

Theoretische Untersuchungen zur Kühlleistungssteigerung durch innovative Kühlsysteme für Brennstoffzellen- Elektrofahrzeuge

Von der Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von

Mark Reichler

geboren in Hamburg

Hauptberichter: Prof. Dr. Dr.-Ing. H. Müller-Steinhagen

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. J. Wiedemann

Tag der mündlichen Prüfung: 01. April 2008

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart

2009

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart.

Herrn Prof. Dr. Dr.-Ing. H. Müller-Steinhagen, dem Direktor des Instituts, gilt mein besonderer Dank. Als Doktorvater gab er mir das notwendige Vertrauen, die Unterstützung und die erforderliche Freiheit, wodurch die vorliegende Arbeit erst möglich wurde.

Für die Übernahme des Korreferates bedanke ich mich sehr bei Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Wiedemann.

Herrn Priv. Doz. Dr.-Ing. K. Spindler danke ich herzlich für die zahlreichen wissenschaftlichen Diskussionen, Anregungen und Gespräche, die mich in den verschiedenen Phasen meiner Promotion oft motiviert haben.

Außerdem gilt mein Dank allen Kollegen des Instituts, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Der Firma DaimlerChrysler habe ich für die großzügige Unterstützung dieser Arbeit zu danken.

Besonderer Dank gebührt meiner Familie, die während der Zeit des Entstehens dieser Arbeit das nötige Verständnis aufgebracht hat und mich wo immer möglich unterstützt hat.

Waiblingen, Januar 2009

Mark Reichler

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beinhaltet theoretische Untersuchungen zu Kühlkonzepten für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge. Zentrales Thema ist das Potenzial zur Kühlleistungssteigerung durch innovative Kühlsysteme bzw. Maßnahmen zur Steigerung der Leistungsfähigkeit des konventionellen Kühlsystems.

Bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen muss im Vergleich zu herkömmlichen Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor mehr Wärme über das Kühlsystem an die Umgebung abgeführt werden. Die Grenze der Leistungsfähigkeit der konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung wird bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen zunehmend überschritten. Um die Abwärme von Brennstoffzellensystemen bei hohen Antriebsleistungen und hohen Umgebungstemperaturen abführen zu können, sind leistungsfähigere Kühlsysteme notwendig. Als Grundlage für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zu unterschiedlichen Kühlkonzepten dient die „A-Klasse“ der Firma DaimlerChrysler, in der ein Protonenelektrolytmembran-Brennstoffzellensystem integriert ist.

Um das Potenzial zur Kühlleistungssteigerung zu ermitteln, werden spezielle Berechnungsmodelle für den Kühlmittelkühler und den Kondensator entwickelt, die es ermöglichen, die Leistung des Kühlsystems zu berechnen. Die Berechnungsmodelle werden mit vorhandenen Daten validiert.

Auf Basis einer Patent- und Literaturrecherche wird der Stand der Technik zu Kühlsystemen für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen dargestellt. Darüber hinaus werden alternative Kühlkonzepte aufgezeigt und hinsichtlich ihres Potenzials als Alternative zur Flüssigkeitsumlaufkühlung untersucht.

Die Verdampfungskühlung stellt ein alternatives Kühlkonzept dar, welches mit dem größten Potenzial zur Kühlleistungssteigerung hervorgeht und daher detailliert untersucht wird. Dabei werden zwei unterschiedliche Ausführungsarten untersucht. Bei den Berechnungen werden darüber hinaus unterschiedliche Kältemittel (R113, R236fa und R245fa) untersucht. Abhängig von der Ausführungsart und vom Kältemittel ergibt sich eine rechnerisch ermittelte Kühlleistungssteigerung von 18.2 bis zu 32.6 % im Vergleich zur konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung. Die Verdampfungskühlung stellt damit eine Alternative für den Einsatz in Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen dar, die es experimentell weiter zu untersuchen gilt.

Abstract

In this work theoretical investigations are carried out for cooling systems, which are used in fuel cell vehicles. This work focuses mainly on the capability of increasing the heat rejection rate by using new alternative cooling systems and by improving the conventional cooling system.

Fuel cell vehicles have a higher demand of heat rejection to the ambient than comparable vehicles with combustion engine. The performance of conventional liquid cooling systems, especially at high loads and high ambient temperatures, is often not sufficient anymore. Hence, cooling systems with improved performance are necessary for fuel cell vehicles. The investigations in this work are based on DaimlerChrysler's "A-Class" having a PEM-Fuel Cell system integrated.

Specific computational models are developed for radiators and condensers to evaluate the performance of different cooling concepts. The models are validated with experimental data.

Based on an intensive investigation in the open literature the state of the art of cooling systems for fuel cell vehicles is depicted. Furthermore new cooling concepts as an alternative to the liquid cooling system are presented.

The method of cooling the fuel cell by using two-phase transition shows the greatest capability to increase the cooling performance. Hence, this concept is investigated in detail. Two different concepts with three different refrigerants (R113, R245fa und R236fa) are analyzed. Cooling performance of this concept shows improvement of 18.2 up to 32.6 % compared to the conventional liquid cooling system. Thus, a two phase cooling system represents an alternative cooling system for fuel cell vehicles, which should be closer investigated by experiments.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	2
Kurzfassung.....	3
Abstract	4
Inhaltsverzeichnis	5
Abkürzungsverzeichnis.....	7
1. Einleitung und Aufgabenstellung	11
2. Brennstoffzellensysteme im Fahrzeugbereich.....	13
2.1 Die Brennstoffzelle (Historie, Technik, Anwendung)	13
2.2 Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge	14
2.3 Kühlsysteme für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge	18
2.4 Randbedingungen dieser Arbeit.....	23
3. Berechnungsmodelle für die wesentlichen Bauteile	28
3.1 Kühlmittelkühler	28
3.1.1 Wärmeübergang auf der Kühlmittelseite	31
3.1.2 Druckverlust auf der Kühlmittelseite.....	38
3.1.3 Wärmeübergang auf der Luftseite.....	41
3.1.4 Druckverlust auf der Luftseite.....	48
3.2 Kondensator	52
3.2.1 Wärmeübergang bei Kondensation.....	53
3.2.2 Druckverlust bei Zweiphasenströmung	62
3.3 Pumpe und Verdichter	69
3.4 Validierung der Berechnungsmodelle und Fehlerabschätzung.....	70
3.4.1 Kühlmittelkühler.....	70
3.4.2 Kondensator.....	73
4. Grundlegende Betrachtungen zur Steigerung der Kühlleistung.....	76
4.1 Konventionelles Kühlsystem	76
4.2 Alternative Kühlkonzepte	79
4.2.1 Luftkühlung.....	79
4.2.2 Wasserstoffgaskühlung.....	81
4.2.3 Verdampfungskühlung	82
4.2.4 Verfahren zur Kälteerzeugung	86

4.2.5	Verdunstungskühlung	89
4.2.6	Wärmespeicher	90
4.2.7	Nanofluide	90
4.3	Potenzialabschätzung der einzelnen Kühlkonzepte	96
5.	Detaillierte Analyse eines Verdampfungskühlsystems	98
5.1	Anwendung zur Kühlung von Verbrennungsmotoren und Brennstoffzellenstacks	98
5.2	Systemaufbau und Funktionsweise	100
5.3	Komponenten.....	102
5.3.1	Kältemittel	102
5.3.2	Kondensator.....	109
5.3.3	Kältemittelförderung	109
5.3.4	Brennstoffzellenstack	112
5.3.5	Leitungen	115
5.3.6	Ausgleichsbehälter und Kältemittelfüllmenge.....	117
5.4	Kühlleistung bei idealisierter Betrachtung	119
5.5	Detaillierte Kühlleistungsuntersuchungen	125
5.5.1	Kühlleistung (System A).....	130
5.5.2	Kühlleistung (System B).....	137
5.6	Bewertung.....	142
6.	Zusammenfassung und Ausblick.....	148
7.	Literaturverzeichnis	152
	Anhang A - Stoffwerte	162
	Anhang B - Geometrie	164
	Anhang C - Wärmeübergang bei erzwungener Konvektion.....	168
	Anhang D - Wärmeübergang bei Kondensation	170
	Anhang E - Druckverlust bei Kondensation	173
	Anhang F - Verdampfungskühlung System A.....	176
	Anhang G - Verdampfungskühlung System B	178

Abkürzungsverzeichnis

Zeichen	Beschreibung	SI-Einheit
---------	--------------	------------

Abkürzungen

AFC	Alkalische Brennstoffzelle	
CFD	Numerische Strömungsmechanik	
GWP	Treibhauspotenzial	[-]
ODP	Ozonabbaupotenzial	
MCFC	Schmelzkarbonat-Brennstoffzelle	
ODP	Ozonabbaupotenzial	[-]
PEMFC	Protonenelektrolytmembran-Brennstoffzelle	
PAFC	Phosphorsaure Brennstoffzelle	
SOFC	Oxidkeramische Brennstoffzelle	

Lateinische Formelzeichen

a	Verhältnis von Kanalhöhe zu Kanalbreite	[-]
A	Fläche	[m ²]
A _O	luftseitige Wärmeübertragungsfläche	[m ²]
A _C	luftseitiger Strömungsquerschnitt	[m ²]
b	Parameter	[-]
B	Parameter	[-]
b _l	Breite der Lamelle	[m]
b _r	Rohrbreite	[m]
c _p	spezifische Wärmekapazität	[kJ/(kg·K)]
\dot{C}	Wärmekapazitätsstrom	[kW/K]
C ₁	Parameter	[-]
C ₂	Parameter	[-]
C _r	Wärmekapazitätsstromverhältnis	[-]
c _f	Widerstandszahl, Fanning Friction Factor	[-]
d	Durchmesser	[m]
d _h	hydraulischer Durchmesser	[m]
d _r	Rohrabstand	[m]

Abkürzungsverzeichnis

f_1	Parameter	[-]
f_2	Parameter	[-]
f_3	Parameter	[-]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
G	Massenstromdichte	[kg/(m ² ·s)]
h	Höhe	[m]
$h_{l,s}$	Schnitthöhe	[m]
h_r	Rohrhöhe	[m]
j	Colburn-Faktor	[-]
K	Rauheit	[m]
K_E	Strömungsverlustbeiwert am Austritt	[-]
K_K	Strömungsverlustbeiwert am Eintritt	[-]
k_A	Wärmeübertragungsvermögen	[W/K]
L	Länge	[m]
$l_{l,s}$	Schnittlänge	[m]
N_{conf}	Berechnungsgröße	[-]
NTU	Number of Transfer Units	[-]
p	Druck	[Pa]
p_r	normierter Druck p/p_{crit}	[-]
P	Leistung	[kW]
\dot{Q}	Wärmestrom	[kW]
q	Wärmestromdichte	[kW/m ²]
R	Wärmeübergangs-/Wärmeleitwiderstand	[-]
s	Dicke	[m]
u	Geschwindigkeit	[m/s]
\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]
x	Dampfgehalt	[-]
X	Parameter	[-]
x_l	Lamellen-/Rippenteilung	[1/m]
$x_{l,s}$	Schnittteilung	[1/m]
x_r	Rippenteilung	[1/m]
Y	Parameter	[-]
z	z-Koordinate in Strömungsrichtung	[m]

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeübergangskoeffizient	[W/(m ² ·K)]
α_g	volumetrischer Dampfgehalt	[-]
Δp	Druckdifferenz	[Pa]
ε	Effektivität	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
ρ_{2p}	Dichte des Zweiphasengemischs	[kg/m ³]
γ	Intermittenzfaktor	[-]
$\gamma_{l,s}$	Schnittwinkel	[-]
ϑ	Temperatur	[°C]
η	Wirkungsgrad, Viskosität	[-], [kg/(m·s)]
ν	kinematische Zähigkeit	[m ² /s]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W/(m·K)]
ζ	Widerstandsbeiwert	[-]
σ	Oberflächenspannung, Verengungsverhältnis	[N/m], [-]
ϕ	Zweiphasenmultiplikator	[-]

Indizes

0	gesamt
1	Fluid 1, Wert 1
2	Fluid 2, Wert 2
3	Wert 3
a	außen
B	Bezugstemperatur
BZ	Brennstoffzelle
crit	am kritischen Punkt
e	Expansion
eq	äquivalent
eff	effektiv
ein	Eintritt
f	flüssig
f0	gesamter Massenstrom als flüssig angenommen

fd	bei voll ausgebildeter Strömung
g	gasförmig
g0	gesamter Massenstrom als gasförmig angenommen
i	innen, innerer
id	idealisiert
is	isentrop
K	Kontraktion
l	Lamelle
L	laminar
m	gemittelt, mittlere(r), mechanischer
max	maximal
min	minimal
nf	Nanofluid
O	Oberfläche
P	Partikel
q	bei konstantem Wärmestrom
r	Rohr, Reibung
s	Strömungsquerschnitt
T	turbulent
V	Verdichter
W	Wand
xls	Schnittteilung als charakteristische Länge verwendet
ϑ	bei konstanter Wandtemperatur

Dimensionslose Kennzahlen

Froude-Zahl	$Fr = G^2 / (g \cdot d_h \cdot \rho_{2p}^2)$
Nusselt-Zahl	$Nu = \alpha \cdot d_h / \lambda$
Prandtl-Zahl	$Pr = c_p \cdot \eta / \lambda$
Reynolds-Zahl	$Re = u \cdot d / \nu$
Stanton-Zahl	$St = Nu / (Re \cdot Pr)$
Weber-Zahl	$We = (G^2 \cdot d_h) / (\rho_{2p} \cdot \sigma)$

1. Einleitung und Aufgabenstellung

Die Brennstoffzelle stellt im Fahrzeugbereich eine Zukunftstechnologie dar, die sich im Vergleich zum Verbrennungsmotor im Wesentlichen durch einen höheren Gesamtwirkungsgrad und eine Reduzierung der Emissionen auszeichnet, insbesondere bei Verwendung von regenerativen Energien. Trotz intensiver Forschung und Entwicklung im Bereich der Brennstoffzellentechnik, gelang es bisher noch nicht, diese Technologie für den Antrieb von Kraftfahrzeugen in der Großserie einzusetzen. Neben zentralen Problemfeldern wie Kostensenkung und Bereitstellung der notwendigen Infrastruktur, müssen auch im technischen Bereich verbesserte Lösungsansätze gefunden werden, um die Einführung der Brennstoffzelle im Fahrzeugbereich als sinnvolle Alternative zum Verbrennungsmotor zu ermöglichen.

Die vorliegende Arbeit leistet in diesem Zusammenhang einen Beitrag im Bereich von Kühlsystemen für PEMFC-Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge. Bei gleicher Antriebsleistung muss bei Fahrzeugen mit Brennstoffzellen-Elektroantrieb mehr Wärme über das Kühlsystem an die Umgebung abgeführt werden als bei einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor. Erschwerend kommt hinzu, dass das Temperaturniveau der Brennstoffzelle geringer ist. Vor dem Hintergrund der gestiegenen Anforderung hinsichtlich Kühlleistung, sollen in dieser Arbeit theoretische Untersuchungen für ein Kühlsystem eines Brennstoffzellen-Elektrofahrgzeuges im Segment der unteren Mittelklasse durchgeführt werden. Der Schwerpunkt der Untersuchungen konzentriert sich auf die Möglichkeiten zur Steigerung der Kühlleistung. Ausgehend vom konventionellen Kühlsystem ist der Stand der Technik darzustellen. Darauf aufbauend sollen mögliche Alternativen zur Flüssigkeitsumlaufkühlung entwickelt und ein Vorzugskonzept mit Potenzial zur Kühlleistungssteigerung detailliert untersucht werden. Als Referenz dient dabei die konventionelle Flüssigkeitsumlaufkühlung, sowohl hinsichtlich der Kühlleistung als auch des Bauraumes. Um eine möglichst genaue Aussage bezüglich der Leistungsfähigkeit des Kühlsystems treffen zu können, sind geeignete Berechnungsmodelle zu entwickeln und mit vorhandenen Daten zu validieren.

Der Aufbau dieser Arbeit gliedert sich in vier wesentliche Kapitel:

Kapitel 2 vermittelt wesentliche Informationen zur Brennstoffzelle im Allgemeinen und zu Brennstoffzellen-Elektrofahrgzeugen. Darüber hinaus wird das Kühlsystem von

Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen näher beschrieben und die Randbedingungen, welche für die späteren theoretischen Untersuchungen der Kühlleistung relevant sind, dargestellt.

Das darauf folgende Kapitel beschreibt die speziell für Kühlmittelkühler und Kondensator entwickelten Berechnungsmodelle und geht dabei insbesondere auf die verwendeten Berechnungsgleichungen für den Wärmeübergang und den Druckverlust ein. Die Berechnungsgleichungen werden mit Daten aus der Literatur validiert und auf Eignung zur Nutzung in den Berechnungsmodellen überprüft. Mit den so ausgewählten Gleichungen erfolgt eine Validierung der Berechnungsmodelle mit experimentellen Daten, um die Genauigkeit der Modelle abschätzen zu können.

Kapitel 4 stellt den auf Basis einer Patent- und Literaturrecherche ermittelten Stand der Technik zu Kühlsystemen für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge dar. Zusätzlich werden neue alternative Kühlkonzepte aufgezeigt. Des Weiteren folgen eine überschlägige Ermittlung des Potenzials zur Kühlleistungssteigerung und eine Bewertung inwieweit diese Konzepte eine Alternative zur Flüssigkeitsumlaufkühlung darstellen.

Kapitel 5 beinhaltet eine detaillierte Untersuchung der Verdampfungskühlung als Alternative zur Flüssigkeitsumlaufkühlung und beschreibt die erforderlichen Komponenten näher. Auf Basis von idealisierten Annahmen wird eine überschlägige Abschätzung der Kühlleistungssteigerung durchgeführt, die effektive Kühlleistung mit Hilfe der zuvor entwickelten Berechnungsmodelle für zwei unterschiedliche Systemausführungen detailliert ermittelt und mit der Kühlleistung des konventionellen Kühlsystems verglichen. Abschließend erfolgt eine Bewertung der Verdampfungskühlung hinsichtlich ihres Potenzials als Alternative zur konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung.

2. Brennstoffzellensysteme im Fahrzeugbereich

In diesem Kapitel wird sowohl auf die allgemeine Entwicklung der Brennstoffzelle und deren Einteilung nach Typen und Einsatzgebieten eingegangen, als auch speziell auf die Entwicklung der Brennstoffzelle im Fahrzeugbereich. Des Weiteren wird auf die Kühlungsproblematik bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen eingegangen und die Komponenten und Randbedingungen des konventionellen Kühlsystems erläutert.

2.1 Die Brennstoffzelle (Historie, Technik, Anwendung)

Die Entwicklung der Brennstoffzelle geht zurück bis ins Jahr 1839, in dem der Physiker Sir William Grove in einer Versuchsanordnung das Prinzip der Elektrolyse umkehrte, um elektrischen Strom zu erzeugen. Technische Bedeutung erlangte die Brennstoffzelle jedoch erst Mitte des 20. Jahrhunderts mit der Anwendung in der Raumfahrt und im Militärbereich. Aufgrund von neuen Konzepten und Technologien konnten die Leistungsfähigkeit der Brennstoffzellen kontinuierlich gesteigert und die Kosten gesenkt werden, so dass die Brennstoffzellentechnik heute auch zunehmend in zivilen Anwendungen zum Einsatz kommt und in vielen Bereichen eine wichtige Zukunftstechnologie darstellt.

In der Brennstoffzelle wird die chemische Energie des kontinuierlich zugeführten Brennstoffes mit Hilfe eines Oxidationsmittels direkt in elektrische Energie umgewandelt. Durch die direkte Energieumwandlung können hohe Wirkungsgrade bei gleichzeitig geringen Schadstoffemissionen erzielt werden.

Brennstoffzellen lassen sich in verschiedene Typen einteilen. Die Einteilung erfolgt üblicherweise nach Einsatzgebiet oder aber nach dem Aufbau der Brennstoffzelle. Man unterscheidet dabei im Wesentlichen drei Einsatzgebiete: die Anwendung zur Energieversorgung im portablen Bereich, wie z.B. in Laptops, Handys oder anderen tragbaren elektrischen Kleinverbrauchern, die Energieumwandlung im mobilen Bereich wie z.B. in Fahrzeugen, Schiffen oder Flugzeugen und die Energiebereitstellung im stationären Bereich, wie z.B. in Blockheizkraftwerken, als Hausheizung oder zur zentralen Stromerzeugung.

Verbunden mit den verschiedenen Einsatzgebieten sind unterschiedliche Leistungsklassen und unterschiedliche Anforderungen an die Brennstoffzellensysteme.

Tabelle 2.1 gibt einen Überblick über die verschiedenen Brennstoffzellentypen im Hinblick auf Betriebstemperatur, Wirkungsgrad und Einsatzbereich.

Tabelle 2.1: Brennstoffzellentypen und deren Einsatzbereiche aus /Schnurnberger (2002)/ und /Laughton (2002)/

Bezeichnung (Abkürzung)	Betriebstemperatur	elektrischer Wirkungsgrad	Einsatzbereich
Alkalische Brennstoffzelle (AFC)	60-90 °C	60 %	Raumfahrt
Protonenelektrolytmembran-Brennstoffzelle (PEMFC)	60 bis 80 °C	40 bis 45 %	portable und mobile Anwendungen bis ca. 100 kW
Phosphorsaure Brennstoffzelle (PAFC)	160 bis 220 °C	40 bis 45 %	stationäre Anwendungen von ca. 100 kW bis 1 MW
Schmelzkarbonat-Brennstoffzelle (MCFC)	600 bis 650 °C	50 bis 60 %	stationäre Anwendungen von ca. 200 kW bis zu mehreren MW
Oxidkeramische Brennstoffzelle (SOFC)	800 bis 1000 °C	50 bis 60 %	stationäre Anwendungen von ca. 2 kW bis zu mehreren MW

2.2 Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge

Der Einsatz von Brennstoffzellen im Fahrzeugbereich geht zurück bis in die späten 60er Jahre. Eines der ersten Brennstoffzellen-Fahrzeuge wurde 1967 von General Motors vorgestellt. Bei dem so genannten „Electrovan“ handelte es sich um einen 6-Personentransporter, der mit einer alkalischen Brennstoffzelle betrieben wurde. Das Versuchsfahrzeug besaß eine Spitzenleistung von 160 kW, erreichte eine Geschwindigkeit von 105 km/h und erzielte eine Reichweite von 200 km. Neben diesen beachtlichen Werten traten beim „Electrovan“ jedoch auch Problemfelder zu Tage wie z.B. Gewicht, Lebensdauer und Kosten, die zum Teil bis heute die Schwerpunkte der Entwicklungsaktivitäten bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen darstellen.

Der erste Personenkraftwagen, der mit einer Brennstoffzelle betrieben wurde, war ein Austin A40, der von Karl Kordesch /Kordesch (1996)/ im Jahre 1970 mit einer 6 kW alkalischen Brennstoffzelle und einer Bleibatterie als Hybridfahrzeug ausgeführt wurde. Erst Anfang der 90er Jahre wurde die Entwicklung von Brennstoffzellen-Fahrzeugen wieder verstärkt vorangetrieben. Die Hauptentwicklungsaktivitäten konzentrierten sich

jedoch nicht mehr auf die alkalische Brennstoffzelle, sondern mehr und mehr auf die Protonenelektrolytmembran-Brennstoffzelle. Dieser Brennstoffzellentyp wird heute nahezu ausschließlich für die Energieumwandlung bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen eingesetzt und dient daher auch als Grundlage für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen.

Von der Firma Ballard wurden mehrere Busprojekte realisiert, die die zunehmende Leistungsfähigkeit (10-Meter Bus mit 120 kW im Jahr 1993; 12-Meter Bus mit 200 kW im Jahr 1995; Reisebus mit 250 kW im Jahr 1997) der Brennstoffzelle im Bereich von Fahrzeugantrieben demonstrierten. Seit dem Jahr 2003 verkehren in zehn europäischen Großstädten im Rahmen eines Flottenerprobungsprogramms 30 Linienbusse, die von der Firma DaimlerChrysler und Ballard zusammen konzipiert wurden /DaimlerChrysler (2002)/.

Die gesteigerte Leistungsfähigkeit der Brennstoffzelle ermöglichte aber auch den Einsatz im Bereich von Personenkraftwagen. Die Entwicklung der Brennstoffzellensysteme wird durch die Chronologie der Brennstoffzellen-Versuchsfahrzeuge der Firma DaimlerChrysler wiedergespiegelt. Einige der Eckdaten dieser Fahrzeuge sind in Tabelle 2.2 aufgeführt.

Tabelle 2.2: Überblick über Versuchsfahrzeuge der Firma DaimlerChrysler /Geitmann (2003)/

Jahr	Bezeichnung / Typ	Kraftstoff	Stackleistung [kW]	Leistungsgewicht [kg/kW]	Höchstgeschwindigkeit [km/h]	Reichweite [km]
1994	NeCar 1 (MB 100)	H ₂ -gas	50	21	90	100
1996	NeCar 2 (V-Klasse)	H ₂ -gas	50	6	110	250
1997	NeCar 3 (A-Klasse)	Methanol	50	6	120	400
1999	NeCar 4 (A-Klasse)	H ₂ -flüssig	70	5	145	450
2000	NeCar 4a (A-Klasse)	H ₂ -gas	70	5	145	450
2000	NeCar 5 (A-Klasse)	Methanol	75	2,2	150	450
2002	F-Cell (A-Klasse)	H ₂ -gas	85		140	150

Brennstoffzellensysteme im Fahrzeugbereich

Die ersten Versuchsfahrzeuge, NeCar 1 und NeCar 2, wurden aufgrund der Größe des Brennstoffzellensystems in einem Transporter bzw. Personen-Transporter realisiert. Die späteren Versuchsfahrzeuge wurden auf Basis eines Fahrzeuges der Mittelklasse realisiert, welches auch Gegenstand der in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ist. In Bild 2.1 ist ein solches Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug dargestellt. Dieses Bild zeigt wesentliche Bestandteile des Brennstoffzellensystems und veranschaulicht die Integration des Systems im Fahrzeug.

Im Gegensatz zu den Versuchsfahrzeugen Nekar 1 bis 5, die ausschließlich als Forschungsfahrzeuge dienten, wurde der im Jahr 2002 vorgestellte F-Cell als erstes Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug in einer Kleinserie von 60 Stück hergestellt und wird in mehreren internationalen Kooperationen in den USA, Japan, Deutschland und in Singapur auf Alltagstauglichkeit und Großserientauglichkeit getestet.

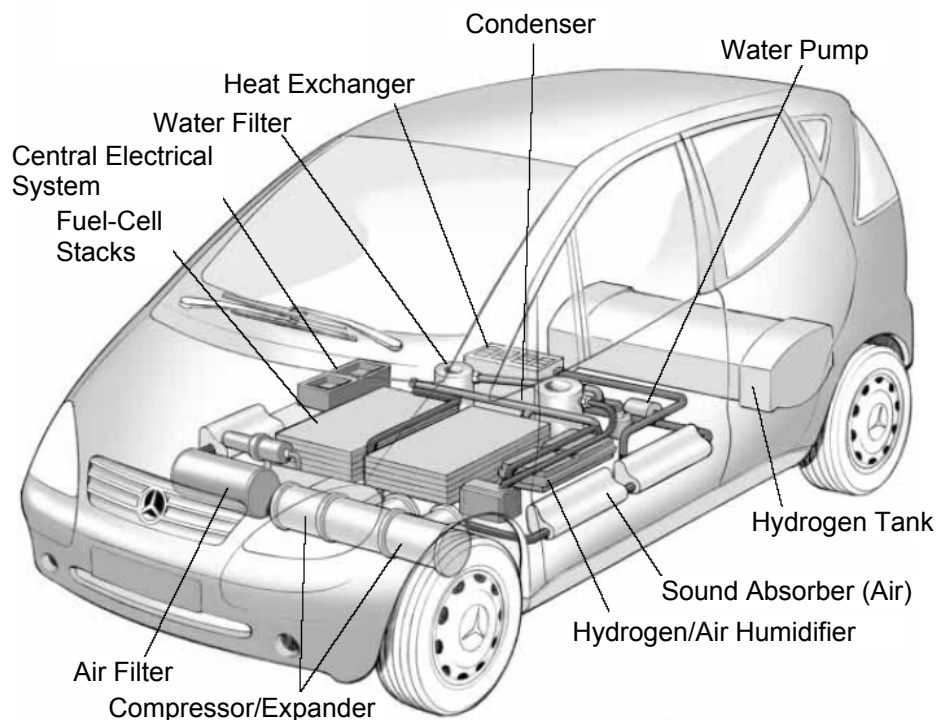


Bild 2.1: Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug NeCar 4 /Appleby (1999)/

Die Entwicklung der Brennstoffzelle für den Fahrzeugeinsatz wird jedoch nicht nur durch die Fahrzeugindustrie selbst, sondern zunehmend auch durch die Politik vorangetrieben. Beispielhaft ist hier das chinesische Entwicklungsprogramm zu nennen, welches seit 2002 die komplette Eigenentwicklung eines Brennstoffzellen-

elektrofahrzeuges vorsieht. Die Fahrzeuge befinden sich bereits im Versuchsbetrieb und sollen bei den Olympischen Spielen 2008 eingesetzt werden /China (2007)/.

Viele der anfänglichen Problemfelder bei der Entwicklung der Brennstoffzelle wie Leistung, Bauraum oder Gewicht konnten deutlich entschärft werden. Die Kosten für Brennstoffzellensysteme oder die Wasserstoffinfrastruktur stellen noch erhebliche Probleme für den Großserieneinsatz dar.

Auch im technischen Bereich gibt es immer noch Probleme wie beispielsweise das Kaltstartverhalten oder die vergleichsweise geringe Reichweite von Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen. Zusätzlich kommen jedoch auch neue Aufgaben hinzu: Als Folge der ständigen Verringerung des Leistungsgewichts der Brennstoffzellenstacks und des verringerten Bauvolumens ist es möglich eine immer größer werdende Stackleistung im Fahrzeug zu integrieren. Die abzuführende Abwärme des Brennstoffzellensystems wird demzufolge größer und muss über ein entsprechend leistungsfähigeres Kühlsystem abgeführt werden. In Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen, die auf bestehende Karosserie-Plattformen aufbauen, welche ursprünglich für einen Antrieb durch einen Verbrennungsmotor konzipiert wurden, wird die maximale elektrische Leistung des Brennstoffzellensystems zunehmend durch das Kühlsystem begrenzt, da dieses die entstehende Abwärme nicht mehr an die Umgebung abführen kann. Dies trifft insbesondere dann zu, wenn bei hohen Umgebungstemperaturen eine hohe Leistung für den Antrieb des Fahrzeugs benötigt wird.

Im Wesentlichen ist dieser Sachverhalt auf zwei Gründe zurückzuführen. Zum einen liegt das Temperaturniveau der Brennstoffzelle mit ca. 80 °C deutlich unter dem des Verbrennungsmotors mit ca. 110 °C. Zum anderen unterscheidet sich die Gesamtenergiebilanz der beiden Antriebskonzepte voneinander. Nach /Fronk (2002)/ stehen bei der Brennstoffzelle ca. 40 % der zugeführten Energie für den Antrieb zur Verfügung. 10 % der Energie verlassen das System in Form von Abgas und rund 50 % der Energie muss in Form von Wärme über das Kühlsystem an die Umgebung abgeführt werden. Beim Verbrennungsmotor teilen sich die Energieströme, Antrieb, Abgas und Abwärme, in jeweils gleiche Anteile zu ca. 33 % auf. Dies hat zur Folge, dass bei gleicher Antriebsleistung mehr Wärme vom Kühlsystem des Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuges abgeführt werden muss.

2.3 Kühlsysteme für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge

Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge werden heutzutage üblicherweise mit Hilfe einer Flüssigkeitsumlaufkühlung gekühlt /Ergenics (1989)/. Die Flüssigkeitsumlaufkühlung wird seit den 70er Jahren bei nahezu allen Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor eingesetzt. Sie hat die bis dahin vorherrschende Luftkühlung abgelöst. Die Hauptmerkmale der Flüssigkeitsumlaufkühlung sind hohe Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlmittelseite, einfache Regelung, geringes Geräuschniveau, nahezu wartungsfreier Betrieb und eine relativ hohe Pumpenleistung aufgrund der hohen Volumenströme. Mittlerweile ist der technische Stand der Flüssigkeitsumlaufkühlung sehr ausgereift und wird damit auch bevorzugt eingesetzt, um Brennstoffzellensysteme im Fahrzeugbereich zu kühlen. In der zugänglichen Literatur lassen sich unterschiedliche Ausführungsformen der Flüssigkeitsumlaufkühlung finden, von denen einige im Folgenden beschrieben werden.

Bei einem Großteil der bisher realisierten Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge besteht die Flüssigkeitskühlung aus zwei getrennten Kreisläufen, siehe z.B. /Adams (2000)/ oder /Valeo (2000)/. Im Primärkreislauf zirkuliert deionisiertes Wasser, welches eine sehr geringe elektrische Leitfähigkeit aufweist. Im Stack nimmt das Wasser die entstehende Wärme auf und gibt sie in einem Wärmeübertrager an den Sekundärkreislauf ab. Der im Sekundärkreislauf installierte Kühlmittelkühler führt die Wärme an die Umgebungsluft ab. Im Sekundärkreislauf zirkuliert eine Wasser-Glykol-Mischung. Die Trennung zwischen Primär- und Sekundärkreislauf ist notwendig, da übliche auf Glykol basierende Kühlmittel eine zu hohe elektrische Leitfähigkeit besitzen. Der Trend geht jedoch zu einer Vereinfachung des Kühlsystems hin, bei dem nur noch ein Kreislauf zur Kühlung des Brennstoffzellensystems verwendet wird. Das wird möglich durch die Modifizierung bestehender Wasser-Glykol-Kühlmittel /BASF (2000)/, die geeignete Stoffeigenschaften besitzen, wie eine geringe elektrische Leitfähigkeit und einen niedrigen Gefrierpunkt.

In Bild 2.2 ist ein vereinfachtes Anlagenschema dargestellt, bei dem das Brennstoffzellensystem eines Fahrzeuges mit Hilfe nur eines Kreislaufes gekühlt wird. Dieser Kreislauf übernimmt die Kühlung aller Komponenten des Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuges. Die Wärmeabfuhr an die Umgebung erfolgt dabei über den Kühlmittelkühler, durch den Luft mit Hilfe eines Lüfters gesaugt wird. Im Gegensatz zur

Flüssigkeitsumlaufkühlung bei Verbrennungsmotoren, bei der die Kühlmittelpumpe in der Regel mechanisch vom Verbrennungsmotor angetrieben wird und der Lüfter wahlweise mechanisch oder elektrisch betrieben wird, werden diese Komponenten im Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug ausschließlich elektrisch betrieben.

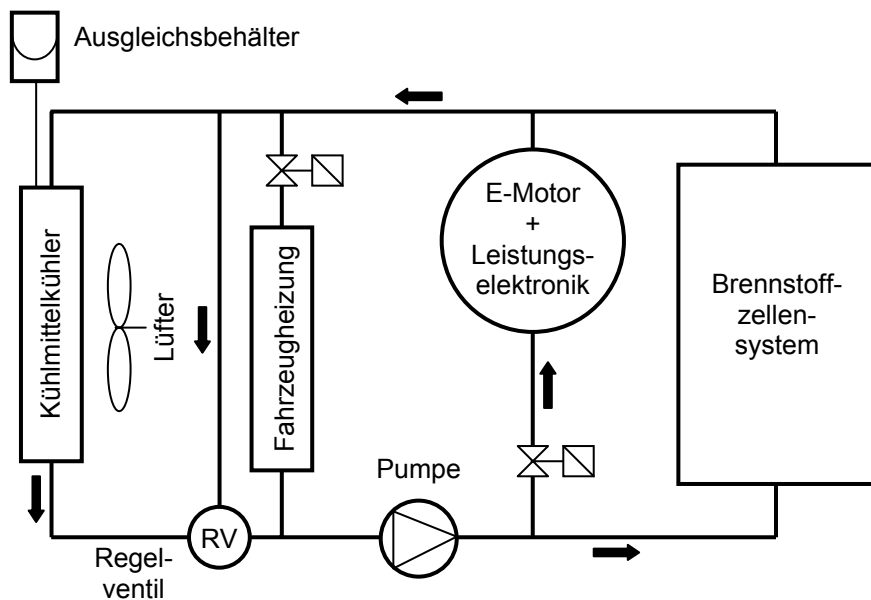


Bild 2.2: Kühlkreislauf eines Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuges

Abweichend von dem zuvor beschriebenen Kühlsystem existieren diverse aufwändiger ausgeführte Kühlsysteme, die aus Gründen des damaligen Entwicklungsstandes der Brennstoffzellensysteme notwendig waren. Viele bisher realisierte Brennstoffzellen-Fahrzeuge besitzen einen Hochtemperatur- und einen zusätzlichen Niedertemperatur-Kühlkreislauf. Der Hochtemperatur-Kühlkreislauf dient dazu die in der Brennstoffzelle entstehende Prozesswärme an die Umgebung abzuführen. Der Niedertemperatur-Kühlkreislauf wird für das Wassermanagement der Brennstoffzelle benötigt. In diesem Kühlkreislauf befindet sich ein Kondensator, der Wasser aus der feuchten Abluft der Brennstoffzelle kondensiert, so dass dieses zur Befeuchtung der Membran rezirkuliert werden kann. Der Niedertemperatur-Kühlkreislauf kann, wie der Hochtemperatur-Kühlkreislauf, als Flüssigkeitsumlaufkühlung realisiert sein, bei der die Wärme ebenfalls über einen Kühlmittelkühler an die Umgebung abgeführt wird. In /IFC (1998)/ wird ein solches Kühlsystem mit zwei Kreisläufen beschrieben, bei dem der

Niedertemperatur-Kreislauf jedoch nicht als Flüssigkeitsumlaufkühlung, sondern als Kältekreislauf ausgeführt ist.

Im Folgenden werden die Komponenten Kühlmittelkühler und Brennstoffzellenstack näher beschrieben, welche die Leistung des Kühlsystems und die Randbedingungen für später folgende Kühlleistungsuntersuchungen maßgeblich beeinflussen.

Kühlmittelkühler werden seit Jahrzehnten in Kraftfahrzeugen eingesetzt. Im Laufe der Zeit wurden diverse Bauformen entwickelt und unterschiedliche Werkstoffe eingesetzt. Üblicherweise sind Kühlmittelkühler als Kreuzstromwärmeübertrager ausgeführt. Dabei wird das Kühlmittel in Rohren geführt, welche quer zur Strömungsrichtung mit Umgebungsluft angeströmt werden. Der Wärmeübergangskoeffizient ist auf der Innenseite der Rohre in der Regel deutlich größer als auf der Außenseite. Um einen möglichst kompakten Wärmeübertrager zu erhalten, sollte der Wärmeübergangswiderstand auf der Außenseite in der gleichen Größenordnung gewählt werden wie auf der Innenseite. Aus diesem Grund wird die wärmeübertragende Fläche auf der Rohraußenseite durch Rippen vergrößert.

Kühlmittelkühler lassen sich nach ihrer Bauart in mechanisch gefügte und gelötete Wärmeübertrager unterscheiden. Die mechanisch gefügten sind üblicherweise als Rundrohrwärmeübertrager ausgeführt, während die gelöteten Wärmeübertrager aus Flachrohren aufgebaut sind. Der gelötete Kühlmittelkühler in Flachrohrbauweise stellt dabei den weitaus leistungsfähigeren Wärmeübertrager dar. Aufgrund der hohen Anforderungen hinsichtlich Kühlleistung und Bauraum stellt er auch für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge das Vorzugskonzept dar. Der Kühlmittelkühler, für den die späteren Kühlleistungsuntersuchungen durchgeführt werden, ist daher auch in Flachrohrbauweise ausgeführt. Das Kühlmittel wird bei diesem Wärmeübertrager in mehreren parallel angeordneten Flachrohren geführt. Die Flachrohre sind über Lamellen miteinander verbunden. Beide werden aus sehr dünnem Bandmaterial hergestellt. Neben einer Erhöhung der wärmeübertragenden Fläche sorgt die Verrippung auch für eine erhöhte Steifigkeit des Verbundes aus Flachrohren und Lamellen, welches als Kühlnetz bezeichnet wird.

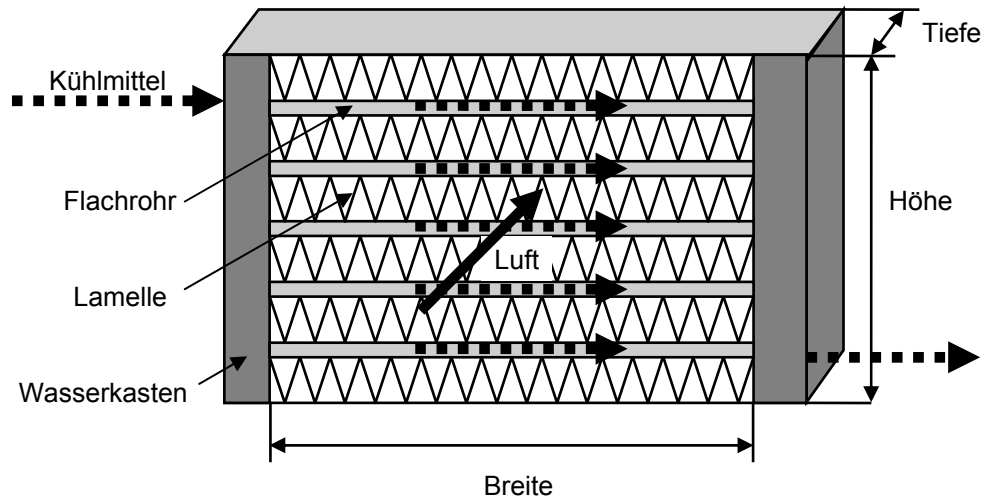


Bild 2.3: Aufbau eines Kühlmittelkühlers

Der Brennstoffzellenstack wandelt die im Wasserstoff chemisch gebundene Energie in elektrische und thermische Energie um. Damit stellt er die Hauptwärmequelle im Kühlkreislauf dar. In der öffentlich zugänglichen Literatur lassen sich keine genauen Informationen zum Aufbau des Stacks bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen finden. Einen Überblick über den Stand der Brennstoffzellentechnik vermitteln jedoch die in Tabelle 2.3 aufgeführten technischen Eckdaten des Brennstoffzellenstacks „Mark 902“ der Firma Ballard. Dieser Stack wird in aktuellen Versuchsfahrzeugen, wie beispielsweise dem „F-Cell“ der Firma DaimlerChrysler, eingesetzt.



Bild 2.4: Brennstoffzellenstack „Mark 902“ der Fa. Ballard (Quelle: www.ballard.com)

Tabelle 2.3: Technische Eckdaten des Brennstoffzellenstacks „Mark 902“ (Quelle: www.ballard.com)

Elektrische Dauerleistung	85 kW
Treibstoff	Wasserstoff gasförmig
Oxidationsmittel	Luft
Betriebstemperatur	80 °C
Betriebsdruck Wasserstoff, Sauerstoff	2 bis 3 bar
Abmessungen	805 x 375 x 250 mm ³
Gewicht	96 kg
Volumen	75 L

Für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wird der Brennstoffzellenstack vereinfacht behandelt. Eine detaillierte Modellierung des kühlmitteleitigen Wärmeübergangs und Druckverlustes im Stack wird nicht durchgeführt.

Das Kühlsystem verfügt über eine Reihe von zusätzlichen Komponenten. Für die Umwälzung des Kühlmittels wird eine elektrische Pumpe eingesetzt. Um die Abwärme des Brennstoffzellensystems über den Kühlmittelkühler an die Umgebung abführen zu können, wird Luft durch den Kühlmittelkühler mit Hilfe eines elektrisch betriebenen Axial-Lüfters gefördert. Für den Antrieb dieser beiden Komponenten muss die elektrische Leistung vom Brennstoffzellensystem bereitgestellt werden.

Komponenten wie beispielsweise der Elektromotor für den Fahrzeugantrieb, die Leistungselektronik oder aber die Fahrzeugheizung stellen weitere Wärmequellen bzw. Wärmesenken dar. Bezüglich der Leistungsfähigkeit des Kühlsystems spielen diese Komponenten jedoch keine Rolle, da die Höhe der Wärmeabgabe und Wärmeaufnahme unabhängig vom Kühlsystem ist und sich daher nicht ändert. Aus diesem Grund gehen diese Komponenten auch nicht bei der späteren Berechnung der Kühlleistung mit ein.

Der Ausgleichsbehälter stellt eine weitere Komponente des Kühlsystems dar. Dieser wirkt sich zwar nicht auf die Kühlleistung aus, muss jedoch hinsichtlich seines Bauraumes beachtet werden.

2.4 Randbedingungen dieser Arbeit

Bei den Untersuchungen zur Kühlleistungssteigerung bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen wird von einem typischen Fahrzeug der unteren Mittelklasse ausgegangen. Fahrzeuge dieses Segmentes bilden bei vielen namhaften Automobilherstellern die Plattform für die Entwicklung von Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen. In dieser Arbeit wird beispielhaft von einem Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug ausgegangen, welches sich bezüglich der Fahrzeugrandbedingungen an der „A-Klasse“ von DaimlerChrysler orientiert und mit einem Brennstoffzellensystem nach aktuellem Stand der Technik ausgerüstet ist.

Eine wichtige Randbedingung für die Untersuchungen zur Kühlleistungssteigerung leitet sich aus dem Bauraum für das Kühlsystem ab. Hierbei spielt insbesondere der Bauraum für den Kühlmittelkühler eine zentrale Rolle, welcher sich in der Fahrzeugfront befindet. Aufgrund dieser Einbaulage ist der Bauraum entsprechend eingeschränkt. Es ist offensichtlich, dass ein direkter Zusammenhang zwischen Leistung und Größe des Kühlmittelkühlers besteht: Je größer die angeströmte Kühlfläche ist, desto größer ist im Allgemeinen die erzielbare Leistung. Der Ansatz der Kühlleistungssteigerung durch Kühlflächenvergrößerung wird in dieser Arbeit nicht weiterverfolgt, da dieser Ansatz neue Fahrzeugkonzepte erfordert, welche speziell auf die Bedürfnisse vergrößerter Kühlflächen zugeschnitten sind, was eine von der üblichen Einbaulage des Kühlmittelkühlers abweichende Lösung bedingt. Bei einem solchen Ansatz gilt es hauptsächlich Packaging-Probleme zu lösen, welche sich deutlich auf das Gesamtfahrzeugkonzept auswirken können und damit mit sehr hohem Entwicklungsaufwand verbunden sind. Sofern die Leistungsfähigkeit von Kühlsystemen für Brennstoffzellenelektrofahrzeugen nicht deutlich gesteigert werden kann, ist dies jedoch ein Ansatz der weiterverfolgt werden muss, um die erforderliche Kühlleistung bei hohen Antriebsleistungen sicherstellen zu können.

In dieser Arbeit wird hingegen nach Ansätzen zur Kühlleistungssteigerung gesucht, welche bei gleichem Bauraum insbesondere im Bereich des Kühlmittelkühlers eine höhere Kühlleistung ermöglichen. Der zur Verfügung stehende Bauraum ist damit abhängig vom untersuchten Fahrzeug, welches sich hier an der „A-Klasse“ von DaimlerChrysler orientiert. Vom Grundsatz her können die Untersuchungsergebnisse jedoch auch auf andere Fahrzeuge übertragen werden. Lösungen die eine

Leistungssteigerung des Kühlsystems ermöglichen, welche nicht durch eine Vergrößerung des Bauraumes erzielt werden, sind von besonderem Interesse. Diese könnten es ermöglichen, bei bestehenden Fahrzeugplattformen ähnlich hohe Antriebsleistungen bei einem Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug zu installieren, wie bei einem entsprechenden Fahrzeug mit Verbrennungsmotor. Für einen möglichst schnellen fließenden Übergang vom Fahrzeug mit Verbrennungsmotor hin zum Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug ist dies unerlässlich. Darüber hinaus können Lösungsansätze für leistungsfähigere Kühlsysteme auch bei neuen Fahrzeugplattformen Verwendung finden und den erforderlichen Bauraum für das Kühlsystem reduzieren.

Neben den Randbedingungen, die sich aus dem Fahrzeug selbst ableiten, ergeben sich weitere aus dem Brennstoffzellensystem. Die Untersuchungen werden ausschließlich für Protonenelektrolytmembran-Brennstoffzellen durchgeführt, da dieser Brennstoffzellentyp die übliche Basis für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge darstellt. Die Antriebsleistung des untersuchten Fahrzeugs wird durch einen Brennstoffzellenstack bereitgestellt, dessen Leistung und Betriebstemperatur sich am aktuellen Stand der Technik orientieren. Die wichtigste Randbedingung ergibt sich aus der Betriebstemperatur des Brennstoffzellenstacks, welche maßgeblich die Leistung des Kühlsystems beeinflusst. In dieser Arbeit wird von einer Betriebstemperatur von 80 °C ausgegangen. Zwar gehen die Entwicklungsbestrebungen zu höheren Betriebstemperaturen, eine seriennahe Umsetzung ist derzeit allerdings noch nicht absehbar. Die erforderliche Kühlleistung ergibt sich überwiegend aus der Abwärme, welche bei der Energieumwandlung im Brennstoffzellenstack entsteht. Mit zunehmender Antriebsleistung wird eine höhere elektrische Leistung benötigt, was wiederum eine höhere Kühlleistung erfordert. In dieser Arbeit wird von einem Brennstoffzellenstack mit einer elektrischen Leistung von 75 kW ausgegangen, wie er typischerweise in aktuellen Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen in dem Segment der unteren Mittelklasse eingesetzt wird. Über den Wirkungsgrad der Brennstoffzelle lässt sich damit näherungsweise die erforderliche Leistung des Kühlsystems errechnen. Der Wirkungsgrad der Brennstoffzelle hängt von verschiedenen Einflussfaktoren, wie beispielsweise den Betriebsbedingungen, den verwendeten Werkstoffen oder dem Aufbau des Brennstoffzellenstacks ab. Die Untersuchungen zur Kühlleistungs-

steigerung konzentrieren sich im Wesentlichen auf einen Betriebspunkt, bei dem die maximale Leistung des Brennstoffzellensystems abgefordert wird. Vereinfacht kann daher für diesen Betriebszustand von einem konstanten Wirkungsgrad ausgegangen werden. Damit lässt sich die erforderliche Leistung des Kühlsystems berechnen, welche erforderlich ist, wenn die maximale elektrische Leistung des Brennstoffzellensystems genutzt wird. Die Kühlleistung stellt im eigentlichen Sinn jedoch keine Randbedingung dar, da die Bestrebungen der Automobilindustrie höhere Antriebsleistungen in Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen zu realisieren, zunehmend leistungsfähigere Kühlsysteme erfordern. Ziel der Untersuchungen ist es daher nicht eine erforderliche Mindestkühlleistung zu erzielen, sondern vielmehr die maximal erzielbare Kühlleistung aufzuzeigen und mit der Kühlleistung des konventionellen Kühlsystems als Referenz zu vergleichen.

Nachfolgend werden die für die Untersuchung zur Kühlleistungssteigerung verwendeten Randbedingungen für das Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug näher beschrieben. Als Kühlmittel wird bei der Flüssigkeitsumlaufkühlung eine Wasser-Glykol-Mischung verwendet. Die Betriebstemperatur des Brennstoffzellenstacks beträgt 80 °C. Diese Temperatur stellt die maximal zulässige Temperatur dar, welche das Kühlmittel beim Verlassen des Stacks aufweisen darf. Der Betriebsdruck beträgt 3 bar. Bei den später folgenden Untersuchungen zur Verdampfungskühlung wird der maximal zulässige Betriebsdruck nicht begrenzt.

Tabelle 2.4: Betriebsbedingungen des Brennstoffzellenstacks

Betriebstemperatur	max. 80 °C
Betriebsdruck	max. 3 bar
Kühlmittel	Wasser-Glykol-Mischung (50/50 Vol. %)
Brennstoffzellenwirkungsgrad	40 %

Der Stack wird als „Blackbox“ in den Untersuchungen behandelt, welche die primäre Wärmequelle darstellt. Die Höhe der Wärmeabgabe ist abhängig von der Stackleistung. Das Verhältnis von elektrischer Stackleistung zu der dabei entstehenden Abwärme wird als konstant angenommen. Dabei wird von einem elektrischen Wirkungsgrad der Brennstoffzelle von 40 % ausgegangen. Weiterhin wird angenommen, dass 10 % der zugeführten Energie über das Abgas und damit die

verbleibenden 50 % über das Kühlsystem an die Umgebung abgeführt wird. Damit beträgt das Verhältnis von erforderlicher Leistung des Kühlsystems zur elektrischen Leistung des Brennstoffzellensystems 1.25.

Für Druckverlustabschätzungen im Kühlkreislauf wurden die in Tabelle 2.5 aufgeführten Abmessungen der Kühlkanäle im Brennstoffzellenstack verwendet. Bei den Kanälen handelt es sich um gerade Kühlkanäle mit rechteckigem Querschnitt.

Tabelle 2.5: Geometrische Größen des Brennstoffzellenstacks

Anzahl der Zellen	465
Anzahl der Kühlkanäle pro Zelle	32
Kanalhöhe [mm]	0.8
Kanalbreite [mm]	1.6
Kanallänge [mm]	330
Kältemittelvolumen des Stacks [L]	7.5
Benetzte Fläche Kühlkanäle [m ²]	23.6

Die Randbedingungen für den in Flachrohrbauweise ausgeführten Kühlmittelkühler des Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugs sind in Tabelle 2.6 und in Tabelle 2.7 aufgelistet.

Tabelle 2.6: Auslegungspunkt für den Kühlmittelkühler des Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugs

Luft Eintrittstemperatur [°C]	40
Luftmassenstrom [kg/s]	2.0
Kühlmittelintrittstemperatur [°C]	80
Kühlmittelmassenstrom [kg/s]	2.5

Der Auslegungspunkt stellt den Betriebspunkt dar, bei dem maximale Kühlleistung gefordert wird. Dabei wird von einer maximalen Umgebungstemperatur von 40 °C ausgegangen. Die Kühlmittelintrittstemperatur, welche durch die maximal zulässige Betriebstemperatur des Brennstoffzellenstacks vorgegeben ist, beträgt 80 °C. Der Massenstrom auf der Luft- und Kühlmittelseite stellt jeweils den maximal möglichen Durchsatz dar /DaimlerChrysler (2003)/.

Tabelle 2.7: Hauptabmessungen des Kühlmittelkühlers für das Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug

Netzhöhe [mm]	572
Netzbreite [mm]	645
Netztiefe [mm]	38

Die elektrische Leistungsaufnahme des Kühlsystems spielt bei den Untersuchungen zur Kühlleistungssteigerung neben der eigentlichen Kühlleistung, welche an die Umgebung abgeführt wird, eine zusätzliche Rolle, da diese elektrische Leistung durch den Brennstoffzellenstack bereitgestellt werden muss und dadurch zusätzliche Abwärme entsteht.

Die elektrische Leistungsaufnahme beschränkt sich im Wesentlichen auf zwei Komponenten. Zum einen wird Leistung benötigt um das Kühlmittel umzuwälzen, zum anderen muss die Luft durch den Kühlmittelkühler bewegt werden.

Während das Kühlmittel bei der konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung durch eine Pumpe umgewälzt wird, muss dieses bei alternativen Kühlsystemen nicht zwingend der Fall sein. Aus diesem Grund kann diese Leistung abhängig vom betrachteten Kühlsystem erheblich variieren, so dass diese Leistung für vergleichende Untersuchungen mit berücksichtigt werden muss.

Die Leistungsaufnahme des Lüfters wird dagegen nicht mitberücksichtigt. Zwar muss auch hier die elektrische Leistung vom Brennstoffzellensystem bereitgestellt werden, allerdings kann man davon ausgehen, dass sich diese Leistung nur geringfügig bzw. gar nicht ändert, da die Außengeometrie des Wärmeübertragers, welcher die Wärme an die Umgebung abgibt, nur geringfügig bzw. gar nicht verändert wird. Aus diesem Grund fließt die Leistungsaufnahme des Lüfters nicht in die später folgenden Untersuchungen mit ein.

Komponenten, wie beispielsweise der Elektromotor für den Fahrzeugantrieb, die Leistungselektronik oder aber die Fahrzeugheizung, stellen weitere Wärmequellen bzw. Wärmesenken dar. Für die Leistungsfähigkeit des Kühlsystems spielen diese Komponenten keine Rolle, da die Höhe der Wärmeabgabe und Wärmeaufnahme unabhängig vom Kühlsystem ist und sich daher nicht ändert. Aus diesem Grund gehen diese Komponenten auch nicht bei der Berechnung der Kühlleistung mit ein.

3. Berechnungsmodelle für die wesentlichen Bauteile

Die Leistung des Kühlsystems wird neben der elektrischen Leistungsaufnahme von Nebenaggregaten wie z.B. Kühlmittelpumpe oder Lüfter maßgeblich durch die Leistung des Wärmeübertragers bestimmt, welcher die Wärme an die Umgebung abführt. In dieser Arbeit werden zwei Arten von Wärmeübertragern zur Kühlung des Brennstoffzellensystems genauer untersucht. Dabei handelt es sich um einen Kühlmittelkühler und um einen Kondensator, welche beide als Flachrohrwärmeübertrager ausgeführt sind. Die für diese Wärmeübertrager entwickelten Berechnungsmodelle werden in den folgenden Kapiteln beschrieben und auf Basis von verfügbaren Daten validiert.

3.1 Kühlmittelkühler

Der Kühlmittelkühler wird im Kreuzstrom betrieben und mit Hilfe der Effektivitäts-NTU-Methode berechnet /Incropera (1996)/. Dieses Verfahren ermöglicht eine einfache Berechnung der Wärmeübertragerleistung auf Basis von zwei dimensionslosen Parametern, dem NTU-Wert (Number of Transfer Units) und der Effektivität. Diese beiden Parameter charakterisieren die Wärmeübergangseigenschaften des Wärmeübertragers. Das Kühlmittel, welches im Inneren des Rohres strömt, wird als ideal durchmischt angesehen. Die Temperatur hängt daher nur von der Ortskoordinate in Strömungsrichtung ab. Ein typisches Rohr, wie es in Kühlmittelkühlern verwendet wird, ist in Bild 3.2 dargestellt. Die Temperatur des äußeren Fluids hängt sowohl von der Koordinate in Strömungsrichtung als auch quer zur Strömungsrichtung ab. Diesen Sonderfall des Kreuzstroms bezeichnet man als einseitig quervermischten Kreuzstrom. Ist der Wärmekapazitätsstrom des quervermischten Fluids (Kühlmittel) größer als der des unvermischten Fluids (Luftseite), welches üblicherweise für Kühlmittelkühler zutrifft, so berechnet sich die Effektivität des Wärmeübertragers nach Gleichung (3.1) /Incropera (1996)/.

$$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \cdot (1 - \exp(-C_r \cdot (1 - \exp(-NTU)))) \quad (3.1)$$

Im umgekehrten Fall errechnet sich die Effektivität nach Gleichung (3.2).

$$\varepsilon = 1 - \exp(-1/C_r \cdot (1 - \exp(-C_r \cdot NTU))) \quad (3.2)$$

C_r stellt das so genannte Wärmekapazitätsstromverhältnis $\dot{C}_{\min}/\dot{C}_{\max}$ dar, wobei \dot{C}_{\min} der kleinere und \dot{C}_{\max} der größere der beiden Wärmekapazitätsströme ist. Der NTU-Wert ist ein dimensionsloses Maß für die Wärmeübertragungsfähigkeit des Wärmeübertragers und berechnet sich zu:

$$NTU = \frac{kA}{\dot{C}_{\min}} \quad (3.3)$$

Mit Hilfe der Definitionsgleichung für die Effektivität des Wärmeübertragers

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (3.4)$$

und des maximal übertragbaren Wärmestroms

$$\dot{Q}_{\max} = \dot{C}_{\min} \cdot (\vartheta_{1,\text{ein}} - \vartheta_{2,\text{ein}}) \quad (3.5)$$

lässt sich so der übertragene Wärmestrom für den Wärmeübertrager berechnen.

Mit dieser Berechnungsmethode kann der übertragene Wärmestrom des Kühlmittelkühlers direkt berechnet werden. Eine Unterteilung in einzelne Elemente ermöglicht jedoch eine genauere Berechnung des Wärmestroms, da die Stoffwerte nicht auf eine mittlere Bezugstemperatur, sondern für jedes einzelne Element separat ermittelt werden.

Das Wärmeübertragungsvermögen aus Gleichung (3.3) ist ein direktes Maß für die Leistungsfähigkeit des Wärmeübertragers und lässt sich aus dem Wärmedurchgangswiderstand errechnen, der sich aus dem Wärmeübergangswiderstand auf der Innen- bzw. Außenseite des Kühlmittelkühlers und dem Wärmeleitwiderstand des Rohres ergibt. Üblicherweise ist der Wärmeleitwiderstand des Rohres im Vergleich zum Wärmeübergangswiderstand auf der Innen- bzw. Außenseite klein. In Bild 3.1 sind die einzelnen Widerstände des Wärmedurchgangswiderstandes dargestellt. Diese einzelnen Widerstände lassen sich wie folgt berechnen:

$$R_i = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_{o,i}} \quad (3.6)$$

$$R_r = \frac{1}{\lambda_r / s_r \cdot A_{o,i}} \quad (3.7)$$

$$R_a = \frac{1}{\alpha_a \cdot (A_{o,r,a} + \eta_l \cdot A_{o,l,a})} \quad (3.8)$$

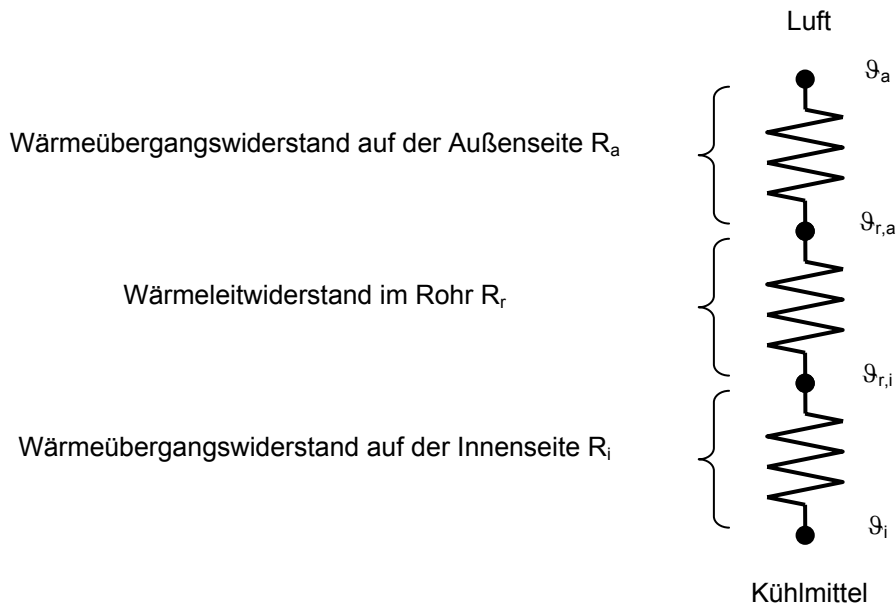


Bild 3.1: Ersatzschaltbild der Aufteilung des Wärmedurchgangswiderstandes in Einzelwiderstände

Durch Addition der drei Widerstände erhält man den Wärmedurchgangswiderstand:

$$\frac{1}{kA} = R_i + R_r + R_a \quad (3.9)$$

Berippte Oberflächen sind in der Lage die Wärmeabgabe deutlich zu steigern. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn der Wärmeübergangskoeffizient auf der Rippenseite wesentlich kleiner ist als auf der unberippten Seite. Bei den in dieser Arbeit betrachteten Wärmeübertragern befinden sich auf der Außenseite (Luftseite) Lamellen, die als Rippen betrachtet werden. Der Rippenwirkungsgrad ist definiert als das Verhältnis des tatsächlich von der Rippe abgegebenen Wärmestroms zum maximal möglichen Wärmestrom und wird nach /Incropera (1996)/ berechnet.

3.1.1 Wärmeübergang auf der Kühlmittelseite

Die Berechnung des Wärmeübergangs auf der Kühlmittelseite erfolgt abhängig von der auftretenden Strömungsform und der Rohrgeometrie mit unterschiedlichen Berechnungsformeln.

Üblicherweise unterscheidet man zwischen laminarer und turbulenter Strömung. Bei einer idealisierten Rohrströmung geht man bis zu einer Reynolds-Zahl von 2300 üblicherweise von laminarer Strömung und bei einer höheren Reynolds-Zahl von einer turbulenten Rohrströmung aus. Der durch die kritische Reynolds-Zahl 2300 charakterisierte Umschlagspunkt entspricht in der Realität jedoch eher einem Bereich. Abhängig von der Strömungszuführung oder Oberflächenbeschaffenheit kann der Umschlag zu höheren Werten verschoben werden. Man nennt dies den „Transitionsbereich“.

Bei laminarer Strömung muss bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Strömung in Rundrohren und Strömung in Rechteckrohren unterschieden werden. Außerdem wird zwischen den Randbedingungen konstante Wärmestromdichte und konstante Wandtemperatur unterschieden. In Rundrohren erhält man für die Nusselt-Zahl bei voll ausgebildeter laminarer Strömung unter der Annahme einer konstanten Wandtemperatur nach /Incropera (1996)/ den Wert 3.66.

$$Nu = 3.66 \quad (3.10)$$

Unter der Annahme einer konstanten Wärmestromdichte ergibt sich nach /Incropera (1996)/ folgender Wert für die Nusselt-Zahl:

$$Nu = 4.36 \quad (3.11)$$

Bei einem Rechteckkanal bildet sich ein Geschwindigkeits- und Temperaturprofil aus, das abhängig vom Kanalhöhen- zu Breitenverhältnis, im Folgenden als a bezeichnet, deutlich von dem für ein Rundrohr abweichen kann.

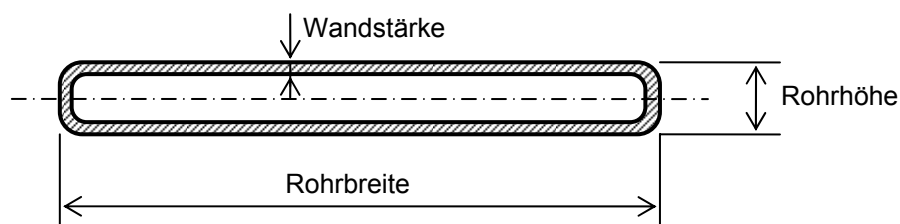


Bild 3.2: Flachrohr eines typischen Kühlmittelkühlers

In /Shah (1978)/ wird die Nusselt-Zahl für Rechteckrohre unter der Annahme einer konstanten Wandtemperatur mit der folgenden Gleichung angegeben:

$$Nu = 7.541 \cdot (1 - 2.61 \cdot a + 4.97 \cdot a^2 - 5.119 \cdot a^3 + 2.702 \cdot a^4 - 0.548 \cdot a^5) \quad (3.12)$$

und unter der Annahme einer konstanten Wärmestromdichte durch:

$$Nu = 8.235 \cdot (1 - 2.0421 \cdot a + 3.0853 \cdot a^2 - 2.4765 \cdot a^3 + 1.0578 \cdot a^4 - 0.1861 \cdot a^5) \quad (3.13)$$

Für die Berechnung des Wärmeübergangs bei turbulenter Rohrströmung existieren zahlreiche Berechnungsgleichungen. Eine einfache Gleichung zur Berechnung der Nusselt-Zahl stellt die folgende Gleichung von Dittus-Boelter /Incropera (1996)/ dar.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (3.14)$$

Der Exponent n nimmt abhängig, ob das Fluid abgekühlt oder erwärmt wird, den Wert $n = 0.3$ (Abkühlung) bzw. $n = 0.4$ (Erwärmung) an. Der Gültigkeitsbereich dieser Gleichung wird mit $0.7 \leq Pr \leq 160$, $Re \geq 10000$ und $L/d_h \geq 10$ angegeben.

Eine vermeintlich genauere Gleichung die nach Kraussold /Hahne (1996)/ benannt ist, berücksichtigt zusätzlich den Einfluss der Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte in Wandnähe. Diese Gleichung lautet:

$$Nu = 0.024 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.14} \quad (3.15)$$

Der Gültigkeitsbereich der Gleichung nach Kraussold wird mit $Re > 2300$ und $10 < L/d_h < 400$ angegeben.

Nach /Incropera (1996)/ sind die mit einfachen Korrelationen, wie beispielsweise Gleichung (3.14) oder (3.15), berechneten Wärmeübergangskoeffizienten mit Fehlern von bis zu 25 % verbunden. Durch die Verwendung von aufwändigeren Gleichungen, wie Gleichung (3.16) von Gnielinski /Incropera (1996)/ kann der Fehler auf weniger als 10 % reduziert werden.

$$Nu = \frac{\zeta/8 \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \cdot (\zeta/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.16)$$

Gnielinski berücksichtigt in seiner Gleichung den Widerstandsbeiwert für die Rohrströmung. Der zugehörige Druckverlustbeiwert wird wie folgt berechnet:

$$\zeta = (1.82 \cdot \lg(\text{Re}) - 1.64)^{-2} \quad (3.17)$$

Der Gültigkeitsbereich der Berechnungsgleichung nach Gnielinski wird mit $0.5 < \text{Pr} < 2000$, $3000 < \text{Re} < 5 \cdot 10^6$ angegeben. Im Bereich, in dem die Strömung von laminarer zu turbulenter Strömung umschlägt, werden mit den Gleichungen von Dittus-Boelter und Kraussold zu hohe Werte berechnet, da diese streng genommen nur für turbulente Strömung mit Reynolds-Zahlen > 10000 gültig sind. Die Gleichung von Gnielinski wurde speziell für den Bereich kleiner Reynolds-Zahlen angepasst und liefert auch in diesem Bereich zuverlässigere Werte.

In /VDI (1997)/ ist eine weitere Variante der Gleichung (3.16) angegeben, die nicht nur im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung, sondern auch für den Wärmeübergang in kurzen Rohren anwendbar ist.

$$\text{Nu} = \frac{\zeta/8 \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot (\zeta/8)^{1/2} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \cdot \left(1 + \left(\frac{d_h}{L} \right)^{2/3} \right) \quad (3.18)$$

Im Gegensatz zu den zuvor dargestellten Berechnungsgleichungen ist mit einer weiteren in /VDI (1997)/ dargestellten Berechnungsmethode eine durchgängige Berechnung der Nusselt-Zahl für Rundrohre vom laminaren bis in den turbulenten Bereich unter Berücksichtigung von hydrodynamischen und thermischen Anlauf möglich. Die Berechnungsmethode, mit einer Gültigkeit im Bereich von $2300 \leq \text{Re} \leq 10^4$, $0.6 \leq \text{Pr} \leq 1000$ und $d_h/L \leq 1$, kann dem Anhang C entnommen werden.

Während die zuvor dargestellten Berechnungsgleichungen nach /VDI (1997)/ bei laminarer Strömung nur für Rundrohre gelten, hat /Garimella (2001)/ Berechnungsgleichungen für Wärmeübergangskoeffizienten in Flachrohren aufgestellt. Dazu wurden Messungen des Wärmeübergangskoeffizienten in Flachrohren durchgeführt, die Wärmeübergangs- und Strömungsverhältnisse aufweisen, wie sie in Kühlmittelkühlern auftreten. Basierend auf diesen Messungen hat er eine Berechnungsgleichung aufgestellt, die sowohl für den laminaren, den Übergangs- und den turbulenten Bereich verwendet werden kann. Die von ihm aufgestellte Berechnungsgleichung (3.19) setzt sich aus einer Nusselt-Zahl für laminare (Nu_L) und für turbulente Strömung (Nu_T) zusammen.

$$Nu = \left(Nu_L^{10} + \left(\frac{\exp((360 - Re)/925)}{Nu_L^2} + \frac{1}{Nu_T^2} \right)^{-5} \right)^{0.1} \quad (3.19)$$

Die Nusselt-Zahl bei laminarer Strömung, Gleichung (3.20), errechnet sich aus der Nusselt-Zahl bei voll ausgebildeter laminarer Strömung (Nu_{fd}), Gleichung (3.21), die abhängig von der durchströmten Länge und den wandnahen Strömungsverhältnissen korrigiert wird.

$$Nu_L = \left(Nu_{fd}^3 + \left(\frac{0.468 \cdot (d_h / L) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0.165 \cdot ((d_h / L) \cdot Re \cdot Pr)^{2/3}} \right)^3 \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.25} \quad (3.20)$$

$$Nu_{fd} = 8.235 \cdot \left(\begin{array}{l} 1 - 2.0421 \cdot a + 3.0853 \cdot a^2 - 2.4765 \cdot a^3 \\ + 1.0578 \cdot a^4 - 0.1861 \cdot a^5 \end{array} \right) \quad (3.21)$$

Die turbulente Nusselt-Zahl wird wie folgt berechnet:

$$Nu_T = 0.012 \cdot Re^{0.85} \cdot Pr^{0.4} \cdot \left(1 + \left(\frac{d_h}{L} \right)^{2/3} \right) \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.25} \quad (3.22)$$

Der Gültigkeitsbereich der Berechnungsgleichung (3.19) wird wie folgt angegeben: $0.029 < a < 0.108$, $1.737 < d_h < 3.018$ mm, $0.140 < L < 0.689$ m, $118 < Re < 10671$, $6.48 < Pr < 16.20$, $0.243 < \eta/\eta_w < 0.630$. Für diesen Bereich wird die Genauigkeit der Gleichung mit ± 10 % angegeben.

In Bild 3.3 ist der Verlauf der Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl unter Verwendung der zuvor beschriebenen Gleichungen für das Rundrohr und das Flachrohr dargestellt. Die Berechnungsmethode nach /VDI (1997)/ ermöglicht eine durchgängige Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten vom laminaren bis in den turbulenten Bereich, wobei sie im laminaren Bereich und im Übergangsbereich nur für Rundrohre gültig ist. Bei sehr kleiner Reynolds-Zahl nähert sich die Nusselt-Zahl den Werten an, die sich für die Strömung bei voll ausgebildeter Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung ergeben. Im Übergangsbereich wird die Nusselt-Zahl mittels Interpolation zwischen der Nusselt-Zahl für laminare Strömung ($Re = 2300$) und der für turbulente Strömung ($Re = 10^4$) ermittelt. Die so ermittelte Nusselt-Zahl befindet sich insbesondere für $Re > 4000$ in guter Übereinstimmung mit den Werten von

Gnielinski /VDI (1997)/ nach Gleichung (3.18), welche mit guter Genauigkeit auch für kleinere Reynolds-Zahlen im Übergangsbereich angewendet werden kann. Eine Extrapolation der Gleichungen von Dittus-Boelter und Kraussold, die erst bei turbulenter Strömung mit Reynolds-Zahlen größer als 10^4 verhältnismäßig genaue Werte für die Nusselt-Zahl liefern, führt bei kleinen Reynolds-Zahlen ($2300 < Re < 4000$) zu vergleichsweise hohen Werten für die Nusselt-Zahl. Die Gleichung von Garimella /Garimella (2001)/ wurde, anders als die übrigen Berechnungsgleichungen in Bild 3.3, speziell für Flachrohre entwickelt, wie sie üblicherweise in Kühlmittelkühlern eingesetzt werden. Bei nicht vorhandenem Wand-einfluss ($\eta/\eta_w = 1$) nähert sich die mit dieser Berechnungsgleichung ermittelte Nusselt-Zahl für kleine Reynolds-Zahlen dem entsprechenden Wert von 7.74 für Rechteckrohre bei voll ausgebildeter laminarer Strömung bei konstanter Wärmestromdichte an. Ab einer Reynolds-Zahl von ca. 1000 steigt die Nusselt-Zahl deutlich stärker an, was darauf hindeutet, dass ein Umschlag von laminarer in turbulente Strömung erfolgt. Bei Berücksichtigung des Wandeinflusses ($\eta/\eta_w = 0.5$) wird die Nusselt-Zahl über den ganzen Bereich hinweg kleiner.

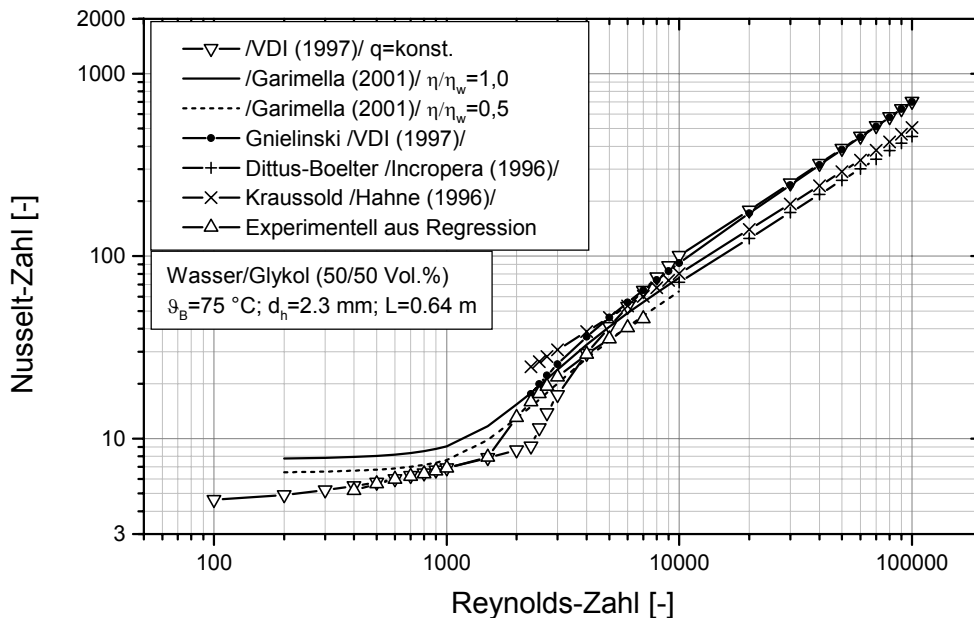


Bild 3.3: Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl

Ein Vergleich zwischen Rundrohr und Flachrohr zeigt, dass die Nusselt-Zahl bei voll ausgebildeter laminarer Strömung und konstanter Wärmestromdichte für das Flachrohr mit 7.7 deutlich über der entsprechenden Nusselt-Zahl für das Rundrohr mit 4.36 liegt.

Das Flachrohr mit Rechteckquerschnitt, wie es in Hochleistungskühlern eingesetzt wird, besitzt also bei laminarer Strömung im Vergleich zu einem Rundrohr eine deutlich höhere Nusselt-Zahl. Dieser Trend ist auch zu beobachten, wenn man die Berechnungsmethode nach /VDI (1997)/ für das Rundrohr mit der Korrelation nach /Garimella (2001)/ vergleicht. Erst bei einer Reynolds-Zahl im Bereich von 4000 bis 5000 liefert die Berechnungsmethode nach /VDI (1997)/ gleich hohe Werte bzw. bei weiterer Steigerung der Reynolds-Zahl höhere Werte für die Nusselt-Zahl.

Zusätzlich ist in Bild 3.3 der Verlauf der Nusselt-Zahl für einen Kühlmittelkühler dargestellt. Der Verlauf wurde durch Regression aus Leistungsmessungen an einem Kühlmittelkühler ermittelt, bei dem das gleiche Flachrohr verwendet wird wie bei dem in dieser Arbeit untersuchten Kühlmittelkühler für das Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug. Die von /Garimella (2001)/ speziell für Kühlmittelkühler in Flachrohrbauweise aufgestellte Berechnungsgleichung spiegelt den Verlauf der experimentellen Nusselt-Zahl am besten wieder. Dies gilt insbesondere unter der Annahme eines Viskositätsverhältnisses der Kern- zur Wandströmung von 0.5. Bei einem Wert von 1.0 liefert die Gleichung von Garimella Nusselt-Zahlen, die im gesamten Bereich höher liegen als die jeweiligen experimentellen Werte.

In Bild 3.4 ist der Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Massenstromdichte dargestellt.

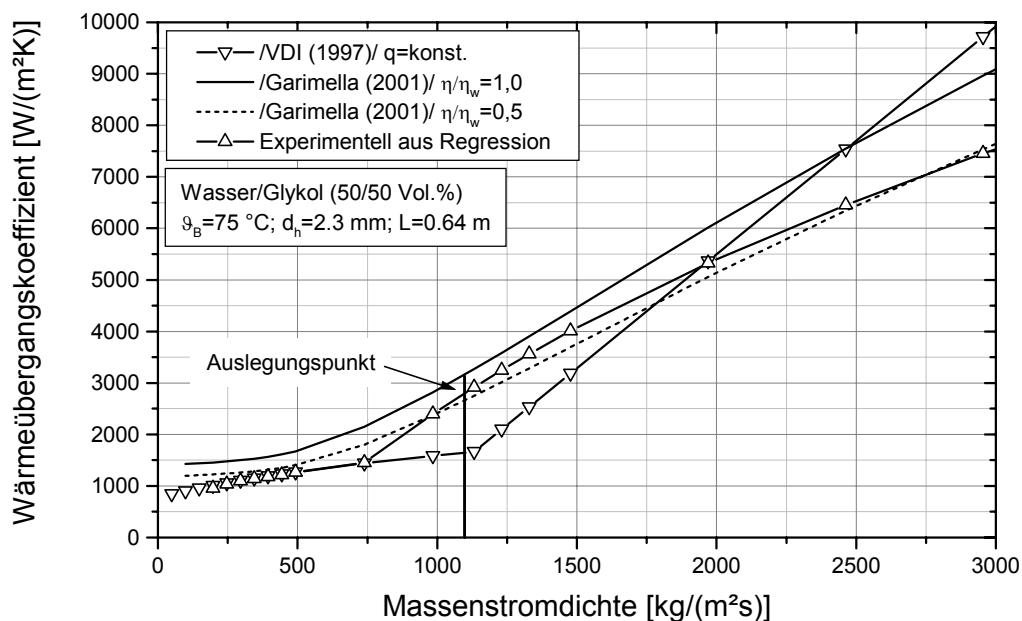


Bild 3.4: Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Massenstromdichte

Die Randbedingungen und Berechnungsgleichungen sind identisch mit denen für Bild 3.3. Der Auslegungspunkt ist durch den maximal auftretenden Massenstrom von 2.5 kg/s gekennzeichnet. Dies entspricht einer Massenstromdichte von ca. 1090 kg/(m²·s) und einer Reynolds-Zahl von 2213 bei dem vorgegebenen Kühlmittelkühler. Der am Auslegungspunkt berechnete Wärmeübergangskoeffizient ist in Tabelle 3.1 aufgeführt. Der experimentell ermittelte Wärmeübergangskoeffizient beträgt 2772 W/(m²·K). Im Bereich kleiner Massenstromdichten bis hin zu 750 kg/(m²·s) liefert die Berechnungsgleichung nach /VDI (1997)/ eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Werten. Bei höheren Massenstromdichten weicht der Verlauf der Berechnungsgleichung zunehmend ab. Am Auslegungspunkt beträgt der so ermittelte Wärmeübergangskoeffizient 1641 W/(m²·K) und liegt damit um 40.8 % unter dem experimentellen Wert. Eine geringere Abweichung erhält man mit der speziell für Flachrohre entwickelten Berechnungsgleichung nach Garimella. Unter der idealisierten Annahme, dass das Verhältnis $\eta/\eta_w = 1.0$ beträgt, errechnet man mit Hilfe der Gleichung von Garimella einen Wärmeübergangskoeffizienten von 3139 W/(m²·K), was einer Abweichung von 13.2 % zum experimentellen Wert entspricht. Dieser Wert stellt jedoch einen extrapolierten Wert dar, da die Gleichung nur für Werte von $0.243 < \eta/\eta_w < 0.630$ gültig ist. Für ein Verhältnis von $\eta/\eta_w = 0.5$ hingegen erhält man eine sehr geringe Abweichung über einen weiten Bereich der Massenstromdichte. Am Auslegungspunkte weicht der berechnete Wert um lediglich - 4.8 % vom experimentellen Wert ab. In Tabelle 3.1 ist der Wärmeübergangskoeffizient am Auslegungspunkt und die Abweichung zum experimentellen Wert zusammengefasst, welcher sich durch Berechnung nach /VDI (1997)/ bzw. nach /Garimella (2001)/ ergibt.

Tabelle 3.1: Wärmeübergangskoeffizienten am Auslegungspunkt

	α [W/(m ² ·K)]	Abweichung zu experimentell [%]
/VDI (1997)/ (q=konst.)	1641	-40.8
Garimella ($\eta/\eta_w=0.5$)	2639	-4.8
Garimella ($\eta/\eta_w=1.0$)	3139	13.2
Experimentell	2772	0.0

Auf Basis der Untersuchungen zum kühlmittelseitigen Wärmeübergang kann davon ausgegangen werden, dass die Berechnungsgleichung von Garimella für detaillierte Berechnungen der Leistung des Kühlmittelkühlers mit guter Genauigkeit verwendet werden kann. Für Rundrohre empfiehlt sich die durchgängige Berechnungsmethode nach /VDI (1997)/. Diese beiden Berechnungsmethoden werden bei den späteren Untersuchungen zur Kühlleistungssteigerung für das Berechnungsmodell des Kühlmittelkühlers und des Kondensators verwendet. Am Auslegungspunkt des Kühlmittelkühlers für das Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug beträgt der Wärmeübergangskoeffizient ca. $3000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Dieser Wert wird bei der späteren idealisierten Betrachtung der Kühlleistung in Kapitel 5 verwendet.

3.1.2 Druckverlust auf der Kühlmittelseite

Der Reibungsdruckverlust im Kühlmittelkühler ist abhängig von der Rohrgeometrie, den Stoffeigenschaften und den Betriebsbedingungen und lässt sich mit Hilfe des Energiesatzes der Stromfadentheorie, Gleichung (3.23), berechnen.

$$\Delta p = p_2 - p_1 = -\zeta \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \right)^2 \quad (3.23)$$

Der Widerstandsbeiwert ζ hängt dabei von der Geometrie und Beschaffenheit des Rohres, sowie von der Strömungsform ab. Zur Bestimmung der Strömungsform wird die Reynolds-Zahl mit Hilfe des hydraulischen Durchmessers berechnet. Bei Reynolds-Zahlen unterhalb von 2300 wird von laminarer Strömung im Rohr ausgegangen. Der Widerstandsbeiwert ist hierbei von der Geometrie des Rohres abhängig. Daher wird hier zwischen Rundrohren und Rechteckrohren unterschieden. Für Rundrohre kann der Widerstandsbeiwert ζ für den laminaren Fall mit Hilfe der folgenden Gleichung berechnet werden /VDI (1997)/.

$$\zeta = \frac{64}{\text{Re}} \quad (3.24)$$

Das Geschwindigkeitsprofil, welches sich in Rechteckrohren ausbildet, unterscheidet sich von dem für Rundrohre. Üblicherweise werden Widerstandsbeiwerte für diese Rohre in Abhängigkeit vom Verhältnis Kanalhöhe zu Kanalbreite angegeben. /Bohl (1994)/ führt einen Korrektur-Faktor ein, mit dem der Widerstandsbeiwert für

Rechteckrohre, ausgehend von dem Wert für Rundrohre, berechnet werden kann. /Shah (1978)/ gibt eine analytische Gleichung an, die es ermöglicht, den Widerstandsbeiwert für Rechteckrohre direkt zu berechnen.

$$\zeta = \frac{96}{\text{Re}} \cdot (1 - 1.3553 \cdot a + 1.9467 \cdot a^2 - 1.7012 \cdot a^3 + 0.9564 \cdot a^4 - 0.2537 \cdot a^5) \quad (3.25)$$

Der Parameter a ist wie in Gleichung (3.12) und (3.13) als Verhältnis von Kanalhöhe zu Kanalbreite definiert. Bei Reynolds-Zahlen im Bereich von 2320 bis in etwa 8000 spricht man vom Übergangsbereich. In diesem Bereich kann bei gut beruhigtem Zulauf noch mit laminarer Strömung gerechnet werden. Bei Reynolds-Zahlen über 8000 kann von turbulenter Strömung ausgegangen werden. Nach /Incropera (1996)/ wird für Reynolds-Zahlen über 2320 bereichsabhängig die Berechnungsformel von Blasius, Gleichung (3.26) bzw. Gleichung (3.27), empfohlen. Die Gleichung von Petukhov, Gleichung (3.28), ermöglicht es auch im Bereich niedriger Reynolds-Zahlen den Widerstandsbeiwert zu berechnen.

$$\zeta = 0.316 \cdot \text{Re}^{-0.25} \quad \text{für } \text{Re} \leq 20000 \quad (3.26)$$

$$\zeta = 0.184 \cdot \text{Re}^{-0.2} \quad \text{für } \text{Re} > 20000 \quad (3.27)$$

$$\zeta = (0.79 \cdot \ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq \text{Re} \leq 5 \cdot 10^6 \quad (3.28)$$

Die so berechneten Widerstandsbeiwerte sind bei turbulenter Strömung sowohl für Rundrohre als auch für Rechteckrohre gültig. Zu beachten ist jedoch, dass diese Werte nur für hydraulisch glatte Rohre gültig sind. Für raue Rohre ändert sich der Widerstandsbeiwert im Übergangsbereich abhängig von der Reynolds-Zahl und dem Verhältnis von absoluter Rauheit zu Rohrdurchmesser. Bei hohen Reynolds-Zahlen ist der Widerstandsbeiwert für raue Rohre lediglich eine Funktion des Verhältnisses von absoluter Rauheit zu Rohrdurchmesser. In /VDI (1997)/ wird die Gleichung von Colebrook und White, Gleichung (3.29), empfohlen. Bei hohen Reynolds-Zahlen, bei denen man eine vollständig ausgebildete Strömung beobachtet, wird die Gleichung von Prandtl und von Kármán für raue Rohre empfohlen.

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -2 \cdot \lg \left[\frac{2.51}{\text{Re} \cdot \sqrt{\zeta}} + \frac{K/d_h}{3.71} \right] + 1.14 \quad (\text{Übergangsbereich}) \quad (3.29)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = 2 \cdot \lg \left(\frac{d_h}{K} \right) + 1.14 \quad (\text{bei hohen Reynolds-Zahlen}) \quad (3.30)$$

Eine weitere Berechnungsmöglichkeit stellt das Verfahren von /Churchill (1977)/ dar, welches eine durchgängige Berechnung des Widerstandsbeiwertes von laminarer bis hin zu turbulenter Strömung ermöglicht und gleichzeitig für glatte und raue Rohre anwendbar ist.

$$\zeta = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(C_1 + C_2)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (3.31)$$

$$C_1 = \left[2.457 \cdot \ln \left(\frac{1}{(7/\text{Re})^{0.9} + 0.27 \cdot K/d_h} \right) \right] \quad (3.32)$$

$$C_2 = \left[\frac{37530}{\text{Re}} \right]^{16} \quad (3.33)$$

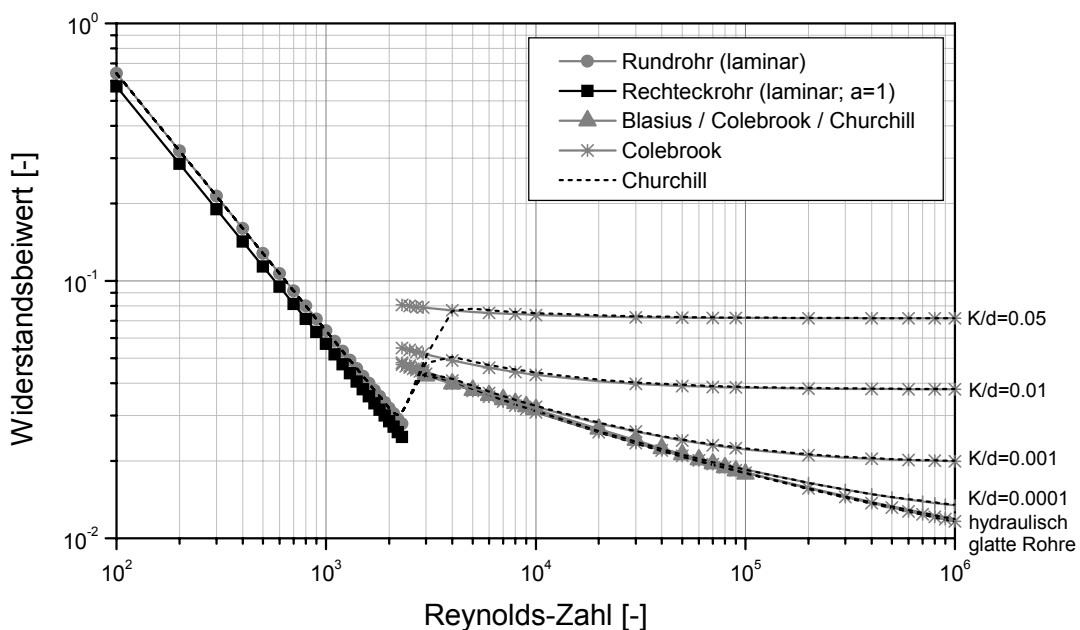


Bild 3.5: Widerstandsbeiwert in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bei Rohrströmung

Aufgrund der guten Übereinstimmung mit den übrigen Berechnungsgleichungen sowie der durchgängigen Berechnungsmöglichkeit über den gesamten Reynolds-Bereich wird die Berechnungsmethode von Churchill für die Druckverlustberechnung bei einphasiger Strömung für die Berechnungsmodelle in dieser Arbeit herangezogen.

3.1.3 Wärmeübergang auf der Luftseite

Der Wärmeübergang bei erzwungener Konvektion in durchströmten Rohren ist von zahlreichen Autoren intensiv experimentell und theoretisch untersucht worden. Im Gegensatz dazu lassen sich in der Literatur deutlich weniger Angaben zur Berechnung des Wärmeübergangs auf der Luftseite bei Kühlmittelkühlern finden.

Ein wesentlicher Grund liegt in der Vielzahl der Geometrien, die sich durch die Verwendung unterschiedlicher Rohre bzw. Lamellen ergeben. Ein weiterer Grund liegt in der komplizierten Geometrie der verwendeten Lamellen, was eine physikalische Beschreibung der Wärmeübertragungsvorgänge deutlich erschwert. Bei dem in dieser Arbeit untersuchten Kühlmittelkühler werden auf der Luftseite Jalousieschnittlamellen eingesetzt. Diese Art von Lamellen wird zusätzlich mit Schnitten versehen, welche um einen bestimmten Winkel zur Strömungsrichtung der Luft geneigt sind.

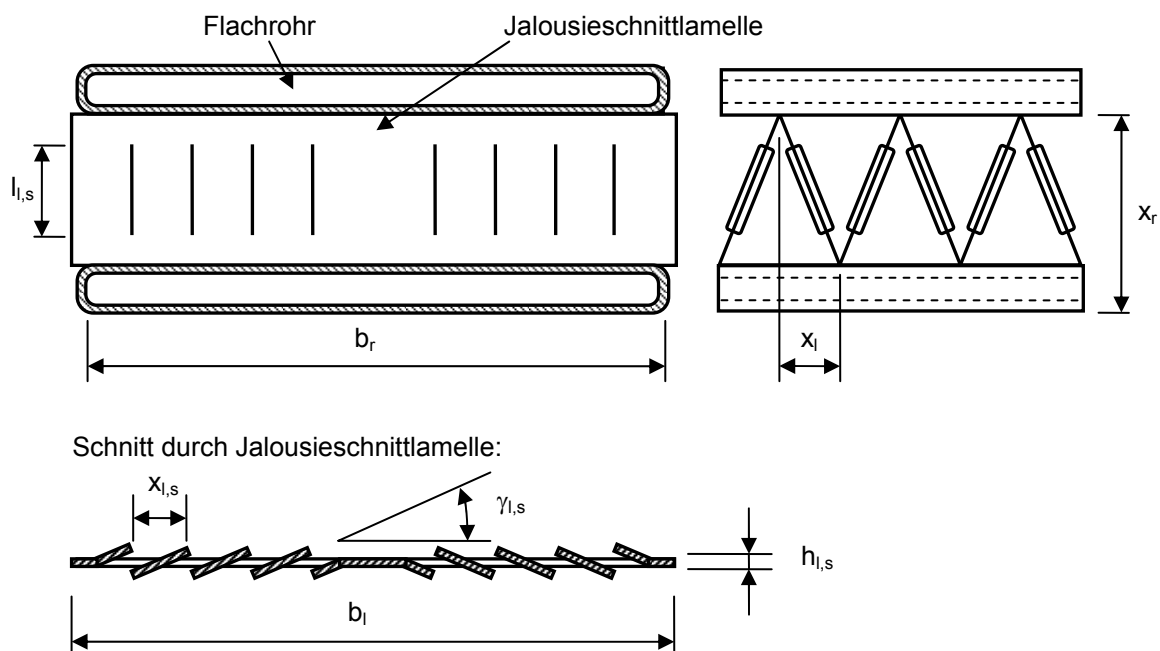


Bild 3.6: Jalousieschnittlamellen mit wichtigen geometrischen Größen

Bild 3.6 zeigt den Aufbau dieser Jalousieschnittlamellen und kennzeichnet die geometrische Größen, welche bei der Berechnung des Wärmeübergangs Verwendung finden. Die Schnitte in der Lamelle bewirken eine Umlenkung der vorbeiströmenden Luft und sorgen gleichzeitig dafür, dass die Grenzschicht zwischen Luft und Lamelle immer wieder von neuem aufgebaut werden muss, was wiederum eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten bewirkt.

Um eine allgemeingültige Korrelation für die Berechnung des Wärmeübergangs aufstellen zu können, müssen zahlreiche Messungen durchgeführt werden, bei denen die wesentlichen Einflussgrößen in einem entsprechend großen Bereich variiert werden. Durch Regression der Leistungsdaten der Wärmeübertrager können die Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt werden und entsprechende empirische Gleichungen für den Wärmeübergangskoeffizienten aufgestellt werden. Dabei werden die geometrischen Größen, die das Wärmeübergangsverhalten maßgeblich bestimmen, mit in die Berechnungsgleichung aufgenommen. Eine der ersten veröffentlichten Berechnungsgleichungen für Flachrohrwärmeübertrager mit Jalousieschnittlamellen stammt von /Davenport (1983)/. Eine Korrelation, die sich auf eine wesentlich breitere Datenbasis stützte, wurde von /Chang (1997)/ veröffentlicht. /Kim (2002)/ hat diese Gleichung später insbesondere für kleine Reynolds-Zahlen modifiziert.

Neben der Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten durch Messung und Regression lassen sich in der Literatur aber auch Ansätze finden, bei denen der Wärmeübergangskoeffizient mit Hilfe von numerischen Berechnungsmethoden ermittelt wird. /Perrotin (2003)/ hat für entsprechende Flachrohrwärmeübertrager zwei- und dreidimensionale Berechnungen durchgeführt und mit Messungen und verschiedenen empirischen Korrelationen verglichen.

Zur Berechnung des luftseitigen Wärmeübergangs wird der Colburn j-Faktor verwendet, der einen Zusammenhang zwischen Wärmeübergang und Widerstandsbeiwert herstellt. Der Colburn j-Faktor ist nach /Colburn (1933)/ definiert als:

$$j \equiv \text{St} \cdot \text{Pr}^{2/3} = \frac{\zeta}{8} \quad (3.34)$$

Die Stanton-Zahl ist definiert als:

$$\text{St} \equiv \frac{\text{Nu}}{\text{Re} \cdot \text{Pr}} = \frac{\alpha}{\rho \cdot c_p \cdot u_{\max}} \quad (3.35)$$

Die Stanton-Zahl und Reynolds-Zahl werden dabei mit der maximalen Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt gebildet /Incropera (1996)/. Es wird ersichtlich, dass der Colburn-Faktor keine charakteristische Länge beinhaltet, wie dies bei der Nusselt-Zahl der Fall ist. Mit Hilfe von entsprechenden Korrelationen kann der Colburn-Faktor berechnet werden, welcher es ermöglicht, mit Hilfe von Gleichung (3.36) den Wärmeübergangskoeffizienten zu berechnen.

$$\alpha = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{A_s} \cdot \text{St} = j \cdot \text{Pr}^{(-2/3)} \cdot \frac{\dot{m} \cdot c_p}{A_s} \quad (3.36)$$

Die empirischen Gleichungen für Jalousieschnittlamellen sind alle nach dem folgenden Schema aufgebaut:

$$j = C_1 \cdot \text{Re}_{x_{l,s}}^{C_2} \quad (3.37)$$

C_1 und C_2 sind Parameter, die von der Geometrie abhängen. Für den Exponenten C_2 wurde bisher kein geeigneter funktionaler Zusammenhang gefunden. Daher stellt er in den veröffentlichten Berechnungsgleichungen eine Konstante dar. Bei der Berechnung der Reynolds-Zahl $\text{Re}_{x_{l,s}}$ wird im Gegensatz zur üblichen Berechnungsweise nicht der hydraulische Durchmesser, sondern die Schnittteilung $x_{l,s}$ als charakteristische Länge verwendet.

In /Davenport (1983)/ wurde der Wärmeübergang und der Druckverlust auf Basis von Messungen für 32 Flachrohr-Kühlmittelkühler mit einer Netztiefe von 40 mm und einer systematisch variierten Lamellen-Geometrie analysiert. Die von Davenport ermittelte Wärmeübergangsbeziehung für die Luftseite lautet:

$$j = 0.249 \cdot \text{Re}_{x_{l,s}}^{-0.42} \cdot h_{l,s}^{0.33} \left(\frac{l_{l,s}}{h_l} \right)^{1.1} \cdot h_l^{0.26} \quad (3.38)$$

Die Größen $h_{l,s}$ und h_l sind dimensionsbehaftet und müssen in Millimetern eingesetzt werden. Der Gültigkeitsbereich der Gleichung wird von Davenport mit $300 < \text{Re} < 4000$ angegeben. Das Verhältnis von Schnittlänge zu Rippenhöhe variierte bei den

untersuchten Geometrien zwischen 0.62 und 0.93. In diesem Bereich gibt die Gleichung 95 % aller Messwerte mit einer Genauigkeit von $\pm 6\%$ für den Wärmeübergang und $\pm 10\%$ für den Druckverlust wieder.

Die von /Chang (1997)/ aufgestellte Wärmeübergangsbeziehung basiert auf einer erweiterten Datenbasis für 91 Flachrohrwärmeübertrager. Die verwendeten Jalousieschnittlamellen unterscheiden sich dabei hinsichtlich Schnittwinkel, Schnittlänge, Schnittabstand, Rippenlänge, Rippenteilung und Rohrbreite. Die Wärmeübergangsbeziehung für den Colburn-Faktor nach /Chang (1997)/ lautet

$$j = \text{Re}_{x_{ls}}^{-0.49} \cdot \left(\frac{\gamma_{l,s}}{90}\right)^{0.27} \cdot \left(\frac{x_l}{x_{l,s}}\right)^{-0.14} \cdot \left(\frac{h_l}{x_{l,s}}\right)^{-0.29} \cdot \left(\frac{b_r}{x_{l,s}}\right)^{-0.23} \cdot \left(\frac{l_{l,s}}{x_{l,s}}\right)^{0.68} \cdot \left(\frac{x_r}{x_{l,s}}\right)^{-0.28} \cdot \left(\frac{s_l}{x_{l,s}}\right)^{-0.05} \quad (3.39)$$

und ist in dem Bereich $100 < \text{Re}_{x_{ls}} < 3000$ gültig. In diesem Bereich ist die Abweichung für 89.3 % aller berechneten Werte kleiner als 15 % vom gemessenen Wert bei einer Standardabweichung von 7.55 %.

Die mit der Gleichung nach Davenport erzielte Genauigkeit für diese erweiterte Datenbasis nach Chang ist geringer. Danach ist die Abweichung für lediglich 73.5 % aller berechneten Werte kleiner als 15 % vom gemessenen Wert bei einer Standardabweichung von 11.51 %.

/Kim (2002)/ hat mit Hilfe von 225 Messpunkten für 45 verschiedene Flachrohrwärmeübertrager, bei denen das Verhältnis von Rippenteilung x_l zu Schnittteilung $x_{l,s}$ kleiner als 1 ist, die Exponenten neu bestimmt und hat auf diese Weise den folgenden Ausdruck erhalten:

$$j = \text{Re}_{x_{ls}}^{-0.487} \cdot \left(\frac{\gamma_{l,s}}{90}\right)^{0.257} \cdot \left(\frac{x_l}{x_{l,s}}\right)^{-0.13} \cdot \left(\frac{h_l}{x_{l,s}}\right)^{-0.29} \cdot \left(\frac{b_r}{x_{l,s}}\right)^{-0.235} \cdot \left(\frac{l_{l,s}}{x_{l,s}}\right)^{0.68} \cdot \left(\frac{x_r}{x_{l,s}}\right)^{-0.279} \cdot \left(\frac{s_l}{x_{l,s}}\right)^{-0.05} \quad (3.40)$$

Der Gültigkeitsbereich, der mit $100 < \text{Re}_{x_{ls}} < 600$ angegeben wird, ist im Vergleich zu der Korrelation von Chang deutlich kleiner, aber für Berechnungen mit Massenströmen wie sie in typischen Kühlmittelkühlern oder Kondensatoren auftreten ausreichend.

Mit Hilfe der obigen Gleichungen wurden Wärmeübergangskoeffizienten für den Kühlmittelkühler des Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugs ermittelt. Die dafür erforderlichen Geometriedaten sind in Tabelle 3.2 aufgeführt.

Tabelle 3.2: Geometrie der Jalousieschnittlamelle des untersuchten Kühlmittelkühlers

Rohrbreite b_r , mm	38
Rohrhöhe h_r , mm	2
Rohrteilung x_r , mm	10
Rippenanzahl, 1/m	650
Rippenteilung x_i , mm	1.54
Rippenhöhe h_i , mm	8.0
Rippendicke s_i , mm	0.1
Schnittlänge $l_{i,s}$, mm	6.8
Schnittwinkel $\gamma_{i,s}$, °	28
Schnittteilung $x_{i,s}$, mm	1.0
Schnitthöhe $h_{i,s}$, mm	0.23

Bild 3.7 zeigt den Verlauf des Colburn-Faktors für den Kühlmittelkühler in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{x_{i,s}}$, welche die Schnittteilung als charakteristische Länge verwendet. Der nach Davenport berechnete Colburn-Faktor weist im dargestellten Bereich der Reynolds-Zahl die geringsten Werte auf. Die Werte, die bei der Berechnung nach Chang bzw. Kim für den Colburn-Faktor ermittelt wurden, liegen sehr nahe zusammen. Zusätzlich ist der Verlauf des Colburn-Faktors dargestellt, der durch Regression aus Leistungsmessungen für einen Kühlmittelkühler ermittelt wurde, bei dem die in Tabelle 3.2 aufgeführte Jalousieschnittlamelle eingesetzt wurde. Der experimentell ermittelte Colburn-Faktor liegt deutlich über den mit den Korrelationen berechneten Werten. Zusätzlich weist er einen Knick auf, der wahrscheinlich den Umschlagspunkt darstellt, an dem die Strömung von einer kanalgeführten Strömung in eine schnittgeführte Strömung bei höheren Reynolds-Zahlen umschlägt /Davenport (1983)/.

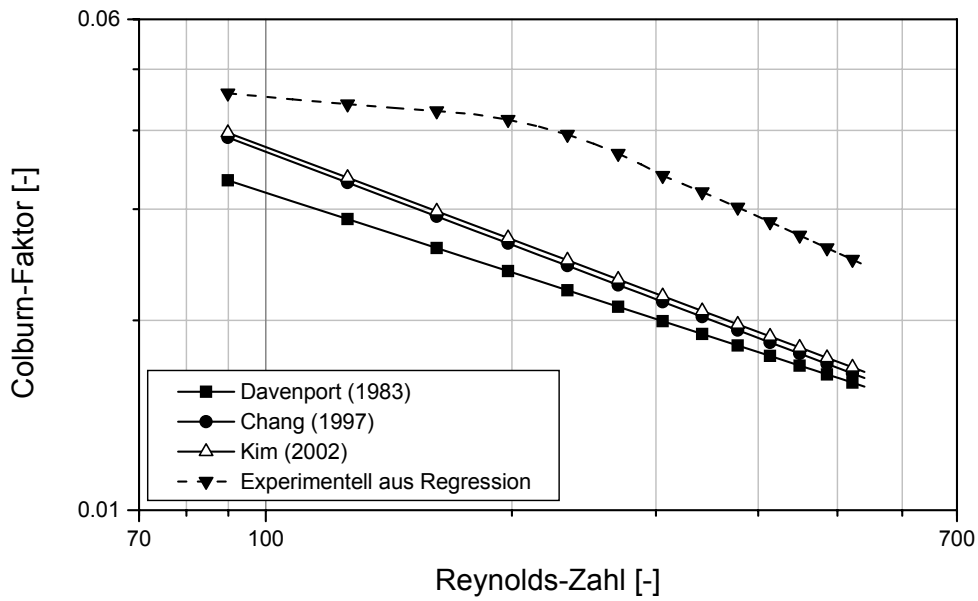


Bild 3.7: Colburn-Faktor für typischen Kühlmittelkühler in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{x_{ls}}$

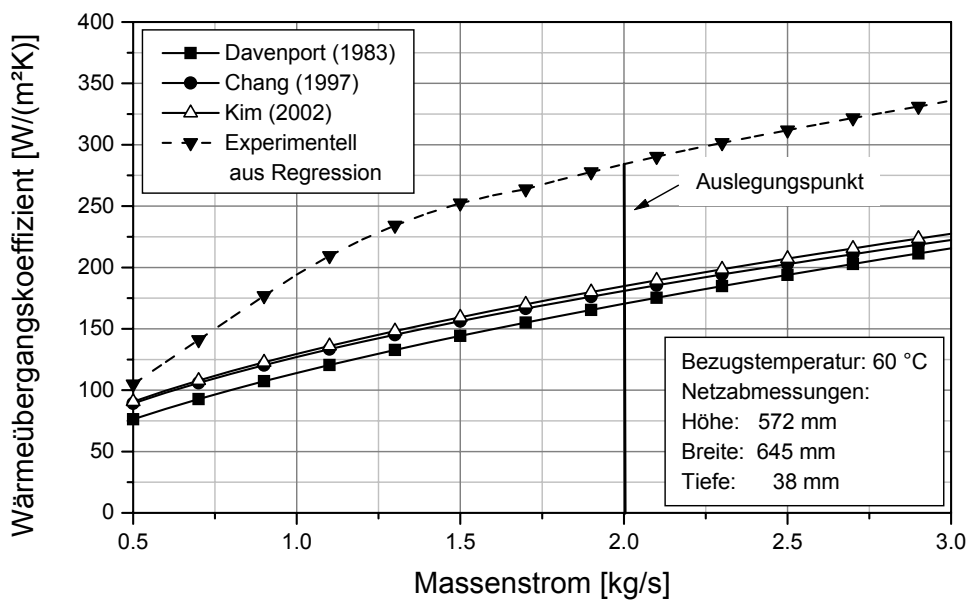


Bild 3.8: Wärmeübergangskoeffizient für typischen Kühlmittelkühler in Abhängigkeit vom Massenstrom

Bild 3.8 zeigt den Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit vom Massenstrom, welcher sich für den Kühlmittelkühler des Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugs ergibt. Am Auslegungspunkt des Kühlmittelkühlers beträgt der Luftmassenstrom 2.0 kg/s. Der Wärmeübergangskoeffizient, der sich auf Basis der vorgestellten Berechnungsgleichungen am Auslegungspunkt ergibt, ist in Tabelle 3.3 aufgeführt.

Tabelle 3.3: Luftseitiger Wärmeübergangskoeffizient am Auslegungspunkt des Kühlmittelkühlers

	Wärmeübergangskoeffizient [W/(m ² ·K)]
Davenport	170.4
Chang	180.9
Kim	184.8
Experimentell	284.2

Geht man als Referenzkurve von der Kurve aus, die mit der Berechnungsgleichung von Chang ermittelt wurde, so erhält man die in Tabelle 3.4 aufgeführten minimal und maximal auftretenden Abweichungen für den Wärmeübergangskoeffizienten im dargestellten Bereich der Reynolds-Zahlen. Zusätzlich ist die Abweichung der einzelnen Korrelationen am Auslegungspunkt des Kühlmittelkühlers angegeben, die kleiner als 5 % im Vergleich zu Kim und Davenport ausfällt. Die experimentellen Werte weichen jedoch mit 57 % deutlich von der Korrelation ab.

Tabelle 3.4: Prozentuale Abweichung des Wärmeübergangskoeffizienten (Referenz: Chang)

	Abweichung [%]		
	minimal	maximal	Auslegungspunkt
Davenport	-3.1	-14.5	-5.8
Kim	+1.7	+2.3	+2.2
Experimentell	+17.5	+61.9	+57.1

/Perrotin (2003)/ hat CFD-Berechnungen für einen Flachrohr-Kondensator mit Jalousieschnittlamellen hinsichtlich des Wärmeübergangs auf der Luftseite durchgeführt und diese mit Messungen verglichen. Zusätzlich hat er die Messungen mit Berechnungen nach Chang und Kim verglichen. Während die auf Basis eines 2D-Modells durchgeführten CFD-Berechnungen Werte liefern, welche um 80 % höher als die Messwerte sind, liegen die Berechnungsergebnisse, die auf einem 3D-Modell

basieren lediglich um 13 % höher. Die mit empirischen Gleichungen ermittelten Werte liegen hingegen um 17 % unter den gemessenen Werten. Auch hier liegt der experimentell ermittelte Wärmeübergangskoeffizient also über dem nach Chang berechneten Wert. Bei weiteren Untersuchungen muss daher berücksichtigt werden, dass der auf der Luftseite nach Chang berechnete Wärmeübergangskoeffizient durchaus tendenziell zu niedrig ist.

3.1.4 Druckverlust auf der Luftseite

Der Druckverlust auf der Luftseite des Kühlmittelkühlers setzt sich aus mehreren Anteilen zusammen. Druckverluste treten am Ein- und Austritt des Wärmeübertragers, sowie bei der Durchströmung des Kühlnetzes auf. Zusätzlich muss die Änderung des Druckes aufgrund der Dichteänderung bei nicht isothermer Strömung berücksichtigt werden. Nach /Kays (1973)/ kann der Gesamtdruckverlust mit Hilfe der folgenden Gleichung berechnet werden:

$$\Delta p = \frac{\dot{m}^2}{2 \cdot \rho_1 \cdot A_c^2} \cdot \left[(K_k + 1 - \sigma^2) + 2 \cdot \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) + c_f \cdot \frac{A_o}{A_c} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_m} - (1 - \sigma^2 - K_e) \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} \right] \quad (3.41)$$

Dabei ist A_o die luftseitige Wärmeübertragungsfläche, A_c der luftseitige Strömungsquerschnitt und σ das Verhältnis des freien Strömungsquerschnittes zur Frontalfläche. K_k und K_e sind der jeweilige Strömungsverlustbeiwert am Eintritt bzw. am Austritt des Wärmeübertragers. In /Kays (1973)/ sind diese Strömungsverlustbeiwerte für verschiedene Geometrien in graphischer Form in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl und dem Verengungsverhältnis σ dargestellt. Die entsprechenden Werte für Kanäle mit dreiecksförmigem Querschnitt werden durch die folgenden Gleichungen gut wiedergegeben:

$$K_k = -0.39 \cdot \sigma^2 - 0.02 \cdot \sigma + 1.27 \quad \text{für } Re < 2000 \quad (3.42)$$

$$K_e = 1.02 \cdot \sigma^2 - 2.87 \cdot \sigma + 1 \quad \text{für } Re < 2000 \quad (3.43)$$

$$K_k = -0.40 \cdot \sigma^2 + 0.55 \quad \text{für } 2000 < Re < 10000 \quad (3.44)$$

$$K_e = \sigma^2 - 2.15 \cdot \sigma + 1 \quad \text{für } 2000 < Re < 10000 \quad (3.45)$$

$$K_k = -0.41 \cdot \sigma^2 + 0.41 \quad \text{für } Re = \infty \quad (3.46)$$

$$K_e = 1.01 \cdot \sigma^2 - 2.01 \cdot \sigma + 1 \quad \text{für } Re = \infty \quad (3.47)$$

Diese Werte gelten für durchgehende Kanäle. Bei zerklüfteten Rippen, wie dies bei Jalousieschnittlamellen der Fall ist, empfiehlt Kays die entsprechenden Werte für $Re = \infty$ zu verwenden.

Der Anteil des Druckverlustes aufgrund von Reibungskräften, im Folgenden auch als Reibungsdruckverlust bezeichnet, beträgt bei Kühlmittelkühlern üblicherweise mehr als 90 % am Gesamtdruckverlust des Kühlmittelkühlers. Fehler bei der Berechnung des Reibungsdruckverlustes wirken sich somit bei der Berechnung des Gesamtdruckverlustes besonders stark aus. Für die Berechnung des Druckverlustes wird bei Jalousieschnittlamellen üblicherweise die Widerstandszahl c_f verwendet. Der Zusammenhang zwischen der Widerstandszahl c_f und dem sonst üblicherweise verwendeten Widerstandsbeiwert ζ lautet:

$$\zeta = 4 \cdot c_f \quad (3.48)$$

In der Literatur lassen sich für Jalousieschnittlamellen, wie sie in Kühlmittelkühlern eingesetzt werden, Berechnungsgleichungen von /Davenport (1983)/, /Chang (2000)/ und von /Kim (2002)/ finden.

/Davenport (1983)/ hat isotherme Druckverlust-Messungen durchgeführt und dabei die Gleichungen (3.49) und (3.50) für die Widerstandszahl aufgestellt. Die Größen $h_{l,s}$ und h_l müssen in Millimetern eingesetzt werden. In dem angegebenen Bereich für die Reynolds-Zahl gibt die Berechnungsgleichung den von Davenport gemessenen Druckverlust mit einer Genauigkeit von maximal $\pm 10\%$ für 95 % der Messwerte wieder.

$$c_f = 5.47 \cdot Re_{x_{l,s}}^{-0.72} \cdot h_{l,s}^{0.37} \cdot \left(\frac{l_{l,s}}{h_l} \right)^{0.89} \cdot x_{l,s}^{0.2} \cdot h_l^{0.23} \quad 70 < Re < 900 \quad (3.49)$$

$$c_f = 0.494 \cdot Re_{x_{l,s}}^{-0.39} \cdot \left(\frac{h_{l,s}}{x_{l,s}} \right)^{0.33} \cdot \left(\frac{l_{l,s}}{h_l} \right)^{1.1} \cdot h_l^{0.46} \quad 1000 < Re < 4000 \quad (3.50)$$

Berechnungsmodelle für die wesentlichen Bauteile

Wie bei /Davenport (1983)/ wird der Bereich der Reynolds-Zahl bei der Berechnungsmethode von /Chang (2000)/ ebenfalls in zwei Bereiche aufgeteilt. Um eine genaue Berechnung des Druckverlustes zu ermöglichen verwendet /Chang (2000)/ mehr Geometrieparameter und aufwändigere Berechnungsgleichungen als /Davenport (1983)/. Für beide Bereiche wird die Widerstandszahl mit Hilfe der Parameter f_1 , f_2 und f_3 nach folgender Formel berechnet:

$$c_f = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \quad (3.51)$$

Für kleine Reynolds-Zahlen ($Re_{x_{ls}} < 150$) werden die Parameter f_1 , f_2 und f_3 , wie folgt berechnet:

$$f_1 = 14.39 \cdot Re_{x_{ls}}^{\left(-0.805 \frac{x_l}{h_l}\right)} \cdot \left(\frac{\gamma_{l,s}}{90}\right)^{0.444} \cdot \left(\ln\left(1 + \frac{x_l}{x_{l,s}}\right)\right)^{3.04} \quad (3.52)$$

$$f_2 = \left(\ln\left(\left(\frac{x_l}{x_{l,s}}\right)^{0.48} + 0.9\right)\right)^{-1.435} \cdot \left(\frac{d_{h,l}}{x_l}\right)^{-3.01} \cdot (\ln(0.5 \cdot Re_{x_{ls}}))^{-3.01} \quad (3.53)$$

$$f_3 = \left(\frac{x_l}{x_{l,s}}\right)^{-0.308} \cdot \left(\frac{b_r}{l_{l,s}}\right)^{-0.308} \cdot \exp\left(-0.1167 \cdot \frac{x_r}{h_r}\right)^{3.04} \cdot \gamma_{l,s}^{0.35} \quad (3.54)$$

Bei höheren Reynolds-Zahlen ($Re_{x_{ls}} > 150$) werden die Parameter f_1 , f_2 und f_3 , wie folgt berechnet:

$$f_1 = 4.97 \cdot Re_{x_{ls}}^{\left(0.6049 - \frac{1.064}{\gamma_{l,s}^{0.2}}\right)} \cdot \left(\ln\left(\left(1 + \frac{s_l}{x_l}\right)^{0.5} + 0.9\right)\right)^{-0.527} \quad (3.55)$$

$$f_2 = \left(\frac{d_{h,l}}{x_l} \cdot \ln(0.3 \cdot Re_{x_{ls}})\right)^{-2.966} \cdot \left(\frac{x_l}{l_{l,s}}\right)^{\left(-0.7931 \left(\frac{x_r}{x_r - h_r}\right)\right)} \quad (3.56)$$

$$f_3 = \left(\frac{x_r}{h_r}\right)^{-0.0446} \cdot \left(\ln\left(1.2 + \left(\frac{x_{l,s}}{x_l}\right)^{1.4}\right)\right)^{-3.553} \cdot \gamma_{l,s}^{-0.477} \quad (3.57)$$

Mit den von /Chang (2000)/ entwickelten Berechnungsgleichungen lassen sich die Druckverluste, welche er für 91 unterschiedliche Flachrohrwärmeübertrager ermittelt

hat, mit einer mittleren Abweichung von 9.2 % wiedergeben. Dabei weisen 83.1 % aller berechneten Werte eine geringere Abweichung als $\pm 15\%$ auf.

/Kim (2002)/ gibt folgende Korrelation für die Berechnung der Widerstandszahl c_f an:

$$c_f = \text{Re}_{x_{l,s}}^{-0.781} \cdot \left(\frac{\gamma_{l,s}}{90}\right)^{0.444} \cdot \left(\frac{x_l}{x_{l,s}}\right)^{-1.682} \cdot \left(\frac{h_l}{x_{l,s}}\right)^{-1.22} \cdot \left(\frac{b_r}{x_{l,s}}\right)^{0.818} \cdot \left(\frac{l_{l,s}}{x_{l,s}}\right)^{1.97} \quad (3.58)$$

Diese Korrelation basiert auf 225 Messpunkten, wobei das Verhältnis von Rippenteilung zu Schnitteilung bei den untersuchten Wärmeübertragern kleiner als 1 war. Die nach Kim resultierende Abweichung zu den Messwerten liegt im Bereich von $\pm 7\%$.

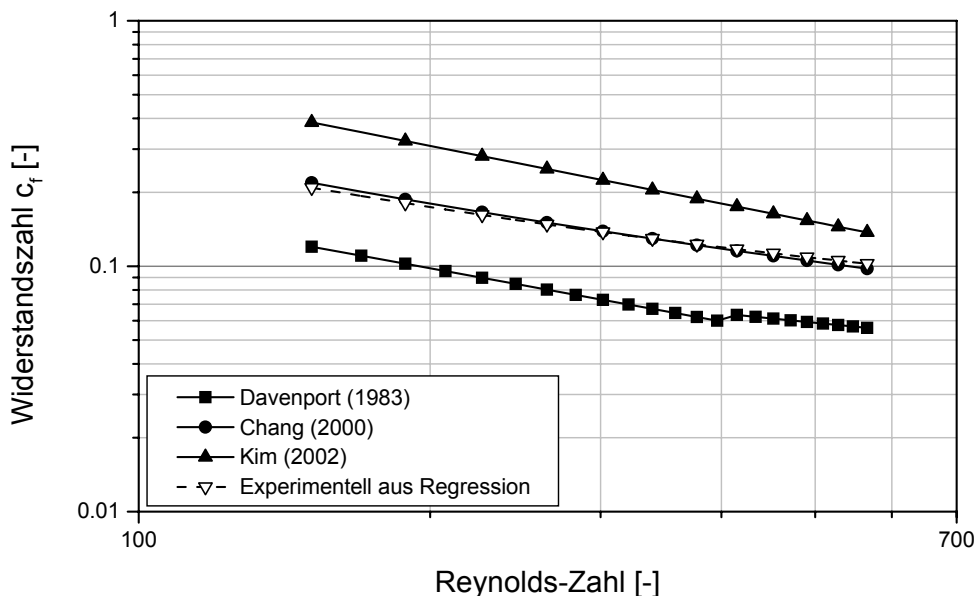


Bild 3.9 Widerstandszahl für den Kühlmittelkühler in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $\text{Re}_{x_{l,s}}$

In Bild 3.9 ist der Verlauf der Widerstandszahl dargestellt, der sich auf Basis der zuvor dargestellten Berechnungsgleichungen für die in Tabelle 3.2 aufgeführte Jalousie-schnittlamelle ergibt. Zusätzlich ist der Verlauf der Widerstandszahl dargestellt, der auf Basis von Messungen an einem Kühlmittelkühler mit der gleichen Jalousie-schnittlamelle ermittelt wurde. Aufgrund der großen Datenbasis und der guten Übereinstimmung mit den experimentell ermittelten Widerstandszahlen wird für die weiteren Berechnungen die Berechnungsgleichung nach /Chang (2000)/ verwendet.

3.2 Kondensator

Um Kühlleistungsuntersuchungen für das Konzept der Verdampfungskühlung durchzuführen, wurde ein entsprechendes Kondensatorberechnungsmodell aufgestellt. Der Kondensator wird, ähnlich wie der Kühlmittelkühler, elementweise mit Hilfe der Effektivitäts-NTU-Methode berechnet.

Im Gegensatz zum Kühlmittelkühler weisen Flachrohrkondensatoren im Fahrzeugbereich mehr als einen Durchgang auf der Kältemittelseite auf. Ein typischer Kondensator einer Fahrzeugklimaanlage ist in Bild 3.10 dargestellt.

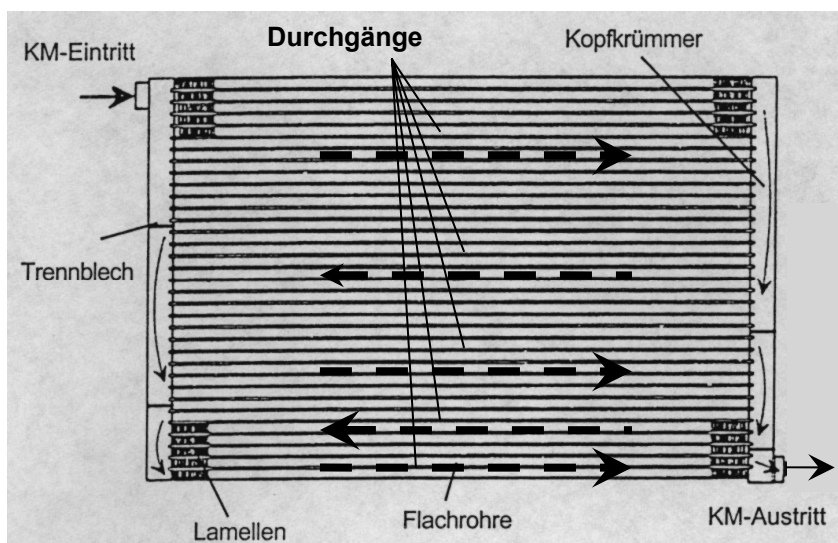


Bild 3.10: Typischer Kondensator für eine Fahrzeug-Klimaanlage mit 5 Durchgängen /TWK (2001)/

Das Kältemittel tritt gewöhnlich als überhitzter Dampf in den Kondensator ein und wird zunächst heruntergekühlt. Bei Erreichen der Kondensationstemperatur kondensiert zunehmend Flüssigkeit aus der Dampfphase. Das vollständig kondensierte Kältemittel kühlt sich weiter ab und verlässt den Kondensator als unterkühlte Flüssigkeit. Aufgrund der unterschiedlichen Aggregatzustände, der Strömungsverhältnisse in den einzelnen Durchgängen und der unterschiedlichen Wärmeübertragungsmechanismen bei Enthitzung, Kondensation und Unterkühlung ist es erforderlich den Wärmeübertrager in einzelne Zonen zu unterteilen und elementweise zu berechnen. Bild 3.11 veranschaulicht den Temperaturverlauf des Kältemittels in den einzelnen Zonen des Kondensators.

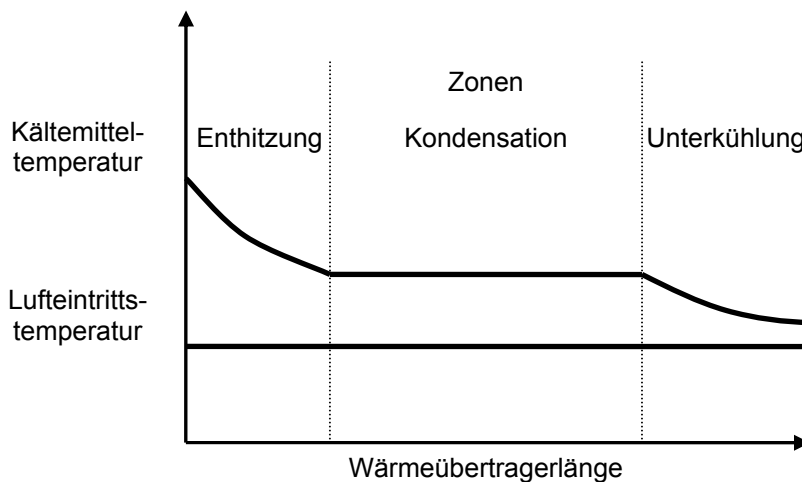


Bild 3.11: Temperaturverlauf des Kältemittels im Kondensator

Im Bereich der Enthitzung und der Unterkühlung wird die Wärme durch erzwungene Konvektion übertragen. Dabei ändert sich die Temperatur der beiden Stoffströme. Für diesen Fall werden die gleichen Berechnungsgleichungen der NTU-Methode wie für den Kühlmittelkühler verwendet. Im Bereich der Kondensation findet ein Phasenwechsel des Kältemittels statt. Idealisiert, also ohne Berücksichtigung von Druckverlusten, geschieht dies bei konstanter Temperatur, während die Luft eine Temperaturänderung erfährt. Die für diesen Anwendungsfall verwendbare Berechnungsgleichung für die Effektivität lautet:

$$\varepsilon = (1 - \exp(-NTU)) \quad (3.59)$$

3.2.1 Wärmeübergang bei Kondensation

Der Wärmeübergang bei der Kondensation im horizontalen Rohr hängt entscheidend von der auftretenden Strömungsform ab. Bei geringen Kondensationsraten, die mit einer geringen Änderung des Dampfgehalts verbunden sind, kann der Wärmeübergangskoeffizient mit einer einzigen Wärmeübergangsbeziehung für die entsprechende Strömungsform berechnet werden. Ist die Änderung des Dampfgehalts jedoch groß, werden in der Regel verschiedene Strömungsformen durchlaufen. In diesem Fall ist bei der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten abschnittsweise vorzugehen.

Bild 3.12 stellt den Kondensationsvorgang im horizontalen Rohr schematisch dar. Zunächst gelangt überhitzter Dampf in das Rohr. Solange die Wandtemperatur oberhalb der Kondensationstemperatur des Dampfes liegt ist die Wand noch trocken. Sobald die Wandtemperatur unterhalb der Kondensationstemperatur liegt, beginnt ein Teil des Dampfes zu kondensieren und benetzt die Wand. Bei hohen Dampfgeschwindigkeiten kann sich ein Teil des an der Wand kondensierten Dampfes aufgrund von Schubspannungen lösen und liegt dann als Nebeltröpfchen in der Strömung vor. Dieser Art der Strömung wird auch Nebelströmung oder Sprühströmung genannt.

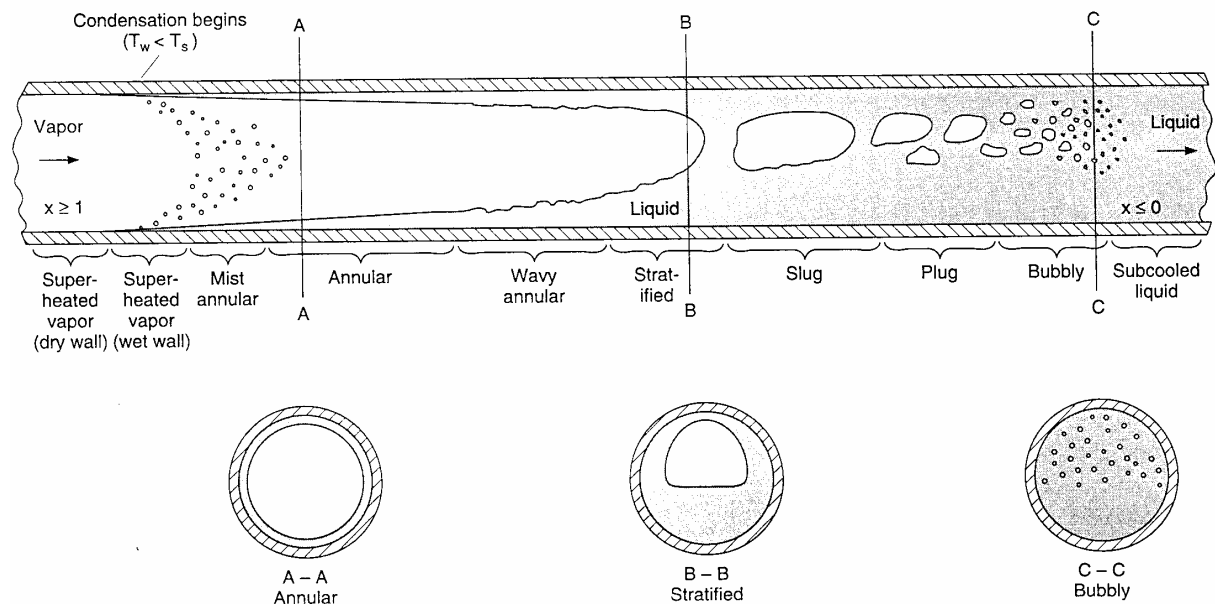


Bild 3.12: Strömungsformen bei der Kondensation im horizontalen Rohr /Rohsenow(1998)/

Der Flüssigkeitsfilm wächst bei zunehmender Kondensation an. Bei gleichmäßiger Verteilung des Flüssigkeitsfilmes über den Umfang spricht man von Ringströmung. Überwiegt der Schwerkrafteinfluss im Vergleich zu den Schubspannungskräften, erhält man eine Schichtenströmung. Hierbei sammelt sich in der unteren Rohrhälfte das Kondensat und bildet dabei eine relativ dicke Kondensatschicht. Der Wärmeleitwiderstand durch diese Kondensatschicht ist im Vergleich zum Wärmeleitwiderstand durch den dünnen Kondensatfilm im oberen Teil des Rohres deutlich größer. Der Wärmestrom durch die dicke Kondensatschicht ist daher so klein, dass er bei der Berechnung häufig vernachlässigt wird. Bei hohen Flüssigkeitsanteilen

gelangt man in den Bereich der Schwallströmung, bei der der gesamte Rohrquerschnitt in gewissen Zeitabständen mit Flüssigkeit benetzt ist, wenn sich die Wellen im Rohr hoch genug aufschaukeln. Bei geringeren Dampfgeschwindigkeiten und höheren Dampfgehalten nähert man sich immer mehr einer Flüssigkeitsströmung. Zunächst sind relativ große Dampfblasen in der Flüssigkeit eingeschlossen. Man spricht dabei von Pfropfenströmung. Bei zunehmend kleiner werdenden Blasen geht die Pfropfenströmung über in die Blasenströmung.

Die Beurteilung der Strömungsform kann rechnerisch mit Hilfe einer Strömungsformenkarte erfolgen /Stephan (1988)/, /Traviss (1973a)/, /Dobson (1994)/. Dazu berechnet man die dimensionslose Dampfgeschwindigkeit und den Flüssigkeitsanteil. In der Strömungsformenkarte sind die verschiedenen Bereiche in Abhängigkeit von diesen beiden Größen dargestellt.

Für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten lassen sich in der Literatur zahlreiche Korrelationen finden. Tabelle 3.5 gibt einen Überblick über häufig verwendete Gleichungen zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation. Ein großer Teil dieser Korrelationen stützt sich jedoch auf Messungen, bei denen der Innendurchmesser der Rohre überwiegend größer als 3 mm ist. Hochleistungswärmeübertrager in Kraftfahrzeugen werden jedoch üblicherweise in Flachrohrbauweise ausgeführt, da diese bei gleichem Wärmeübergangswiderstand auf der Luftseite einen deutlich reduzierten Druckverlust auf der Luftseite aufweisen. Bei geringem Innendruck, kleiner als 3 bar absolut, wie er z.B. in Kühlmittelkühlern auftritt, werden Flachrohre eingesetzt die keine Versteifungsrippen auf der Innenseite benötigen. Bei höherem Druck, wie er üblicherweise in Kondensatoren auftritt, werden vorwiegend extrudierte Flachrohre verwendet. Diese Extrusionsprofile haben runde oder rechteckige Kanäle, deren hydraulischer Durchmesser häufig kleiner als 3 mm ist. In /Thome (2006)/ werden Rohre abhängig von ihrem hydraulischen Durchmesser als Makrokanäle ($d_h \geq 3 \text{ mm}$), Minikanäle ($3 < d_h \leq 0.2 \text{ mm}$) bzw. Mikrokanäle ($d_h < 0.2 \text{ mm}$) bezeichnet. Diese Nomenklatur wird im Folgenden verwendet.

Tabelle 3.5: Übersicht zu Berechnungsgleichungen bei Kondensation

Autor	Quelle	Strömungsform	Stoffe	Beschreibung
Shah	/Shah (1979)/ /Rohsenow (1998)/	Ringströmung	R11, R12, R113, Methanol, Ethanol, Benzol, Toluol und Trichloroethylen	Gleichung (3.67)
Boyko Kruzhilin	/GE (1963)/ /Rohsenow (1998)/	Ringströmung	Wasser	Anhang D
Carpenter Colburn	/GE (1963)/	Ringströmung	Alkohole	Anhang D
Moser	/Moser (1998)/ /Cavallini (2002)/	Ringströmung	diverse	Gleichung (3.63)
Traviss	/Traviss (1973)/	Ringströmung	R12, R22	Anhang D
Akers	/Rohsenow (1998)/ /Akers (1959)/	Ringströmung	Propan, R12	Gleichung (3.60) Anhang D
Cavallini und Zecchin	/Rohsenow (1998); /Rahman (1995)/	Ringströmung	diverse	Anhang D

In /Cavallini (2002)/ wird speziell auf die Kondensation in Minikanälen eingegangen, da es ansonsten kaum veröffentlichte Literatur über Wärmeübertragung bei der Kondensation in Minikanälen gibt. Dieser Veröffentlichung zur Kondensation in horizontalen Kanälen kann jedoch entnommen werden, dass das Strömungsverhalten in Minikanälen stark abhängig vom hydraulischen Durchmesser ist. Je kleiner der hydraulische Durchmesser ist, desto größer wird der Anteil des Gebiets der Ringströmung im Vergleich zu den Bereichen anderer Strömungsformen. Aufgrund von mangelnden Korrelationen für Minikanäle werden in /Cavallini (2002)/ zwei herkömmliche Korrelationen von /Akers (1959)/ und von /Moser (1998)/ empfohlen, die ursprünglich zwar nicht für Minikanäle entwickelt wurden, aber dennoch eine Abschätzung des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation in Minikanälen zulassen. Obwohl diese eigentlich nur für die Ringströmung entwickelt wurden, werden sie bei allen auftretenden Strömungsformen zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten herangezogen.

Die Berechnungsgleichung von Akers /Akers (1959)/ lautet:

$$Nu = 0.0265 \cdot Re_{eq}^{0.8} \cdot Pr_f^{1/3} \quad Re_{eq} > 50000 \quad (3.60)$$

Die „äquivalente“ Reynolds-Zahl wird dabei wie folgt ermittelt:

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot d_h}{\eta_f} \quad (3.61)$$

$$G_{eq} = G_0 \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_d} \right)^{0.5} \right] \quad (3.62)$$

Dabei stellt G_{eq} die „äquivalente“ Massenstromdichte dar. Obwohl die Gleichung (3.60) von Akers ursprünglich nur für Reynolds-Zahlen größer als 50000 entwickelt wurde, empfiehlt /Cavallini (2002)/ diese Gleichung auch für kleinere Reynolds-Zahlen bei der Kondensation in Minikanälen.

Die Berechnungsmethode für den Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation nach /Moser (1998)/ ist im Folgenden dargestellt.

$$Nu = \frac{0.0994^{C_1} \cdot Re_f^{C_2} + Re_{eq}^{(1+0.875 \cdot C_1)} \cdot Pr_f^{0.815}}{(1.58 \cdot \ln(Re_{eq}) - 3.28) \cdot (2.58 \cdot \ln(Re_{eq}) + 13.7 \cdot Pr_f^{2/3} - 19.1)} \quad (3.63)$$

Die Exponenten C_1 und C_2 errechnen sich dabei zu

$$C_1 = 0.126 \cdot Pr_f^{-0.448} \quad (3.64)$$

und

$$C_2 = -0.113 \cdot Pr_f^{-0.563} \quad (3.65)$$

Bei dieser Berechnungsmethode wird eine äquivalente Reynolds-Zahl verwendet, die wie folgt definiert ist:

$$Re_{eq} = \sqrt{-\left(\frac{dp}{dz}\right)_r \cdot \left(\frac{\rho_f \cdot d_h^3}{2 \cdot \eta_f^2 \cdot c_{f,eq}}\right)} \quad (3.66)$$

In /Moser (1998)/ wird der Reibungsdruckverlust für Rohre mit einem Durchmesser von 4.57 bis 12.7 mm mit Hilfe des Druckverlustmodells von Friedel berechnet. In /Cavallini (2002)/ wird die Korrelation von Moser in Verbindung mit dem

Druckverlustmodell von Zhang und Webb, siehe Gleichung (3.81), zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten in Minikanälen empfohlen.

Eine weitere häufig zitierte Berechnungsmethode für den Bereich der Ringströmung stellt die Gleichung von /Shah (1979)/ dar, die eine sehr einfache Berechnung des Wärmeübergangs ermöglicht. Dabei wird die Gleichung von Dittus-Boelter für einphasige turbulente Rohrströmung um einen Term erweitert, der die Phasenumwandlung und den Einfluss der Dampfströmung auf den Kondensatfilm berücksichtigt. Die Berechnungsgleichung für den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten lautet:

$$\text{Nu} = 0.023 \cdot \text{Re}_{f0}^{0.8} \cdot \text{Pr}_f^{0.4} \cdot \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8 \cdot x^{0.76} \cdot (1-x)^{0.04}}{p_r^{0.38}} \right] \quad (3.67)$$

Der normierte Druck p_r ist folgendermaßen definiert:

$$p_r = \frac{p}{p_{\text{crit}}} \quad (3.68)$$

Die Reynolds-Zahl und die Prandtl-Zahl werden unter der Annahme berechnet, dass die Strömung eine reine Flüssigkeitsströmung darstellt.

Der empirischen Formel von Shah liegen Messungen mit den Stoffen R11, R12, R113, Methanol, Ethanol, Benzol, Toluol und Trichlorethylen in senkrechten, waagrechten und geneigten Rohren mit einem Innendurchmesser von 7 bis 40 mm zu Grunde. Der normierte Druck lag bei den zugrunde liegenden Messungen im Bereich zwischen 0.002 und 0.44, die Sättigungstemperatur zwischen 21 und 310 °C, Dampfgeschwindigkeiten zwischen 3 und 300 m/s, Massenstromdichten zwischen 10.8 und 210.6 kg/(m²s), Wärmestromdichten zwischen 158 und 1.893·10⁶ W/m², Reynolds-Zahlen zwischen 100 und 63000 und Prandtl-Zahlen zwischen 1 und 13. Die mittlere Abweichung zu den Versuchswerten gibt Shah mit 15.4 % an.

Weitere bekannte Berechnungsmethoden, die für den Bereich der Ringströmung entwickelt wurden, sind die von Boyko, Traviss und Cavallini. Diese können dem Anhang D entnommen werden.

Die Berechnungsgleichungen von Moser/Friedel, Moser/Zhang, Shah, Cavallini, Boyko, Akers und Traviss wurden auf ihre Eignung zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten im Kondensatormodell hin überprüft. Die Datenbasis

dazu bilden 509 Datenpunkte aus /Traviss (1973)/, /Koyama (2003)/, /Cavallini (2001)/, /Kim(2003)/ und /Dobson(1994)/. Bei diesen Daten handelt es sich um experimentelle Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation in Rundrohren und Minikanälen, die in einem Durchmesserbereich von 0.8 bis 8 mm für die Kältemittel R134a, R12, R22 und R236ea ermittelt wurden. In Bild 3.13 sind die Berechnungsergebnisse für die Kondensation in Minikanälen dargestellt.

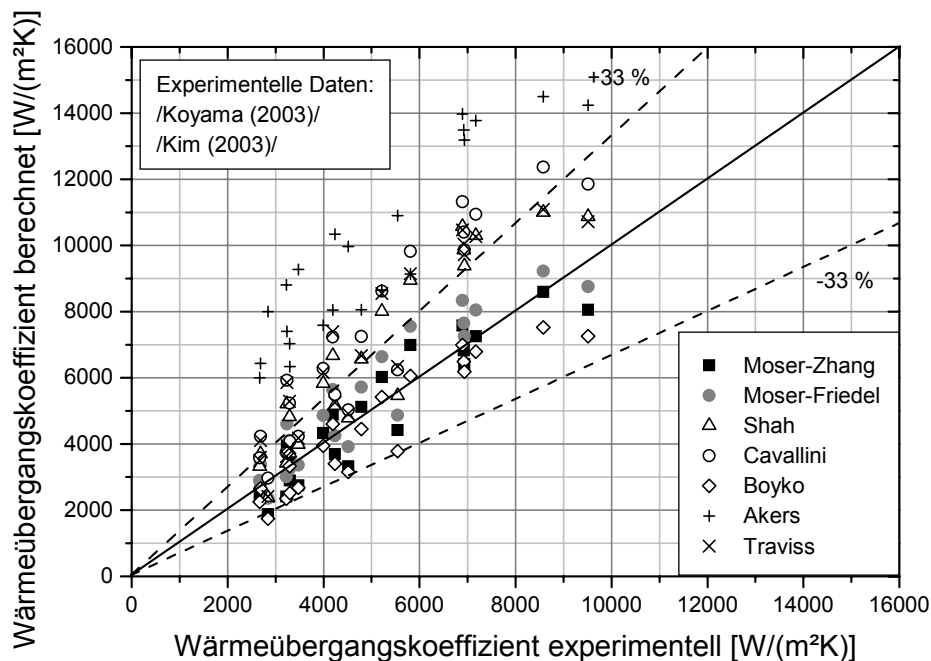


Bild 3.13: Vergleich von experimentellem und berechnetem Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation in Minikanälen

Tabelle 3.6 enthält den mittleren und maximalen Fehler, der sich bei der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten mit den unterschiedlichen Korrelationen ergibt. Dabei fällt auf, dass insbesondere die Berechnungsgleichung von Akers zu hohe Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zu den experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten liefert. Der mittlere Fehler liegt mit 107 % deutlich über den übrigen Berechnungsgleichungen und erweist sich damit als ungeeignet für Minikanäle.

Tabelle 3.6: Übersicht über die Genauigkeit der berechneten Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation in Minikanälen

	Mittlerer Fehler [%]	Maximaler negativer Fehler [%]	Maximaler positiver Fehler [%]
Moser-Zhang	-3.1	-33.9	22.0
Moser-Friedel	10.5	-17.1	42.3
Shah	30.9	-16.2	60.9
Cavallini	43.1	4.4	83.2
Boyko	-11.0	-38.7	15.1
Akers	107.0	49.7	181.3
Traviss	37.4	-15.0	80.7

Die Berechnungsgleichungen von Shah, Traviss und Cavallini weisen mit 30.9, 37.4 und 43.1 % ebenfalls einen verhältnismäßig großen mittleren Fehler auf. Als genaueste Berechnungsmethode erweist sich die Berechnungsmethode nach Moser in Verbindung mit dem Druckverlustmodell nach Zhang. Bei der Verwendung des Druckverlustmodells nach Friedel ergibt sich mit 10.5 % ein etwas höherer mittlerer Fehler als bei Zhang mit -3.1 %. Bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten nach Boyko erhält man absolut gesehen die niedrigsten Werte. Der mittlere Fehler beträgt dabei -11 %.

Zusätzlich wurden Vergleiche von berechneten und experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten für Rundrohre im Durchmesserbereich von 3.1 bis 8 mm durchgeführt. In Bild 3.14 sind die berechneten Wärmeübergangskoeffizienten den experimentellen Werten gegenübergestellt, die mit den Berechnungsgleichungen von Moser-Friedel, Shah, Cavallini und Traviss erzielt werden. Diese weisen zugleich die beste Übereinstimmung mit den experimentellen Werten auf, wie man Tabelle 3.7 entnehmen kann.

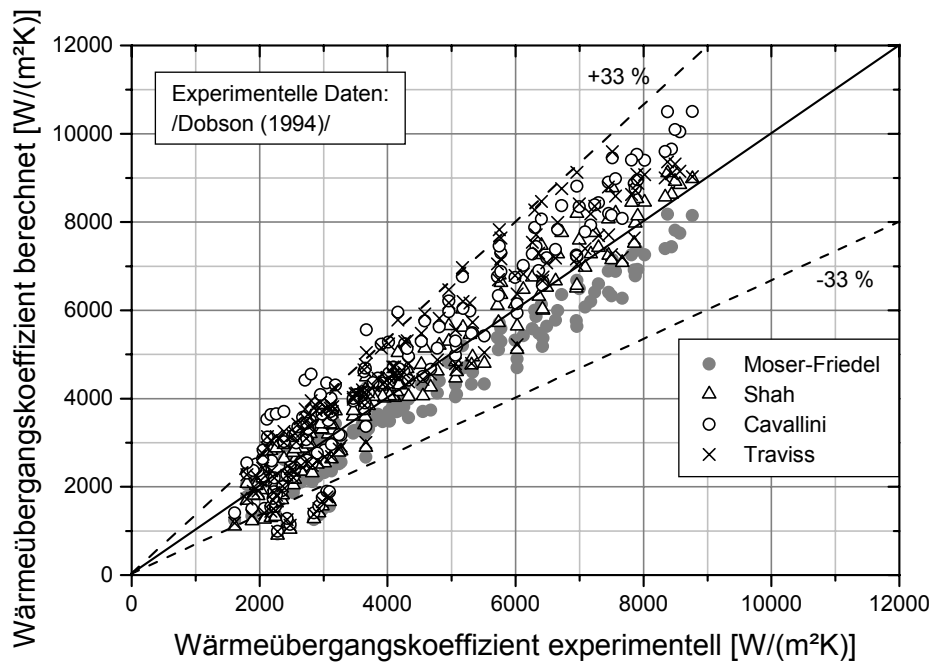


Bild 3.14: Vergleich von berechneten und experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation in Rundrohren $d = 3 \text{ mm}$

Tabelle 3.7: Übersicht über die Genauigkeit der berechneten Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation in Rundrohren $d = 3 \text{ mm}$

	Mittlerer Fehler [%]	Maximaler negativer Fehler [%]	Maximaler positiver Fehler [%]
Moser-Zhang	-19.6	-65.7	16.4
Moser-Friedel	-9.5	-59.2	35.6
Shah	-1.1	-60.6	31.6
Cavallini	11.9	-56.4	67.1
Boyko	-26.9	-68.6	1.0
Akers	17.1	-37.6	94.4
Traviss	8.6	-56.8	47.7

Darüber hinaus wurden Berechnungen des Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation in Rohren mit 7 bzw. 8 mm durchgeführt. Die geringste mittlere Abweichung wird hierbei mit der Berechnungsgleichung von Cavallini (-12.6 %) erzielt, gefolgt von Traviss (-14.6 %) und Shah (-22.8 %). Die Berechnungsgleichung von Moser-Friedel weist eine mittlere Abweichung von -27.9 % auf. Die graphische Darstellung kann dem Anhang D dieser Arbeit entnommen werden.

Für die Berechnung des Wärmeübergangs bei Kondensation wird im Folgenden die Berechnungsgleichung nach Moser verwendet. Für Kanäle mit einem kleinen hydraulischen Durchmesser wird der Druckverlust nach Zhang berechnet, da damit die genauesten Ergebnisse erzielt werden. Nur für große hydraulische Durchmesser wird von dieser Gleichung abgewichen und abhängig von Randbedingungen wie normierter Druck bzw. Kältemittel die vermeintlich genaueste Berechnungsgleichung verwendet.

3.2.2 Druckverlust bei Zweiphasenströmung

Bei der Auslegung eines Kondensators spielt der Druckverlust eine ebenso wichtige Rolle wie der Wärmeübergang, da die Kondensationstemperatur und der Dampfdruck direkt voneinander abhängen und so die Wärmeübertragungsleistung stark beeinflussen können. In /Rohsenow (1998)/ wird die Berechnung des Druckverlustes bei Zweiphasenströmung ohne Berücksichtigung des Schwerkräfteinflusses folgendermaßen angegeben:

$$\frac{dp}{dz} = \underbrace{\left(\frac{dp}{dz} \right)_r}_{\text{Reibungs-}} + G^2 \cdot \underbrace{\frac{d}{dz} \left(\frac{(1-x)^2}{\rho_f \cdot (1-\alpha_g)} + \frac{x^2}{\rho_d \cdot \alpha_g} \right)}_{\text{Strömungs-}} \quad (3.69)$$

Der Gesamtdruckverlust bei zweiphasiger Strömung in horizontalen Rohren besteht demnach aus dem Druckverlust infolge Reibungseinfluss und der Druckänderung aufgrund von Beschleunigungsvorgängen. Der Reibungsanteil des Gesamtdruckverlustes der zweiphasigen Strömung entsteht nicht nur durch Reibung an der Rohrwand, sondern insbesondere auch durch den irreversiblen Impulsaustausch zwischen den beiden Phasen. Eine theoretische Berechnung des Druckverlustes müsste demnach nicht nur das wandnahe Geschwindigkeitsprofil für die Wandschubspannung, sondern auch die Phasenverteilung und die Wechselwirkungen zwischen den Phasen gut erfassen /Mayer (1982)/. Zuverlässige Ansätze für die Phasenverteilung und den Schlupf zwischen Gas- und Flüssigkeitsphase benötigen jedoch sehr viele empirische Parameter. Daher können keine Aussagen getroffen werden, die allgemeingültiger sind als die halb empirisch hergeleiteten Ansätze zur Druckverlustberechnung.

Die halbempirischen Ansätze basieren in vielen Fällen darauf, dass der Druckverlust der Zweiphasenströmung auf den Druckverlust einer einphasigen Strömung zurückgeführt wird, welcher durch einen so genannten Zweiphasenmultiplikator ϕ entsprechend korrigiert wird. Der Druckverlust der einphasigen Strömung kann dabei entweder für die Flüssigphase oder die Gasphase berechnet werden. Hierzu wird die Strömung entweder so berechnet, als ob die entsprechende Phase im Strömungsquerschnitt allein bei der jeweiligen Massenstromdichte der Phase strömt (Index f bzw. d), oder aber als ob der gesamte Massenstrom als flüssige oder gasförmige Strömung im Strömungsquerschnitt strömt (Index f0 oder d0). Der Reibungsdruckverlust der Zweiphasenströmung errechnet sich danach wie folgt:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_r = \phi_f^2 \cdot \left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \phi_d^2 \cdot \left(\frac{dp}{dz}\right)_d = \phi_{f0}^2 \cdot \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f0} = \phi_{d0}^2 \cdot \left(\frac{dp}{dz}\right)_{d0} \quad (3.70)$$

Die Druckverlustgradienten der einphasigen Strömungen werden dabei wie folgt berechnet:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{\zeta_f \cdot G^2 \cdot (1-x)^2}{2 \cdot \rho_f \cdot d_h} \quad (3.71)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_d = \frac{\zeta_d \cdot G^2 \cdot x^2}{2 \cdot \rho_d \cdot d_h} \quad (3.72)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{f0} = \frac{\zeta_{f0} \cdot G^2}{2 \cdot \rho_f \cdot d_h} \quad (3.73)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{d0} = \frac{\zeta_{d0} \cdot G^2}{2 \cdot \rho_d \cdot d_h} \quad (3.74)$$

In /Rohsenow (1998)/ werden abhängig von der Massenstromdichte und dem Viskositätsverhältnis der Dampf- und Flüssigphase verschiedene Berechnungsansätze für den Zweiphasenmultiplikator empfohlen. Eine Übersicht gibt Tabelle 3.8. Von denen in Tabelle 3.8 aufgeführten Berechnungsansätzen können die Korrelationen von Chisholm und Martinelli dem Anhang dieser Arbeit entnommen werden.

Tabelle 3.8: Berechnungsansätze für Zweiphasenmultiplikator nach /Rohsenow (1998)/

Berechnungsansatz	η_f/η_d	G, kg/(m ² ·s)
Friedel	< 1000	-
Chisholm	> 1000	> 100
Martinelli	> 1000	< 100

Die Berechnung des Zweiphasenmultiplikators nach /Friedel (1979)/ wird im Folgenden näher beschrieben:

$$\phi_{f0}^2 = C_1 + \frac{3.23 \cdot C_2}{Fr^{0.045} \cdot We^{0.035}} \quad (3.75)$$

Die Parameter C_1 und C_2 sind definiert als:

$$C_1 = (1-x)^2 + x^2 \cdot \frac{\rho_f}{\rho_d} \cdot \frac{\zeta_{d0}}{\zeta_{f0}} \quad (3.76)$$

$$C_2 = x^{0.78} \cdot (1-x)^{0.24} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_d}\right)^{0.91} \cdot \left(\frac{\eta_d}{\eta_f}\right)^{0.19} \cdot \left(1 - \frac{\eta_d}{\eta_f}\right)^{0.7} \quad (3.77)$$

Die Froude-Zahl und Weber-Zahl errechnen sich zu:

$$Fr = \frac{G^2}{g \cdot d_h \cdot \rho_{2p}^2} \quad (3.78)$$

$$We = \frac{G^2 \cdot d_h}{\rho_{2p} \cdot \sigma} \quad (3.79)$$

$$\rho_{2p} = \left(\frac{x}{\rho_d} + \frac{1-x}{\rho_f}\right)^{-1} \quad (3.80)$$

Die Berechnungsmethode stützt sich dabei auf eine sehr breite Datenbasis mit ca. 25000 Messpunkten für diverse Kältemittel, wie beispielsweise R11, R12, R22, R113, Wasser und NH₃. Die Datenbasis beinhaltet Messungen an Rund- und Rechteckrohren mit einem hydraulischen Durchmesser von 4 bis 200 mm in einem Druckbereich von 0.02 bis 178 bar und einer Massenstromdichte von 7 bis 4500 kg/(m²·s).

Speziell für Minikanäle empfiehlt /Cavallini (2002)/ den Zweiphasenmultiplikator nach Zhang und Webb /Zhang (2001)/ zu berechnen, da sich diese Korrelation auf Druckverlustmessungen stützt, die mit Rohren durchgeführt wurden, welche Kanäle mit zum Teil sehr kleinen hydraulischen Durchmessern ($1 < d_h < 7$ mm) besitzen. Die Berechnungsgleichung wird für Durchmesser von 1.0 bis 7.0 mm und normierten Drücken größer als 0.2 empfohlen.

$$\phi_{f0}^2 = (1-x)^2 + 2.87 \cdot x^2 \cdot p_r^{-1} + 1.68 \cdot x^{0.8} \cdot (1-x)^{0.25} p_r^{-1.64} \quad (3.81)$$

Eine weitere Berechnungsmöglichkeit, die sich auf Messungen an Rohren mit kleinen hydraulischen Durchmessern stützt, wird in /Tran (1999)/ beschrieben. Basis für die Berechnungsmethode bilden Messungen für R134a, R12 und R113 bei Strömungsieden in engen Kanälen mit rundem und rechteckförmigem Querschnitt. Ein Geometrieinfluss der Kanalform auf den Druckverlust konnte danach nicht bestätigt werden. In /Thome (2006)/ wird die Berechnung des Druckverlustes bei Zweiphasenströmung in Mikrokanälen nach /Müller-Steinhagen (1986)/ empfohlen. Die beiden letztgenannten Berechnungsmethoden können dem Anhang E entnommen werden.

Die zuvor erwähnten Verfahren zur Berechnung des Druckverlustes bei zweiphasiger Strömung wurden mit in der Literatur veröffentlichten Messdaten verglichen. Dabei wurde zwischen Rundrohren und Minikanälen unterschieden.

Für Rundrohre wurden 136 Datenpunkte aus /Cavallini (2001)/, /Traviss (1973)/ und /Zhang (2001)/ für die Kältemittel R12, R125, R134a, R22 und R236ea mit dem in Tabelle 3.9 angegebenen Parameterbereich verwendet.

Tabelle 3.9: Parameterbereich der Messdaten für den Druckverlust bei Zweiphasenströmung in Rundrohren

	Minimal	Maximal
Hydraulischer Durchmesser [m]	3.25	8
Massenstromdichte [kg/(m ² ·s)]	263	1000
Temperatur [°C]	24.4	65
Dampfdruck [bar]	3.4	20.1
Normierter Druck [-]	0.10	0.56
Dampfgehalt [-]	0.07	0.91

In Bild 3.15 ist der mit den Korrelationen von Chisholm, Friedel, Zhang und Müller-Steinhagen berechnete Druckverlust über dem gemessenen Druckverlust dargestellt. Die Werte, die mit den Korrelationen nach Martinelli bzw. Tran berechnet wurden, sind aufgrund ihrer hohen Abweichung zu den experimentellen Werten nicht dargestellt.

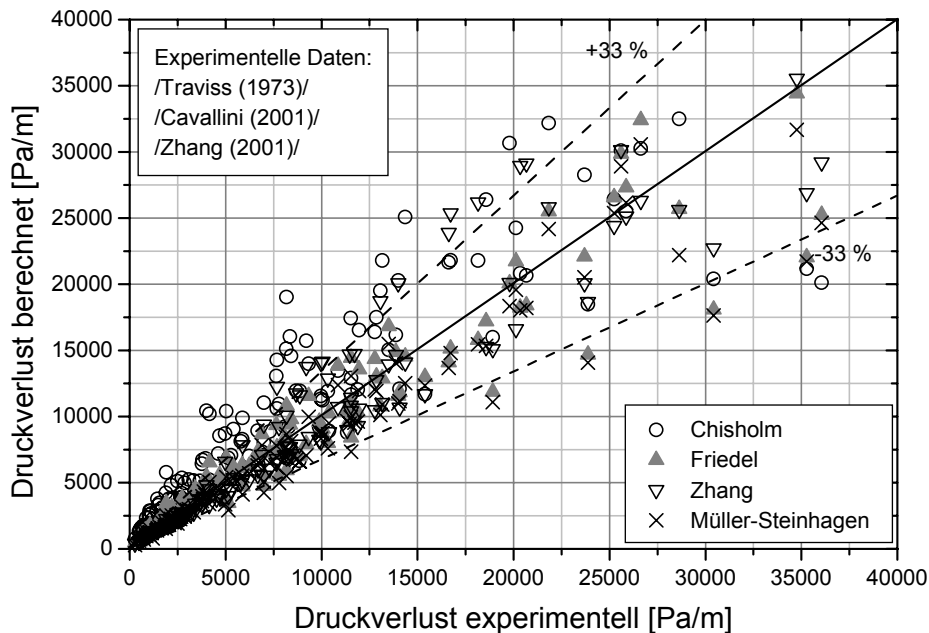


Bild 3.15: Vergleich von berechnetem und experimentellem Druckverlust bei Zweiphasenströmung in Rundrohren

Nach Tabelle 3.10 beträgt der mittlere Fehler bei Tran 71.5 % und bei Martinelli 112.1 %. Die Berechnungsmethode nach Chisholm liefert etwas genauere Berechnungsergebnisse mit einem mittleren Fehler von 53.9 %. Der maximale Fehler mit 202.8 % stellt auch bei dieser Berechnungsmethode einen sehr hohen Wert dar. Genauere Ergebnisse werden mit der Berechnungsmethode nach Friedel erzielt. Hier beträgt der mittlere Fehler 9.5 %. Die genauesten Ergebnisse werden, wie man Bild 3.15 entnehmen kann, mit den Ansätzen zur Druckverlustberechnung nach Müller-Steinhagen und nach Zhang erzielt. Der mittlere Fehler liegt bei der Berechnung nach Müller-Steinhagen bei -6.0 %. Obwohl der Zweiphasenmultiplikator nach Zhang speziell für enge Kanäle entwickelt wurde, beträgt die mittlere Fehler des berechneten Druckverlustes für die hier betrachteten Rundrohre mit einem Durchmesserbereich von 3.3 bis 8 mm nur 1.1 % und stellt damit bezogen auf den mittleren Fehler die genaueste Berechnungsmethode dar. Auffällig erweist sich dabei, dass der berechnete

Druckverlust für R236ea bei der Berechnung nach Zhang im Mittel um 38.1 % zu hoch liegt (maximale negativer Fehler -18.3 bzw. maximale positiver Fehler 59.4 % für R236ea). Eine Erklärung hierfür liegt in der Abhängigkeit des Zweiphasenmultiplikators vom normierten Druck. Bei geringem normierten Druck, wie dies bei den Messungen mit R236ea ($p_r=0.1$) der Fall war, wird der Zweiphasenmultiplikator unverhältnismäßig groß und liefert damit tendenziell zu hohe Druckverluste. Die Berechnungsmethode nach Zhang sollte daher bevorzugt für die Berechnung des Druckverlustes bei einem normierten Druck größer als 0.2 verwendet werden. Bei kleinem normiertem Druck ist die Berechnungsmethode nach Friedel vorzuziehen. Bei den hier vorliegenden Messungen für R236ea liegt der mittlere Fehler bei -15.7 %.

Tabelle 3.10: Übersicht über den Fehler bei der Berechnung des Druckverlustes bei Zweiphasenströmung in Rundrohren

	Mittlerer Fehler [%]	Maximal negativer Fehler [%]	Maximal positiver Fehler [%]
Martinelli	112.1	-38.0	427.5
Chisholm	53.9	-44.2	202.8
Friedel	9.5	-40.5	79.4
Zhang	1.1	-25.4	59.4
Tran	71.5	-48.1	236.5
Müller-Steinhagen	-6.0	-43.2	38.5

Die Datenbasis bei den Minikanälen besteht aus 24 Messungen aus /Koyama (2002)/ und /Zhang (2001)/ für das Kältemittel R134a. Der Parameterbereich ist in Tabelle 3.11 wiedergegeben.

Tabelle 3.11: Parameterbereich der Messdaten für den Druckverlust bei Zweiphasenströmung in Minikanälen

	Minimal	Maximal
Hydraulischer Durchmesser [m]	0.8	2.1
Massenstromdichte [kg/(m ² ·s)]	273	652
Temperatur [°C]	40	65
Dampfdruck [bar]	10.2	18.9
Normierter Druck [-]	0.25	0.47
Dampfgehalt [-]	0.13	0.95

In Bild 3.16 ist der berechnete Druckverlust über dem gemessenen Druckverlust aufgetragen. Wie bei den Rundrohren wird mit den Berechnungsgleichungen nach Müller-Steinhagen bzw. Zhang die genaueste Übereinstimmung mit den gemessenen Druckverlusten erzielt.

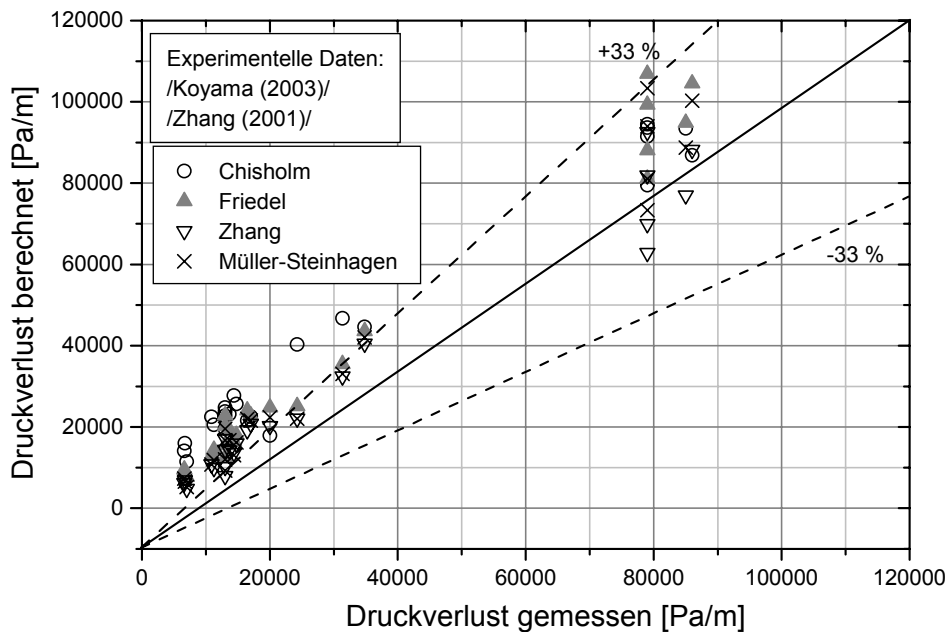


Bild 3.16: Vergleich von berechnetem und gemessenem Druckverlust bei Zweiphasenströmung in Minikanälen

Nach Tabelle 3.12 beträgt der mittlere Fehler bei der Berechnung des Druckverlustes nach Müller-Steinhagen 8.7 %. Bei der Berechnung nach Zhang ergibt sich hingegen ein mittlerer Fehler von lediglich -1.4 % bei einem maximal negativen bzw. positiven Fehler von -39.5 bzw. 30.6 %.

Tabelle 3.12: Übersicht über den Fehler bei der Berechnung des Druckverlustes bei Zweiphasenströmung in Minikanälen

	Mittlerer Fehler [%]	Maximal negativer Fehler [%]	Maximal positiver Fehler [%]
Martinelli	89.2	-10.6	322.2
Chisholm	54.2	-10.3	137.4
Friedel	25.3	-3.5	75.7
Zhang	-1.4	-39.5	30.6
Tran	146.0	41.2	287.2
Müller-Steinhagen	8.7	-28.6	50.6

Die höchste Genauigkeit bei der Berechnung des Druckverlustes wird auf Basis dieser Untersuchungen mit den Berechnungsgleichungen von Müller-Steinhagen und von Zhang sowohl für Rundrohre als auch für Minikanäle erreicht. Dies ist im Einklang mit den in /Cavallini (2002)/ und /Thome (2006)/ gemachten Aussagen zur Genauigkeit verschiedener Berechnungsmethoden für den Druckverlust. Der Berechnungsansatz von Zhang erweist sich hier sowohl für Minikanäle als auch für Rundrohre bis 8 mm als genaueste Berechnungsmethode. Bei geringem normierten Druck liegt der nach Zhang berechnete Druckverlust tendenziell zu hoch, so dass sich in diesem Fall mit der Berechnungsgleichung nach Müller-Steinhagen oder Friedel eine höhere Genauigkeit erzielen lässt. Um einen möglichst großen Parameterbereich mit geringen Berechnungsfehlern abzudecken, werden daher die Berechnungsverfahren nach Zhang und Friedel für die Berechnung des Druckverlustes beim Kondensatormodell verwendet.

3.3 Pumpe und Verdichter

Die Leistungsfähigkeit des Brennstoffzellenkühlsystems hängt nicht nur von dem abgeführten Wärmestrom des Kühlmittelkühlers bzw. Kondensators ab, sondern zusätzlich von der erforderlichen Leistung für die Umwälzung des Kühl- bzw. Kältemittels. Für Kühlmittelpumpen lässt sich die Leistungsaufnahme vereinfacht mit Hilfe der folgenden Formel berechnen:

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta} \quad (3.82)$$

Der Wirkungsgrad η der Pumpe setzt sich aus innerem Wirkungsgrad η_i und mechanischem Wirkungsgrad η_m zusammen. Für Wirkungsgrade von Kühlmittelpumpen, wie sie üblicherweise in Kraftfahrzeugen eingesetzt werden, lassen sich in /Fandi (1996)/ die folgenden Werte finden:

Tabelle 3.13: Wirkungsgrade von Kühlmittelpumpen in Kraftfahrzeugen /Fandi (1996)/

innerer Wirkungsgrad η_i	47 bis 63 %
mechanischer Wirkungsgrad η_m	90 bis 95 %
Gesamtwirkungsgrad η	42 bis 60 %

Bei Kenntnis des Volumenstroms und des Systemdruckverlustes lässt sich damit die erforderliche Pumpenleistung ermitteln.

Abhängig von der Art des Kühlsystems kann das Kältemittel auch mit Hilfe eines Verdichters umgewälzt werden. Im Gegensatz zur Pumpe findet die Drucksteigerung nicht im Bereich der Flüssigkeitsphase, sondern im Bereich des überhitzten Dampfes statt. In der Kältetechnik kommen üblicherweise Hubkolben-, Schrauben- oder Scrollverdichter zum Einsatz. Für die Anwendung in Brennstoffzellenkühlsystemen ist ein geringes Gewicht des Verdichters von besonderer Bedeutung. In /Pischinger (2003)/ wurden Verdichtereinheiten für mobile Brennstoffzellensysteme hinsichtlich ihres Wirkungsgrades untersucht. Die dort ermittelten effektiven isentropen Wirkungsgrade der Verdichtereinheiten liegen im Bereich von ca. 60 %. Für den Einsatz zur Kältemittelförderung bei einem Brennstoffzellenkühlsystem kommen die dort untersuchten Verdichter sowohl aufgrund ihres geringen Gewichts (max. 7 kg) als auch aufgrund des maximal förderbaren Volumenstroms (max. 5 bis 7 m³/min) in Frage. Für die Berechnung der Leistungsaufnahme des Verdichters wird daher mit einem effektiven isentropen Wirkungsgrad von 60 % gerechnet, welcher durch die folgende Gleichung definiert ist:

$$\eta_{\text{is,eff}} = \frac{\text{isentropische Verdichterarbeit}}{\text{effektive Arbeit}} \quad (3.83)$$

3.4 Validierung der Berechnungsmodelle und Fehlerabschätzung

Die Validierung der einzelnen Berechnungsgleichungen wurde in den vorangegangenen Kapiteln auf Basis von vorhandenen Messdaten in der Literatur durchgeführt. An dieser Stelle soll das Berechnungsmodell für den gesamten Kühlmittelkühler und für den gesamten Kondensator mit experimentell ermittelten Werten verglichen werden.

3.4.1 Kühlmittelkühler

Zur Validierung des Berechnungsmodells für den Kühlmittelkühler wird die Kühlleistung des Kühlmittelkühlers, der im Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug integriert ist, mit berechneten und gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt und verglichen. Dazu wird der Wärmeübertrager mit Hilfe der NTU-Methode berechnet. Die Luftseite wird dabei als unvermischt, die Kühlmittelseite als vermischt angenommen.

Die Netzabmessungen des Kühlmittelkühlers sind in Tabelle 2.7 aufgelistet. Der Auslegungspunkt für das Kühlsystem, welcher durch den maximal möglichen luft- und kühlmittelseitigen Massenstrom definiert ist und damit zugleich das Leistungsmaximum des Kühlmittelkühlers darstellt, ist in Tabelle 2.6 aufgeführt.

In Bild 3.17 ist die ermittelte Leistung des Kühlmittelkühlers in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom bei dem maximalen Kühlmittelmassenstrom von 2.5 kg/s dargestellt. Bei der Leistungskurve, welche sich mit dem Berechnungsmodell ergibt, wurde der luftseitige Wärmeübergangskoeffizient nach /Chang (1997)/ während der kühlmittelseitige Wärmeübergangskoeffizient nach /Garimella (2001)/ berechnet wurde. Die Basis für die gemessene Leistungskurve bilden Wärmeübergangskoeffizienten für den Kühlmittelkühler, welche durch eine Regressionsanalyse ermittelt wurden /DC (2004a)/.

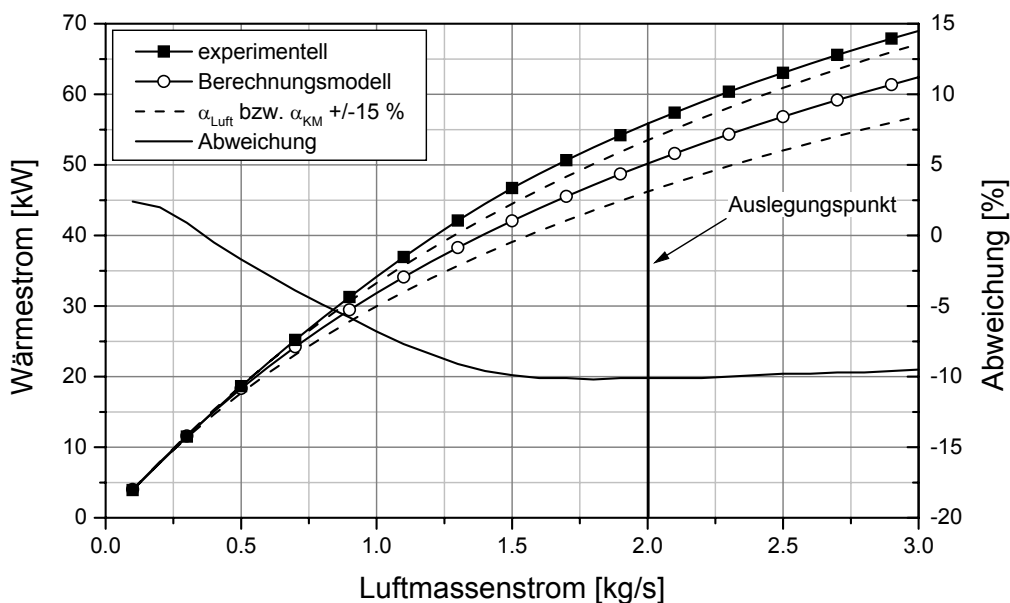


Bild 3.17: Leistung des Kühlmittelkühlers bei Variation des Luftmassenstroms

Die auf experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten basierende Leistungskurve liegt insbesondere bei hohen Luftmassendurchsätzen deutlich höher als die für das Berechnungsmodell. Am Auslegungspunkt erhält man eine rechnerische Leistung von 50.2 kW für das Berechnungsmodell bzw. 55.9 kW bei Verwendung der experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten. Dies entspricht einer Differenz von 5.7 kW und einer prozentualen Abweichung der rechnerisch ermittelten Leistung von -10.1 %.

Die maximale Abweichung zwischen den beiden Leistungskurven beträgt -10.2 % in dem dargestellten Bereich.

Um den Einfluss des Fehlers bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten mit Hilfe von Literaturkorrelationen zu veranschaulichen, sind in Bild 3.17 zwei zusätzliche Leistungskurven dargestellt. Bei der Berechnung der beiden gestrichelten Leistungskurven wurde von einem maximalen Fehler von +/-15 % bei der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten ausgegangen. Der untere Kurvenverlauf ergibt sich bei einem um 15 % reduzierten Wärmeübergangskoeffizienten auf der Luft- und auf der Kühlmittelseite, während die obere Kurve, den Leistungsverlauf darstellt, wenn die luft- und kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten jeweils beide um 15 % erhöht sind. Im letzteren Fall ergibt sich eine Leistung des Kühlmittelkühlers von 53.5 kW, was einer Abweichung von -4.2 % entspricht und damit bereits sehr nahe an der Leistung des Kühlmittelkühlers bei der Verwendung von gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten liegt.

Die vorhandene Differenz bei der Leistungsermittlung des Kühlmittelkühlers steht im Einklang mit den vorangegangenen Untersuchungen zum Wärmeübergangsverhalten auf der Luft- und Kühlmittelseite. Während der nach /Garimella (2001)/ berechnete kühlmittelseitige Wärmeübergangskoeffizient nur eine geringfügige Abweichung zum gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten aufweist, siehe Tabelle 3.1, liegt der nach /Chang (1997)/ berechnete luftseitige Wärmeübergangskoeffizient deutlich unter dem gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten, siehe Tabelle 3.3. Damit lässt sich auch die verringerte Leistung des Kühlmittelkühlers, welche sich mit dem Berechnungsmodell bei Verwendung der Literaturkorrelationen ergibt, erklären.

Aufgrund des Vergleiches der Kühlmittelkühlerleistung muss davon ausgegangen werden, dass das Berechnungsmodell tendenziell zu geringe Leistungswerte für den Kühlmittelkühler liefert. Die größte prozentuale Abweichung von den gemessenen Werten erhält man am Auslegungspunkt, bei dem die berechnete Leistung um ca. 10 % unter der gemessenen Kühlmittelkühlerleistung liegt. Für weitere Berechnungen wird die Kühlleistung als Referenzwert verwendet, welche sich auf die Literatur-Korrelationen nach /Chang 1997/ und /Garimella (2001)/ stützt. Nach den zuvor durchgeführten Berechnungen beträgt der Referenzwert 50.2 kW am Auslegungspunkt des Kühlmittelkühlers.

3.4.2 Kondensator

Zur Validierung des Berechnungsmodells für den Kondensator, wurden Messungen eines Kondensators einer Fahrzeugklimaanlage herangezogen, welche mit dem Kältemittel R134a betrieben wird. Diese Kondensatoren sind, ähnlich wie Kühlmittelkühler, ebenfalls in Flachrohrbauweise mit Jalousieschnittlamellen aufgebaut. Im Gegensatz zu Kühlmittelkühlern, die häufig nur einen kühlmittelseitigen Durchgang aufweisen, haben die Klimakondensatoren jedoch mehrere Durchgänge, um das überhitzte Kältemittel bei jeweils optimalem Wärmeübergang und Druckverlust abzukühlen, zu kondensieren und zu unterkühlen. Des Weiteren liegt der Innendruck deutlich höher als bei Kühlmittelkühlern, weshalb Rohre mit dickeren Wandstärken verwendet werden.

Die Leistungsmessungen des Kondensators /DaimlerChrysler (2004a)/ wurden auf einem Prüfstand durchgeführt, bei welchem der Kältekreislauf dem des Fahrzeugs nachempfunden ist. Dabei wurden kältemittelseitig die Ein- und Austrittstemperatur, der Eintrittsdruck und der Massenstrom gemessen. Zusätzlich wurde mit Hilfe von Differenzdruckaufnehmern der kältemittelseitige Druckverlust gemessen. Auf der Luftseite wurde der Massenstrom, die Ein- und die Austrittstemperatur gemessen. Die Austrittstemperaturen wurden in Form einer Matrix über dem Austrittsquerschnitt gemessen und anschließend gemittelt. Mit den Messgrößen wurde die Leistung des Kondensators kältemittelseitig und luftseitig bilanziert. Dabei ist die kältemittelseitige Energiebilanz aufgrund der geringeren Anzahl der zu erfassenden Messgrößen als die genauere Energiebilanz zu betrachten. Die luftseitig bilanzierte Leistung liegt durchgehend über der Leistung der Kältemittelseite und weist eine Abweichung von 2.4 bis 13.7 % auf. Aufgrund eines defekten Anemometers in der Matrix, ist eine Abweichung der Leistung von ca. +6 % zu erwarten und liegt damit in dem obigen Bereich. Aufgrund dieser Messfehler und der zu erwartenden höheren Ungenauigkeit der luftseitigen Leistungsbilanz, wird die kältemittelseitig bilanzierte Kondensatorleistung als Referenz für die Validierung des Berechnungsmodells verwendet. Die Abmessungen des Kondensators können dem Anhang B entnommen werden.

In Bild 3.18 ist die Kondensatorleistung und der kältemittelseitige Druckverlust dargestellt, die gemessen bzw. rechnerisch mit dem Berechnungsmodell ermittelt wurden. Die Eintrittsbedingungen variieren hinsichtlich der Eintrittstemperaturen und

des kältemittelseitigen Eintrittsdruckes. Der Luftmassenstrom ist mit ca. 0.66 kg/s bei allen dargestellten Messpunkten annähernd konstant. Die Abweichung der berechneten Leistung zur gemessenen Kondensatorleistung liegt zwischen -2 bis 1 %. Bei zwei weiteren Messungen wurde der Luftmassenstrom auf 0.96 bzw. auf 1.25 kg/s erhöht. Auch bei diesen Messungen weicht die berechnete Kondensatorleistung weniger als -2 % von der gemessenen Leistung ab. Eine signifikante Differenz ergibt sich jedoch bei der Differenz des gemessenen und des berechneten kältemittelseitigen Druckverlustes. Der rechnerisch ermittelte Druckverlust liegt um ca. 75 % unter dem gemessenen Druckverlust. Diese erhebliche Differenz lässt sich nur teilweise mit der Berechnungsungenauigkeit der Wärmeübergangs- und Druckverlustberechnungsgleichungen erklären.

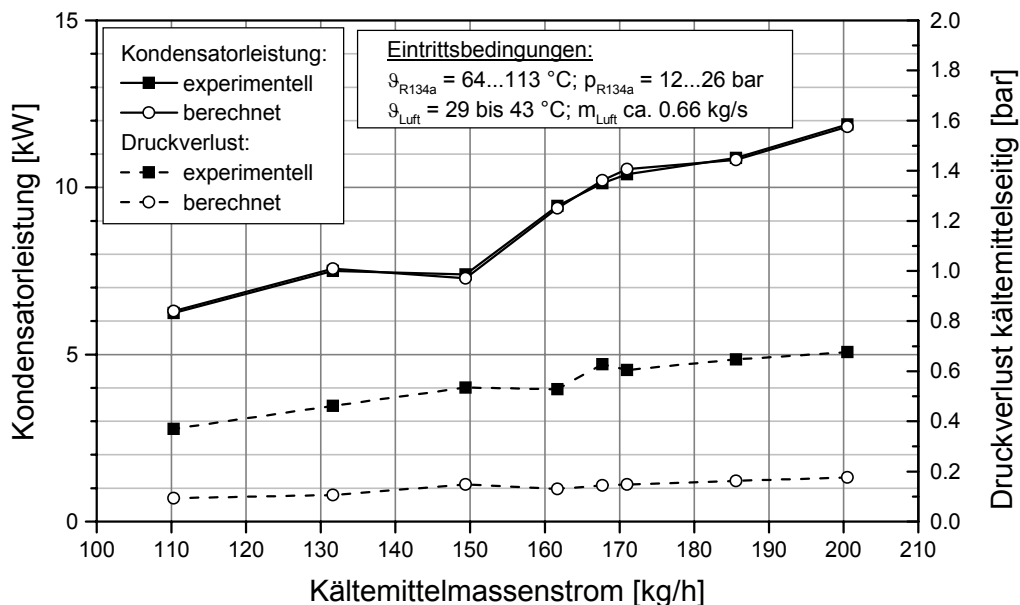


Bild 3.18: Leistung und kältemittelseitiger Druckverlust für einen R134a Klimakondensator

Ein erheblicher Teil der Differenz zwischen Messung und Berechnung ist darin zu suchen, dass die Auswirkung von Querschnittssprüngen und Umlenkungen, wie sie im realen Kondensator bei Eintritt, Austritt und bei den Übergängen von Durchgang zu Durchgang auftreten, in dem Berechnungsmodell für den Druckverlust nicht berücksichtigt werden. Eine rechnerische Quantifizierung mit Hilfe eindimensionaler Berechnungsmethoden ist einphasig nach /VDI (1997)/ als auch zweiphasig nach /Collier (1994)/ theoretisch möglich. Da diese Berechnungsgleichungen jedoch nur für

idealisierte und stark vereinfachte Geometrien entwickelt wurden, sind diese bei Anwendung auf den realen Kondensator wiederum mit einem großen Fehler behaftet. Bei einer Betrachtung, bei dem diese zusätzlichen Druckverluste mit berücksichtigt werden, erhöht sich der berechnete Druckverlust insgesamt um ca. 16 %. Davon beträgt der Druckverlust aufgrund von Querschnittsänderungen ca. 11 % und der Druckverlust aufgrund von Umlenkungen ca. 5 %. Die rechnerische Abschätzung der zusätzlichen Druckverluste aufgrund von Umlenkungen und Querschnittsänderungen im Kondensator kann daher auch nicht diese große Differenz erklären

Die hohen Abweichungen zwischen berechneten und gemessenen Werten können mit einer weiteren Detaillierung mit eindimensionalen Berechnungsmethoden nur geringfügig reduziert werden. Messung und Berechnung könnten z.B. mit zusätzlichen Druckverlustbeiwerten im Berechnungsmodell abgeglichen werden. Diese wären jedoch nur für diesen geometrischen Aufbau gültig. Bei einer Änderung der Geometrie des Kondensators (z.B. Anzahl der Durchgänge), wie dies bei den späteren Auslegungsrechnungen der Fall ist, würden jedoch wiederum erwartungsgemäß andere Druckverlustbeiwerte erforderlich werden, die nur durch Messungen bestimmt werden könnten. Aus diesem Grund wird von der Einführung zusätzlicher empirisch zu bestimmender Druckverlustbeiwerte abgesehen. Der für die Validierung des Kondensatormodells verwendete Kondensator weist aufgrund seiner Bauart (Kosten, Fertigbarkeit und hoher Betriebsdruck) relativ ungünstige Strömungsverhältnisse bei den Querschnittsänderungen und im Bereich der Umlenkungen auf, die einen hohen Druckverlust zusätzlich zum Reibungsdruckverlust begünstigen. Dieser erhöhte Druckverlust wird jedoch zu Gunsten von geringeren Kosten und einer besseren Fertigbarkeit in Kauf genommen, da die Kondensatorleistung nur geringfügig beeinträchtigt wird. Bei einem geringeren Betriebsdruck wirkt sich der Druckverlust jedoch stärker auf die Kondensatorleistung aus, so dass es hier sinnvoll ist den Kondensator strömungstechnisch zu optimieren, was insbesondere bei einem niedrigeren Betriebsdruck durchaus realisierbar ist. Bei einem derart optimierten Kondensator kann daher davon ausgegangen werden, dass der berechnete Druckverlust deutlich näher an den realen Werten liegen wird.

4. Grundlegende Betrachtungen zur Steigerung der Kühlleistung

In diesem Kapitel werden ausgehend vom konventionellen Kühlsystem alternative Kühlkonzepte und Zusatzkühlkonzepte auf deren Leistungsfähigkeit und Einsatzmöglichkeit in Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen untersucht.

4.1 Konventionelles Kühlsystem

Die maximale Leistung des Kühlmittelkühlers wurde in Kapitel 3.4.1 mit Hilfe des Berechnungsmodells zu 50.2 kW berechnet. Darauf aufbauend wird im Folgenden untersucht, inwieweit eine weitere Kühlleistungssteigerung des Kühlmittelkühlers möglich ist.

Der Leistungsverlauf des Kühlmittelkühlers wurde bereits in Bild 3.17 in Abhängigkeit des Luftmassenstroms dargestellt. Bei einer Erhöhung des Luftmassenstroms ist demnach mit einer deutlichen Leistungssteigerung zu rechnen. Bei einem Luftmassenstrom von 3.0 kg/s würde der Kühlmittelkühler einen Wärmestrom von 64.2 kW an die Umgebung abführen, was einer Kühlleistungssteigerung von 27.9 % im Vergleich zum Auslegungspunkt in Bild 3.17 entspricht. Einer Erhöhung des Luftmassenstroms sind jedoch üblicherweise durch Versperrungen des Strömungspfadens und der Lüfterleistung Grenzen gesetzt. Des Weiteren kommt hinzu, dass der Kühlluftwiderstand bei einer Erhöhung des Luftmassenstroms ebenfalls ansteigt und so zu einer gesteigerten Abwärmemenge führen würde. Bei dem untersuchten Kühlsystem stellt der Luftmassenstrom von 2.0 kg/s bereits die obere Grenze dar /DaimlerChrysler (2004a)/.

Der Massenstrom auf der Kühlmittelseite lässt sich aufgrund des steigenden Druckverlustes und der damit verbundenen Erhöhung der Pumpenleistung ebenfalls nicht beliebig steigern. In Bild 4.1 ist die Kühlerleistung in Abhängigkeit des Kühlmittelmassenstroms und der Kühlmittelintrittstemperatur dargestellt. Der Luftmassenstrom und die Lufteintrittstemperatur wurden entsprechend des Auslegungspunktes zu 2.0 kg/s und 40 °C angesetzt.

Aus diesem Bild wird ersichtlich, dass eine Verdoppelung des Massenstroms auf der Kühlmittelseite lediglich eine Steigerung des Wärmestroms von 50.6 kW auf 56.6 kW bewirkt. Dies entspricht einer prozentualen Steigerung von 11.3 %. Die so erreichbare

Kühlleistungssteigerung liegt damit deutlich unter der, die sich bereits bei einer Erhöhung des Luftmassenstroms um 50 % einstellt. Die Kühlleistungssteigerung durch Erhöhung des luftseitigen Massenstroms erfordert neue Fahrzeugkonzepte bei denen der Kühlmittelkühler beispielsweise weniger stark verblockt ist oder aber eine größere Netzfläche bietet. Bei den größtenteils bestehenden Fahrzeugplattformen, die speziell für den Antrieb mit Verbrennungsmotor konzipiert sind, ist dies jedoch kaum möglich.

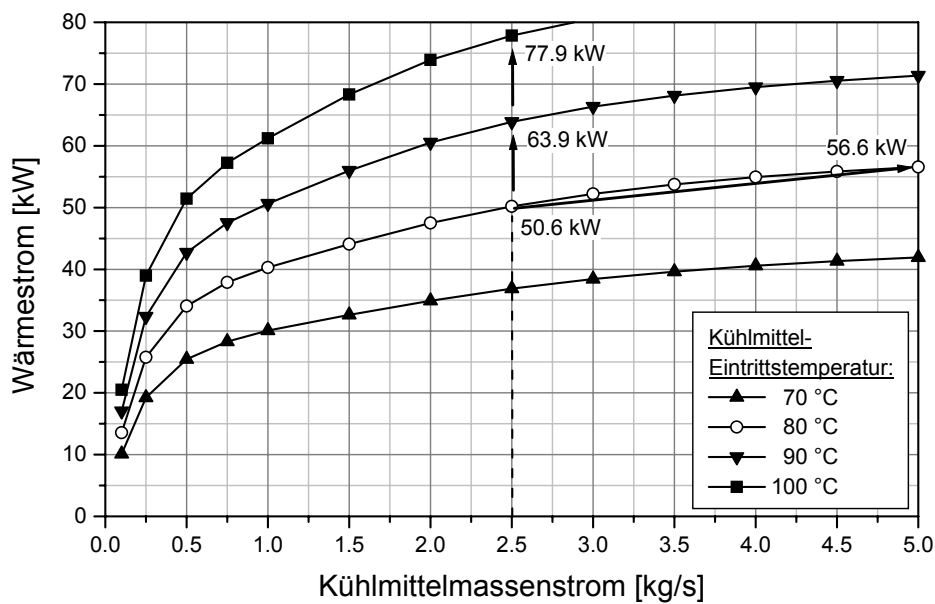


Bild 4.1: Kühlmittelkühlerleistung in Abhängigkeit von Kühlmittelmassestrom und -eintrittstemperatur

Eine weitaus größere Kühlleistungssteigerung lässt sich bei einer Anhebung der Eintrittstemperatur des Kühlmittels in den Wärmeübertrager erzielen. Bereits bei einer Anhebung der Kühlmittelintrittstemperatur um 10 K auf 90 °C erhöht sich der vom Kühler abgegebene Wärmestrom um 13.3 kW, bei einer Eintrittstemperatur von 100 °C liegt die Leistung des Wärmeübertragers sogar um 27.3 kW über der Referenzleistung von 50.6 kW, was einer prozentualen Kühlleistungssteigerung von 54.4 % entspricht. Dies ist allerdings nur dann möglich, wenn die zulässigen Betriebstemperaturen von Brennstoffzellenstacks entsprechend angehoben werden können. Entwicklungsbestrebungen, die in diese Richtung abzielen, gibt es bereits.

Eine Steigerung der Wärmeübergangskoeffizienten durch Optimierung des Wärmeübertragers, beispielsweise hinsichtlich der Durchströmung, der Geometrie oder durch Turbulenzerzeuger, ist in begrenztem Maße durchaus denkbar. Aus diesem Grund wurde untersucht, wie sich die Änderung der Wärmeübergangskoeffizienten auf die Kühlmittelkühlerleistung des Brennstoffzellen-Fahrzeugs auswirkt. Dazu wurde der luft- und kühlmittelseitige Wärmeübergangskoeffizient bei sonst unveränderten Randbedingungen für den Auslegungspunkt gezielt variiert. Die entsprechenden Berechnungsergebnisse sind in Bild 4.2 dargestellt.

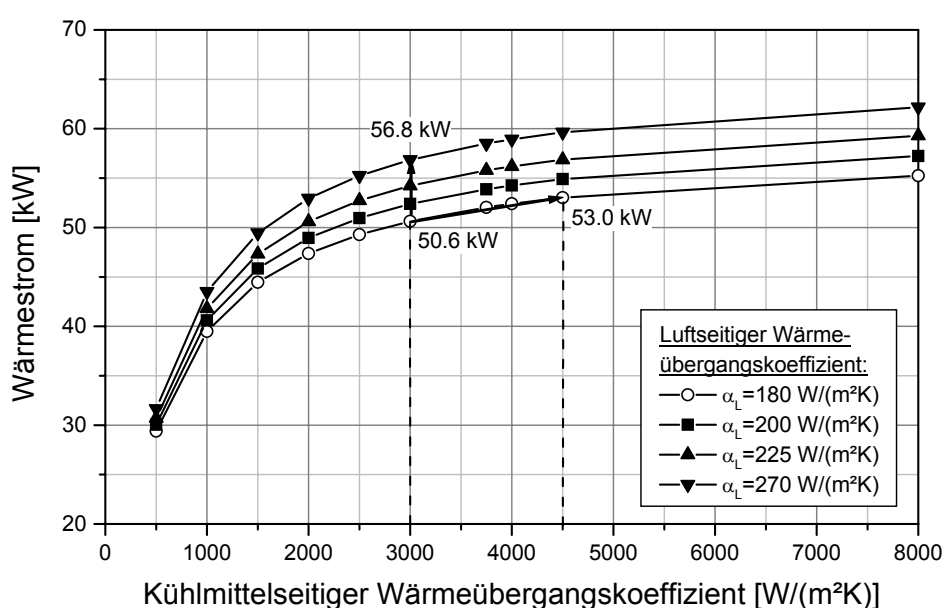


Bild 4.2: Leistung des Kühlmittelkühlers bei Variation des luft- und kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten

Aus diesem Bild wird ersichtlich, dass die Leistung des Kühlmittelkühlers bei kleinen Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlmittelseite nahezu unabhängig von den luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten ist. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der jeweils größere Wärmeübergangswiderstand, in diesem Fall der kühlmittelseitige, der bestimmende Widerstand ist und somit die Wärmeübertragerleistung maßgeblich beeinflusst. Bei einer Steigerung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten nimmt die Leistung in Abhängigkeit vom luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten zu.

Im Bereich des kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von 1500 bis 3000 W/(m²·K) liegt das Verhältnis von luft- zu kühlmittelseitigem Wärmeübergangswiderstand nahe bei eins. Bei höheren Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlmittelseite wird die Kühlmittelkühlerleistung zunehmend durch den Wärmeübergang auf der Luftseite bestimmt.

Bei der Grenzwertbetrachtung eines unendlich hohen Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlmittelseite ergibt sich eine Leistung von 58.3 kW, bei der eines unendlich hohen luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten beträgt die Leistung 71.3 kW. Diese beiden Eckwerte stellen die theoretisch maximal erzielbare Kühlleistung dar, die durch eine einseitige Erhöhung der Wärmeübergangskoeffizienten am Auslegungspunkt des Kühlmittelkühlers möglich wäre.

Geht man davon aus, dass sich die Wärmeübergangskoeffizienten durch geeignete Maßnahmen um jeweils 25 % steigern lassen, ergibt sich eine Leistungszunahme von 5.2 kW, was einer Steigerung von 10.2 % entspricht. Es kann jedoch nicht davon ausgegangen werden, dass eine Steigerung der Wärmeübergangskoeffizienten ohne Rückwirkung auf entsprechende Druckverluste realisiert werden kann. Damit steht der Steigerung der Kühlleistung einer erhöhten Leistungsaufnahme seitens der Kühlmittelpumpe bzw. des Lüfters gegenüber.

4.2 Alternative Kühlkonzepte

Auf Basis einer eingehenden Patent- und Literaturrecherche werden im Folgenden Alternativen zur konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung aufgezeigt. Einige der dargestellten Alternativen werden bereits zur Kühlung von Brennstoffzellen in portablen, stationären oder mobilen Anwendungen eingesetzt. Andere werden von Kühltechnologien abgeleitet, die bei anderen technischen Anwendungen Verwendung finden, aber durchaus auch im Bereich der Brennstoffzelle als Alternative oder als Ergänzung zum konventionellen Kühlsystem in Frage kommen.

4.2.1 Luftkühlung

Die Luftkühlung stellt neben der Flüssigkeitsumlaufkühlung eine weitere Möglichkeit dar, die beim Betrieb der Brennstoffzelle entstehende Prozesswärme abzuführen. Bei diesem Kühlkonzept gibt es verschiedene Möglichkeiten die Wärme des Brennstoffzellenstacks abzuführen. In /Ballard (1994)/ wird der Aufbau eines

Brennstoffzellenstacks beschrieben, bei dem Luft als Oxidationsmittel und Kühlmittel zugleich verwendet werden. Nach /Ergenics (1989)/ können die Luft-Strömungskanäle im Stack entweder als separate Kühlkanäle ausgeführt werden, oder aber dieselben Luftkanäle sein, in denen die Reaktionsluft strömt. Diesem Patent zu Folge, liegen die Hauptvorteile im Vergleich zu Flüssigkeitsumlaufkühlung in dem geringeren Gewicht, einem einfachen Aufbau und geringen Kosten. Des Weiteren ergibt sich eine kompaktere Bauweise und ein geringerer Nettoenergiebedarf zum Betreiben des Kühlsystems. Die beiden letztgenannten Punkte verhalten sich tendenziell jedoch gegenläufig. Bei Brennstoffzellensystemen mit sehr kleinen installierten Leistungen, wie dies bei der portablen Anwendung der Fall ist, treffen die beiden Punkte durchaus zu. Bei Systemen im mobilen Bereich mit einer entsprechend hohen Leistung, wie dies für den Antrieb eines Fahrzeugs der Fall ist, wird für die Kühlung ein sehr hoher Luftvolumenstrom benötigt. Dies ist charakteristisch für alle luftgekühlten Systeme und ergibt sich insbesondere aufgrund der geringen spezifischen Wärmekapazität von Luft, welche um den Faktor vier geringer ist als die von Wasser, und der geringeren Dichte. Da die Luft zur Kühlung direkt durch den Stack strömen muss, ist es erforderlich die Strömungskanäle entsprechend groß zu dimensionieren, um den Druckverlust und die damit verbundene Lüfterleistung möglichst klein zu halten. Damit verbunden ist jedoch wiederum eine Erhöhung des Bauvolumens des Stacks.

In einem Patent von /Siemens (1996)/ werden die Vorteile des luftgekühlten Brennstoffzellensystems insbesondere dadurch erreicht, dass der Brennstoffzellenstack im vorderen Fahrzeugbereich installiert ist, so dass der bei der Fahrt des Fahrzeugs entstehende Staudruck zur Unterstützung der Luftdurchströmung des Brennstoffzellenstacks genutzt werden kann. Eine direkte Anströmung des Stacks ist jedoch begrenzt durch die Größe der Kühlluftöffnungen in der Fahrzeugfront. Eine effizientere Kühlung auf Basis direkter Ausnutzung des Staudruckes bedingt damit entsprechende Abmessungen des Brennstoffzellenstapels, was wiederum die Brennstoffzellenleistung einschränkt. Eine weitere Einschränkung ergibt sich aufgrund dessen, dass der Staudruck nur bei hohen Geschwindigkeiten ausgenutzt werden kann. Bei Betriebspunkten mit geringer Geschwindigkeit aber maximaler Leistungsaufnahme, beispielsweise bei einer Bergauffahrt mit Anhänger, steht dagegen nur ein geringer Staudruck zur Verfügung. Eine Kühlleistungssteigerung bzw.

effektivere Kühlung im Vergleich zur Luftkühlung ohne Staudruckausnutzung kann unter diesen Umständen nicht erzielt werden.

Erschwerend kommt für die Luftkühlung hinzu, dass nicht nur der Brennstoffzellenstapel, sondern zusätzlich auch die Nebenaggregate gekühlt werden müssen. Luft lässt sich jedoch weniger einfach als eine Flüssigkeit zu den zu kühlenden Nebenaggregaten fördern, gleichzeitig ist der benötigte Bauraum größer als bei einem flüssigkeitsgekühlten System. Die Versorgung des Fahrzeuginnenraums mit Abwärme ist, wie aus dem Fahrzeugbereich bekannt, ebenfalls problematisch.

Ein weiterer Aspekt ergibt sich aus der Temperaturverteilung im Brennstoffzellenstack selbst. Bei der Luftkühlung ist eine relativ ungleichmäßige Temperaturverteilung im Brennstoffzellenstack zu erwarten, da die Eintrittstemperatur (entspricht der Umgebungstemperatur bzw. Verdichteraustrittstemperatur) nicht bzw. nur schlecht geregelt werden kann und die Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt im Vergleich zur Flüssigkeitsumlaufkühlung damit wesentlich größer ist.

Vor diesem Hintergrund wird in einem Patent von /Opel (1998)/ das Prinzip der Luftkühlung für ein Brennstoffzellensystem genutzt, welches aus zwei Brennstoffzellenstacks besteht, einem Niedertemperatur-Stack und einem Hochtemperatur-Stack. Mit Hilfe dieses Systems kann die sonst relativ große Temperaturspreizung zwischen Lufteintritt und Luftaustritt im jeweiligen Stack verringert werden, was zu einer geringeren Materialbeanspruchung und damit einer erhöhten Lebensdauer führt. Zusätzlich wird mit diesem System eine vergleichsweise geringe Aufheizzeit erreicht bis die volle Leistung des Brennstoffzellensystems zur Verfügung steht.

Den vermeintlichen Vorteilen der Luftkühlung, wie einem einfacheren Aufbau und geringerem Gewicht, stehen Nachteile gegenüber, wie einer höheren Temperaturspreizung, der Versorgung des Fahrzeuginnenraumes mit Abwärme, insbesondere aber des zu erwartenden größeren Bauraumes, der im Fahrzeugbereich als besonders kritisch gesehen wird.

4.2.2 Wasserstoffgaskühlung

In /Toyo (1990)/ wird ein Verfahren zur Kühlung von Brennstoffzellen beschrieben, bei dem die Brennstoffzelle durch Wasserstoffgas gekühlt wird. Dieses Verfahren wird daher im Folgenden als Wasserstoffgaskühlung bezeichnet.

Im Vergleich zu Luft weist Wasserstoff eine höhere Wärmeleitfähigkeit auf, was den Wärmeübergang verbessert ($\lambda_{\text{Luft}} = 0.025 \text{ W/(mK)}$, $\lambda_{\text{H}_2} = 0.175 \text{ W/(mK)}$ bei 20 °C und 1 bar). Ähnlich wie bei der Luftkühlung wird die Brennstoffzelle dadurch gekühlt, dass ein ausreichender Überschuss an Wasserstoffgas durch die Reaktionskanäle strömt und so die Brennstoffzelle kühlt. Das Wasserstoffgas muss jedoch, anders als bei der Luftkühlung, in einem geschlossenen Kreislauf zirkulieren. Die Prozesswärme muss entweder direkt über einen Luft-/Wasserstoffgas-Wärmeübertrager, oder aber über einen zusätzlichen Flüssigkeitskühlkreislauf an die Umgebung abgeführt werden. Die im Vergleich zu einer Flüssigkeitsumlaufkühlung auftretenden Volumenströme sind, ähnlich wie bei der Luftkühlung, ebenfalls größer, so dass auch bei diesem Konzept der Querschnitt der Reaktionskanäle größer ausgeführt werden muss. Eine wesentliche Bauraumreduzierung ist daher fraglich, insbesondere auch aufgrund des erforderlichen zusätzlichen Wärmeübertragers, der die Prozesswärme an die Umgebung abführt. Weitere Probleme, die es zu lösen gilt, betreffen die Dichtheit im Bereich der Pumpe, die notwendig ist, um den Wasserstoff zu zirkulieren. Hinzu kommt, dass bei diesem Kühlkonzept aufgrund des vergrößerten Volumens auf der Wasserstoffseite, verhältnismäßig viel Wasserstoff im Umlauf ist, welches das System bei Fahrzeugstillstand ungenutzt durch Leckage und Diffusion verlassen kann.

4.2.3 Verdampfungskühlung

Die Verdampfungskühlung ist schon in den frühen Anfängen des Fahrzeugbaus bei Verbrennungsmotoren zum Einsatz gekommen, siehe dazu /Held (1986)/. Diese wurde dann jedoch schnell von der Luftkühlung und schließlich der Flüssigkeitsumlaufkühlung verdrängt.

Das Prinzip der Verdampfungskühlung findet man auch bei der Kühlung von elektronischen Bauteilen /ISAD (1998)/ im Kraftfahrzeug oder anderen elektronischen Bauteilen /Fuji (1985)/. Bei dieser so genannten „Siedebadkühlung“ befinden sich die zu kühlenden Bauteile in einem Flüssigkeitsbad. Unter Wärmeabgabe verdampft die Flüssigkeit und kondensiert an einer anderen Stelle des Systems. Anschließend wird die Flüssigkeit wieder zu den elektronischen Bauteilen zurückgeleitet.

Auch für batteriebetriebene Elektrofahrzeuge wurde die Verdampfungskühlung bereits untersucht. In diesem Zusammenhang wird die Verdampfungskühlung in der

Veröffentlichung /Valeo (1998)/ mit einer herkömmlichen Flüssigkeitsumlaufkühlung verglichen. Abhängig von der Betriebsweise und der Wärmeübertragerauslegung konnte ein Leistungssteigerungspotenzial von bis zu 6 % im Vergleich zur konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung festgestellt werden.

In Patentschriften zur Kühlung von Brennstoffzellen findet man ebenfalls Hinweise, dass dieses Kühlkonzept für bestimmte Brennstoffzellen bereits untersucht wurde und teilweise auch angewandt wird. So wird in der Offenlegungsschrift /DBB (1998)/ die Verdampfungskühlung für Brennstoffzellen im Zusammenhang mit der Erörterung möglicher Kühlmittel erwähnt.

In der Offenlegungsschrift /Toyo (1990)/ wird das Kühlsystem einer PAFC-Brennstoffzelle als Stand der Technik beschrieben, bei welchem nicht nur die fühlbare Wärme, sondern auch die Verdampfungswärme des Wassers zu Kühlzwecken genutzt wird. Aufgrund der hohen Verdampfungswärme ist nur ein verhältnismäßig kleiner Wassermassenstrom notwendig. In einer weiteren Patentschrift /IFCC (1996)/ zur Verdampfungskühlung bei der PAFC-Brennstoffzelle wird vorgeschlagen einen Bypass zum Stack zu integrieren, durch den ein Teil des flüssigen Kühlmittels fließt und sich nach dem Stack mit dem verdampften Kühlmittel vermischt. Dadurch soll einerseits der Dampfstrom im Bereich des Kondensators gering gehalten werden, andererseits soll aufgrund des verringerten Massenstroms durch den Brennstoffzellenstack, die in den Stack eintretende Kühlflüssigkeit schneller auf Siedetemperatur gebracht werden, um so für eine möglichst gleichmäßige Temperaturverteilung im Stack zu sorgen.

Im Gegensatz zu den oben erwähnten Patenten, die sich auf die Kühlung von PAFC-Brennstoffzellen mit einer Betriebstemperaturen von ca. 220 °C beziehen, wird in /IFCC (1991a)/ ein für alle Brennstoffzellentypen gültiges Patent beschrieben, bei denen Wasserstoff aus einem gasförmigen Brennstoff reformiert wird. Demzufolge wird der gasförmige Brennstoff, wie z.B. Methan, mit Wasser versetzt und durchströmt den Stack anschließend in separaten Kühlkanälen. Hierbei verdampft das Wasser und kühlt somit die Brennstoffzelle. Das entstehende Gemisch wird anschließend zum Reformier weitergeleitet, um daraus Wasserstoffgas zu erzeugen.

In einem anderen Patent /UAC (1971)/ wird eine Brennstoffzelle gekühlt, indem eine Siedeapparatur, die für den Reformier benötigt wird, über eine Wärmeleitpaste in

direktem Kontakt an der Außenseite des Stacks befestigt ist. Hierbei entfallen die bei der konventionellen Flüssigkeitskühlung benötigten Kanäle und tragen damit zu einer deutlichen Verringerung des Bauvolumens des Stacks bei.

In /Ergenics (1989)/ wird der Aufbau eines Stacks einer PEMFC-Brennstoffzelle beschrieben, bei dem die Wärmeabfuhr alternativ durch Verdampfungskühlung, direkte Luftkühlung oder Flüssigkeitskühlung erfolgen kann. Für die Luft- und Flüssigkeitskühlung befinden sich separate Kühlkanäle im Stack. Die Verdampfungskühlung erfolgt hier jedoch indem Wasser in den Luft-Reaktionskanälen verdampft.

In den Patenten /IFCC (1989)/, /UTC (1989)/ und /UAC (1967)/ wird vorgeschlagen, die Brennstoffzelle zu kühlen, indem dem Wasserstoffgas, also dem Anodengas, zusätzlich Wasser beigemischt wird, welches dann im Stack verdampft und auf diese Weise die Brennstoffzelle kühlt. Gleichzeitig kann diese Methode dem Austrocknen der Membran entgegenwirken.

Bei dem Patent /GEC (1965)/ wird die entstehende Prozesswärme über im Luftstrom verdampftes Wasser abgeführt. Das verdampfte Wasser kondensiert an einer semipermeablen Membran und diffundiert in einen Lösungskreislauf, der die Prozesswärme abführen muss. Da sich die Lösung im Laufe des Betriebs verdünnt, ist kein wartungsfreier Betrieb gewährleistet. Anders als bei der Flüssigkeitsumlaufkühlung, fallen auch hier separate Kühlkanäle im Stack weg, da das Wasser direkt im Reaktions-Luftstrom verdampft.

In der Offenlegungsschrift /MM (1997)/ wird Wasser zur gleichzeitigen Kühlung und Befeuchtung einer PEMFC-Brennstoffzelle, bevorzugt in Form eines Aerosols oder mit Hilfe einer Dosierpumpe, in einen oder beide Reaktionskanäle eingebracht. Auch bei diesem Konzept sind demnach separate Kühlkanäle überflüssig.

Wärmerohre sind in der Lage, hohe Wärmeströme bei geringen Temperaturdifferenzen zu übertragen. Der Effekt beruht, wie bei der Verdampfungskühlung, auf Verdampfung und Kondensation, wobei eine Pumpe zum Umtrieb des Mediums entfällt. In /IFCC (1991b)/ wird dieses Prinzip zur Kühlung der Brennstoffzelle eingesetzt, in dem statt Kühlkanäle, Schichten mit Wärmerohren in die Brennstoffzelle integriert werden. Diese Wärmerohre führen die Wärme nach außen hin ab, wo sie dann die Wärme wiederum an einen Flüssigkeitskühlkreislauf abgeben.

Ein ähnliches Prinzip wird in einem chinesischen Patent /DCPI (2000)/ beschrieben, denn auch hier wird auf eine Pumpe verzichtet. Bei diesem Kühlkonzept wird in einem Stack einer PEMFC-Brennstoffzelle ein Kühlmittel in separaten Kühlmittelkanälen verdampft und außerhalb des Brennstoffzellenstacks in einem luft- oder wassergekühlten Tank kondensiert. Anschließend läuft das Kühlmittel durch den Schwerkrafteinfluss zurück in den Stack.

Aus der Literaturrecherche wird ersichtlich, dass es eine Vielzahl von unterschiedlichen Konzepten zur Kühlung und Befeuchtung von Brennstoffzellen gibt, die sich im weitesten Sinne unter der Kategorie Verdampfungskühlung zusammenfassen lassen. Bei allen Systemen wird der Phasenübergang von flüssig zu gasförmig ausgenutzt.

Die meisten der oben beschriebenen Verdampfungskühlkonzepte beruhen darauf, dass einem der beiden Reaktionsströme zugesetztes Wasser verdampft und die Wärme über die Kondensation des Wasserdampfes an einen Flüssigkeitskreislauf abgegeben wird. Der wiederum muss die Wärme an die Umgebung abgeben. Vorteilhaft wirkt sich die Verdampfungskühlung damit hauptsächlich auf die Brennstoffzelle selbst aus. Es herrscht eine gleichmäßigere Temperaturverteilung im Stack, der zugleich ein geringeres Bauvolumen aufweist. Eine deutliche Steigerung der an die Umgebung abführbaren Wärme ist mit diesen Konzepten jedoch nicht zu erwarten, da die Wärmeabgabe an die Umgebung wiederum über einen Flüssigkeitskreislauf erfolgt.

Eine Steigerung der Kühlleistung ist dann zu erwarten, wenn die Brennstoffzelle einen von den Reaktionskanälen getrennten separaten Verdampfungskühlkreislauf aufweist, bei dem das verdampfte Kältemittel in einem luftgekühlten Kondensator gekühlt wird. Zum einen erhöht sich damit die Eintrittstemperaturdifferenz des Wärmeübertragers der die Wärme an die Umgebung abgibt, zum anderen ist mit einem verbesserten Wärmeübergang in diesem Wärmeübertrager aufgrund der vorherrschenden Kondensation zu rechnen. Des Weiteren kann auf einen zusätzlichen Kühlkreislauf (Wärmeübertrager, Kühlmittelpumpe) verzichtet werden. Demnach wird das Leistungspotenzial der Verdampfungskühlung, welche in direkter Wärmeübertragung mit der Umgebungsluft steht, im Vergleich zur Verdampfungskühlung mit zusätzlichem Kühlkreislauf, als größer bewertet.

Für die PEMFC wurde lediglich ein Hinweis /DCPI (2000)/ auf ein Verdampfungskühlsystem mit separaten Kühlkanälen gefunden. Hierbei handelt es sich jedoch um eine Naturumlaufkühlung, bei dem das Kühlmittel nicht in einem Kondensator, sondern in einem einfachen Vorratsbehälter heruntergekühlt wird. Die Leistungsklasse der zu kühlenden Brennstoffzellen ist damit auf den Bereich der portablen Anwendung eingeschränkt.

Bei der PAFC ist das Prinzip der Verdampfungskühlung mit separaten Kühlkanälen nach /IFCC (1991a)/ hingegen Stand der Technik. Während bei der PAFC-Brennstoffzelle aufgrund der Betriebstemperatur von ca. 220 °C auf Wasser basierende Kühlmittel zurückgegriffen werden kann, liegen die Betriebstemperaturen der PEMFC-Brennstoffzelle mit 80 °C deutlich darunter, was dazu führt, dass auf andere Kühlmittel ausgewichen werden muss. Eine Anwendung der Verdampfungskühlung im Bereich von PEMFC-Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen, ähnlich wie sie für Verbrennungsmotoren /Held (1986)/ bzw. Elektrofahrzeugen /Valeo (1998)/ bereits untersucht wurde, ist jedoch nicht bekannt.

4.2.4 Verfahren zur Kälteerzeugung

Die oben beschriebenen Verfahren zur Kühlung der Brennstoffzelle zeichnen sich dadurch aus, dass die Temperaturen des Kühlmittels grundsätzlich zwischen denen der Brennstoffzelle und der Umgebung liegen, nie jedoch darüber oder darunter. Der Energiebedarf ist verhältnismäßig gering, da er sich auf Pumpen bzw. Lüfter beschränkt, d.h. ausschließlich zur Bewegung der Fluide erforderlich ist. Eine weitere Möglichkeit ein Brennstoffzellensystem zu kühlen besteht darin, Verfahren zur Kälte- oder Wärmeerzeugung zu verwenden. In /ILK (1991)/ werden weitestgehend alle technisch relevanten Verfahren zur Kälteerzeugung im Nutztemperaturbereich von -90 bis +10 °C diskutiert. Dazu gehören: Kaltdampfprozesse mit unterschiedlichen Arbeitsmitteln (Einstoffkältemittel, Mehrstoffkältemittel, Ammoniak, Wasser), Kaltgasprozesse (Kaltluft-Kältemaschine, Stirling-Kältemaschine, Wirbelrohr-Kältemaschine), der thermoelektrische Prozess und der thermomagnetische Prozess. Die Bewertung dieser Verfahren kann bedingt auf das Problem der Brennstoffzellenkühlung übertragen werden, sofern der Temperaturbereich des Verfahrens zur Kälteerzeugung zur Kühlung der Brennstoffzelle mit einer Betriebstemperatur von maximal 80 °C geeignet ist. Einige dieser Prozesse scheiden

jedoch schon im Voraus aufgrund des geringen Wirkungsgrades für die Kühlung von Brennstoffzellen aus, so z.B. die Wirbelrohr-Kältemaschine, der thermoelektrische Prozess oder der thermomagnetische Prozess. Um überhaupt eine sinnvolle Kühlung mit Hilfe eines Verfahrens zur Kälteerzeugung zu erreichen, muss das jeweilige Verfahren entsprechend hohe Kälteleistungszahlen aufweisen. Dies ist von besonderer Bedeutung, da die hierfür von der Brennstoffzelle generierte elektrische Leistung einen zusätzlichen Abwärmestrom mit sich bringt, welcher wiederum an die Umgebung abgeführt werden muss. Das Verhältnis von elektrischer Leistung und Abwärmestrom beträgt aufgrund des Brennstoffzellenwirkungsgrades in etwa eins zu eins.

Nachfolgend sind einige Systeme dargestellt, die das Potenzial besitzen, mit Hilfe eines Verfahrens zur Kälteerzeugung die Kühlleistung der Brennstoffzelle zu vergrößern.

Eine mögliche Methode zusätzliche Kühlleistung bereitzustellen, ist der Kaltdampfprozess, der auch bei Fahrzeugklimaanlagen zum Einsatz kommt. In Bild 4.3 ist das Konzept schematisch dargestellt.

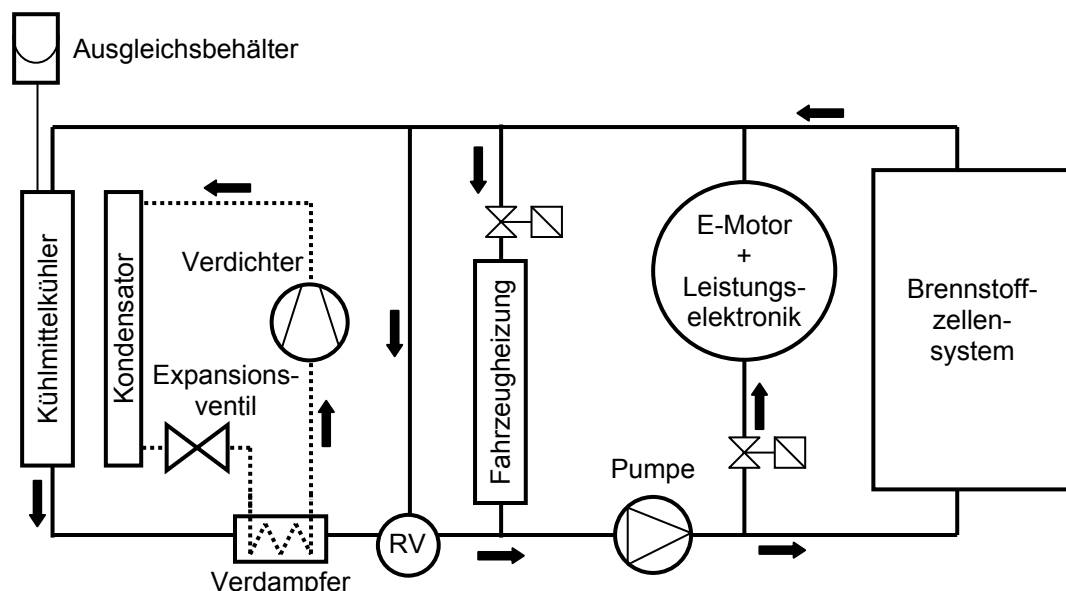


Bild 4.3: Kühlkreislauf mit Kältekreislauf für ein Fahrzeug mit Brennstoffzellensystem

Bei diesem System wird der konventionelle Kühlkreislauf bei Bedarf zusätzlich durch einen separaten Kaltdampfprozess gekühlt. Der Verdampfer, auf niedrigem

Temperaturniveau arbeitend, befindet sich dabei bevorzugt kühlmittelseitig hinter dem Kühlmittelkühler und kann bei Bedarf zusätzliche Kühlleistung bereitstellen. Der Kondensator sollte luftseitig nach dem Kühlmittelkühler (entsprechende Kondensationstemperaturen vorausgesetzt) durchströmt werden, oder aber neben dem Kühlmittelkühler angebracht sein, um eine Leistungsverringerung des Kühlmittelkühlers durch erhöhte Lufteintrittstemperaturen zu vermeiden.

Die Verwendung eines separaten Kältekreislaufs, Kaltdampf- oder Kaltluftprozesses, zur Zusatzkühlung der Brennstoffzelle weist einige grundlegende Vorteile auf, bringt aber auch Nachteile mit sich. Vorteilhaft wirkt sich bei diesen Konzepten die Einfachheit des Systemaufbaus durch die Trennung von Kühlkreislauf und Kältekreislauf aus. Zudem sind diese Systeme einfach zu regeln. Eine effiziente Kühlung im Teillastbetrieb ist gewährleistet, da das Zusatzkühlsystem nur bei Volllast zugeschaltet werden muss. Nachteilig wirkt sich jedoch die verfahrensabhängig relativ hohe Zusatzenergie aus, die zur Kühlung erforderlich ist, sowie Mehrkosten für den Kältekreislauf. Der zusätzlich benötigte Bauraum ist kritisch. Allerdings ließe sich der in der Fahrzeugfront zur Verfügung stehende Bauraum dahingehend optimieren, den Kühlmittelkühler so zu verkleinern, dass der weitaus größte Teil der auftretenden Lastkollektive mit der konventionellen Flüssigkeitskühlung abgedeckt werden kann. Der freiwerdende Bauraum könnte dann für einen Kondensator oder einen Luftkühler genutzt werden, der für die Spitzenlastabdeckung durch den Kältekreislauf benötigt wird.

Eine weitere Möglichkeit ist ein Konzept, bei dem der Brennstoffzellenstack direkt über einen Kältekreislauf gekühlt wird. Der Verdichter sorgt bei diesem System für die Umwälzung des Kältemittels. Einer höheren Kühlleistung unter Volllast steht eine höhere Leistungsaufnahme des Kühlsystems aufgrund des Verdichterbetriebs unter Teillast entgegen. Um die Problematik der höheren Leistungsaufnahme unter Teillast zu umgehen, ist es denkbar, ein Kühlsystem zu installieren, welches unter Teillast als reine Verdampfungskühlung arbeitet und erst bei hohem Kühlleistungsbedarf als Kältekreislauf betrieben wird. Ein solches System wird im Kapitel 5 genauer untersucht.

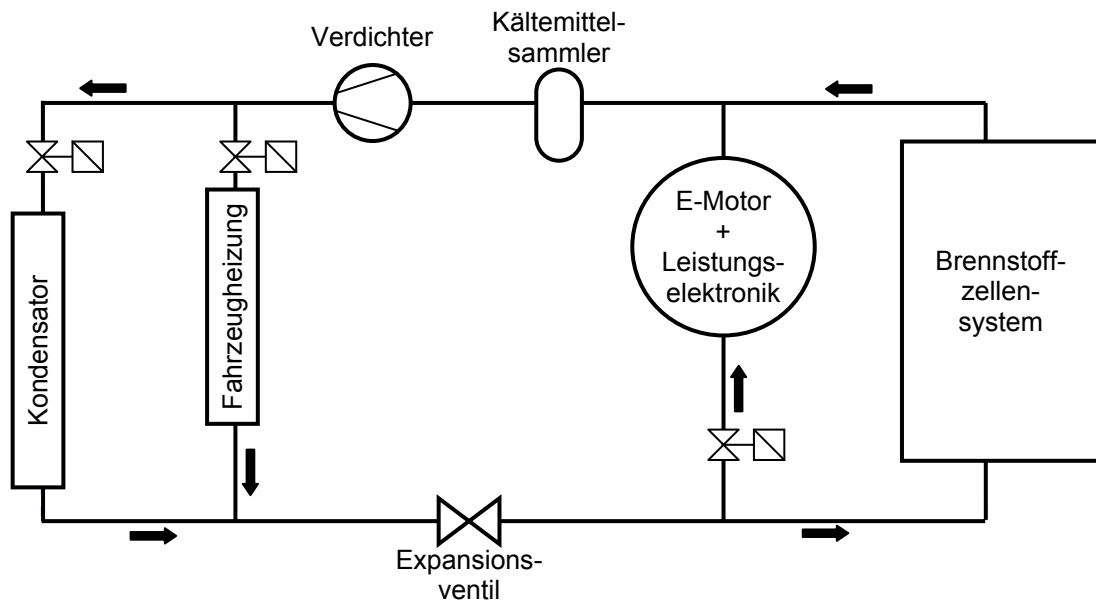


Bild 4.4: Brennstoffzellenkühlkreislauf als Kältekreislauf ausgeführt

4.2.5 Verdunstungskühlung

Eine andere Möglichkeit die Leistung des Kühlsystems zu erhöhen, besteht in der so genannten Verdunstungskühlung. Dieses Prinzip wird beispielsweise in Kühltürmen zur Kühlleistungssteigerung eingesetzt. Bei diesem Konzept muss die Oberfläche des Kondensators im Fahrzeug von außen mit Wasser benetzt werden. Die zur Verdunstung des Wassers benötigte Energie wird dabei dem Kondensator entzogen. Im Fahrzeugeinsatz ließe sich bei einer Benetzung des Kühlmittelkühlers eine Zusatzkühlleistung von ca. 0.7 kW bei einer Verdunstungsrate von einem Liter Wasser pro Stunde erreichen. Für eine zehnpromtente Kühlleistungssteigerung des Kühlmittelkühlers benötigt man rechnerisch eine Verdunstungsrate von ca. 7.4 L/h. Damit die gesteigerte Kühlleistung kontinuierlich genutzt werden kann, muss ein entsprechend großer Vorratstank vorgesehen werden. Das für die Verdunstungskühlung benötigte Wasser müsste beim Tankvorgang aufgefüllt werden, könnte jedoch auch durch überschüssiges Prozesswasser der Brennstoffzelle oder durch Kondensat der Klimaanlage aufgefüllt werden. Nachteilig wirken sich bei diesem System das vergrößerte Bauvolumen und das erhöhte Gewicht aus. Zudem dürfte sich die technische Umsetzung der großflächigen Benetzung des Kühlmittelkühlers schwierig gestalten, da der Kühlmittelkühler anders als Kühltürme luftseitig horizontal

durchströmt wird. Wasser, welches mit dem Luftstrom unverdunstet mitgerissen wird, würde den benötigten Wassermassenstrom so zusätzlich erhöhen, ohne zu einer gesteigerten Kühlleistung beizutragen.

4.2.6 Wärmespeicher

Eine weitere Alternative zur Kühlleistungssteigerung bietet das Konzept der Wärmespeicherung. Hierbei kann ein Teil der Wärme unter den Betriebsbedingungen, bei dem das Kühlsystem nicht in der Lage ist, die entstehende Prozesswärme an die Umgebung abzuführen, in einem Wärmespeicher zwischengespeichert werden. Für den Fahrzeugeinsatz konzipierte Latentwärmespeicher /Modine (1995)/ verfügen über ein Wärmespeichervermögen im Temperaturbereich von 55 bis 90 °C von ca. 2900 kJ. Der Einsatz von Latentwärmespeichern als Zusatzkühlkonzept für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge wurde in /Schmid (2003)/ untersucht. Danach ergeben sich die Vorteile eines solchen Wärmespeichers hauptsächlich hinsichtlich der Aufheizung der Brennstoffzelle, welche energetisch günstiger umgesetzt und gleichzeitig verkürzt werden kann. Eine nennenswerte kontinuierliche Kühlleistungssteigerung lässt sich mit diesem Konzept hingegen nicht erreichen. Mit einem Wärmespeicher ließe sich beispielsweise eine zehnpromzentige Leistungssteigerung, also 5 kW zusätzliche Kühlleistung, des Kühlmittelkühlers für die Dauer von etwa neun Minuten erreichen. Damit eignet sich dieses Konzept jedoch nur zur kurzfristigen Spitzenlastabdeckung.

4.2.7 Nanofluide

Nanofluide stellen möglicherweise eine weitere Alternative dar, die Kühlleistung des Brennstoffzellenkühlsystems zu steigern. Unter Nanofluiden versteht man eine Suspension von Teilchen, deren Abmessungen im Nanometerbereich liegen. Durch die Zugabe dieser Partikel verändern sich die Stoffeigenschaften der Flüssigkeit. Im Bereich der Wärmeübertragung versucht man, die Wärmeübertragungseigenschaften einer Flüssigkeit gezielt durch das Einbringen von metallischen Partikeln, deren Wärmeleitfähigkeit um zwei bis drei Größenordnungen über der Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit liegt, zu verbessern. Im Gegensatz zu Teilchen deren Größe im Mikrometerbereich liegen, sedimentieren die Teilchen in den Nanofluiden nicht und verursachen auch keine Erosion bei der Durchströmung von Rohren oder

Wärmeübertragern. Im Gegensatz zur erzwungenen Konvektion, bei der man eine Verbesserung des Wärmeübergangs erzielt, kann beim Sieden nach /Yang (2003)/ auch eine Verschlechterung des Wärmeübergangs durch die Verwendung von Nanofluiden entstehen. Dies tritt insbesondere dann auf, wenn die Keimstellen der Wärmeübertragungsfläche durch Nanoteilchen verstopft werden. Aus diesem Grund muss beim Sieden auf eine geeignete Paarung von Nanoteilchen und Oberflächenbeschaffenheit der Wärmeübertragungsfläche geachtet werden.

In /Das (2003)/ wurde die Wärmeleitfähigkeit von Nanofluiden untersucht. Dabei wurde Wasser Al₂O₃- und CuO-Teilchen mit einem mittleren Durchmesser von 38.4 nm bzw. 28.6 nm in einer Konzentration von 1 bis 4 Vol.-% beigemischt. Die gemessene effektive Wärmeleitfähigkeit des Nanofluids ist um bis zu 40 % höher als die Wärmeleitfähigkeit des Wassers.

In /Eastman (2001)/ wurde die Wärmeleitfähigkeit eines Nanofluids untersucht, bei dem Ethylenglykol mit Cu-Teilchen versetzt wurde. Die Cu-Teilchen weisen dabei einen mittleren Durchmesser von weniger als 10 nm auf. Die Volumenkonzentration beträgt 0.3 Vol.-%. Es wird darauf verwiesen, dass die Wärmeleitfähigkeit des Nanofluids mit Cu-Teilchen im Vergleich zu CuO-Teilchen deutlich stärker ansteigt. Für das untersuchte Nanofluid wurde eine maximale Steigerung der Wärmeleitfähigkeit von bis zu 40 % gemessen.

Eine theoretische Abschätzung der Wärmeübergangskoeffizienten bei Nanofluiden, bei der nur der Effekt der geänderten Stoffeigenschaften berücksichtigt wird, kann dadurch erfolgen, dass man den Einfluss der einzelnen Stoffeigenschaften auf den Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt. Als Grundlage für die Berechnungen wurde an dieser Stelle die Berechnungsgleichung (3.15) nach Kraussold für den Wärmeübergangskoeffizienten bei turbulenter Strömung herangezogen. Diese Gleichung lässt sich in den folgenden Ausdruck umformen:

$$\alpha = 0.024 \cdot \frac{G^{0.8}}{d_h^{0.2}} \cdot \frac{\lambda_{FI}^{0.67} \cdot c_{p,FI}^{0.33}}{\eta_{FI}^{0.33} \cdot \eta_W^{0.14}} \quad (4.1)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient ist dann eine Funktion der Massenstromdichte, des hydraulischen Durchmessers, der Wärmeleitfähigkeit, der spezifischen Wärmekapazität, der Viskosität der Kernströmung sowie der Viskosität der wandnahen Strömung. Damit lässt sich theoretisch der Einfluss der Stoffwerte auf den

Wärmeübergangskoeffizienten abschätzen. In Tabelle 4.1 ist die prozentuale Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten bei Änderung der Stoffwerte dargestellt.

Tabelle 4.1: Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von den Stoffwerten

λ_{FI} [%]	α [%]	$C_{p,FI}$ [%]	α [%]	η_{FI} [%]	α [%]	η_w [%]	α [%]
-50	-37.1	-50	-20.4	-50	25.7	-50	10.2
-25	-17.5	-25	-9.1	-25	10.0	-25	4.1
-10	-6.8	-10	-3.4	-10	3.5	-10	1.5
+10	+6.6	+10	+3.2	+10	-3.1	+10	-1.3
+25	+16.1	+25	+7.6	+25	-7.1	+25	-3.1
+50	+31.2	+50	+14.3	+50	-12.5	+50	-5.5

Es wird ersichtlich, dass die größte Veränderung des Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmeleitfähigkeit ausgeht. Bei einer Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit um 50 % erhöht sich der Wärmeübergangskoeffizient um 31.2 %. Die spezifische Wärmekapazität eines Nanofluids ändert sich aufgrund der niedrigen Volumenkonzentrationen der zugesetzten Teilchen nur geringfügig. Der zu erwartende Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten ist daher ebenfalls gering. Eine Verringerung der spezifischen Wärmekapazität um 10 % würde den Wärmeübergangskoeffizienten um 3.4 % reduzieren. Mit einer Erhöhung der Volumenkonzentration der Teilchen steigt die Viskosität an, was zu einer Verschlechterung des Wärmeübergangskoeffizienten führt. Bei einer Zunahme der Viskosität von 50 % im Bereich der Kernströmung verringert sich der Wärmeübergangskoeffizient um 12.5 %. Bei zusätzlicher Berücksichtigung des Einflusses von der Viskosität der wandnahen Strömung reduziert sich der Wärmeübergangskoeffizient um weitere 5.5 %. Diese Abschätzungen lassen zwar keine genauen Aussagen hinsichtlich der Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten zu, zeigen jedoch das Potenzial vorhanden ist, wenn die Wärmeleitfähigkeit von Nanofluiden, wie nach /Eastman (2001)/ und /Das (2003)/ beschrieben, um bis zu 40 % steigt. Dies ist selbst dann der Fall, wenn man von einer Steigerung der Viskosität von 50 % ausgeht.

In /Xuan (2003)/ sind nicht nur Messwerte für die Stoffwerte, sondern auch für die Wärmeübergangskoeffizienten eines Nanofluids veröffentlicht, welches aus Wasser

und CuO-Teilchen besteht. Die Teilchengröße wird mit unter 100 nm angegeben. Die Konzentration der Teilchen beträgt zwischen 0.3 und 2.0 Vol.-%. Messungen ergeben, dass sich der Wärmeübergangskoeffizient um bis zu ca. 35 % steigern lässt. Nach den in /Xuan (2003)/ veröffentlichten Messwerten für die Stoffwerte ändert sich die Viskosität des Nanofluids in Abhängigkeit von der Volumenkonzentration prozentual gesehen ähnlich wie die Wärmeleitfähigkeit. Nach obiger Abschätzung des Wärmeübergangskoeffizienten bei turbulenter Rohrströmung würde eine Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit und der Viskosität um jeweils 50 % eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten um lediglich 8.4 % bedeuten. Dies hingegen steht im Widerspruch zu den Messungen, die eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten um bis zu 35 % zeigen. Als Grund hierfür wird in /Xuan (2003)/ der neben der erhöhten Wärmeleitfähigkeit verbesserte Energietransport durch die Teilchen angeführt. Als Gleichung für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten für Nanofluidе (Re > 10000) wird in /Xuan (2003)/ folgende Gleichung angegeben:

$$Nu_{nf} = 0.0059 \cdot (1.0 + 7.6286 \cdot \phi^{0.6886} \cdot Pe_d^{0.001}) \cdot Re_{nf}^{0.9238} \cdot Pr_{nf}^{0.4} \quad (4.2)$$

wobei die folgenden Größen verwendet werden:

$$Pe_d = \frac{u_m \cdot d_p}{a_{nf}} \quad (4.3)$$

$$Re_{nf} = \frac{u_m \cdot D}{\nu_{nf}} \quad (4.4)$$

$$Pr_{nf} = \frac{\nu_{nf}}{a_{nf}} \quad (4.5)$$

und

$$a_{nf} = \frac{k_{nf}}{(\rho \cdot c_p)_{nf}} = \frac{k_{nf}}{(1-\phi) \cdot (\rho \cdot c_p)_f + \phi \cdot (\rho \cdot c_p)_d} \quad (4.6)$$

Dabei ist ϕ der Volumenanteil der Nanoteilchen im Fluid.

Mit Hilfe der obigen Gleichungen soll näherungsweise abgeschätzt werden, ob ein Potenzial zur Kühlleistungssteigerung durch Nanofluidе gegeben ist. Dazu wird der

Wärmeübergangskoeffizient eines Nanofluids, welches aus Wasser-Ethylenglykol und CuO-Teilchen besteht, abgeschätzt. Die dabei getroffenen Annahmen können Tabelle 4.2 entnommen werden.

Tabelle 4.2: Zusammensetzung und Stoffwerte für Kühlmittel und Nanofluid

	Kühlmittel	Nanofluid	Annahmen
Wasser [Vol.-%]	50	49	
Ethylenglykol [Vol.-%]	50	49	
CuO-Teilchen [Vol.-%]	0	2	
Partikelgröße [nm]	-	10	Mittelwert
Dichte* [kg/m ³]	1038	1196	
Wärmeleitfähigkeit* [W/(m·K)]	0.426	0.533	+ 25 % bei Nanofluid
Viskosität* [kg/(m·s)]	0.001142	0.001427	+ 25 % bei Nanofluid
Spezifische Wärmekapazität* [kJ/(kg·K)]	3.58	3.10	

(* bei 75 °C Bezugstemperatur)

Am Auslegungspunkt des Kühlmittelkühlers liegt die Reynolds-Zahl des Kühlmittelmassenstroms im Übergangsbereich von laminarer und turbulenter Strömung. Bei einem Massenstrom von 2.5 kg/s und einer Bezugstemperatur von 75 °C liegt die Reynolds-Zahl für das konventionelle Kühlmittel (WEG 50/50) bei etwa 2000, für das Nanofluid hingegen bei nur 1600. Der Wärmeübergangskoeffizient wurde jeweils für das Kühlmittel sowie das Nanofluid mit der Berechnungsgleichung für laminare Strömung im Rechteckrohr und mit der Berechnungsgleichung nach Kraussold für turbulente Rohrströmung berechnet. Zusätzlich wurde die Berechnungsgleichung nach /Xuan (2003)/ für das Nanofluid verwendet, welche jedoch ebenfalls nur für turbulente Strömung gültig ist. Für den Wärmeübergangskoeffizienten und die Wärmeübertragerleistung ermittelt man die in Tabelle 4.3 aufgeführten Werte. Vergleicht man den Wärmeübergangskoeffizienten, der sich jeweils für das Kühlmittel bzw. für das Nanofluid mit den konventionellen Berechnungsgleichungen am Auslegungspunkt des Kühlmittelkühlers für laminare bzw. turbulente Strömung ergibt, so zeigt sich, dass in beiden Fällen mit einer Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten zu rechnen ist. Bei laminarer Strömung ergibt sich eine rechnerische Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten um 25 %, während sich bei der Verwendung der Gleichung nach Kraussold für turbulente

Strömung nur eine Steigerung von ca. 5 % ergibt. Der Wärmeübergangskoeffizient der sich mit der Nanofluid Korrelation ergibt liegt um ca. 8 % über dem Wert nach Kraussold.

Tabelle 4.3: Wärmeübergangskoeffizient für Kühlmittel und Nanofluid am Auslegungspunkt

Korrelation	Wärmeübergangskoeffizient Kühlmittel [W/(m ² ·K)]	Wärmeübergangskoeffizient Nanofluid [W/(m ² ·K)]
Laminare Strömung im Rechteckrohr	1281	1601
Kraussold	4091	4278
Nanofluid	-	4403

Die mit den herkömmlichen Berechnungsgleichungen berechneten Wärmeübergangskoeffizienten für das Nanofluid sind nach /Xuan (2003)/ streng genommen jedoch nicht gültig. Hinzu kommt, dass die Strömung am Auslegungspunkt nicht turbulent ist. Aus diesem Grund wurde zusätzlich eine theoretische Berechnung unter Annahme turbulenter Strömung durchgeführt. Der Massenstrom und die Bezugstemperatur wurden dazu für das Kühlmittel und das Nanofluid gleich gewählt. In beiden Fällen liegt die Reynolds-Zahl mit 12500 für das Kühlmittel und 10000 für das Nanofluid im Bereich turbulenter Strömung. Die Berechnungsergebnisse sind in Tabelle 4.4 aufgeführt.

Tabelle 4.4: Wärmeübergangskoeffizient für Kühlmittel und Nanofluid bei turbulenter Strömung

Korrelation	Wärmeübergangskoeffizient Kühlmittel [W/(m ² ·K)]	Wärmeübergangskoeffizient Nanofluid [W/(m ² ·K)]
Kraussold	17589	18392
Nanofluid	-	23744

Nach Kraussold beträgt der Wärmeübergangskoeffizient für das Kühlmittel 17589 W/(m²·K). Der nach /Xuan (2003)/ berechnete Wärmeübergangskoeffizient beträgt 23744 W/(m²·K) und liegt damit um rund 35 % höher als der Wert für das Kühlmittel.

Eine genaue Abschätzung des Verhaltens des Wärmeübergangskoeffizienten bei Nanofluiden ist für den Kühlmittelkühler nicht möglich. Die vorausgegangenen Berechnungen zeigen jedoch in etwa den Bereich, in dem sich der Wärmeübergangskoeffizient steigern lässt. Für das untersuchte Nanofluid könnte die

Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich von ca. 5 bis maximal 35 % liegen. Eine überschlägige Abschätzung des Potenzials zur Kühlleistungssteigerung bei Verwendung von Nanofluiden lässt sich damit für den Kühlmittelkühler durchführen. Die Ausgangskühlleistung des Kühlmittelkühlers lässt sich bei einer Steigerung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten um 5 % von 50.6 auf 51 kW steigern. Im günstigsten Fall, also bei einer Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten um 35 %, beträgt die Kühlleistung 52.5 kW, was einer Kühlleistungssteigerung von 3.8 % entspricht. Das Potenzial zur Kühlleistungssteigerung durch den Einsatz von Nanofluiden beträgt den Untersuchungen zu Folge im günstigsten Fall maximal 3.8 %, wobei hier die erhöhte Pumpleistung aufgrund der höheren Viskosität noch nicht berücksichtigt ist. Diese Ergebnisse müssen jedoch vorsichtig bewertet werden, da sich zur Steigerung von Wärmeübergangskoeffizienten durch die Verwendung von Nanofluiden in der Literatur kontroverse Angaben finden lassen /Kabelac (2006)/.

4.3 Potenzialabschätzung der einzelnen Kühlkonzepte

Die in den vorangegangenen Kapiteln vorgestellten Konzepte zur Kühlung von Brennstoffzellen werden an dieser Stelle nochmals zusammengefasst und hinsichtlich ihres Potenzials zur Kühlleistungssteigerung im Bereich von Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen diskutiert.

Das im Fahrzeugeinsatz etablierte Kühlsystem ist die Flüssigkeitsumlaufkühlung. Eine deutliche Kühlleistungssteigerung erscheint bei diesem System kaum möglich. Größere Kühlflächen und ein erhöhter Luftmassenströmen würden eine erhebliche Kühlleistungssteigerung ermöglichen, sind jedoch bei dem zur Verfügung stehenden Bauraum nicht umsetzbar. Bei einer Erhöhung der Wärmeübergangskoeffizienten auf der Luft- und Kühlmittelseite um jeweils 25 % ließe sich eine Kühlleistungssteigerung von 10 % realisieren, was in der Praxis nur schwer zu erreichen ist. Das größte Potenzial zur Kühlleistungssteigerung resultiert aus einer Anhebung der Betriebstemperatur der Brennstoffzelle. Bei einer Temperaturanhebung von 80 auf 100 °C ließe sich so die Kühlleistung um 54 % steigern.

Die Luftkühlung wird bei einfachen Systemen mit geringer Leistung erfolgreich eingesetzt. Die Umsetzbarkeit eines luftgekühlten Stacks in dem zur Verfügung

stehenden Bauraum des Fahrzeugs scheint bei einer hohen Brennstoffzellenleistung von 70 kW kaum möglich. Eine Kühlleistungssteigerung erscheint fraglich. Der Stack könnte zwar direkt gekühlt werden, aufgrund der Ermangelung von Bauraum müssten die Kühlluftkanäle jedoch entsprechend klein ausgeführt werden, was eine Erhöhung der Lüfterleistung bewirkt und damit die Kühlleistung reduziert.

Auch bei der Wasserstoffgaskühlung kann kein entscheidendes Potenzial zur Kühlleistungssteigerung festgestellt werden. Der zu erwartende Bauraum des Stacks wird, ähnlich wie bei der Luftkühlung, ebenfalls größer sein als bei der Flüssigkeitsumlaufkühlung. Zusätzlich wird jedoch ein Flüssigkeitskühlkreislauf benötigt um beispielsweise den Elektromotor zu kühlen.

Während die Verdunstungskühlung und die Verwendung eines Wärmespeichers im Wesentlichen nur temporäre Maßnahmen zur Kühlleistungssteigerung darstellen, ließe sich die Kühlleistung des konventionellen Kühlsystems bei der Verwendung von Nanofluiden möglicherweise steigern. Die zu erwartende Kühlleistungssteigerung im günstigsten Fall ist jedoch mit maximal 4 % gering.

Das größte Potenzial zur Kühlleistungssteigerung wird bei der Verdampfungskühlung gesehen. Die Umsetzung dieses Konzeptes scheint bei dem vorhandenen Bauraum des konventionellen Systems realisierbar zu sein. Bei der Verdampfung und Kondensation werden zudem höhere Wärmeübergangskoeffizienten erreicht als bei der Flüssigkeitsumlaufkühlung. Ein weiteres Potenzial zur Kühlleistungssteigerung steckt in der Möglichkeit, die Kondensatoreintrittstemperatur durch Verfahren zur Kälteerzeugung zu erhöhen. Aus diesem Grund wird die Verdampfungskühlung in dem folgenden Kapitel als Vorzugskonzept mit dem vermeintlich größten Potenzial zur Kühlleistungssteigerung bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen detailliert untersucht.

5. Detaillierte Analyse eines Verdampfungskühlsystems

In diesem Kapitel soll die Verdampfungskühlung als Kühlsystem für ein Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug analysiert werden. Dabei steht die Kühlleistung im Vergleich zum konventionellen Kühlsystem im Vordergrund. Es wird aber auch generell auf Aspekte hinsichtlich der Umsetzbarkeit eines solchen Systems im Brennstoffzellen-Fahrzeug eingegangen.

5.1 Anwendung zur Kühlung von Verbrennungsmotoren und Brennstoffzellenstacks

Patentschriften, wie /Nissan (1991)/ oder /ECA (1994)/, Dissertationen von /Held (1986)/ sowie von /Schäfer (1992)/ und Veröffentlichungen in Fachzeitschriften /BMW (1995)/ zeigen, dass das Prinzip der Verdampfungskühlung für Verbrennungsmotoren im Fahrzeug bereits eingehend untersucht wurde. Danach erweisen sich die Verringerung der Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs als die wesentlichen Vorteile der Verdampfungskühlung. Nachteilig stellen sich die technisch aufwändigere Ausführung des Ausgleichsbehälters und die Gefahr der Entmischung der Kühlmittelmischung dar, was eine Änderung der Siedetemperatur bewirkt. Zwar überwiegen die Vorteile der Verdampfungskühlung nach /BMW (1995)/, doch für einen Wechsel von der bewährten Flüssigkeitsumlaufkühlung zur Verdampfungskühlung ist dieser Vorteil demnach zu gering.

In Tabelle 5.1 sind die charakteristischen Merkmale der Flüssigkeitsumlaufkühlung und der Verdampfungskühlung für Verbrennungsmotoren und für PEMFC-Brennstoffzellen gegenübergestellt, um die Potenziale der Verdampfungskühlung zur Kühlung einer Brennstoffzelle im Fahrzeugeinsatz abschätzen zu können. Anhand dieser Tabelle wird für das Konzept der Verdampfungskühlung bei PEMFC-Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen Folgendes ersichtlich: Während die Kühlmitteltemperatur im Verbrennungsmotor etwas angehoben werden konnte, ist dies bei der Brennstoffzelle nur in sehr begrenztem Maße möglich, da die maximale Betriebstemperatur des Stacks derzeit ca. 90 °C beträgt. Die Eintrittstemperatur des Kältemittels in den Kondensator ist damit in etwa gleich hoch wie die Eintrittstemperatur des Kühlmittels in den Kühlmittelkühler bei der konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung.

Tabelle 5.1: Merkmale der Flüssigkeitsumlauf- und der Verdampfungskühlung bei Verbrennungsmotoren und PEMFC-Brennstoffzellen

Antriebsart	Verbrennungsmotor	Verbrennungsmotor	Brennstoffzelle	Brennstoffzelle
Kühlsystem	Flüssigkeitsumlaufkühlung	Verdampfungskühlung	Flüssigkeitsumlaufkühlung	Verdampfungskühlung
Kühlleistung	gut	gut bis sehr gut	nicht ausreichend	Leistungssteigerung?
Kühlmitteltemperatur	100 °C	100-140 °C	70-90 °C	70-90 °C
Wandtemperatur	ca. 200 °C	ca. 200-240 °C	max. 90 °C	max. 90 °C
Prozesstemperatur	2200 °C	2200 °C	max. 90 °C	max. 90 °C
Kühlmitteldruck	2.5 bar	ca. 1.5 bar	3 bar	abhängig vom Kühlmittel
Bauteiltemperaturen	variieren	gleichmäßiger, im Mittel höher	variieren	gleichmäßigere Temperaturverteilung
Systemregelung	Thermostatventil, Lüfterdrehzahl	Druckregelung, Lüfterdrehzahl	Lüfterdrehzahl, Pumpenfördermenge	Druckregelung, Lüfterdrehzahl, Pumpenfördermenge
Aufwärmphase	lang	Reduzierung möglich	lang	Reduzierung möglich
Kühlmittel	Wasser-Glykol Gemisch	verschiedene, zeotrop, azeotrop	Wasser-Glykol Gemisch	verschiedene Kältemittel
Kühlmittelmenge	5-12 l (abhängig von der Motorgröße)	5-12 l (abhängig von der Motorgröße und Kühlkonzept)	ca. 13-17 l (abhängig von der Systemgröße)	ca. 13-17 l (abhängig von der Systemgröße und Kühlkonzept)
Kühlmittelumlauf	ca. 2 l/min/kW	ca. 0.1 l/min/kW	2 l/min/kW, absolut max. 146 l/min	abhängig vom Kühlmittel
Pumpenantrieb	mechanisch	elektrisch	elektrisch	elektrisch
Pumpenleistung	>= 1 kW	50 W	1.1 kW	< 300 W
Sonstige Merkmale	-	Reduktion des Kraftstoffverbrauchs um ca. 5-8 % im Teillastbereich	-	

Eine Erhöhung der Wärmeabfuhr am Kondensator wird durch eine Verbesserung des kältemittelseitigen Wärmeübergangs im Kondensator und durch die Erhöhung der mittleren treibenden Temperaturdifferenz zwischen Luft und Kältemittel erwartet. Ein weiteres Verbesserungspotential rührt von dem geringeren Leistungsbedarf der Kühlmittelpumpe her, da ein geringerer Kühlmittelvolumenstrom bei der Verdampfungskühlung umgewälzt werden muss. Außerdem kann erwartet werden, dass die Temperaturverteilung des Stacks im Vergleich zur Flüssigkeitsumlaufkühlung aufgrund der konstanten Siedetemperatur gleichmäßiger ist und zu einer gewissen

Steigerung des Wirkungsgrades bzw. der Lebensdauer der Brennstoffzellen beiträgt. Eine weitere Steigerung der Kühlleistung kann theoretisch mit dem im vorigen Kapitel angesprochenen Verdampfungskühlkonzept erreicht werden, bei dem zusätzlich eine Temperaturerhöhung des Kältemittels durch einen Verdichter erreicht wird.

5.2 Systemaufbau und Funktionsweise

Wie in Kapitel 4.2 beschrieben, gibt es verschiedene Möglichkeiten, die Verdampfungskühlung in Brennstoffzellen-Fahrzeugen umzusetzen. In dieser Arbeit werden zwei Konzepte näher betrachtet, die sich bezüglich Kühlleistung aber auch hinsichtlich des technischen Aufwandes deutlich unterscheiden. Beim technisch einfacheren System wird eine Pumpe (System A) eingesetzt, um das Kältemittel im Kreislauf umzuwälzen. Ein alternatives Konzept mit möglicherweise höherem Kühlleistungspotenzial verfügt über einen zusätzlichen Verdichter zur Erhöhung der Eintrittstemperatur des Kältemittels in den Kondensator (System B). Im Folgenden werden der Aufbau des Kühlkreislafs, die einzelnen Komponenten und die Funktionsweise näher beschrieben.

In Bild 5.1 ist der Kältekreislauf des Brennstoffzellen-Fahrzeugs schematisch für die technisch einfachere Variante der Verdampfungskühlung (System A) dargestellt.

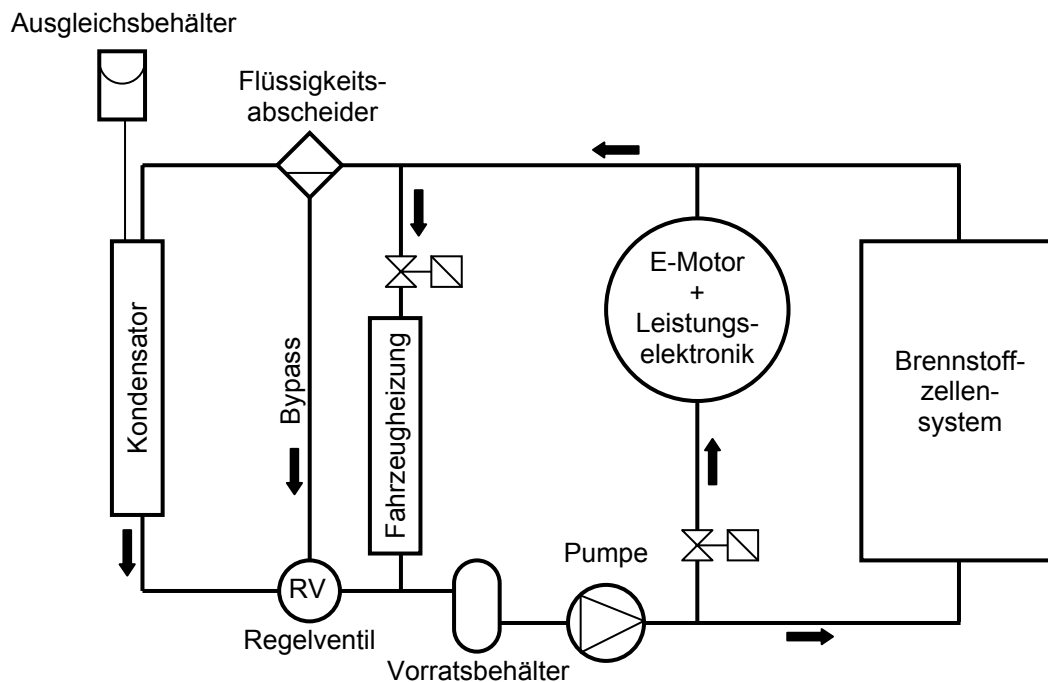


Bild 5.1: Brennstoffzellen-Kühlkreislauf als Verdampfungskühlung mit Pumpe (System A)

Dieses System kann, je nach Kühlleistungsbedarf, wie das bereits beschriebene System, nur mit Pumpe oder aber mit zusätzlichem Verdichter betrieben werden. Während der Aufheizung arbeitet das Kühlsystem als Verdampfungskühlsystem ohne Verdichter. Diese Betriebsweise wird beibehalten, solange die Kühlleistung ausreicht. Wird eine erhöhte Kühlleistung benötigt, kann der Verdichter zugeschaltet werden. Abhängig vom Kältemittel ist ein interner Wärmeübertrager notwendig, um ein Verdichten in das Zweiphasengebiet zu verhindern. Wird der Verdichter zugeschaltet, erhöht sich der Druck und die Temperatur des Kühlmittels und ermöglicht, dass mehr Wärme über den Kühlmittelkühler an die Umgebung abgeführt werden kann. Nach Durchströmen des internen Wärmeübertragers und des Kondensators wird das Kältemittel auf den benötigten Verdampfungsdruck gedrosselt, mit der vom Flüssigkeitsabscheider getrennten Flüssigkeit gemischt und schließlich wieder zur Kühlung des Brennstoffzellensystems verwendet.

5.3 Komponenten

In diesem Kapitel wird auf die einzelnen Komponenten des Kältekreislaufes eingegangen. Wesentliche Merkmale der Verdampfungskühlung und Unterschiede zum konventionellen Kühlsystem werden anhand der einzelnen Komponenten aufgezeigt.

5.3.1 Kältemittel

Neben Aspekten wie Leistungsfähigkeit und Bauraum der einzelnen Komponenten kommt der Wahl des Kältemittels eine zentrale Bedeutung zu. Grundvoraussetzung ist eine geeignete Siedetemperatur des Kältemittels. Da die maximale Betriebstemperatur des Brennstoffzellenstacks bei ca. 90 °C liegt, muss das Kältemittel bei einer Temperatur unterhalb von 90 °C verdampft werden. Damit der Kühlkreislauf bei Umgebungsdruck oder einem höheren Druckniveau betrieben werden kann, muss die Siedetemperatur unterhalb von 90 °C liegen. Das Kühlmittel des konventionellen Kühlsystems kann daher nicht verwendet werden. Dies gilt ebenso für Kühlmittelgemische, die nach /Schäfer (1992)/ bei der Verdampfungskühlung in Verbrennungsmotoren verwendet werden. Ob ein Stoff geeignet ist, hängt jedoch nicht nur von der Siedetemperatur, sondern von weiteren funktionsrelevanten Eigenschaften, der Umweltverträglichkeit und nicht zuletzt von den Kosten ab. In

Tabelle 5.2 ist eine Auswahl von Einflussgrößen für die Kältemittelauswahl aufgelistet, die nach Funktion, Umweltverträglichkeit und Kosten gruppiert sind.

Tabelle 5.2: Einflussgrößen bei der Wahl des Kältemittels

	Einflussgrößen	Eigenschaft
Funktion (thermophysikalische und chemische Eigenschaften)	Verdampfungstemperatur	$55\text{ °C} < T < 90\text{ °C}$
	Dampfdruck	Umgebungsdruck $\leq p_{\max} \leq \text{ca. } 3.5\text{ bar absolut}$
	Siedeverhalten	Reinstoff oder azeotropes Gemisch
	Gefrierpunkt	niedrig
	Verdampfungsenthalpie	hoch
	Dichte	hoch, geringe Volumenströme
	Viskosität	gering, Druckverlust
	Wärmeleitfähigkeit	hoch
	Oberflächenspannung	möglichst gering, fördert Blasensieden
	Elektrische Leitfähigkeit	$< 5E-6\text{ S/cm}$
	Chemische Stabilität	hoch, gegen Entmischung und Alterung
	Korrosive Wirkung	gering, Polarität
	Korrosionsinhibitoren	möglichst nicht nötig
	Brennbarkeit	möglichst nicht brennbar oder enger Zündbereich
	Ölmischbarkeit	bei Anwendung mit Verdichter
Umweltverträglichkeit	Giftigkeit	ungiftig oder nur geringe Giftigkeit
	Recycling	rezyklierbar
	Treibhauspotenzial (GWP)	gering
	TEWI	gering
	Ozonabbaupotenzial (ODP)	nicht vorhanden
	Atmosphärische Verweilzeit	möglichst gering
Kosten	Herstellung	einfach oder nicht erforderlich
	Verfügbarkeit	hoch, gute Infrastruktur
	Handhabung	mit geringem Aufwand/Infrastruktur

5.3.1.1 Thermophysikalische Eigenschaften

Für die Funktion der Verdampfungskühlung ist es notwendig, dass das Kältemittel eine geeignete Verdampfungstemperatur bei gegebenem Druck aufweist. Während es bei einem Kälteprozess eine Hoch- und eine Niederdruckseite gibt, wird bei der Verdampfungskühlung bei nahezu gleichem Druckniveau Wärme zu- und abgeführt. In

erster Näherung sollte die Verdampfungs- bzw. die Kondensationstemperatur daher zwischen der Temperatur der Wärmequelle (Brennstoffzelle bei 90 °C) und der Wärmesenke (Umgebung bei 40 °C) liegen. Um Wärme im Brennstoffzellenstack bzw. im Kondensator übertragen zu können, muss eine ausreichende Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Brennstoffzelle bzw. Umgebungsluft vorhanden sein. Zusätzlich muss beachtet werden, dass das Kältemittel ausreichend tief unterkühlt wird, um Kavitation im Pumpeneinlauf zu verhindern. In /Schäfer (1992)/ wird eine Unterkühlung von ca. 15 K bei Verdampfungskühlsystemen für Verbrennungsmotoren angegeben. Dieser Wert ist allerdings vom verwendeten Kältemittel und von der zu überwindenden Druckdifferenz abhängig.

Geht man von einer für die Wärmeübertragung notwendigen Temperaturdifferenz von jeweils ca. 10 K und einer Unterkühlung ca. 15 K aus, so ergibt sich für die Verdampfungstemperatur ein Bereich von 65 bis 80 °C.

Bei Reinstoffen oder azeotropen Kältemittel-Gemischen ist jeder Verdampfungstemperatur ein eindeutiger Druck zugeordnet. Zeotrope Gemische verdampfen hingegen über einen bestimmten Temperaturbereich hinweg. Bei diesen Gemischen kann es im Kühlkreislauf zu einer ungewollten Entmischung und damit zu einer Veränderung der Verdampfungstemperatur kommen. Aufgrund dieser bekannten Problematik werden Zeotrope als Kältemittel für die Verdampfungskühlung nicht in Betracht gezogen.

Die Lage und der Verlauf der Dampfdruckkurve bestimmen maßgeblich, ob und für welches Verdampfungskühlkonzept ein Kältemittel geeignet ist. In Bild 5.3 sind die Dampfdruckkurven für verschiedene Kältemittel im Temperaturbereich von -20 bis 130 °C dargestellt. Als technisch handhabbar gelten Systeme, die bei Umgebungsdruck oder bei Überdruck arbeiten. Unterdrucksysteme hingegen sind aufgrund der Dichtungsproblematik zu vermeiden. Der maximal zulässige Betriebsdruck ist dabei von der Druckfestigkeit der einzelnen Komponenten abhängig. Während ein hoher Druck in Wärmeübertragern und Rohrleitungen technisch einfach handhabbar ist, beträgt der maximal zulässige Betriebsdruck auf der Kältemittelseite ausgeführter Brennstoffzellensysteme ca. 3.5 bar. Um einen höheren Betriebsdruck zu ermöglichen sind daher konstruktive Maßnahmen erforderlich. Grundsätzlich sollte man hier zwischen Systemen unterscheiden, die bei Umgebungsdruck oder nahe des

Umgebungsdruckes arbeiten und Systemen, die auf einem hohen Druckniveau betrieben werden müssen, um eine Verdampfungskühlung zu ermöglichen.

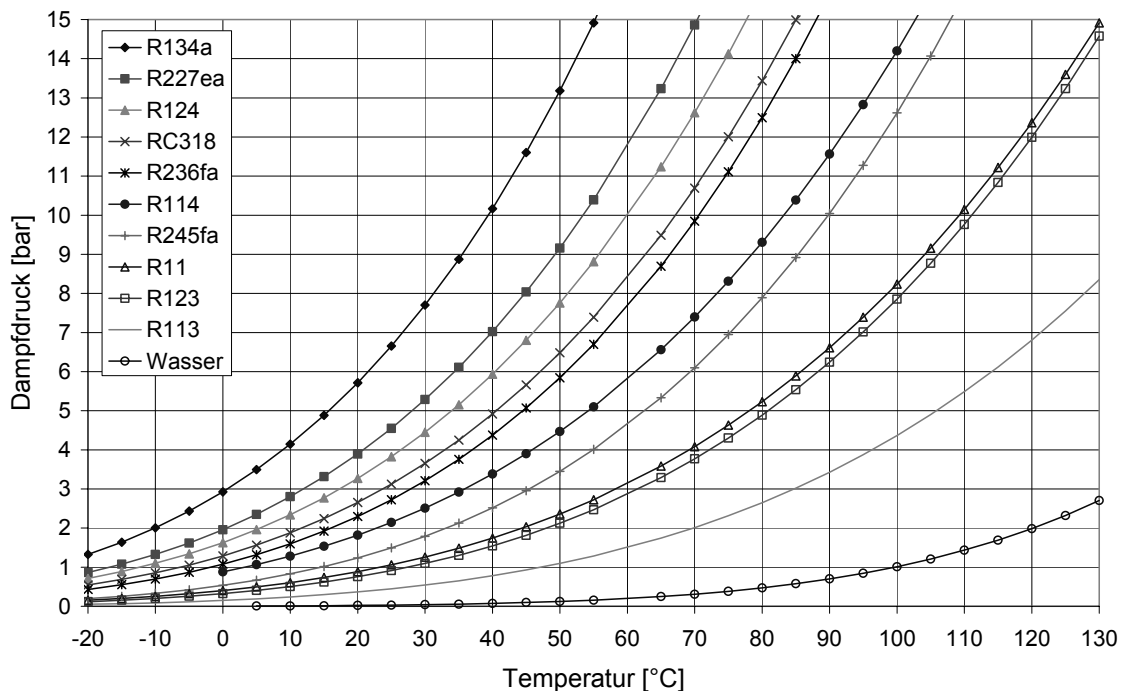


Bild 5.3: Dampfdruckkurven für verschiedene Kältemittel im Bereich -20 bis 130 °C

Bei den Niederdrucksystemen unterliegt das System, sofern dieses mit der Umgebung z.B. über eine Membran in Kontakt steht, den natürlichen Umgebungsdruckschwankungen. Um den Einfluss dieser Druckschwankungen auf die Verdampfungskühlung bzw. den Siedepunkt gering zu halten, sollte die Dampfdruckkurve einen relativ steilen Verlauf im Bereich des Umgebungsdruckes aufweisen.

Bei den Hochdrucksystemen, bei denen ein Verdichter zur Temperaturerhöhung des Kältemittels eingesetzt wird, ist es von Vorteil, wenn die Dampfdruckkurve einen flachen Verlauf aufweist. Dadurch lassen sich bei geringer Druckerhöhung große Temperaturhübe erreichen, was eine erhöhte Wärmeabfuhr des Kondensators begünstigt.

Der Gefrierpunkt des Kältemittels sollte möglichst tief liegen, um bei allen auftretenden Außentemperaturen in der Lage zu sein, das System schnell in Betrieb nehmen zu können. Falls die Umgebungstemperaturen unterhalb des Gefrierpunktes des Kältemittels liegen, muss ein Hilfssystem zum Einsatz kommen, welches ein Gefrieren

des Kältemittels verhindert (z.B. in Form eines elektrischen Heizers, eines Brenners oder eines Latentwärmespeichers).

Andere thermophysikalische Größen des Kältemittels beeinflussen maßgeblich die Wärmeübertragung, den Druckverlust und damit die Systemleistung. Die Verdampfungsenthalpie sollte möglichst groß sein, um viel Wärme bei Verdampfung und Kondensation bei gleichzeitig geringem Massenstrom übertragen zu können. Die Dichte des Stoffes sollte nach Möglichkeit groß sein, um die Volumenströme und damit die Druckverluste klein zu halten. Eine geringe Viskosität sorgt ebenfalls für geringe Druckverluste. Eine hohe Wärmeleitfähigkeit bewirkt hohe Wärmeübergangskoeffizienten, während eine geringe Oberflächenspannung die Wärmeübertragung im Bereich des Blasensiedens verbessert.

5.3.1.2 Chemische Eigenschaften

Während die thermophysikalischen Stoffeigenschaften die Funktion und Leistungsfähigkeit der Verdampfungskühlung grundlegend beeinflussen, wirken sich die chemischen Eigenschaften hauptsächlich auf die technische Umsetzung und auf den Betrieb aus.

Das Kältemittel muss bei den auftretenden Drücken und Temperaturen chemisch stabil bleiben, d.h. es darf sich nicht zersetzen. Bei Gemischen darf keine Entmischung stattfinden. Außerdem sollte das Kältemittel eine geringe korrosive Wirkung besitzen. Abhilfe bei zu hohen Korrosionsraten bieten so genannte Korrosionsinhibitoren, die gegebenenfalls zugesetzt werden müssen. Ein weiteres Kriterium ist die Entflammbarkeit. Aus Gründen der Insassensicherheit sollte das Kältemittel nicht brennbar sein. Falls das Kühlsystem einen Verdichter zur Temperaturerhöhung beinhaltet, ist es von Vorteil, wenn das Kältemittel mit Öl mischbar ist. Die elektrische Leitfähigkeit des Kältemittels sollte möglichst klein sein, um einen Kurzschlussstrom durch den Brennstoffzellenstack zu vermeiden.

5.3.1.3 Ökologische und Physiologische Eigenschaften

Aufgrund der Insassensicherheit sollte das Kältemittel eine geringe Giftigkeit aufweisen. Während Kältemittel mit Ozonabbaupotenzial (ODP) nach geltendem Recht nicht mehr hergestellt werden dürfen, existieren für Treibhauspotenzial (GWP) und die Gesamtreibhausbelastung (TEWI) derzeit keine gesetzlichen Vorschriften. In

naher Zukunft sind aber auch hier Grenzwerte zu erwarten. Nicht zuletzt deswegen, sondern auch aus Gründen des Umweltschutzes, sollte ein Kältemittel verwendet werden, welches einen möglichst niedrigen GWP-Wert aufweist.

5.3.1.4 Ökonomische Eigenschaften

Die Wahl des Kältemittels spielt auch bei den Kosten eine große Rolle. Hier sind natürliche Kältemittel, wie beispielsweise Wasser oder Kohlendioxid deutlich günstiger, als Kältemittel, die in einem aufwändigen Prozess hergestellt werden müssen. Neben den Herstellungskosten müssen zusätzlich die Kosten berücksichtigt werden, die bei der Handhabung (Wartung des Kühlsystems, Infrastruktur) entstehen.

5.3.1.5 Kältemittel für die Verdampfungskühlung

Als Grundlage für die Wahl eines geeigneten Kältemittels wurde eine Datenbasis erstellt, die sowohl Reinstoffe als auch azeotrope Gemische beinhaltet. Tabelle 5.3 enthält eine Zusammenstellung von ausschließlich nichtbrennbaren Einstoffkältemitteln aus /Calm (2001)/, /VDI (1997)/, /3M (1995)/, /REFPROP (2002)/ und weiteren Literaturquellen.

Tabelle 5.3: Zusammenstellung von nichtbrennbaren Kältemitteln

Kältemittelbezeichnung	Strukturformel	Molmasse [g/mol]	Normalsiedepunkt [°C]	Verdampfungsenthalpie bei Siedetemp. [kJ/kg]	Verdampfungsenthalpie bei 80 °C [kJ/kg]	Dampfdruck bei 80 °C [bar]	Kritische Temperatur [°C]	Kritischer Druck [bar]	Atmosphärische Verweilzeit [a]	ODP	GWP (100a)
R134a	CH ₂ FCF ₃	102	-26.1	217.0	106.4	26.3	101.1	40.6	13.8	0.00	1300
R227ea	CF ₃ CHFCF ₃	170	-15.6	131.4	67.8	18.6	102.8	29.8	33	0.00	35
R124	CHClFCF ₃	136	-12.0	165.8	105.6	15.8	122.3	36.2	6.1	0.03	620
RC318	CF ₂ CF ₂ CF ₂ CF ₂	200	-6.0	116.8	71.9	13.4	115.2	27.8	3200	0.00	10000
R236fa	CF ₃ CH ₂ CF ₃	152	-1.4	160.3	105.3	12.5	124.9	32.0	220	0.00	9400
R114	CClF ₂ CClF ₂	171	3.6	135.9	101.7	9.3	145.7	32.6	300	0.85	9800
R245fa	CHF ₂ CH ₂ CF ₃	134	15.1	196.7	153.3	7.9	154.1	36.4	7.2	0.00	950
R11	CCl ₃ F	137	23.7	181.4	157.7	5.2	198	44.1	45	1.00	4600
R123	CHCl ₂ CF ₃	153	27.8	170.2	145.5	4.9	183.8	36.6	1.4	0.01	120
FC87	CF-Molekül	288	30.0	103.0	79.3	4.8	149.9	21.3	-	0.00	-
HFE7000	C ₃ F ₇ OCH ₃	200	34.0	142.0	-	4.1	165	24.8	4.7	0.00	400
R113	CCl ₂ FCClF ₂	187	47.6	144.3	133.2	2.6	214.1	33.9	85	0.90	6000
FC72	CF-Molekül	338	56.0	88.0	-	2.3	175.9	18.3	3200	0.00	7400
HFE7100	C ₄ F ₉ OCH ₃	250	61.0	111.5	104.4	1.8	196.9	21.9	4.1	0.00	320
HFE7200	C ₄ F ₉ OC ₂ H ₅	264	76.0	113.0	111.7	1.2	209.9	20.1	0.8	0.00	55
FC84	CF-Molekül	388	80.0	90.0	-	0.9	201.9	17.5	-	0.00	-
FC77	CF-Molekül	416	97.0	89.0	-	0.6	221.9	15.8	2300	0.00	6700
R718	H ₂ O	18	100.0	2256.5	2308.0	0.5	373.9	220.6	-	0.00	<1

Soweit verfügbar, sind wichtige Kenngrößen für jeden Stoff angegeben. Die Kältemittel sind aufsteigend nach ihrem Normalsiedepunkt aufgelistet und umfassen einen

Detaillierte Analyse eines Verdampfungskühlsystems

Bereich von -26.1 °C (R134a) bis 100 °C (R718). Bei einer Temperatur von 80 °C variiert der Dampfdruck der aufgelisteten Kältemittel von 26.3 bar (R134a) bis 0.5 bar (R718). Die Toxizität ist bei allen Kältemitteln gering bis gar nicht vorhanden. Eine Ausnahme stellen hier die Kältemittel R245fa und R123 dar. Die atmosphärische Verweilzeit liegt zwischen 3200 Jahren für RC318 und 0.8 Jahren für den Stoff HFE7200. Für die perfluorierten Kohlenstoffverbindungen (FC72, FC77, FC84, FC87), siehe /3M (1995)/, von 3M sind keine Daten zur atmosphärischen Verweilzeit bekannt. In Tabelle 5.4 sind Kältemittelgemische aufgeführt, die einen azeotropen Punkt im Temperaturbereich von 55 bis 90 °C aufweisen.

Tabelle 5.4: Azeotrope Kältemittelgemische (Quelle: /Landolt (1972)/)

Azeotroper Punkt:

Komponente 1	Komponente 2	Massenanteil Komp. 2 [%]	Temperatur [°C]	Druck [bar]	Siedetemperatur Komp. 1 [°C]	Siedetemperatur Komp. 2 [°C]
Benzol C ₆ H ₆	Methanol CH ₄ O	61.3	57.5	1.013	80.2	64.5
Benzol C ₆ H ₆	Ethanol C ₂ H ₆ O	45.7	68.0	1.013	80.2	78.4
Ethanol C ₂ H ₆ O	Essigsäureethylester C ₄ H ₈ O ₂	54.0	71.8	1.013	78.4	77.1
Wasser H ₂ O	2-Butanon C ₄ H ₈ O	65.3	73.1	1.013	100	79.5
Wasser H ₂ O	Acetonitril C ₂ H ₃ N	72.6	76	1.013	100	81.5
2-Methoxyethanol-(1) C ₃ H ₈ O ₂	Cyclohexan C ₆ H ₁₂	83.6	77.5	1.013	124.4	80.6
Wasser H ₂ O	Ethanol C ₂ H ₆ O	89.4	78.3	1.013	100.0	78.4
Wasser H ₂ O	2-Propanol C ₃ H ₈ O	68.7	80.1	1.013	100.0	82.3
Wasser H ₂ O	1-Propanol C ₃ H ₈ O	42.2	87.8	1.013	100.0	97.3
Wasser H ₂ O	Allylalkohol C ₃ H ₆ O	44.0	88.7	1.013	100.0	97.0

Die azeotrope Gemischzusammensetzung ist bei allen Gemischen mehr oder weniger stark vom Druck abhängig. Diese Tatsache muss beachtet werden, wenn Kältemittelgemische in einem von der Umgebung abgeschlossenen System eingesetzt

werden. Die Verwendung von Gemischen ist nur dann sinnvoll, wenn sich dadurch eine erhebliche Verbesserung der Stoffeigenschaften erreichen lässt. Dieses kann z.B. die Herabsetzung der Brennbarkeit, Absenkung des Gefrierpunktes oder aber die Absenkung der Verdampfungstemperatur sein. Insbesondere azeotrope Alkohol-Wasser Gemische können dabei für die Verdampfungskühlung eine interessante Rolle spielen.

Um Untersuchungen zur Kühlleistung durchzuführen ist eine genaue Stoffdatenbasis zwingend erforderlich. Für den größten Teil der Einstoffkältemittel existiert eine ausreichende Datenbasis. Für die Kältemittelgemische hingegen ist die experimentelle Datenbasis sehr klein, so dass bei den weiteren Betrachtungen nur Einstoffkältemittel berücksichtigt werden. Für die weiteren Untersuchungen zur Kühlleistung der Verdampfungskühlung wurden die Kältemittel R113, R245fa und R236fa gewählt.

5.3.2 Kondensator

Im Kondensator wird die in der Brennstoffzelle entstandene Prozesswärme an die Umgebung abgeführt. Der Aufbau des Kondensators ähnelt den im Fahrzeugbereich verwendeten Kondensatoren für Klimaanlage. Diese sind entweder als Rundrohr- oder aber als Flachrohrkondensatoren ausgeführt. Nach /Webb (1998)/ wird jedoch mit den Flachrohrkondensatoren eine höhere Leistung erzielt. Aufgrund der höheren Leistungsfähigkeit werden für die Verdampfungskühlung deshalb nur Flachrohrkondensatoren untersucht. Der größte Unterschied zwischen Kondensatoren für Fahrzeugklimaanlagen und Kondensatoren für eine Verdampfungskühlung resultiert aus der erheblich höheren erforderlichen Kondensatorleistung bei der Verdampfungskühlung und der Wahl des Kältemittels. Um eine möglichst hohe Kondensatorleistung zu erzielen, ist es notwendig den Kondensator speziell an das Kältemittel anzupassen. Das wiederum bedeutet, dass der jeweils optimale Kondensator von Kältemittel zu Kältemittel variiert. Auf den Kondensator wird bei den später folgenden Kühlleistungsuntersuchungen für die Verdampfungskühlung genauer eingegangen.

5.3.3 Kältemittelförderung

Um die Abwärme des Brennstoffzellensystems abführen zu können, muss das Kältemittel im Kältemittelkreislauf zirkulieren. Bei geeigneter Auslegung und

Detaillierte Analyse eines Verdampfungskühlsystems

Anordnung der Komponenten wäre eine Umwälzung des Kältemittels aufgrund von Dichteunterschieden denkbar. Im Fahrzeugeinsatz spricht jedoch die hohe Dynamik des Systems hinsichtlich des Leistungsbedarfs und der damit anfallenden Abwärme, aber auch die Voraussetzung, dass das Kühlsystem bei entsprechender Neigung des Fahrzeugs sowie bei Querschleunigung zuverlässig funktioniert, für eine Zwangsumwälzung des Kältemittels durch eine Pumpe oder durch einen Verdichter. Für diese beiden Fälle sind die entsprechenden Kreisprozesse vereinfacht für das System A mit Pumpe in Bild 5.4 und für das System B mit Verdichter in Bild 5.5 dargestellt. Druckverluste in den Leitungen sind nicht dargestellt.

Bei System A verlässt das Kältemittel den Brennstoffzellenstack als gesättigter Dampf (Zustand 1) und strömt zum Kondensator (Zustand 2). Im Kondensator kondensiert das Kältemittel vollständig und verlässt den Kondensator mit einer geringeren Temperatur aufgrund des Druckverlustes im Kondensator und der anschließenden Unterkühlung (Zustand 3). Mit Hilfe einer Pumpe wird das Kältemittel zum Brennstoffzellenstack zurückgefördert (Zustand 4). Dabei erfährt das flüssige Kältemittel eine Druckerhöhung.

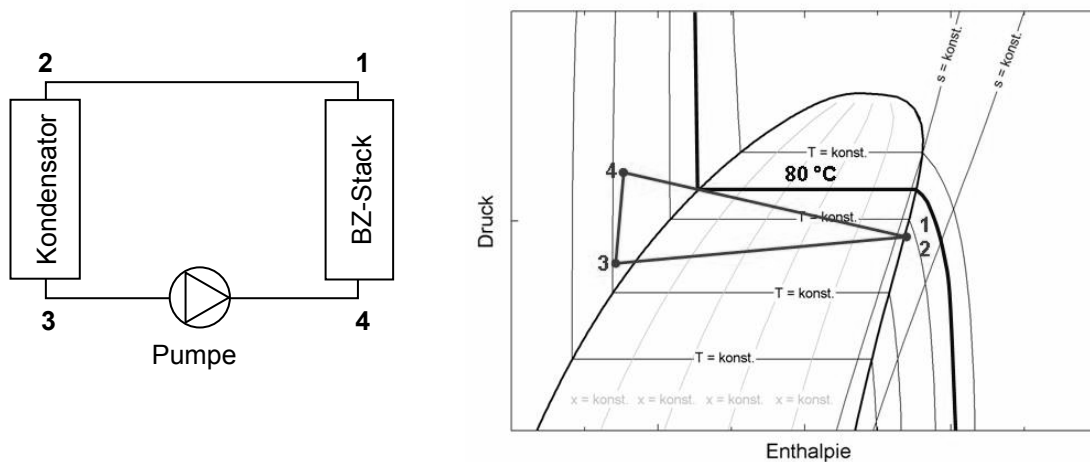


Bild 5.4: Verdampfungskühlung mit Pumpe (System A)

Das Kältemittel tritt unterkühlt in die Brennstoffzelle ein. Unter Wärmezufuhr erhöht sich die Temperatur des Kältemittels im Brennstoffzellenstack. Bei Erreichen der Sättigungstemperatur beginnt das Kältemittel zu verdampfen und verlässt den Brennstoffzellenstack wiederum als gesättigter Dampf (Zustand 1).

Für das System B mit Verdichter ist der vereinfachte Kreisprozess in Bild 5.5 dargestellt.

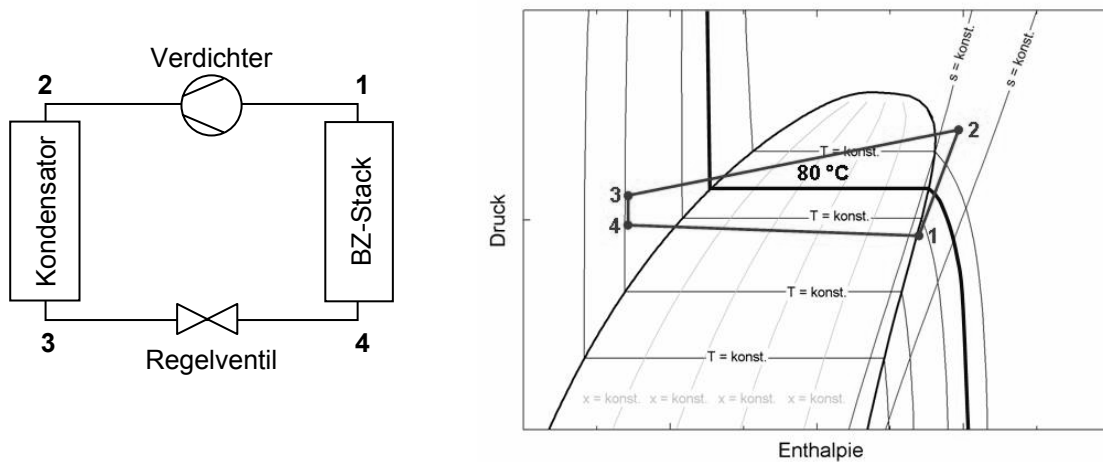


Bild 5.5: Verdampfungskühlung mit Verdichter (System B)

System B unterscheidet sich von System A im Wesentlichen dadurch, dass die Druckerhöhung bzw. Förderung des Kältemittels in der Gasphase (Zustand 1→2, Bild 5.5) anstatt in der Flüssigkeitsphase (Zustand 3→4, Bild 5.4) stattfindet. Dadurch lässt sich eine höhere Kondensatoreintrittstemperatur als bei System A und damit je nach Verdichterleistung eine erhöhte Kühlleistung des Systems bereitstellen. Zwischen Kondensator und Brennstoffzellenstack befindet sich ein Regelventil, welches den Kondensatordruck und damit die Kondensationstemperatur regelt.

Beide Systeme weisen Vor- und Nachteile auf. Üblicherweise benötigt man bei der Druckerhöhung von Flüssigkeiten mit Hilfe von Pumpen eine geringere Leistung als bei Gasen oder Dämpfen. Bei der Verwendung einer Pumpe muss sichergestellt sein, dass keine Kavitation auftritt. Bei der Förderung des Kältemitteldampfes muss sichergestellt sein, dass nach Möglichkeit keine Flüssigkeit mit in den Verdichter gelangt. Obwohl das System B mit dem Verdichter mehr Leistung benötigt, kann es durchaus eine erhöhte Kühlleistung im Vergleich zu System A liefern, da die Eintrittstemperatur in den Kondensator, abhängig vom Drucksteigerungsverhältnis und verwendeten Kältemittel entsprechend höher ist.

5.3.4 Brennstoffzellenstack

Die Antriebsleistung des Elektrofahrzeugs wird über den Brennstoffzellenstack mit einer maximalen elektrischen Leistung von ca. 75 kW bereitgestellt. Für den Vergleich von konventioneller Flüssigkeitsumlaufkühlung und Verdampfungskühlung wird bei den überschlägigen Berechnungen davon ausgegangen, dass der Aufbau und die Abmessungen des Stacks jeweils identisch sind. Die entsprechenden Betriebsbedingungen und Abmessungen wurden bereits in Tabelle 2.4 und Tabelle 2.5 aufgelistet.

Bei der Verdampfungskühlung tritt das Kältemittel üblicherweise etwas unterkühlt in den Brennstoffzellenstack ein, erwärmt sich, verdampft und verlässt den Brennstoffzellenstack schließlich als Nassdampf oder aber als überhitzter Dampf. Eine genaue Druckverlustermittlung müsste abschnittsweise unter Berücksichtigung der Wärmeübertragung durchgeführt werden. Um eine Aussage bezüglich des erwarteten Druckverlustes treffen zu können, wurde der Bereich des möglichen Druckverlustes mit Hilfe eines minimalen und maximalen Druckverlustes abgeschätzt. Der Minimalwert ergibt sich, wenn man davon ausgeht, dass der gesamte Stack einphasig durchströmt wird. Den abgeschätzten Maximalwert erhält man hingegen, wenn der Stack mit gesättigtem Nassdampf durchströmt wird. Der Druckverlust bei zweiphasiger Strömung kann im Bereich von hohen Dampfgehalten zwar lokal einen höheren Druckverlust bewirken, wenn man jedoch den Druckverlust über den gesamten Dampfgehalt integriert, so kann man in erster Näherung davon ausgehen, dass der integrale Druckverlust in der Größenordnung für die gesättigte Nassdampf-Strömung liegt. Bei den folgenden Druckverlustberechnungen wurde angenommen, dass es sich bei den Kühlkanälen im Brennstoffzellenstack um gerade, hydraulisch glatte Rechteckkanäle handelt. Druckverlust durch Umlenkungen und Querschnittsänderungen wurde nicht berücksichtigt. Neben dem Druckverlust wurde zusätzlich der Wärmeübergangskoeffizient berechnet. Die auf diese Weise ermittelten Druckverluste und Wärmeübergangskoeffizienten sind in Tabelle 5.5 für die Flüssigkeitsströmung und in Tabelle 5.6 für die Nassdampfströmung aufgelistet.

Tabelle 5.5: Druckverlust und Wärmeübergang im Stack bei Flüssigkeitsströmung ($x=0$)

Kältemittel	T [°C]	G [kg/(m ² s)]	Re [-]	Δp_L [mbar]	α_L [W/(m ² K)]
R134a	80	34.5	411	0.30	220.0
R227ea	80	54.2	568	0.46	174.8
R124	80	34.8	282	0.37	200.0
RC318	80	51.1	345	0.59	192.3
R236fa	80	34.9	262	0.39	220.7
R114	80	36.1	258	0.38	191.0
R245fa	80	24.0	122	0.39	282.8
R11	80	23.3	105	0.37	275.8
R123	80	25.3	117	0.40	241.1
R113	80	27.6	86	0.60	221.3
Wasser	80	1.6	5	0.05	2579.8

Bei Annahme einer reinen Flüssigkeitsströmung muss man mit laminarer Strömung im Stack rechnen. Die Reynolds-Zahl liegt im Bereich von $Re = 5$ für Wasser bis maximal $Re = 568$ für R227ea. Für die aufgeführten Kältemittel liegt der Druckverlust bei maximal 0.6 mbar. Die Wärmeübergangskoeffizienten liegen im Bereich von 175 bis ca. 283 W/(m²K). Lediglich das Kältemittel Wasser weicht mit einem Druckverlust von 0.05 mbar und einem Wärmeübergangskoeffizienten von 2580 W/(m²K) deutlich ab.

Tabelle 5.6: Druckverlust und Wärmeübergang im Stack bei Dampfströmung ($x=1$)

Kältemittel	T [°C]	G [kg/(m ² s)]	Re [-]	Δp_L [mbar]	Δp_T [mbar]	α_L [W/(m ² K)]	α_T [W/(m ² K)]
R134a	80	34.5	2343	0.31	0.54	91.4	203.5
R227ea	80	54.2	3699	0.43	1.04	89.7	308.2
R124	80	34.8	2482	0.45	0.81	70.7	151.8
RC318	80	51.1	3572	0.54	1.26	77.5	242.9
R236fa	80	34.9	2812	0.47	0.91	73.9	176.1
R114	80	36.1	3067	0.60	1.26	53.8	139.7
R245fa	80	24.0	2090	0.61	0.95	72.7	112.3
R11	80	23.3	2079	0.91	1.42	42.4	65.9
R123	80	25.3	2140	0.98	1.57	49.0	81.1
R113	80	27.6	2616	1.52	2.82	42.6	90.5
Wasser	80	1.6	147	5.64	-	88.6	-

Bei Annahme einer reinen Dampfströmung im Brennstoffzellenstack variiert die Reynolds-Zahl bei den untersuchten organischen Kältemitteln zwischen ca. 2000 und 3700. Damit befindet sich die Strömung im Umschlagsbereich von laminarer zu turbulenter Strömung. Die Vorhersage des Druckverlustes oder des Wärmeübergangs wird dadurch zusätzlich erschwert, da beide Strömungsformen auftreten können. Geht man von laminarer Strömung aus, so sind sowohl der berechnete Druckverlust als

auch der Wärmeübergang deutlich kleiner als bei der turbulenten Strömung. Der maximal auftretende Druckverlust liegt bei Annahme einer turbulenten Strömung im Bereich von 0.54 bis 2.82 mbar. Der mit dem Druckverlust verbundene Temperaturabfall ist kleiner als 0.3 K und stellt damit kein Problem hinsichtlich der Leistungsfähigkeit des Kühlsystems dar. Der Wärmeübergangskoeffizient liegt bei laminarer Strömung im Bereich von ca. 40 bis 90 W/(m²K) und bei turbulenter Strömung im Bereich von 65 bis 310 W/(m²K). Der Wärmeübergang bei Dampfströmung ist schlechter als bei Flüssigkeitsströmung. Dies gilt insbesondere für Kältemittel mit niedriger Drucklage bzw. niedrigem normierten Druck.

Bei einphasiger Berechnung sind die Wärmeübergangskoeffizienten im Stack mit maximal 310 W/(m²K) im Vergleich zur konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung mit ca. 1600 W/(m²K) verhältnismäßig klein. Im Bereich des Strömungssiedens ist nochmals mit einer deutlichen Erhöhung des Wärmeübergangs zu rechnen, so dass man von mindestens ebenso hohen Wärmeübergangskoeffizienten wie bei der konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung ausgehen kann.

Bei einer abzuführenden thermischen Leistung von 70 kW ergibt sich eine Wärmestromdichte von 2970 W/m² bei einer Wärmeübertragungsfläche von 23.6 m². Damit lässt sich der erforderliche Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Wandübertemperatur berechnen. Geht man von einer Wandüberhitzung von 10 K aus, so muss der Wärmeübergangskoeffizient lediglich 297 W/(m²K) betragen. Bei einer Wandübertemperatur von 1 K bereits 2970 W/(m²K). Der Zusammenhang zwischen Wandüberhitzung und Wärmeübergangskoeffizient ist in Tabelle 5.7 dargestellt.

Tabelle 5.7: Erforderlicher Wärmeübergangskoeffizient bei gegebener Wandüberhitzung

ΔT [K]	α [W/m ² K]
10	297.0
5	594.0
2	1484.9
1	2969.9
0.5	5939.8
0.25	11879.5

Dies bedeutet also, je höher der Wärmeübergangskoeffizient ist, desto geringer ist die benötigte Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Wand. Bei vorgegebener maximaler Brennstoffzellentemperatur kann die Verdampfungstemperatur bei einer Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten angehoben werden. Bei der konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung verlässt das Kühlmittel die Brennstoffzelle mit 80 °C. Wenn der Wärmeübergangskoeffizient bei der Verdampfungskühlung erhöht werden kann, bedeutet dies, dass die Verdampfungstemperatur entsprechend angehoben werden kann und aufgrund der höheren Kondensatoreintrittstemperatur eine höhere Kondensatorleistung erreicht wird.

5.3.5 Leitungen

Die Leitungen können als Rohrleitungen oder aber als Schlauchverbindung ausgeführt sein. Bei der Dimensionierung muss beachtet werden, dass der Druckverlust in den Leitungen möglichst gering ist. Gleichzeitig sollte der Leitungsdurchmesser wegen des begrenzten Bauraumes und der erforderlichen Kältemittelfüllmenge gering sein. Die Leitungslänge ist aufgrund der Anordnung des Stacks und des Kondensators im Fahrzeug vorgegeben und beträgt bei dem untersuchten Fahrzeug ca. 1.5 m. Auf Basis der in Kapitel 5.3.1.5 erwähnten Kältemittel wurde der in den Leitungen auftretende Druckverlust abgeschätzt. Dazu wurde der Massenstrom berechnet, der bei einer Kühlleistung von 70 kW unter Annahme vollständiger Kondensation benötigt wird. Tabelle 5.8 kann man die auftretenden Druckverluste und die damit verbundene Änderung der Sättigungstemperatur in der Flüssigkeitsleitung entnehmen (Annahme: $x = 0$, glattes Rohr).

Tabelle 5.8: Flüssigkeitsleitung (Massenstrom bei 70 kW, Kondensationstemperatur 80°C)

Fluid	T [°C]	d [mm]	l [m]	V [l]	m [kg/s]	V [l/s]	dp [mbar]	dT [K]
R134a	80	20	1.5	0.47	0.658	0.709	24.0	0.04
R227ea	80	20	1.5	0.47	1.033	0.956	47.5	0.12
R124	80	20	1.5	0.47	0.663	0.588	21.6	0.06
RC318	80	20	1.5	0.47	0.973	0.795	41.1	0.14
R236fa	80	20	1.5	0.47	0.665	0.584	21.8	0.08
R114	80	20	1.5	0.47	0.688	0.545	21.2	0.10
R245fa	80	20	1.5	0.47	0.457	0.390	11.7	0.06
R11	80	20	1.5	0.47	0.444	0.333	10.0	0.08
R123	80	20	1.5	0.47	0.481	0.367	11.7	0.09
R113	80	20	1.5	0.47	0.526	0.369	13.6	0.19
Wasser	80	20	1.5	0.47	0.030	0.031	0.1	0.01

Detallierte Analyse eines Verdampfungskühlsystems

Bei einem gewählten Innendurchmesser von 20 mm liegt der auftretende Druckverlust bei max. 41.1 mbar (RC318). Der durch den Druckverlust verursachte Temperaturabfall beträgt maximal 0.2 K und tritt bei dem Kältemittel R113 auf. Der Durchmesser der Flüssigkeitsleitung kann mit 20 mm im Vergleich zum konventionellen System kleiner ausgeführt werden, da der auftretende Flüssigkeitsvolumenstrom mindestens um den Faktor 3 kleiner ist.

Tabelle 5.9 zeigt die Berechnungsergebnisse für die Dampfleitung (Annahme: $x = 1$, glattes Rohr). Der Dampfvolumenstrom liegt bei den Kältemitteln jeweils mindestens um den Faktor 6 über dem entsprechenden Flüssigkeitsvolumenstrom. Bei geringen Dampfdrücken kann die Volumenzunahme noch wesentlich größere Werte annehmen.

Tabelle 5.9: Dampfleitung (Massenstrom bei 70 kW, Kondensationstemperatur 80°C)

Fluid	T [°C]	d [mm]	l [m]	V [l]	m [kg/s]	V [l/s]	dp [mbar]	dT [K]
R134a	80	35	1.5	1.44	0.658	4.241	6.9	0.01
R227ea	80	35	1.5	1.44	1.033	5.858	13.6	0.03
R124	80	35	1.5	1.44	0.663	6.401	10.4	0.03
RC318	80	35	1.5	1.44	0.973	7.434	16.4	0.06
R236fa	80	35	1.5	1.44	0.665	7.442	11.8	0.04
R114	80	35	1.5	1.44	0.688	10.097	16.3	0.08
R245fa	80	35	1.5	1.44	0.457	10.479	12.1	0.06
R11	80	35	1.5	1.44	0.444	16.070	18.1	0.14
R123	80	35	1.5	1.44	0.481	16.478	20.0	0.16
R113	80	35	1.5	1.44	0.526	28.534	36.3	0.52
Wasser	80	35	1.5	1.44	0.030	103.276	13.5	0.71

Bei R113 beträgt die relative Volumenzunahme beispielsweise 77 bei Wasser sogar über 3000. Um diese Volumenzunahme zu kompensieren und den Druckverlust möglichst gering zu halten, wurde der Innendurchmesser der Dampfleitung daher mit 35 mm deutlich größer gewählt. Der maximal auftretende Druckverlust ist mit 36.3 mbar bei R113 zu verzeichnen. Der größte Temperaturabfall stellt sich mit 0.7 K bei Wasser ein.

Eine Optimierung des Leitungsdurchmessers muss für jedes Kältemittel getrennt erfolgen. Die hier durchgeführten Abschätzungen zeigen jedoch, dass sich der Leitungsdurchmesser selbst bei Kältemitteln mit einem geringen Dampfdruck (wie z.B. R123 oder R113) in der gleichen Größenordnung bewegt, wie der des konventionellen Kühlsystems. Der Durchmesser der Flüssigkeitsleitung kann aufgrund des vergleichsweise geringen Volumenstroms sogar etwas kleiner ausgeführt werden.

5.3.6 Ausgleichsbehälter und Kältemittelfüllmenge

Die Kältemittelfüllmenge und die Dimensionierung des Ausgleichsbehälters sind vom Systemvolumen und von der Dampfdruckkurve des Kältemittels abhängig.

Die Größe des Ausgleichsbehälters ist kritisch hinsichtlich des zur Verfügung stehenden Bauraumes. In Tabelle 5.10 ist das innere Volumen der einzelnen Komponenten und des Gesamtsystems zusammengestellt. Beim Kondensator wurde davon ausgegangen, dass Rohrtyp 1, siehe Tabelle 5.17 (siehe Seite 126), verwendet wird.

Tabelle 5.10: Inneres Volumen der Komponenten und des Gesamtsystems

	Volumen [L]
Kondensator (Rohrtyp 1)	2.7
Flüssigkeitsleitung	0.5
Dampfleitung	1.4
Brennstoffzellenstack	7.5
Zusätzliche Komponenten (Pumpe, Ventile)	1
Gesamt	13.1

Für das System ergibt sich ein Gesamtvolumen von ca. 13.1 L. Das innere Systemvolumen muss komplett mit Kältemittel gefüllt sein. Inertgase im System müssen vermieden werden. Abhängig von der auftretenden Temperatur, der Dampfdruckkurve und der Kältemittelfüllmenge im System, kann das Kältemittel als Zweiphasengemisch oder aber als unterkühlte Flüssigkeit vorliegen.

In Bild 5.3 sind die Dampfdruckkurven für verschiedene Kältemittel im Temperaturbereich von -20 bis 130 °C dargestellt. Geht man von einer minimalen Stillstandstemperatur von 0 °C aus, so besitzen lediglich die Kältemittel R134a, R227ea, R124, RC318 und R236fa einen Dampfdruck, der größer ist als Atmosphärendruck. In diesem Fall wäre es möglich auf einen Ausgleichsbehälter zu verzichten, da man das System so befüllen kann, dass sich ein Zweiphasengemisch im Kühlkreislauf während des Stillstandes befindet. Ist der Dampfdruck kleiner als der Umgebungsdruck, muss das gesamte innere Systemvolumen mit flüssigem Kältemittel gefüllt sein, sofern ein Unterdruck im System aufgrund möglicher Leckagen vermieden werden soll. Steigt die Temperatur des Kältemittels während des Betriebes an, so

verdampft ein Teil des im System enthaltenen flüssigen Kältemittels. Die dadurch bedingte Volumenzunahme muss durch den Ausgleichsbehälter kompensiert werden. Überschlägig kann man davon ausgehen, dass der Brennstoffzellenstack und der Kondensator jeweils zur Hälfte mit flüssigem und dampfförmigem Kältemittel gefüllt sind. Die Dampfleitung sei komplett mit Kältemitteldampf gefüllt. Unter diesen Voraussetzungen entspricht das Volumen des Ausgleichsbehälters in etwa dem in Tabelle 5.11 berechneten Gesamtvolumen, welches vom Dampf vereinnahmt wird, unter der Annahme, dass das System im Ruhezustand komplett mit Kältemittel befüllt ist.

Tabelle 5.11: Inneres Volumen, welches im Betrieb von Dampf vereinnahmt ist

	Volumen [L]
Kondensator	1.4
Flüssigkeitsleitung	0.0
Dampfleitung	1.4
Brennstoffzellenstack	3.8
Zusätzliche Komponenten (Pumpe, Ventile)	0.5
Gesamt	7.1

Sofern das System im Stillstand komplett mit flüssigem Kältemittel befüllt wird, muss ein Volumen von 7.1 L für den Ausgleichsbehälter als Bauraum berücksichtigt werden. Das so berechnete Volumen stellt jedoch nur eine Näherung dar und kann durch eine optimierte Auslegung der Komponenten bzw. verringerte Kältemittelfüllmenge reduziert werden. Wird das System mit Nassdampf ($x < 1$) statt mit Sattedampf ($x = 1$) betrieben, kann das Systemvolumen ebenfalls verringert werden.

Die Kältemittelfüllmenge wirkt sich kritisch auf die Kosten und das Gewicht aus. Geht man davon aus, dass das System vollständig mit flüssigem Kältemittel gefüllt ist und dass das Kältemittel eine Dichte von ca. 1200 kg/m^3 besitzt, so benötigt man rund 15.7 kg Kältemittel. Wenn es möglich ist das System im Stillstand im Bereich des Zweiphasengemisches zu betreiben, so lässt sich die Kältemittelfüllmenge ungefähr halbieren. Bei den obigen Untersuchungen wurden Komponenten, wie z.B. der Wärmeübertrager für die Fahrzeugheizung, der E-Motor oder die Leistungselektronik, vernachlässigt. Im realen System führen diese Komponenten zusätzlich zu einer

Vergrößerung des inneren Volumens. Der Ausgleichsbehälter muss daher entsprechend größer ausgeführt und die Kältemittelfüllmenge angepasst werden.

Bezüglich des Bauraumes, des Gewichts und der Kosten ist ein System von Vorteil, welches im Stillstand im Bereich des Zweiphasengebiets betrieben werden kann. Der Ausgleichsbehälter und die Kältemittelfüllmenge sind hier am geringsten. Ein System, bei welchem Wasser als Kältemittel eingesetzt wird, weist die geringsten Kosten für das Kältemittel auf.

5.4 Kühlleistung bei idealisierter Betrachtung

Die theoretisch maximal erreichbare Kühlleistung lässt sich für die Verdampfungskühlung unter idealisierten Randbedingungen ermitteln. Um die Kühlleistung der Verdampfungskühlung mit der des konventionellen Systems vergleichen zu können, wurde der Auslegungspunkt in Anlehnung an die Flüssigkeitsumlaufkühlung definiert, siehe Tabelle 5.12.

Tabelle 5.12: Auslegungspunkt des Kühlsystems für das Brennstoffzellen-Fahrzeug

	Verdampfungskühlung	Flüssigkeits- umlaufkühlung
Luft Eintrittstemperatur, °C	40	40
Luftmassenstrom, kg/s	2.0	2.0
Kühlmitteleintrittstemperatur in den Wärmeübertrager, °C	80	80
Kühlmittelmassenstrom bzw. Kältemittelmassenstrom, kg/s	abhängig vom Kältemittel	2.5
Kühlmittel bzw. Kältemittel	verschiedene Kältemittel	Wasser-Glykol

Der Auslegungspunkt entspricht damit dem der Flüssigkeitskühlung mit Ausnahme des Kältemittelmassenstroms. Dieser hängt von der benötigten Kühlleistung und der Verdampfungsenthalpie des Kältemittels ab. Bei der folgenden idealisierten Betrachtung wird neben der Kondensatorleistung zusätzlich die erforderliche Antriebsleistung der Pumpe, die für die Umwälzung des Kühl- bzw. Kältemittels erforderlich ist, abgeschätzt.

Bei der Berechnung der Kondensatorleistung wird vereinfacht davon ausgegangen, dass der Kondensator die gleiche Geometrie wie der Kühlmittelkühler besitzt. Der luftseitige Wärmeübergangskoeffizient sei für Kühlmittelkühler und Kondensator

identisch. Aufgrund der idealisierten Betrachtungsweise wird der Druckverlust im Kondensator nicht mitberücksichtigt. Die Kondensationstemperatur wird als konstant angenommen. Eine Enthitzung und Unterkühlung des Kältemittels wird im Vergleich zur Latentwärme vernachlässigt. Leistungsunterschiede zwischen Kühlmittelkühler und Kondensator beruhen im Wesentlichen auf zwei Effekten. Einerseits unterscheidet sich das Wärmeübertragungsverhalten hinsichtlich der treibenden Temperaturdifferenz zwischen Luft und Kühl- bzw. Kältemittel, zum anderen muss mit veränderten Wärmeübergangskoeffizienten auf der Innenseite gerechnet werden.

In Bild 5.6 ist das Leistungskennfeld des idealisierten Kondensators dargestellt. Unter der Annahme eines luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von $180 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ und eines kältemittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von $3000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ergibt sich eine theoretische Kondensatorleistung von 54.6 kW . Diese liegt damit um ca. 8 % höher als der Vergleichswert für den Kühlmittelkühler, welcher 50.6 kW beträgt.

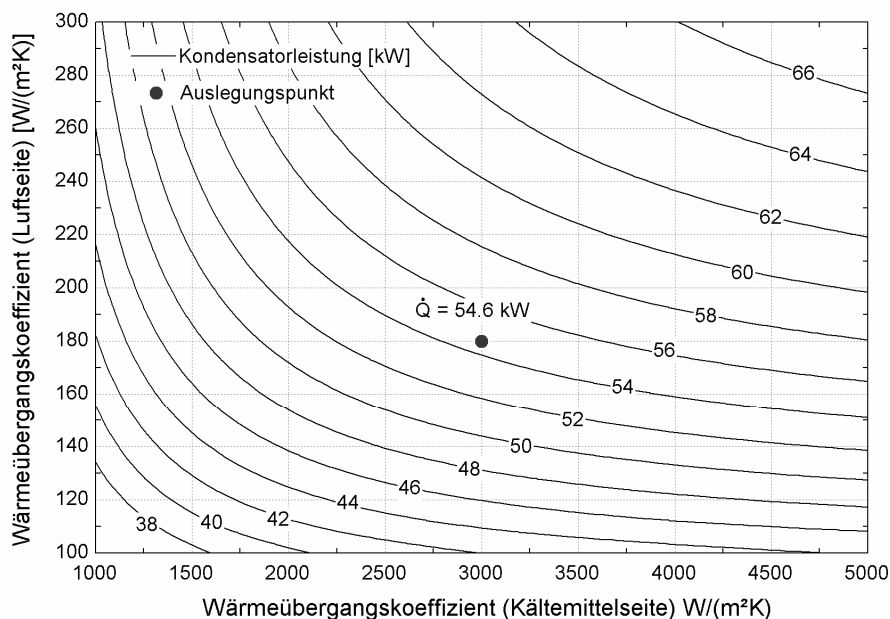


Bild 5.6: Leistungskennfeld des Kondensators unter idealisierten Annahmen

Die größten Unterschiede zwischen Kondensator und Kühlmittelkühler bezüglich der Wärmeübergangskoeffizienten werden auf der Innenseite erwartet. Aus diesem Grund wurde die Kondensatorleistung in Abhängigkeit von dem Wärmeübergangskoeffizienten berechnet und zusammen mit der Leistung des Kühlmittelkühlers in Bild 5.7 grafisch dargestellt.

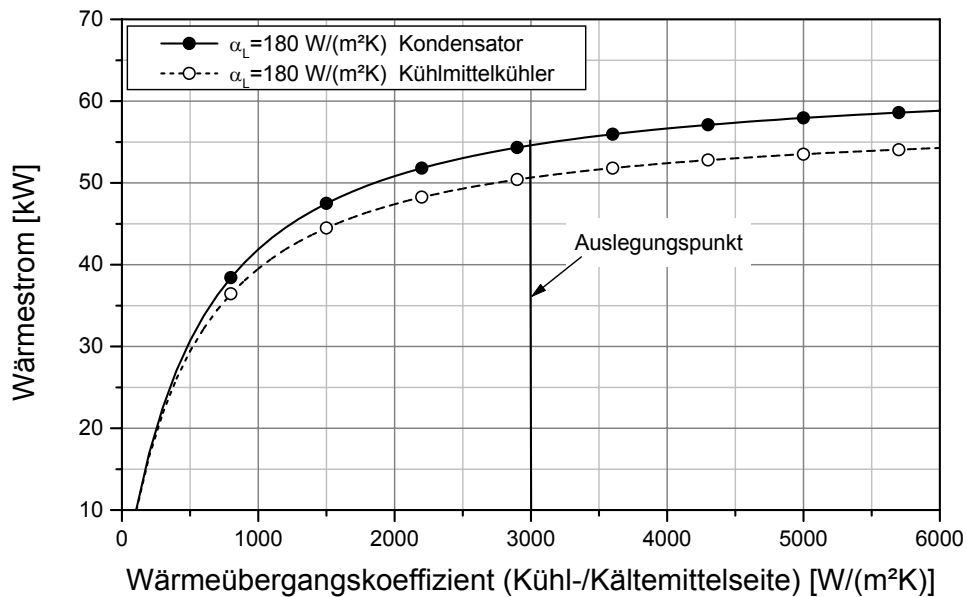


Bild 5.7: Leistungsvergleich zwischen idealisiertem Kondensator und Kühlmittelkühler

Aus dem Kurvenverlauf wird ersichtlich, dass die Leistung des idealisierten Kondensators bei gleichen Wärmeübergangskoeffizienten auf der Luftseite durchweg über der des Kühlmittelkühlers liegt.

In Tabelle 5.13 ist die Kondensatorleistung und die Leistungssteigerung in Abhängigkeit vom kältemittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten für den Kondensator aufgeführt. Als Referenz für die prozentuale Steigerung des Wärmestroms dient die Leistung des Kühlmittelkühlers am Auslegungspunkt. Selbst bei einer Verringerung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Innenseite von 3000 auf 2500 W/(m²·K) wird vom Kondensator wegen der höheren treibenden Temperaturdifferenz mehr Wärme an die Umgebung abgeführt als vom Kühlmittelkühler. Geht man von im Vergleich zur erzwungenen Konvektion gesteigerten Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation des Kältemittels aus, so ergibt sich eine weitere Kühlleistungssteigerung im Vergleich zur konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung. Bei einer Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten um 500 W/(m²·K) ergibt sich eine Leistungssteigerung von 10.3 % im Vergleich zum Kühlmittelkühler. Bei einer Verdoppelung des Wärmeübergangskoeffizienten könnte der Kondensator einen maximalen Wärmestrom

von 58.8 kW an die Umgebung abführen, was einer Kühlleistungssteigerung von 16.2 % entspräche.

Tabelle 5.13: Idealisierte Kondensatorleistung im Vergleich Kühlmittelkühlerleistung 50.6 kW

α_{KM} [W/(m ² ·K)]	\dot{Q} [kW]	$\Delta\dot{Q}^*$ [%]
2500	53.0	4.7
3000	54.6	7.9
3500	55.8	10.3
4000	56.7	12.1
5000	57.9	14.4
6000	58.8	16.2

(*bezogen auf Kühlmittelkühlerleistung am Auslegungspunkt von 50.6 kW)

Um den Einfluss des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten auf die Kühlmittelkühlerleistung und Kondensatorleistung zu klären, wurden zusätzlich Berechnungen bei einem erhöhten luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von 280 W/(m²K) durchgeführt. Für den Kühlmittelkühler errechnet sich damit eine Leistung von 57.3 kW, während der Kondensator einen Wärmestrom von 62.4 kW an die Umgebung abführt. Die prozentuale Kühlleistungssteigerung beträgt dabei ca. 9 % und liegt damit um ca. 1 % über der Kühlleistungssteigerung bei einem luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von 180 W/(m²K). Ähnliche Ergebnisse erhält man beim Leistungsvergleich auf Basis unterschiedlicher kältemittelseitiger Wärmeübergangskoeffizienten. Dies bedeutet, dass die prozentuale Leistungssteigerung beim Vergleich vom idealisierten Kondensator zum Kühlmittelkühler nur in geringem Maße von der absoluten Höhe des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten abhängig ist.

Neben der Kondensatorleistung wirkt sich die erforderliche Antriebsleistung zur Umwälzung des Kältemittels auf die Leistungsfähigkeit des Kühlsystems aus. Zur Kühlung des Brennstoffzellensystems muss beim konventionellen Kühlsystem ein Massenstrom von 2.5 kg/s umgewälzt werden, um den Wärmestrom an die Umgebung abzuführen. Der kältemittelseitige Systemdruckverlust beträgt dabei maximal 2000 mbar /DaimlerChrysler (2003)/. Bei der Verdampfungskühlung hängt der benötigte Massenstrom von der erforderlichen Kühlleistung und vom Kältemittel ab.

Fluorierte Kohlenwasserstoffe, die üblicherweise als Kältemittel eingesetzt werden, wie z.B. R134a, besitzen bei einer Temperatur von 80 °C, eine Verdampfungsenthalpie im Bereich von ca. 100 bis 150 kJ/kg. Stoffe wie z.B. Methanol oder Wasser besitzen mit 1071 bzw. 2308 kJ/kg eine deutlich höhere Verdampfungsenthalpie aufgrund der vorhandenen Wasserstoffbrückenbindungen. Damit ergeben sich unterschiedliche Massenströme für die Verdampfungskühlung, die beispielhaft für einige Kältemittel in Tabelle 5.14 aufgeführt sind.

Tabelle 5.14: Verdampfungsenthalpie, Massenstrom und Volumenstrom bei 70 kW und 80 °C für verschiedene Kältemittel

	Wasser	R113	R245fa	R236fa	R134a
Verdampfungsenthalpie [kJ/kg]	2308.0	133.2	153.3	105.3	106.4
Massenstrom [kg/s]	0.030	0.526	0.457	0.665	0.658
Volumenstrom Flüssigkeit [l/min]	1.9	22.1	23.4	35.1	42.5

Die Berechnung der Antriebsleistung erfolgt nach der in Kapitel 3.3 aufgeführten Berechnungsgleichung. Für die Abschätzung der Antriebsleistung wird von einem maximalen Druckverlust von 2000 mbar ausgegangen, welcher damit dem maximalen Druckverlust der konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung entspricht. Zusammen mit einem Gesamtwirkungsgrad der Pumpe von 50 % lässt sich die in Tabelle 5.15 aufgeführte Leistungsaufnahme der Kühlmittelpumpe berechnen. Bei dem konventionellen Kühlsystem mit dem Kühlmittel WEG 50/50 Vol.-% errechnet sich die Leistungsaufnahme der Pumpe zu ca. 1.0 kW. Im Vergleich dazu benötigt man bei der Verdampfungskühlung eine Leistung von ca. 0.2 bis 0.3 kW beim Einsatz von fluorierten Kohlenwasserstoffen. Beim Einsatz von Wasser als Kältemittel liegt die Leistungsaufnahme der Pumpe mit weniger als 0.1 kW nochmals niedriger. Damit ist die erforderliche Antriebsleistung der Kühlmittelpumpe bei der Verdampfungskühlung um ca. 0.7 bis 0.9 kW geringer als bei der konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung. Diese verringerte Leistungsaufnahme resultiert in einer entsprechend höheren effektiven Kühlleistung. Geht man, wie in Kapitel 2.4 beschrieben, von einem Brennstoffzellenwirkungsgrad von 40 % aus, so lässt sich die verringerte Leistungsaufnahme der Pumpe damit direkt in eine Zusatzkühlleistung umrechnen, die zusätzlich in Tabelle 5.15 aufgeführt ist.

Tabelle 5.15: Leistungsaufnahme der Kühlmittelpumpe ($\Delta p=2$ bar; $\eta_p=0.5$)

Kühl-/Kältemittel	Volumenstrom [l/min]	Leistung Pumpe [kW]	Zusatzkühlleistung [kW]
WEG 50/50 Vol.-%	160	0.97	0.0
Wasser	2	0.01	1.19
R113	22	0.15	1.02
R245fa	23	0.16	1.01
R236fa	35	0.23	0.92
R134a	43	0.28	0.85

Die unter idealisierten Annahmen durchgeführten Rechnungen zeigen eine im Vergleich zur konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung gestiegene Kühlleistung. Unter Annahme gleicher Wärmeübergangskoeffizienten ergibt sich unter zusätzlicher Berücksichtigung der verringerten Leistungsaufnahme der Kühlmittelpumpe eine Kühlleistung von 55.5 kW, was einer Kühlleistungssteigerung von 9.7 % entspricht. Bei einer Verdoppelung des kältemittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten ergibt sich ein Gesamtkühlleistung von 59.7 kW, was einer Steigerung von 18.0 % entspricht.

Tabelle 5.16: Übersicht Kühlleistungspotenzial Verdampfungskühlung

	Kühlmittel- kühler Kondensator [kW]	Antriebs- leistung Pumpe [kW]	Effektive Kühlleistung [kW]	Kühlleistungs- steigerung [%]
Konventionelles Kühlsystem	50.6	0.9	50.6	0.0
Verdampfungskühlung ($\alpha_L=180$; $\alpha_{KM}=3000$ W/(m ² ·K))	54.6	0.2	55.5	9.7
Verdampfungskühlung ($\alpha_L=180$; $\alpha_{KM}=6000$ W/(m ² ·K))	58.8	0.2	59.7	18.0

Diese Werte zeigen, dass die Verdampfungskühlung zur Umwälzung des Kältemittels unter idealisierten Annahmen ein deutliches Potenzial zur Kühlleistungssteigerung besitzt. Diese Werte stellen aufgrund der idealisierten Annahmen eine obere Grenze für das Potenzial zur Kühlleistungssteigerung beim Einsatz einer Verdampfungskühlung mit Pumpenbetrieb dar. Die in der Praxis erzielbare Kühlleistungssteigerung wird tendenziell geringer sein, da hier nicht mit einer konstanten Kondensationstemperatur gerechnet werden kann. Dies ist insbesondere darauf zurückzuführen, dass die Temperatur des Kältemittels bei der Durchströmung des

Kondensators aufgrund des Druckverlustes und der Unterkühlung abnimmt. Zur genaueren Leistungsabschätzung ist daher eine Berechnung erforderlich, bei der die Kondensatorleistung mit Hilfe eines lokal hoch aufgelösten Kondensatormodells berechnet wird.

Für die Verdampfungskühlung mit Verdichterbetrieb wird das Potenzial zur Kühlleistungssteigerung in Kapitel 5.5.3 separat untersucht.

5.5 Detaillierte Kühlleistungsuntersuchungen

Die Auslegung eines Kondensators ist deutlich aufwändiger als die eines Kühlmittelkühlers. Während das Kühlmittel im Kühlmittelkühler aufgrund erzwungener Konvektion Wärme an die Umgebung abgibt ohne einen Phasenwechsel zu durchlaufen, wird das Kältemittel nach Eintritt in den Kondensator erhitzt, kondensiert und schließlich unterkühlt. Aufgrund des Phasenwechsels bei der Kondensation nimmt die Dichte des Kältemittels deutlich zu, was eine Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit bei gleich bleibendem Strömungsquerschnitt bewirkt. Durch die Anzahl der Durchgänge und die Variation der Rohranzahl pro Durchgang kann der Wärmeübergang und der Druckverlust des Kältemittels gezielt optimiert werden. Zur Veranschaulichung ist in Bild 5.8 beispielhaft ein Kondensator mit drei Durchgängen dargestellt.

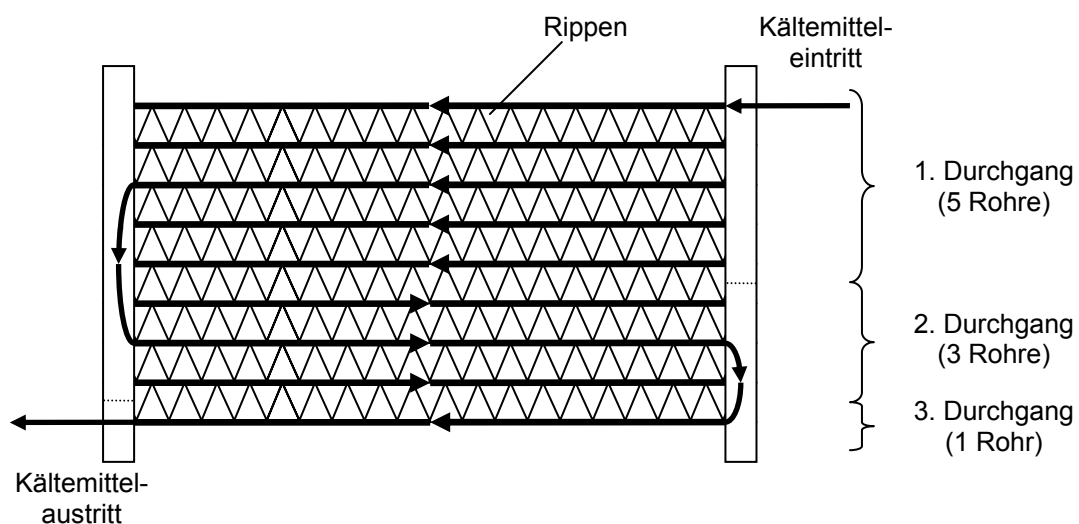


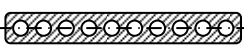
Bild 5.8: Prinzipieller Aufbau eines Kondensators

Um die Abnahme der Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels zu kompensieren, nimmt die Rohranzahl je Durchgang üblicherweise in Durchströmungsrichtung ab. Dies ist für den Kondensator in Bild 5.8 beispielhaft dargestellt. Der 1. Durchgang verfügt hier über 5 Rohre, während der 2. Durchgang über 3 Rohre und der 3. Durchgang schließlich nur noch über 1 Rohr verfügt.

Die Konfiguration des Kondensators, also die Anzahl von Durchgängen und die Rohranzahl je Durchgang, bestimmt die Kondensatorleistung maßgeblich. Diese muss für jedes Kältemittel einzeln optimiert werden.

Als Grundlage für die Kondensatorauslegung bei der Verdampfungskühlung wird von den gleichen Netzabmessungen, siehe Tabelle 2.7, und der gleichen Jalousieschnittlamelle, siehe Tabelle 3.2, wie beim entsprechenden Kühlmittelkühler ausgegangen. Im Unterschied zum Kühlmittelkühler werden bei der Optimierung des Kondensators verschiedene Rohrgeometrien betrachtet. Neben dem Flachrohr mit Rechteckquerschnitt, welches im Kühlmittelkühler eingesetzt wird, werden weitere Flachrohre untersucht, bei denen sich der Strömungsquerschnitt aus Rundrohrkanälen mit unterschiedlichen hydraulischen Durchmessern zusammensetzt. Im Vergleich zum Flachrohr des Kühlmittelkühlers weisen diese Rohre eine deutlich höhere Druckfestigkeit auf und eignen sich somit theoretisch für alle in Tabelle 5.3 aufgeführten Kältemittel. Die relevanten Geometriedaten der bei der Kondensatorauslegung verwendeten Rohre sind in Tabelle 5.17 dargestellt.

Tabelle 5.17: Geometrie der Flachrohre zur Verwendung der Kondensatorauslegung

Rohrtyp: 	Rohrhöhe [mm]	d_h [mm]	Strömungs- querschnitt [mm ²]	Benetzter Umfang [m]	Anzahl der Rohre im Kondensator
Rohr 1	2	1.2	30.5	101.8	57
Rohr 2	3	2.2	57.0	103.7	52
Rohr 3	4	3.2	88.5	110.6	48

Die Höhe der aufgeführten Rohre variiert von 2 bis 4 mm. Daraus ergibt sich bei gleicher Wanddicke, wie der des Flachrohres des Kühlmittelkühlers, ein hydraulischer Durchmesser, der sich im Bereich von 1.2 bis 3.2 mm befindet. Die maximal installierbare Rohranzahl ergibt sich aus den Netzabmessungen und beträgt abhängig vom verwendeten Rohrtyp zwischen 48 und 57 Rohren.

Im Folgenden wird anhand des Kältemittels R113 näher auf die Kondensatorauslegung eingegangen. Alle untersuchten Kondensatoren weisen aus Gründen der Vergleichbarkeit die gleichen Netzabmessungen wie der zum Vergleich herangezogene Kühlmittelkühler auf. Sofern nichts anderweitig beschrieben ist, entsprechen die Betriebsbedingungen den in Tabelle 5.12 aufgeführten Werten.

Der einfachste Kondensator besitzt einen Durchgang. Der kältemittelseitige Strömungsquerschnitt ist bei diesem Kondensatoraufbau maximal und variiert von Rohrtyp zu Rohrtyp. Der große Strömungsquerschnitt bewirkt eine geringe Strömungsgeschwindigkeit in den Kältemittelrohren. Der Druckverlust ist daher zwar niedrig, gleichzeitig ist jedoch auch der Wärmeübergangskoeffizient klein. In Bild 5.9 sind Berechnungsergebnisse dargestellt, die sich bei der Verwendung von R113 als Kältemittel für drei verschiedene Kondensatoren ergeben. Die Kondensatoren weisen alle einen Durchgang auf und unterscheiden sich nur durch den verwendeten Rohrtyp nach Tabelle 5.17. Neben der Kondensatorleistung und dem kältemittelseitigen Druckverlust ist der Wärmestrom, der nötig ist um das Kältemittel bei einer Temperatur von 80 °C vollständig zu kondensieren, als strichpunktierte Linie dargestellt.

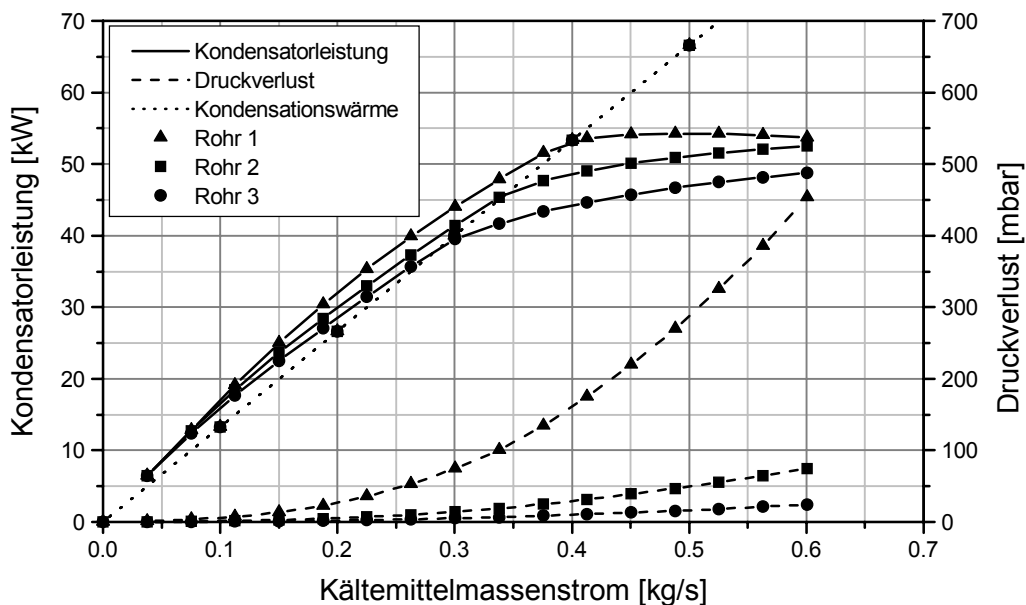


Bild 5.9: Kondensatorleistung und kältemittelseitiger Druckverlust (R113 / 1 Durchgang / Rohrtyp 1-3)

Der Kältemittelmassenstrom wurde bis zu einem Wert von 0.6 kg/s variiert. Bei diesem maximalen Massenstrom wird zur vollständigen Kondensation ein Wärmestrom von

80 kW benötigt. Der Kondensator mit dem Rohrtyp 1 weist durchgehend die höchste Leistung auf, während der Kondensator mit Rohrtyp 3 die geringste Leistung besitzt. Beim Druckverlust verhält es sich erwartungsgemäß umgekehrt: Während die Kondensatorleistung bei sehr kleinem Kältemittelmassenstrom für alle drei untersuchten Kondensatoren nahezu identisch ist, weichen die Kondensatorleistungen bei steigendem Kältemittelmassenstrom zunehmend von einander ab. Dieses Verhalten ist darauf zurückzuführen, dass sich die Kältemittelaustrittstemperatur bei sehr niedrigem Massenstrom bei allen Kondensatoren nahezu bis auf die Eintrittstemperatur der Umgebungsluft abkühlt. Daher gibt es keine Leistungsunterschiede zwischen den einzelnen Kondensatoren. Erst bei höherem Kältemittelmassenstrom wirkt sich das unterschiedliche Verhalten der Kondensatoren hinsichtlich Wärmeübergang und Druckverlust auf die Kondensatorleistung aus. Der Grund für die geringere Leistung der Kondensatoren mit dem Rohrtyp 2 und 3 liegt hauptsächlich in dem verringerten Wärmeübergangskoeffizienten auf der Innenseite. Zusätzlich weisen diese beiden Kondensatoren jedoch auch eine im Vergleich zum Kondensator mit Rohrtyp 1 um 8.3 bzw. 14.9 % verringerte luftseitige Wärmeübertragungsfläche auf. Der luftseitige Strömungsquerschnitt ist ebenfalls reduziert. Da die Berechnungen unter der Annahme eines konstanten Luftmassenstroms von 2.0 kg/s durchgeführt wurden, ist von einem gesteigerten luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten auszugehen. In der Praxis stellt sich jedoch unter der Annahme einer konstanten Lüfterleistung ein reduzierter Luftmassenstrom bei einer Verringerung des Strömungsquerschnittes ein. Die Kondensatorleistung würde sich daher im Vergleich zu den Berechnungsergebnissen tendenziell etwas verringern.

Die in Bild 5.9 strichpunktierte Gerade stellt die bei der Kondensationstemperatur von 80 °C benötigte Leistung dar, welche für eine vollständige Kondensation bei dem entsprechenden Kältemittelmassenstrom benötigt wird. Liegt die berechnete Kondensatorleistung unterhalb dieser Geraden, bedeutet dies, dass das Kältemittel im Kondensator nicht vollständig kondensiert. Liegt die Leistung oberhalb dieser Gerade kann man davon ausgehen, dass das Kältemittel vollständig kondensiert und unterkühlt wird. Die Kondensatorleistung steigt für die in Bild 5.9 dargestellten Kondensatoren mit Zunahme des Kältemittelmassenstroms an. Während bei dem

Kondensator mit Rohrtyp 1 die maximale Kondensatorleistung im Bereich von 0.5 kg/s mit ca. 54.3 kW erreicht wird, ließe sich die Leistung der beiden anderen Kondensatoren durch eine weitere Erhöhung des Kältemittelmassenstroms auf über 0.6 kg/s nochmals steigern. Technisch relevant ist jedoch nicht die maximale Kondensatorleistung, sondern die maximale Kondensatorleistung bei der das Kältemittel unterkühlt aus dem Kondensator austritt. Dieser Punkt ist hier durch den Schnittpunkt der jeweiligen Leistungskurven mit der gestrichelten Gerade gegeben. Die so erreichbaren Kondensatorleistungen weichen sehr stark voneinander ab. Für den Kondensator mit Rohrtyp 1 liegt die so ermittelte Leistung mit ca. 52 kW am höchsten. Die Leistung des Kondensators mit Rohrtyp 2 bzw. 3 beträgt ca. 45 bzw. 38 kW und wird bei geringeren Kältemittelmassenströmen erreicht. Eine Optimierung der Anzahl der Durchgänge sowie der entsprechenden Rohranzahl erfolgt für die einzelnen Kältemittel in Kapitel 5.5.1 bzw. 5.5.2.

An dieser Stelle wurde zusätzlich der Einfluss der Kondensationstemperatur auf die Leistung und den Druckverlust beim Kondensator mit dem Rohrtyp 1 untersucht. Eine überschlägige Abschätzung der Änderung der Kondensatorleistung in Abhängigkeit der Kondensatoreintrittstemperatur kann durch den Vergleich der Temperaturdifferenz von Kondensationstemperatur und Lufteintrittstemperatur erfolgen. Bei der bisherigen Betrachtung wurde von einer Lufteintrittstemperatur 40 °C und von einer Kondensationstemperatur von 80 °C ausgegangen. Die Temperaturdifferenz beträgt somit 40 K. Erhöht bzw. verringert man die Kondensationstemperatur auf 90 bzw. 70 °C, so ergibt sich eine Temperaturdifferenz von 50 bzw. 30 K, was einer Änderung von ±25 % entspricht. Überschlägig kann man davon ausgehen, dass sich diese Änderung der Eintrittstemperaturdifferenz in ähnlicher Weise auf die Kondensatorleistung auswirkt.

Dies zeigen auch die in Bild 5.10 dargestellten Ergebnisse, die mit Hilfe des Kondensatormodells errechnet wurden. Die Kondensatorleistung, bei der das Kältemittel gerade noch unterkühlt austritt, liegt bei einer Kondensatoreintrittstemperatur von 70 °C bei ca. 37 kW und damit 29 % niedriger als bei einer Kondensationstemperatur von 80 °C. Bei einer Kondensationstemperatur von 90 °C liegt die Leistung bei ca. 68 kW, was in etwa einer Leistungssteigerung von 31 % entspricht.

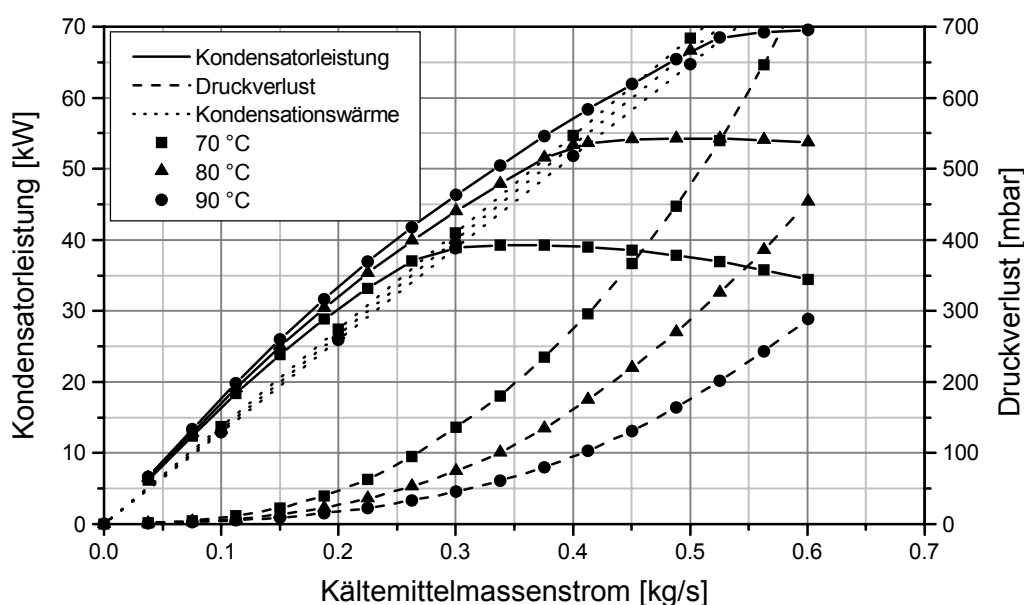


Bild 5.10: Kondensatorleistung und kältemittelseitiger Druckverlust (R113 / 1 Durchgang / Rohrtyp 1 / Variation der Kältemiteleintrittstemperatur (70, 80, 90 °C))

Diese Ergebnisse verdeutlichen, dass die Kondensatorleistung stark von der Kondensationstemperatur abhängt. Ein hoher Druckverlust im Kondensator, der mit einer entsprechenden Absenkung der Kondensationstemperatur verbunden ist, kann so eine drastische Reduzierung der Kondensatorleistung bewirken. Umgekehrt gilt aber auch, dass eine Anhebung der Kondensatorleistung zu einer erheblichen Leistungssteigerung beiträgt. Aus diesem Grund werden in dem folgenden Kapitel genauere Untersuchungen zur Kühlleistung für das System A mit einer Pumpe und für das System B mit einem Verdichter durchgeführt.

5.5.1 Kühlleistung (System A)

Die bisherigen Berechnungen mit dem Kondensatormodell wurden auf der Basis des Kältemittels R113 durchgeführt. Dieses Kältemittel weist einen Dampfdruck von 2.6 bar bei 80 °C Kondensationstemperatur auf. Aufgrund des relativ geringen Dampfdrucks ist schon ein niedriger Druckverlust mit einer relativ großen Reduzierung der Kondensationstemperatur verbunden. Verwendet man Kältemittel die einen höheren Dampfdruck besitzen, so wirkt sich ein vergleichbarer Druckverlust geringer auf die Reduzierung der Kondensationstemperatur aus. Aus diesem Grund werden zwei weitere Kältemittel untersucht, die einen höheren Dampfdruck bei 80 °C

aufweisen: das Kältemittel R245fa mit einem Dampfdruck von 7.9 bar und R236fa mit einem Dampfdruck von 12.5 bar.

Zunächst wird die Kondensatorleistung und der Druckverlust untersucht, welcher sich bei Verwendung der Kältemittel R245fa und R236fa für den zuvor verwendeten Kondensator mit Rohrtyp 1 und einem Durchgang ergeben. Die Ergebnisse für den berechneten Druckverlust in Bild 5.11 zeigen deutlich, dass sich bei der Verwendung eines Kältemittels mit einem höheren Dampfdruck geringere Druckverluste einstellen, die sich ebenfalls tendenziell in einer Erhöhung der Kondensatorleistung niederschlagen. Bei einem Vergleich der Leistungskurven wird ersichtlich, dass die maximal erreichbare Kondensatorleistung bei Verwendung der Kältemittel R245fa und R236fa deutlich höher liegt als die Leistung für R113. Die technisch relevante Kondensatorleistung, bei der das Kältemittel gerade noch unterkühlt austritt, liegt jedoch mit ca. 53 kW für R245fa und R236fa nur geringfügig über der Kondensatorleistung, die mit dem Kältemittel R113 erzielt wird und ca. 52 kW beträgt.

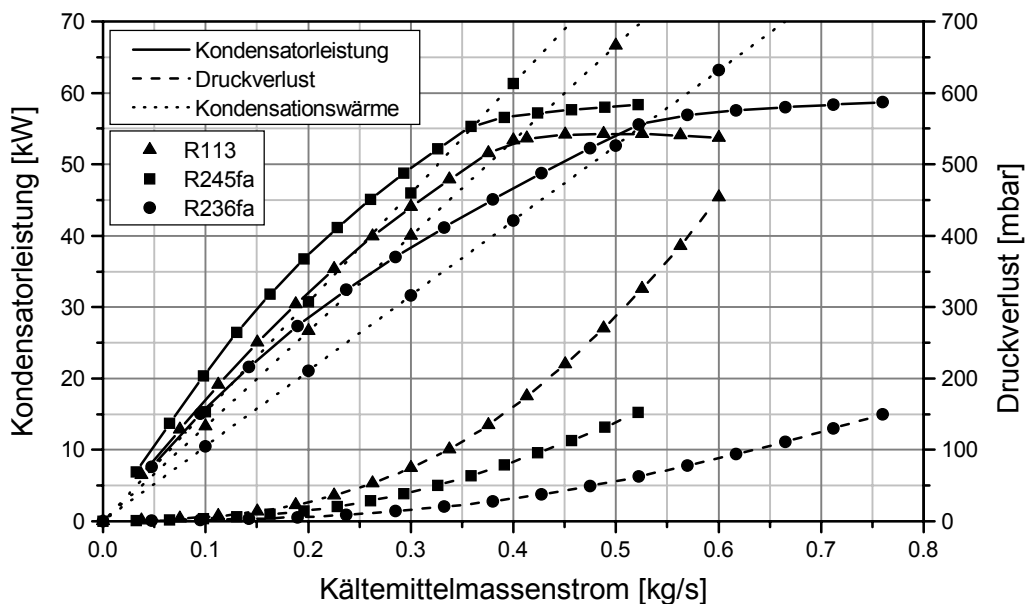


Bild 5.11: Kondensatorleistung und kältemittelseitiger Druckverlust (R113, R245fa, R236fa / 1 Durchgang / Rohrtyp 1)

Eine Leistungssteigerung kann für alle drei Kältemittel durch eine Optimierung der Kondensatorgeometrie erzielt werden. Da sich der Druckverlust aufgrund des geringen Dampfdrucks relativ deutlich auf die Kondensatorleistung auswirkt, ist das erwartete

Optimierungspotenzial beim Kältemittel R113 eher gering. Bei den Kältemitteln R245fa und R236fa ist die Drucklage dagegen deutlich höher, so dass sich der Druckverlust weniger stark in einer Verringerung der Kondensationstemperatur bemerkbar macht. Bei diesen Kältemitteln spielt die Höhe des Druckverlustes indessen zunehmend eine Rolle bezüglich der aufzuwendenden Pumpenantriebsleistung.

Für das Kältemittel R245fa wurden verschiedene Kondensatorconfigurationen berechnet mit dem Ziel jeweils einen Kondensator mit einem, zwei bzw. drei Durchgängen hinsichtlich der Leistung zu optimieren. In Bild 5.12 ist der Verlauf der Kondensatorleistung und des kältemittelseitigen Druckverlustes in Abhängigkeit des Kältemittelmassenstroms für diese drei Kondensatorvarianten dargestellt. Die Variante mit der maximalen Leistung ergibt sich jeweils bei der Verwendung des Rohrtyps 1. Im Bereich von sehr kleinen Massenströmen liegen die Leistungskurven der drei untersuchten Kondensatoren relativ dicht beieinander. Ab einem Massenstrom von ca. 0.25 kg/s nimmt die Leistung des Kondensators mit nur einem Durchgang jedoch weniger stark zu als die Leistung der beiden anderen Kondensatoren. Die Leistung bei der das Kältemittel gerade noch unterkühlt austritt ist beim Kondensator mit zwei Durchgängen mit einer Leistung von 57.8 kW am größten. Die Leistung des Kondensators mit drei Durchgängen liegt bei ca. 56.9 kW, während die Kondensatorleistung bei dem Kondensator mit nur einem Durchgang lediglich 55.3 kW beträgt.

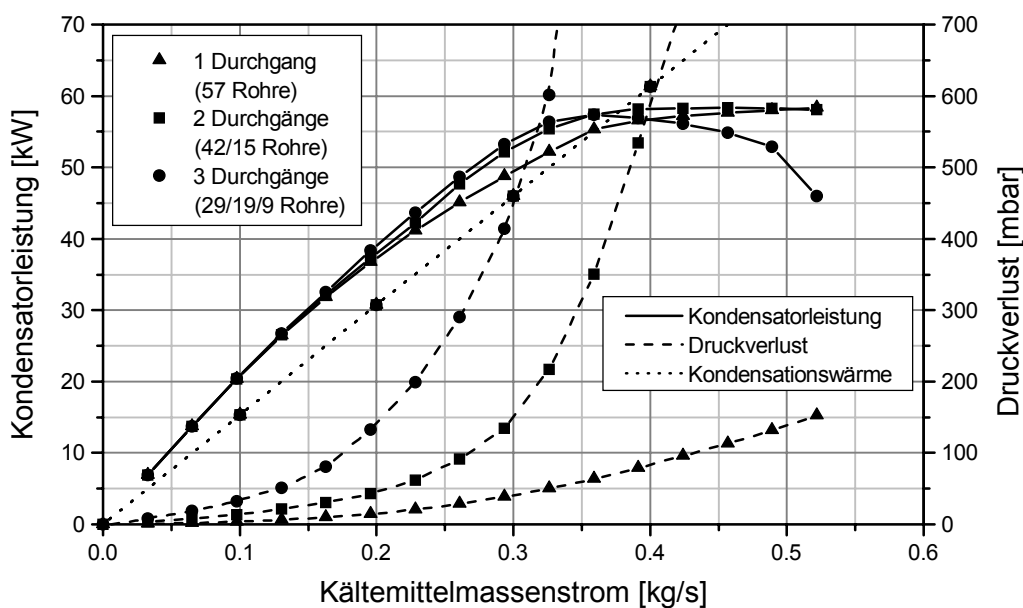


Bild 5.12: Kondensatorleistung und kältemittelseitiger Druckverlust (R245fa, Rohrtyp 1)

Der Verlauf des Druckverlustes der Kondensatoren unterscheidet sich relativ deutlich. Erwartungsgemäß ist der Druckverlust beim Kondensator mit einem Durchgang am niedrigsten und steigt mit der Anzahl der Durchgänge an. Während die Leistung der Kondensatoren mit einem und zwei Durchgängen bei einer Steigerung des Massenstroms kontinuierlich zunimmt, fällt die Leistung des Kondensators mit drei Durchgängen ab einem Massenstrom von ca. 0.35 kg/s wieder ab. Dies ist auf die erhebliche Zunahme des Druckverlustes zurückzuführen, welche eine Verringerung der Kondensationstemperatur bewirkt und damit gleichzeitig die mittlere treibende Temperaturdifferenz senkt.

Ähnlich wie für das Kältemittel R245fa, wurde die Kondensatorleistung für R236fa bei der Verwendung eines Kondensators mit einem, zwei bzw. drei Durchgängen berechnet, siehe Bild 5.13.

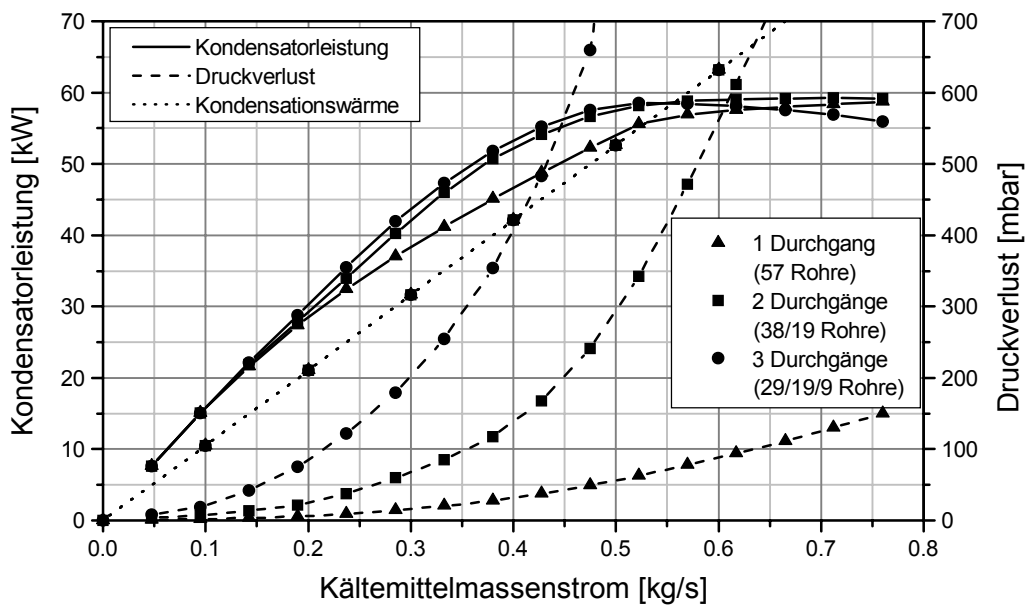


Bild 5.13: Kondensatorleistung und kältemittelseitiger Druckverlust (R236fa, Rohrtyp 1)

Auch hier liegt die Leistung des Kondensators mit einem Durchgang unter der Leistung der Kondensatoren mit zwei bzw. drei Durchgängen. Die maximale Leistung, bei der das Kältemittel gerade noch unterkühlt austritt, beträgt bei der Verwendung des Kältemittels R236fa ca. 58.6 kW. Diese Leistung wird sowohl mit dem Kondensator mit zwei als auch mit drei Durchgängen erzielt. Während der Kondensator mit zwei Durchgängen einen geringeren Druckverlust aufweist, besitzt der Kondensator mit drei

Durchgängen zwar einen etwas höheren Druckverlust, gleichzeitig verfügt er aber auch über eine erhöhte Kondensatorleistung bei einem Massenstrom kleiner als 0.55 kg/s.

Zusammenfassend sind die Leistungskurven für die auf maximale Leistung optimierten Kondensatoren für die jeweiligen Kältemittel R113, R245fa und R236fa in Bild 5.5 dargestellt. Die maximale Kondensatorleistung bei der Verwendung des Kältemittels R113 beträgt ca. 52.9 kW und liegt damit deutlich unter der Leistung für die Kältemittel R245fa und R236fa. Die maximale erzielbare Kondensatorleistung, die mit diesen Kältemitteln erreicht werden kann, liegt mit 57.8 kW für R245fa und 58.6 kW für R236fa sehr dicht beieinander. Während der R113 Kondensator nur einen Durchgang aufweist um den Druckverlust möglichst gering zu halten, besitzen der R245fa und der R236fa Kondensator jeweils zwei Durchgänge und ermöglichen so aufgrund von höheren Strömungsgeschwindigkeiten im Kondensator höhere Wärmeübergangskoeffizienten. Gleichzeitig ist der Druckverlust jedoch so niedrig, dass die Kondensationstemperatur nur geringfügig abfällt. Während die erzielbare Kondensatorleistung bei R245fa und R236fa annähernd gleich ist, muss bei R245fa ein Kältemittelmassenstrom von ca. 0.37 kg/s, bei R236fa hingegen ein Kältemittelmassenstrom von 0.54 kg/s durch den Kondensator gepumpt werden.

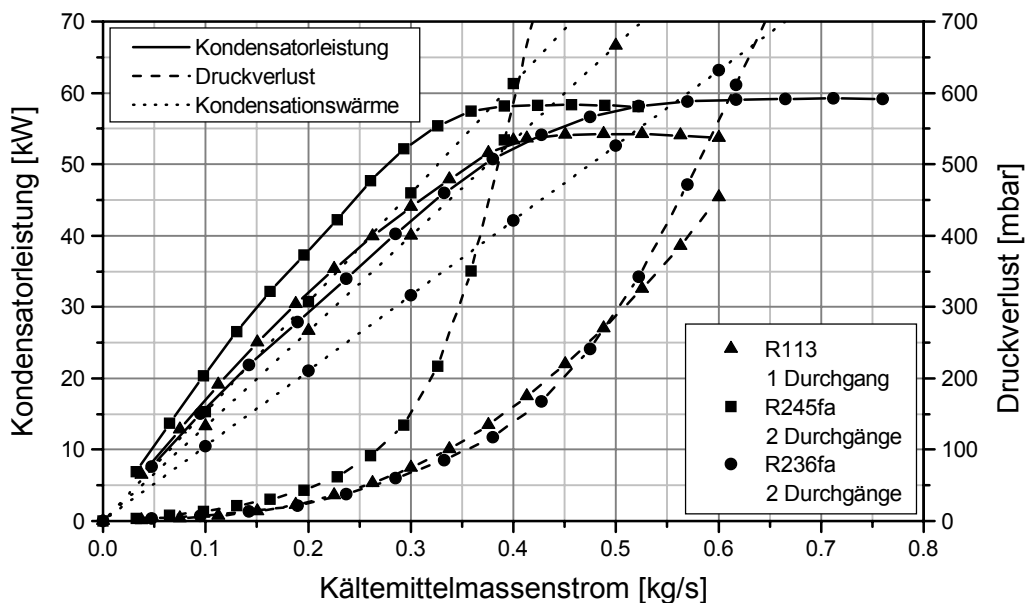


Bild 5.14: Kondensatorleistung und kältemittelseitiger Druckverlust (R113, R245fa, R236fa)

Um die Kühlleistung der Verdampfungskühlung mit der der Flüssigkeitsumlaufkühlung zu vergleichen, muss zusätzlich die Antriebsleistung für die Pumpe mit berücksichtigt werden. Hierzu wurde für den Massenstrom, bei dem für die einzelnen Kältemittel die jeweils maximale Kondensatorleistung erzielt wird, der Druckverlust im Kondensator und in den Leitungen zwischen Kondensator und Brennstoffzellenstack berechnet. Zusammen mit der Abschätzung des maximalen Druckverlustes im Brennstoffzellenstack, unter Annahme einer reinen Dampfströmung, kann damit der Gesamtdruckverlust des Systems näherungsweise berechnet werden. Auf Basis dieses Druckverlustes wurde die Leistungsaufnahme der Pumpe ermittelt. Nach Tabelle 5.18 ist die Leistungsaufnahme der Pumpe für die drei Kältemittel R113, R245fa und R236fa mit Werten von 13 bis maximal 41 W sehr gering. Geht man im ungünstigsten Fall von einem theoretischen Systemdruckverlust von 1000 mbar aus, so liegt die Leistungsaufnahme der Pumpe für die dargestellten Kältemittel immer noch unterhalb von 100 W.

Tabelle 5.18: Leistungsaufnahme der Kältemittelpumpe ($\eta_P=0.5$)

	WEG50/50	R113	R245fa	R236fa
Massenstrom [kg/s]	2.5	0.39	0.365	0.541
Systemdruckverlust [mbar]	2000	233	421	434
Leistungsaufnahme [W]	967	13	26	41

Diese Berechnungen zeigen, dass die Leistungsaufnahme der Kühlmittelpumpe im Vergleich zum konventionellen Kühlsystem um ein Vielfaches verringert werden kann. Unter Berücksichtigung der reduzierten Leistungsaufnahme und der Annahme eines Brennstoffzellenwirkungsgrades von 40 % ergibt sich damit für die einzelnen Kältemittel die in Tabelle 5.19 dargestellte Gesamtkühlleistung und die daraus resultierende Kühlleistungssteigerung im Vergleich zum konventionellen Kühlsystem. Aus den Werten für die Kühlleistung wird ersichtlich, dass das Potenzial zur Kühlleistungssteigerung deutlich von dem verwendeten Kältemittel abhängt. Während sich die Leistungsaufnahme der Kältemittelpumpe mit weniger als 50 W unabhängig von der Wahl des Kältemittels auf sehr geringem Niveau befindet, weicht die Kondensatorleistung relativ deutlich voneinander ab und verursacht damit die großen Unterschiede hinsichtlich des Potenzials zur Kühlleistungssteigerung.

Tabelle 5.19: Übersicht Kühlleistungspotenzial Verdampfungskühlung für R113, R245fa und R236fa

	Kühlmittel- kühler Kondensator [kW]	Antriebs- leistung Pumpe [kW]	Kühlleistung gesamt [kW]	Kühl- leistungs- steigerung [%]
Konventionelles Kühlsystem	50.6	1.0	50.6	0.0
Verdampfungskühlung mit R113	52.9	< 0.1	54.1	6.9
Verdampfungskühlung mit R245fa	57.8	< 0.1	59.0	16.6
Verdampfungskühlung mit R236fa	58.6	< 0.1	59.8	18.1

Während sich bei R113 eine rechnerische Kühlleistungssteigerung von nur 6.9 % ergibt, weisen die Kältemittel R245fa und R236fa eine Kühlleistungssteigerung von 16.6 bzw. 18.1 % auf. Als wesentlicher Grund hierfür ist die Drucklage des Kältemittels zu sehen. Bei einem Kältemittel mit geringem Kondensationsdruck, wie z.B. R113, geht bereits mit einem relativ geringen Druckverlust eine deutliche Absenkung der Kondensationstemperatur einher. Aus Gründen des Druckverlustes dürfen die Strömungsgeschwindigkeiten daher im Kondensator nicht zu hoch gewählt werden. Dies bedeutet jedoch gleichzeitig, dass die Wärmeübergangskoeffizienten ebenfalls verhältnismäßig klein sind. Bei Kältemitteln mit einem höheren Kondensationsdruck kann ein größerer Druckverlust ohne Auswirkung auf die Kondensationstemperatur in Kauf genommen werden, so dass hier höhere Wärmeübergangskoeffizienten erzielt werden.

Neben der maximalen Kühlleistung der Verdampfungskühlung wurde zusätzlich die Kühlleistung bei Teillast untersucht. Dazu wurden der Luftmassenstrom und der Kältemittelmassenstrom variiert. Mit einer Verringerung des Luftmassenstroms von 2.0 kg/s auf 1.5 bzw. auf 1.0 kg/s ist bei allen Kältemitteln eine deutliche Reduzierung der Kondensatorleistung verbunden. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5.20 aufgelistet und sind in grafischer Form im Anhang aufgenommen.

Tabelle 5.20: Kühlleistung bei Teillast

Luft- massenstrom [kg/s]	Kondensator- leistung R113 [kW]	Kondensator- leistung R245fa [kW]	Kondensator- leistung R236fa [kW]	Kühlmittelkühler [kW]
1.0	31.5	33.5	34.0	31.8
1.5	43.0	46.5	47.2	42.1
2.0	52.9	57.8	58.6	50.6

Für die Kühlleistung der Verdampfungskühlung bei Teillast ergibt sich damit folgendes Bild: Während sich die Leistung des Kondensators für R113 bei einer Verringerung des Luftmassenstroms nur noch geringfügig von der Leistung des Kühlmittelkühlers unterscheidet, liegt diese bei den Kältemitteln R245fa und R236fa deutlich höher. Eine erhöhte Leistung ermöglicht wiederum eine Reduzierung des Luftmassenstroms, was mit einer geringeren Leistungsaufnahme des Lüfters verbunden ist. Zusätzlich ist die Leistungsaufnahme der Pumpe bei allen Kältemitteln deutlich reduziert. Somit weist die Verdampfungskühlung nicht nur eine gesteigerte Kühlleistung unter Vollast auf, sondern bietet zusätzlich eine effizientere Kühlung im Bereich der Teillast, da weniger elektrische Hilfsenergie aufgewendet werden muss.

5.5.2 Kühlleistung (System B)

Als Basis für die Untersuchungen zur Kühlleistung des Systems B dienen die leistungsoptimierten Kondensatoren für die Kältemittel R113, R245fa und R236fa aus dem vorherigen Kapitel. Damit ist gewährleistet, dass der Bereich in dem das System ohne Verdichter betrieben werden kann möglichst groß ist. Erst bei sehr hohen Kühlleistungen wird das Kältemittel mit Hilfe des Verdichters umgewälzt.

Für die Berechnungen zum Verdichterbetrieb wurde davon ausgegangen, dass das Kältemittel bei einer Temperatur von 80 °C im Brennstoffzellenstack verdampft und mit einer Überhitzung von 5 °C in den Verdichter eintritt. Diese Überhitzung ist notwendig um den Verdichter vor Flüssigkeitsschlägen zu schützen, welche durch angesaugte Flüssigkeit oder aber durch eine Verdichtung ins Zweiphasengebiet verursacht werden könnte. Die Kondensatorleistung wurde in Abhängigkeit vom Massenstrom und vom Druckverhältnis des Verdichters, welches als Verhältnis von Verdichtungsdruck zu Saugdruck definiert ist, berechnet. Für die Berechnung der Verdichterleistung wurde von einem isentropen Wirkungsgrad von 60 % ausgegangen /Pischinger (2003)/.

In Bild 5.15 ist die Kondensatorleistung und Verdichterleistung für das Kältemittel R245fa für unterschiedliche Druckverhältnisse dargestellt. Die entsprechenden Diagramme für die Kältemittel R113 und R236fa können dem Anhang entnommen werden. Erwartungsgemäß steigt die Kondensatorleistung bei Einsatz eines Verdichters bei allen drei Kältemitteln deutlich an. Der berechnete Verlauf der Kondensator- und Verdichterleistung verhält sich bei allen drei Kältemitteln ähnlich.

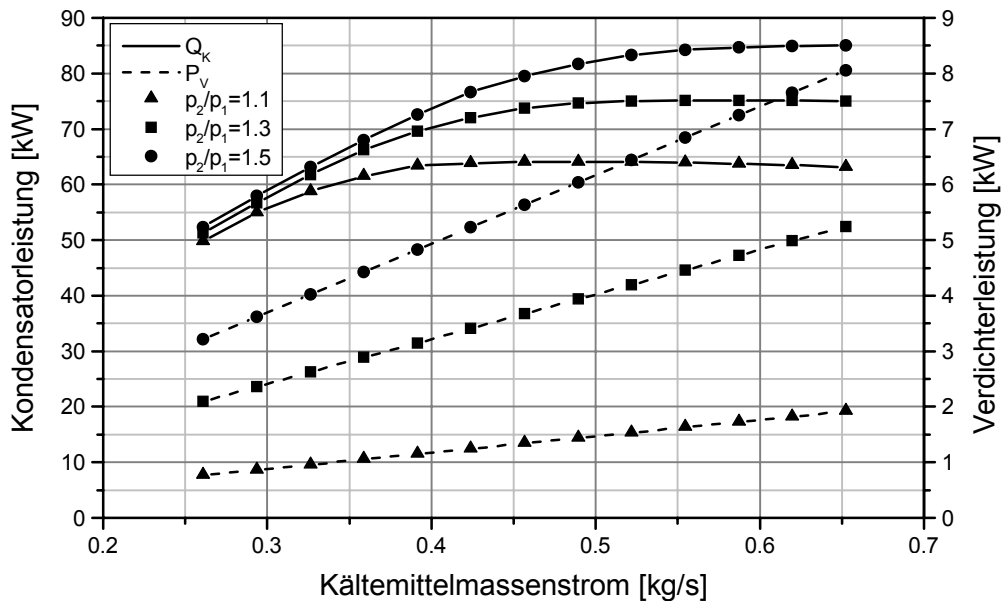


Bild 5.15: Kondensator- und Verdichterleistung für R245fa bei unterschiedlichen Druckverhältnissen

Ausgehend von einem geringen Massenstrom steigt die Kondensatorleistung bei einer Zunahme des Kältemittelmassenstroms an, solange das Kältemittel unterkühlt austritt. Sobald der Kältemittelmassenstrom so groß ist, dass dieser nicht mehr vollständig kondensiert werden kann, flacht der Verlauf der Kondensatorleistung deutlich ab. Da die Kondensatorleistung maßgeblich von der Kondensationstemperatur bestimmt wird, spielt das Druckverhältnis hierbei eine wesentliche Rolle. Bei einem Druckverhältnis von 1.1 flacht der Verlauf der Kondensatorleistung bereits ab einem Kältemittelmassenstrom von ca. 0.4 kg/s ab und erreicht eine maximale Kondensatorleistung von etwa 64.1 kW. Bei einem höheren Druckverhältnis von 1.3 bzw. 1.5 flacht der Verlauf der Kondensatorleistung hingegen erst bei einem Massenstrom von 0.5 bzw. 0.6 kg/s ab. Die maximale Kondensatorleistung liegt dabei bei ca. 75.2 bzw. 85.1 kW. Die gesteigerte Kondensatorleistung ist jedoch gleichzeitig mit einer erhöhten Leistungsaufnahme des Verdichters verbunden. Bei gegebenem Druckverhältnis steigt die Leistungsaufnahme linear in Abhängigkeit vom Kältemittelmassenstrom an. Die Höhe der Leistungsaufnahme wird dabei wesentlich von dem Druckverhältnis beeinflusst. So liegt die spezifische Verdichterarbeit für

R245fa bei einem Druckverhältnis von 1.1 bei 2.9 kJ/kg während bei einem Druckverhältnis von 1.5 12.3 kJ/kg spezifische Verdichterarbeit verrichtet werden muss.

In Bild 5.16 ist die Kondensatorleistung in Abhängigkeit von der Verdichterleistung für die drei untersuchten Kältemittel R113, R245fa und R236fa dargestellt. Aus diesem Bild wird ersichtlich, dass die maximale erzielbare Kondensatorleistung mit zunehmender Verdichterleistung wächst. Während die maximal erzielbare Kondensatorleistung bei 2 kW Verdichterleistung ca. 65.7 kW beträgt, so sind es bei einer Leistungsaufnahme des Verdichters von 9 kW bereits 88.1 kW. Die maximale Kondensatorleistung wird jeweils mit dem Kältemittel R236fa erzielt, während die Leistung, die mit dem Kältemittel R113 erreicht wird, jeweils am niedrigsten liegt. Aus Bild 5.16 wird jedoch auch ersichtlich, dass bei gleicher Verdichterleistung in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und vom Kältemittelmassenstrom eine unterschiedlich hohe Kondensatorleistung erzielt wird. So wird beispielsweise für das Kältemittel R236fa bei einer Verdichterleistung von 4 kW und einem Druckverhältnis von 1.5 eine Kondensatorleistung von ca. 62.8 kW erreicht. Bei gleicher Verdichterleistung, aber bei einem niedrigeren Druckverhältnis von 1.3, wird eine deutlich höhere Kondensatorleistung von 75 kW erzielt.

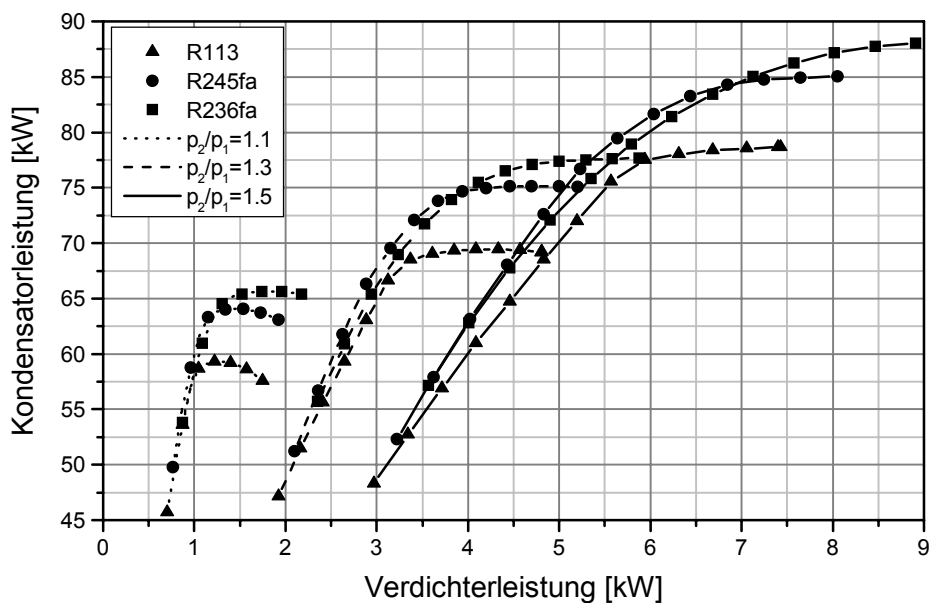


Bild 5.16: Kondensatorleistung in Abhängigkeit von der Verdichterleistung (R113, R245fa, R236fa)

Um die Kondensatorleistung bezüglich der zur Verfügung stehenden Kühlleistung für das Brennstoffzellensystem bewerten zu können, muss die Leistungsaufnahme des Verdichters mit berücksichtigt werden. Die Verdichterleistung muss zusätzlich vom Brennstoffzellensystem zur Verfügung gestellt werden. Mit einer erhöhten Leistung des Brennstoffzellenstacks ist gleichzeitig eine Erhöhung der Abwärme verbunden. Wie bei den zuvor durchgeführten Untersuchungen wird dabei von einem Brennstoffzellenwirkungsgrad von 40 % ausgegangen. Neben der erhöhten Wärmeabfuhr des Brennstoffzellenstacks muss allerdings zusätzlich die in den Kälteprozess eingebrachte Verdichterleistung über den Kondensator abgeführt werden. Bei der Ermittlung der effektiven Kühlleistung muss daher von der errechneten Kondensatorleistung, die zusätzlich entstehende Abwärme des Stacks und die Verdichterleistung abgezogen werden. Die effektive Kühlleistung lässt sich so nach folgender Formel berechnen:

$$\dot{Q}_{\text{eff}} = \dot{Q}_K - \dot{Q}_{\text{BZ}} - P_V \quad (5.1)$$

In Bild 5.17 wurde für die untersuchten Kältemittel die effektive Kühlleistung in Abhängigkeit von der Verdichterleistung für unterschiedliche Druckverhältnisse aufgetragen. Während man für Druckverhältnisse von 1.3 oder höher mit zunehmender Verdichterleistung eine Erhöhung der Kondensatorleistung erzielen kann, besitzt die effektive Kühlleistung ein ausgeprägtes Maximum. Dies resultiert aus der Tatsache, dass sich zwar eine höhere Kondensatorleistung bei steigender Verdichterleistung erzielen lässt, gleichzeitig aber mehr Abwärme im Brennstoffzellensystem aufgrund von der Leistungsaufnahme des Verdichters entsteht.

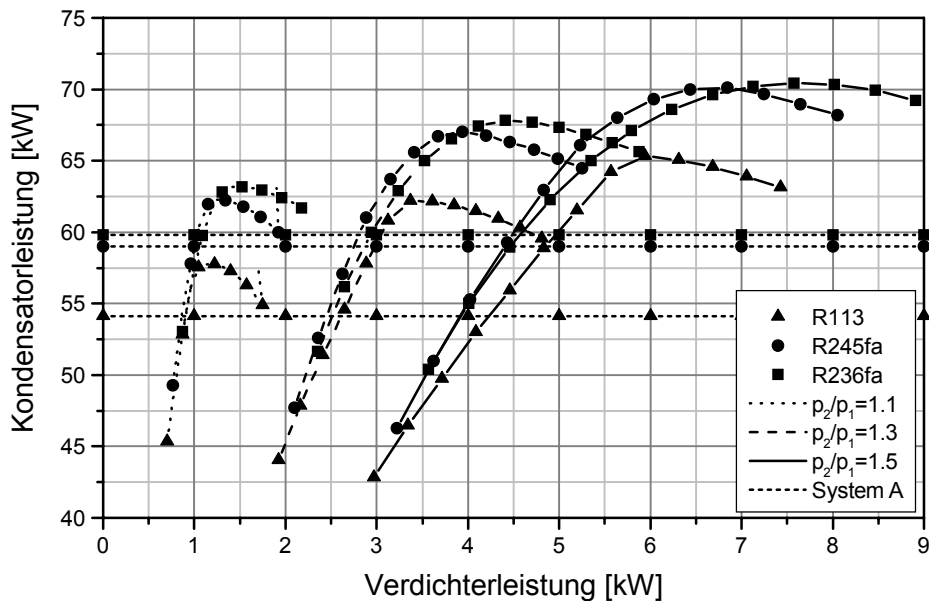


Bild 5.17: Effektive Kühlleistung in Abhängigkeit von der Verdichterleistung

Tabelle 5.21 enthält die jeweils maximale effektive Kühlleistung und die dabei erforderliche Verdichterleistung für die Druckverhältnisse 1.1, 1.3 und 1.5. Als Vergleichswert ist zusätzlich die Kondensatorleistung des Systems A aufgelistet. Es wird ersichtlich, dass die effektive Kühlleistung bereits bei einem geringen Druckverhältnis von 1.1 um ca. 6 bis 7 % höher liegt als die des Systems A, während bei einem Druckverhältnis von 1.3 bzw. 1.5 ca. 13 bis 15 bzw. 18 bis 21 % mehr Kühlleistung erzielt wird. Dies zeigt, dass sich die effektive Leistung des Kühlsystems mit Hilfe des Verdichterbetriebs nochmals steigern lässt, trotz zusätzlicher Leistungsaufnahme des Verdichters. Um einen energetisch optimalen Betrieb des Systems zu gewährleisten, muss das System bei einem geeigneten Druckverhältnis betrieben werden. Hierfür ist eine entsprechende Regelung notwendig.

Tabelle 5.21: Effektive Kühlleistung und Verdichterleistung bei unterschiedlichem Druckverhältnis

	R113	R245fa	R236fa
$p_2/p_1 = 1.1$			
\dot{Q}_{eff} [kW]	57.8	62.3	63.2
P_V [kW]	1.1	1.3	1.4
$p_2/p_1 = 1.3$			
\dot{Q}_{eff} [kW]	62.2	67.0	67.8
P_V [kW]	3.4	3.9	4.4
$p_2/p_1 = 1.5$			
\dot{Q}_{eff} [kW]	65.3	70.1	70.5
P_V [kW]	5.9	6.8	7.6
System A			
\dot{Q}_{eff} [kW]	54.1	59.0	59.8
P_P [kW]	< 0.1	< 0.1	< 0.1

Generell muss bei diesem Kühlsystem beachtet werden, dass die Verdichterantriebsleistung als zusätzliche elektrische Leistung des Brennstoffzellenstacks bereitgestellt werden muss. Dies bedeutet, dass der Stack hinsichtlich seiner Maximalleistung am Auslegungspunkt größer dimensioniert werden muss. Um ein Kühlsystem mit möglichst geringer Leistungsaufnahme zu realisieren, empfiehlt sich eine Kombination aus den Systemen A mit Pumpe und B mit Verdichter. In diesem Fall kann das System im Teillastbereich mit der Pumpe betrieben. Im Volllastbereich würde dann auf Verdichterbetrieb umgestellt werden. Neben einer aufwändigeren Regelung ist dieses System jedoch deutlich komplexer und benötigt insgesamt mehr Bauraum als das konventionelle Kühlsystem.

5.6 Bewertung

Bei einer umfassenden Bewertung der Verdampfungskühlung als alternatives Kühlsystem für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge, muss eine Vielzahl von Kriterien berücksichtigt werden. Je nach Anwendungsfall werden diese unterschiedlich stark gewichtet. Eine abschließende allgemein gültige Bewertung ist daher schwierig. Im Folgenden liegt daher das Hauptaugenmerk auf dem Potenzial zur Kühlleistungssteigerung im Vergleich zur konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung. Daneben werden jedoch auch weitere technische Randbedingungen diskutiert.

Die Verdampfungskühlung wurde in zwei unterschiedlichen Ausführungen untersucht. Bei System A, dem technisch einfacheren System, wird eine Pumpe zur Umwälzung des Kältemittels eingesetzt, während beim aufwändigeren System B ein Verdichter eingesetzt wird.

Bei der Bewertung der Leistung des Kühlsystems wird nicht nur die Leistung des Wärmeübertragers, sondern auch die unterschiedliche Leistungsaufnahme des Kühlsystems mitberücksichtigt. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Leistungsaufnahme des Lüfters aufgrund der unveränderten Außengeometrie des Kühlmittelkühlers bzw. Kondensators gleich ist. Im Gegensatz dazu variiert die für die Umwälzung des Kältemittels erforderliche Leistung in Abhängigkeit von der Wahl des Kältemittels, dem Massenstrom und der Art der Kältemittelförderung. Die Kühlleistung der konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung in Verbindung mit der Leistungsaufnahme der Kühlmittelpumpe dient als Referenzwert für die Beurteilung der Leistungsfähigkeit der untersuchten Verdampfungskühlsysteme. Eine verringerte bzw. erhöhte Leistungsaufnahme verändert gleichzeitig die entstehende Abwärme des Brennstoffzellensystems. Diese Abwärme wird bei der effektiven Kühlleistung der Verdampfungskühlung berücksichtigt.

Im Fall der Verdampfungskühlung ergibt sich für System A eine maximale Kondensatorleistung von 58.6 kW. Im Vergleich zur Kühlmittelkühlerleistung von 50.6 kW ergibt sich damit eine prozentuale Steigerung der Kühlleistung von 15.8 %. Diese hohe Kühlleistungssteigerung ergibt sich allerdings nur für Kältemittel mit einer hohen Drucklage (z.B. R236fa oder R245fa). Bei Kältemitteln mit einer niedrigen Drucklage wie z.B. R113 liegt die Kondensatorleistung mit 52.9 kW zwar deutlich unterhalb der Kondensatorleistung für R236fa, aber dennoch oberhalb der Leistung des Kühlmittelkühlers. Bei allen drei untersuchten Kältemitteln liegt der umzuwälzende Massenstrom des Kältemittels um den Faktor 4.6 bis 6.4 niedriger als bei der Flüssigkeitsumlaufkühlung. Die berechnete Leistungsaufnahme für die Umwälzung des Kältemittels mit Hilfe einer Pumpe ist mit weniger als 50 W im Vergleich zum konventionellen Kühlsystem sehr gering. Die effektive Kühlleistung der Verdampfungskühlung ist demnach aufgrund der reduzierten Pumpleistung entsprechend größer. Für das System A ergibt sich damit eine Kühlleistungssteigerung von 6.9 % für R113 bis hin zu 18.2 % für R236fa.

Deutlich höhere Kondensatorleistungen werden beim System B erreicht. Hier wird ein Verdichter anstatt einer Pumpe eingesetzt. Aufgrund der Drucksteigerung wird eine höhere Kondensationstemperatur erzielt. Dies ermöglicht wiederum eine höhere Kondensatorleistung. Bei gleichzeitiger Steigerung des Druckverhältnisses und des Kältemittelmassenstroms lässt sich die Kondensatorleistung erheblich steigern. Gleichzeitig steigen aber auch die Leistungsaufnahme des Verdichters und damit die Abwärme des Brennstoffzellensystems an. Für die effektive Kühlleistung ergibt sich daher jeweils ein Optimum in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und dem Kältemittelmassenstrom. Bei einem Druckverhältnis von 1.1 lässt sich die effektive Kühlleistung im Vergleich zu System A zusätzlich um ca. 6 % steigern. Bei einem Druckverhältnis von 1.3 bzw. 1.5 beträgt diese zusätzliche Steigerung 14 bzw. 19 %. Die Leistungsaufnahme des Verdichters wächst von ca. 1.3 kW bei einem Druckverhältnis von 1.1 auf Werte von 4 bzw. 7 kW bei einem Druckverhältnis von 1.3 bzw. 1.5 an. Ähnlich wie beim System A liegt die Kühlleistung für Kältemittel mit hoher Drucklage R245fa und R236fa höher als für R113. Vergleicht man die effektive Kühlleistungssteigerung bei einer Verdichterleistung von 4.0 kW und einem Druckverhältnis von 1.3, so ergibt sich für R113 eine effektive Kühlleistung von 61.6 kW, während man für R245fa und R236fa jeweils eine Leistung von ca. 67 kW erhält. Tabelle 5.22 beinhaltet eine Zusammenfassung der Kühlleistung des konventionellen Kühlsystems sowie der Verdampfungskühlung.

Tabelle 5.22: Übersicht Kühlleistungspotenzial Verdampfungskühlung

	Effektive Kühlleistung [kW]	Leistungssteigerung [%]	Kühlmittelkühler- bzw. Kondensatorleistung [kW]	Leistungs- aufnahme Kälte- mittelförderung [kW]
Flüssigkeitsumlaufkühlung	50.6	0.0	50.6	0.97
System A – R113	54.1	6.9	52.9	0.01
System A – R245fa	59.0	16.6	57.8	0.03
System A – R236fa	59.8	18.2	58.6	0.04
System B – R113 ($p_2/p_1=1.3$)	61.6	21.7	69.4	4.0
System B – R245fa ($p_2/p_1=1.3$)	67.0	32.4	74.8	4.0
System B – R236fa ($p_2/p_1=1.3$)	67.1	32.6	74.9	4.0

Bei der Flüssigkeitsumlaufkühlung und der Verdampfungskühlung nach System A stellt die maximale effektive Kühlleistung einen Absolutwert dar, der unter den vorgegeben Randbedingungen wie Bauraum bzw. Brennstoffzellenbetriebstemperatur nicht weiter erhöht werden kann. Im Gegensatz dazu lässt sich die effektive Kühlleistung bei der Verdampfungskühlung System B durch eine Anhebung der Verdichterleistung zunehmend steigern. Dabei muss aber berücksichtigt werden, dass die Verdichterleistung vom Brennstoffzellensystem bereitgestellt werden muss. Bei System B kann somit ohne Vergrößerung der wärmeübertragenden Fläche eine Kühlleistungssteigerung erreicht werden, die es damit ermöglicht, ein Brennstoffzellensystem mit einer höheren elektrischen Leistung in das Fahrzeug zu integrieren.

Auf Basis der durchgeführten Untersuchungen zur Verdampfungskühlung lässt sich hinsichtlich des Potenzials zur Kühlleistungssteigerung Folgendes feststellen: Beim Einsatz der Verdampfungskühlung in Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen als Alternative zur Flüssigkeitsumlaufkühlung kann bei den hier untersuchten Kältemitteln mit einer Kühlleistungssteigerung gerechnet werden. Allerdings spielt die Wahl des Kältemittels für die zu erwartende Höhe der Kühlleistungssteigerung eine entscheidende Rolle. Wählt man ein Kältemittel mit einer niedrigen Drucklage, so fällt die Kühlleistungssteigerung tendenziell geringer aus als bei einem Kältemittel mit einer höheren Drucklage. Für das System A wurde eine Kühlleistungssteigerung bei der Verwendung von R113 von 6.9 % errechnet. Bei der Verwendung von Kältemitteln mit einer niedrigeren Drucklage muss durchaus damit gerechnet werden, dass keine signifikante Kühlleistungssteigerung im Vergleich zur Flüssigkeitsumlaufkühlung erzielt werden kann. Für die Kältemittel R245fa und R236fa wird beim System A eine Kühlleistungssteigerung von 16.6 bzw. 18.2 % erzielt. Das größte Potenzial zur Kühlleistungssteigerung weist das System B mit Verdichter auf. Hier können in Abhängigkeit der Verdichterleistung sehr hohe Kühlleistungssteigerungen erzielt werden. Bei einer Verdichterleistung von 4 kW wird so eine effektive Kühlleistungssteigerung von bis zu 33 % erreicht.

Vergleicht man die Verdampfungskühlung unter dem Aspekt der Energieeffizienz mit der Flüssigkeitsumlaufkühlung, lässt sich feststellen, dass die Verdampfungskühlung ein energieeffizienteres Kühlsystem darstellt, sofern eine Pumpe zur Umwälzung des

Kältemittels eingesetzt wird. Aufgrund der geringen Massenströme bei der Verdampfungskühlung ist die Leistungsaufnahme der Pumpe mit weniger als 50 W sehr gering. Die im Vergleich zur Flüssigkeitsumlaufkühlung reduzierte Leistungsaufnahme trägt somit zu einer Steigerung des Gesamtwirkungsgrades des Brennstoffzellensystems bei. Im Gegensatz dazu wird beim System B zwar eine hohe Kühlleistung erreicht, gleichzeitig reduziert die erforderliche Verdichterleistung aber den Gesamtwirkungsgrad der Brennstoffzelle. Ein kombinierter Betrieb bei dem das Kältemittel unter Teillast mit Hilfe der Pumpe umgewälzt wird und erst bei ungenügender Kühlleistung auf Verdichterbetrieb umgeschaltet wird, würde hinsichtlich Energieeffizienz und maximaler Kühlleistung die optimale Lösung darstellen.

Bei den Untersuchungen zur Verdampfungskühlung wurde von einem unveränderten Bauraum für den Kühlmittelkühler bzw. Kondensator ausgegangen, da der Bauraum in diesem Bereich nicht beliebig erweitert werden kann. Die Mehrzahl der Komponenten der Verdampfungskühlung können nahezu bauraumneutral umgesetzt werden. Unterschiede ergeben sich im Wesentlichen durch den Ausgleichsbehälter, der deutlich größer ausfallen kann als bei der Flüssigkeitsumlaufkühlung. Sofern die Verdampfungskühlung als System B umgesetzt wird oder aber als Kombination von System A und B, muss zusätzlich mit einem Mehrbedarf an Bauraum gerechnet werden. Der für den Wärmeübertrager in der Fahrzeugfront benötigte Bauraum ist davon jedoch nicht betroffen.

Die Verdampfungskühlung stellt zwar ein effizienteres und leistungsfähigeres Kühlsystem dar als die Flüssigkeitsumlaufkühlung, ist jedoch gleichzeitig mit einem höheren technischen Aufwand verbunden. Dies leitet sich nicht nur aus der Anzahl der zusätzlich erforderlichen Komponenten, wie Flüssigkeitsabscheider, Verdichter, Kältemittelsammler oder Regelventilen ab, sondern auch aus der komplexeren Regelung und der gestiegenen Anforderung hinsichtlich der Druckfestigkeit aller Komponenten des Kältemittelkreislaufes. Zudem ergeben sich daraus höhere Kosten, aber auch tendenziell ein höheres Gewicht.

Ein weiterer Aspekt der Verdampfungskühlung leitet sich aus dem Verdampfungsvorgang im Stack ab. Das Kältemittel verdampft annähernd bei konstanter Temperatur. Die damit verbundene Temperaturverteilung im Brennstoffzellenstack wird deutlich

gleichmäßiger ausfallen als bei der Flüssigkeitsumlaufkühlung, was sich möglicherweise günstig auf die Leistung und Lebensdauer des Stacks auswirkt.

Bei der Verdampfungskühlung kommt der Kältemittelwahl eine zentrale Bedeutung zu. Die Wahl des Kältemittels hängt nicht nur von der erzielbaren Kühlleistung, sondern zusätzlich maßgeblich von den Kältemittelleigenschaften ab, die sich aus den Randbedingungen des Fahrzeugeinsatzes ergeben. Dabei spielen sowohl ökologische Eigenschaften, wie das Ozonabbaupotenzial, und physiologische Eigenschaften, wie die Toxizität, aber auch chemische Eigenschaften, wie die Brennbarkeit eine wichtige Rolle. Die drei untersuchten Kältemittel sind als nicht brennbar klassifiziert und besitzen keine bzw. nur eine geringe Toxizität. Das Kältemittel R113 ist allerdings aufgrund des Ozonabbaupotenzials als Kältemittel nicht mehr zugelassen, so dass hier ein entsprechendes Ersatzkältemittel eingesetzt werden muss. Als Kältemittel für die Verdampfungskühlung könnten die beiden Kältemittel R245fa bzw. R236fa ohne Bedenken zum Einsatz kommen. Lediglich der hohe Dampfdruck erfordert einen Brennstoffzellenstack, der eine entsprechende Druckfestigkeit aufweist. Andere Kältemittel, wie vollständig fluoriierte Kohlenwasserstoffe oder Hydrofluorether, erscheinen ebenfalls als Kältemittel geeignet. Detaillierte Untersuchungen wurden hier mangels Stoffwerten nicht durchgeführt.

Auf Basis der durchgeführten Untersuchungen kann man feststellen, dass die Verdampfungskühlung eine mögliche Alternative zur konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung darstellt. Zwar bestehen teilweise Nachteile bezüglich Kältemittelleinsatz, Komplexität, Bauvolumen, Gewicht und Kosten bei der Verdampfungskühlung, demgegenüber besitzt die Verdampfungskühlung jedoch nicht nur erhebliches Potenzial zur Kühlleistungssteigerung, sondern ermöglicht darüber hinaus eine effizientere Kühlung.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Eine großflächige Einführung der Brennstoffzellentechnik im Bereich der Fahrzeugantriebe bedingt immer noch die Lösung zahlreicher Probleme. Eines der Problemfelder besteht in der unzureichenden Kühlleistung der konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung unter hoher Last bei hohen Außentemperaturen. Diese Arbeit stellt einen Beitrag zur Lösung der Kühlungsproblematik dar. Dazu wurden theoretische Untersuchungen zum Kühlsystem eines Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuges durchgeführt und Alternativen zur Flüssigkeitsumlaufkühlung aufgezeigt. Im Fokus der Untersuchungen stand dabei die Verdampfungskühlung, welche hinsichtlich Kühlleistung und Randbedingungen bezüglich der Umsetzbarkeit mit dem konventionellen Kühlsystem verglichen wurde.

Die Flüssigkeitsumlaufkühlung stellt bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen den Stand der Technik dar. Auf Basis einer Patent- und Literaturrecherche wurden darüber hinaus alternative Kühlkonzepte, welche für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge bisher nicht oder nur ansatzweise eingesetzt werden, betrachtet. Zu nennen sind hier die Luftkühlung, Wasserstoffgaskühlung und die Verdampfungskühlung in unterschiedlichen Ausführungen. Darüber hinaus sind auch Verfahren mit einbezogen, die sonst üblicherweise zur Kälteerzeugung eingesetzt werden oder aber zur Wärmespeicherung. Das Potenzial dieser Konzepte als Alternative zur Flüssigkeitsumlaufkühlung wurde überschlägig bewertet. Das Konzept mit dem größten Potenzial, die Verdampfungskühlung, wurde im Gegensatz zu den restlichen Konzepten detaillierter hinsichtlich Kühlleistung und Umsetzbarkeit untersucht.

Als Referenz für den Leistungsvergleich dient die Flüssigkeitsumlaufkühlung, welche unter den vorgegebenen Randbedingungen eine maximale Kühlleistung von 50.6 kW bereitstellt. Eine deutliche Kühlleistungssteigerung ist nur durch eine erhebliche Vergrößerung der Wärmeübergangskoeffizienten zu erzielen, die aus technischer Sicht jedoch nicht umsetzbar ist. Das Potenzial zur Kühlleistungssteigerung durch Nanofluide ist vor diesem Hintergrund sehr begrenzt und ermöglicht im günstigsten Fall eine Kühlleistung von 52.5 kW, was einer Kühlleistungssteigerung von 4 % entspricht.

Für die Verdampfungskühlung wurde auf Basis einer vereinfachten Abschätzung ein deutliches Potenzial zur Kühlleistungssteigerung ermittelt. Unter der Annahme von

unveränderten Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zum Kühlmittelkühler liegt die Kühlleistungssteigerung bei 9.7 %, während sich bei einer deutlichen Steigerung der Wärmeübergangskoeffizienten auf der Innenseite eine rechnerische Kühlleistungssteigerung von 18.0 % ergibt.

Nach der Ermittlung der Kühlleistung unter idealisierten Randbedingungen erfolgte eine detaillierte Kühlleistungsberechnung mit Hilfe des speziell entwickelten Berechnungsmodells für den Kondensator. Die Berechnungsgleichungen für den Wärmeübergang und Druckverlust wurden anhand von Messdaten validiert, um eine möglichst abgesicherte Aussage bezüglich der Kühlleistungssteigerung treffen zu können. Mit Hilfe dieses Modells konnten für verschiedene Kältemittel entsprechende Kondensatoren speziell für die Verdampfungskühlung ausgelegt und Leistungsberechnungen durchgeführt werden. Im Vordergrund der Kühlleistungsuntersuchungen standen zwei Varianten, die sich durch die Art der Umwälzung des Kältemittels unterscheiden. Während bei einer Variante eine Pumpe Verwendung fand, wurde bei der anderen Variante ein Verdichter eingesetzt. Die Kühlleistungssteigerungen, die mit diesen beiden Systemen erzielt werden können, heben sich in der Höhe deutlich von einander ab. Während bei dem System mit der Kältemittelpumpe eine maximale effektive Kühlleistung von 59.8 kW erzielt wird, kann bei Verdichterbetrieb mit einer Antriebsleistung von 4 kW eine effektive Kühlleistung von 67.1 kW erreicht werden. Dies entspricht einer Kühlleistungssteigerung von 18.2 bzw. 32.6 %. Das Verhalten der drei untersuchten Kältemittel R113, R245fa und R236fa mit unterschiedlicher Drucklage, ist bei beiden Varianten ähnlich. Bei Kältemitteln mit einer niedrigen Drucklage wird tendenziell eine niedrigere Kühlleistung erzielt. Dies führt dazu, dass das Kältemittel R113 bei der Variante mit Pumpe eine maximale Kühlleistung von nur 54.1 kW erzielt, während bei Verdichterbetrieb eine Kühlleistung von 61.6 kW erreicht wird.

Ein wichtiger Unterschied zwischen den beiden Varianten ergibt sich aus der Tatsache, dass die maximale Kühlleistung für die Pumpenvariante bei vorgegebenem Bauraum begrenzt ist. Demgegenüber kann die Kühlleistung bei Verdichterbetrieb durch Anhebung des Druckverhältnisses gesteigert werden.

Zusammenfassend lässt sich auf Basis der in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zu Kühlsystemen für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge folgendes

feststellen: Das konventionelle Kühlsystem ist bei dem vorgegebenen Bauraum in seiner Kühlleistung sehr begrenzt. Um ein Brennstoffzellensystem mit größerer Leistung in Fahrzeugen der unteren Mittelklasse einsetzen zu können, ist eine deutliche Kühlleistungssteigerung notwendig. Dies kann bei der konventionellen Flüssigkeitsumlaufkühlung nur durch eine Anhebung der Betriebstemperatur der Brennstoffzelle erreicht werden, oder aber durch eine deutliche Erhöhung der Kühlfläche, was zwangsläufig eine Umgestaltung des Fahrzeugs mit sich bringt.

Von den in dieser Arbeit untersuchten Kühlkonzepten zeigt insbesondere die Verdampfungskühlung ein deutliches Potenzial im Hinblick auf eine Kühlleistungssteigerung bei vergleichbarem Bauraum.

Die Verdampfungskühlung mit Pumpe oder aber Verdichter stellt damit eine mögliche Alternative zur Flüssigkeitsumlaufkühlung dar, die nicht nur eine Steigerung der Kühlleistung, sondern darüber hinaus einen effizienteren Betrieb aufgrund einer geringeren Leistungsaufnahme ermöglicht.

Die mit Verdampfungskühlung erreichbare Kühlleistungssteigerung wurde mit Hilfe möglichst genauer Berechnungsmodelle ermittelt. Abweichungen zur realen Kühlleistung werden sich bei einer technischen Umsetzung zwangsläufig ergeben, da das reale System nicht in allen Einzelheiten abgebildet werden konnte und die Berechnungsgleichungen fehlerbehaftet sind. Die rechnerisch ermittelte Kühlleistungssteigerung ist jedoch mit bis zu 18.2 % ohne Verdichterbetrieb bzw. bis zu 32.6 % mit Verdichterbetrieb in einer Größenordnung, bei der davon ausgegangen werden kann, dass mit großer Wahrscheinlichkeit eine signifikante Kühlleistungssteigerung erzielt wird.

Die technische Umsetzbarkeit der Verdampfungskühlung ist grundsätzlich gegeben. Zu klärende Punkte hinsichtlich der Umsetzung ergeben sich insbesondere aus der Wahl des Kältemittels. Ob ein Kältemittel geeignet ist, hängt nicht nur von der erzielbaren Kühlleistungssteigerung ab, sondern maßgeblich von Randbedingungen aus der Fahrzeugindustrie, wie z.B. Brennbarkeit, Giftigkeit, Kosten und weiteren Faktoren. Für eine hohe Leistung sollte bevorzugt ein Kältemittel mit einer hohen Drucklage eingesetzt werden. Zur Steigerung der Druckfestigkeit sind hierbei weitere konstruktive Maßnahmen insbesondere im Bereich der Brennstoffzellenstacks notwendig. Um bei Kältemitteln geringer Drucklage eine deutlich gesteigerte

Kühlleistung bereitzustellen, ist ein Einsatz eines Verdichters empfehlenswert. Probleme beim Betrieb und bei der Regelung im Fahrzeugeinsatz können nicht ausgeschlossen werden und müssen daher experimentell untersucht werden.

Auf Basis der durchgeführten Untersuchungen geht die Verdampfungskühlung als Alternative zur Flüssigkeitsumlaufkühlung im Bereich von Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen hervor. Weiterführende experimentelle Untersuchungen werden empfohlen, um die rechnerischen Ergebnisse des Kühlleistungspotenzials zu bestätigen. Darüber hinaus kann mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen der Einfluss der Verdampfungskühlung auf die Leistung und die Lebensdauer des Brennstoffzellenstacks bestimmt werden.

7. Literaturverzeichnis

- /Adams (2000)/ Adams, J.A.; Yang, W.-C.; Oglesby, K.A.; Osborne, K.D.:
The Development of Ford's P2000 Fuel Cell Vehicle.
SAE Paper 2000-01-1061, (2000)
- /Akers (1959)/ Akers, W.W.; Deans, H.A.; Crosser, O.K.:
Condensing heat transfer within horizontal tubes.
Chemical Engineering Progress Symposium Series, No. 29,
Vol. 55, pp. 171-176, (1959)
- /Appleby (1999)/ Appleby, A.J.:
The Electrochemical Engine for Vehicles.
Scientific American, 74-79, July 99, (1999)
- /Ballard (1994)/ Ballard Power Systems:
Elektrochemische Brennstoffzelle mit Verwendung von Luft als
Oxidant und Kühlung.
Deutsches Patentamt, DE69417442T2, (1994)
- /BASF/ BASF AG:
Berechnungsprogramm: Glysantin® Stoffdaten G48.
BASF Aktiengesellschaft
- /BASF (2000)/ BASF AG:
Kühlmittel für Kühlsysteme in Brennstoffzellenantrieben.
Deutsches Patent, DE10063951A1, (2000)
- /BMW (1995)/ Müller, P.; Müller, P.; Heck, E.; Sebbeße, W. (BMW AG):
Verdampfungskühlung – eine Alternative zur
Konvektionskühlung?
Motortechnische Zeitschrift 56, S. 714-721, (1995)
- /Bohl (1994)/ Bohl, W.:
Technische Strömungslehre.
10. Auflage, Vogel Buchverlag, (1994)
- /Cavallini (2001)/ Cavallini, A.; Censi, G.; Del Col, D.; Doretti, L.; Longo, G.A.;
Rossetto, L.:
Experimental investigation on condensation heat transfer and
pressure drop of new HFC refrigerants (R134a, R125, R32,
R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube.
International Journal of Refrigeration 24, pp. 73-87, (2001)
- /Cavallini (2002)/ Cavallini, A.; Censi, G.; Del Col, D.; Doretti, L.; Longo, G.A.;
Rossetto, L.:
Condensation heat transfer and pressure drop inside channels
for AC/HP application.
IHTC 12, Grenoble, France, (2002)
- /China (2007)/ <http://www.chinacleanenergy.org/transproject2.asp>, zugegriffen
am 10. September 2007

- /Chisholm (1973)/ Chisholm, D.:
Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels. International Journal of Heat and Mass Transfer 16, pp. 347-358, (1973)
- /Chang (1997)/ Chang, Y.J.; Wang, C.C.:
A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. International Journal of Heat and Mass Transfer 40 (3), pp. 533-544, (1997)
- /Chang (2000)/ Chang, Y.J.; Hsu, K.C.; Lin, Y.T.; Wang, C.C.:
A generalized friction correlation for louver fin geometry. International Journal of Heat and Mass Transfer 43, pp. 2237-2243, (2000)
- /Churchill (1977)/ Churchill, S.W.:
Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes. Chemical Engineering, No.7, pp. 91-92., (1977)
- /Colburn (1933)/ Colburn, A.P.:
A method of correlating forced convection heat transfer data and a comparison with fluid friction. Transactions 29, American Institute of Chemical Engineers, Forced Convection Heat Transfer Data, pp. 174-209, (1933)
- /Collier (1994)/ Collier, J.G.; Thome, J.R.:
Convective boiling and condensation. 3rd edition, Oxford Science Publications, New York, (1994)
- /Cuevas (2003)/ Cuevas, C.; Winandy, E.; Lebrun, J.:
Modelling of an air condenser working in critical zone for engine cooling by refrigeration loop. VTMS 6, Mechanical Engineering Publications Ltd., Brighton, (2003)
- /DaimlerChrysler (2002)/ HIGHTECH Report 2/2002 - Fahrplanwechsel für neue Antriebe. DaimlerChrysler, (2002)
- /DaimlerChrysler (2003)/ Persönliche Kommunikation mit der Fachabteilung Research & Technology 1. DaimlerChrysler, (2003)
- /DaimlerChrysler (2004)/ DaimlerChrysler Umweltbericht 2004. DaimlerChrysler, Stuttgart, (2004)
- /DaimlerChrysler (2004a)/ Persönliche Kommunikation mit der Fachabteilung Research & Technology 1. DaimlerChrysler, Stuttgart, (2004)

- /Das (2003)/ Das, S.K.; Putra, N.; Thiesen, P.; Roetzel, W.:
Temperature dependence of thermal conductivity
enhancement for nanofluids.
Journal of Heat Transfer 125, pp. 567-574, (2003)
- /Davenport (1983)/ Davenport, C.J.:
Correlations for heat transfer and flow friction characteristics of
louvered fin.
AIChE monograph series 79(25), pp. 19-27, (1983)
- /DBB (1998)/ DBB Fuel Cell Engines GmbH, Ballard Power Systems Inc.:
Kühlmittel für Brennstoffzellen.
Deutsches Patent, DE19802490A1, (1998)
- /DCPI (2000)/ Dalian Chemical Physics Inst.:
Evaporation and heat discharge method for proton exchange
film fuel cell, and fuel cell set.
Chinesisches Patent, CN1242611, (2000)
- /Dobson (1994)/ Dobson, M.K.:
Heat transfer and flow regimes during condensation in
horizontal tubes.
Dissertation. University of Illinois at Urbana-Champaign. (1994)
- /Eastman (2001)/ Eastman, J.A.; Choi S.U.S.; Li, S.; Yu, W.; Thompson, L.J.:
Anomalously increased effective thermal conductivities of
ethylene glycol-based nanofluids containing copper
nanoparticles.
Applied Physics Letters 78-6, pp. 718-720, (2001)
- /Ebisu (1999)/ Ebisu, T.; Kasai, K.; Fujino, H.; Torikoshi, K.:
Performance simulation of air-cooled heat exchanger for air-
conditioning machine.
5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference, San
Diego, (1999)
- /Ergenics (1989)/ Ergenics Power Systems Inc.:
Aufbau einer Ionenaustauscher-Brennstoffzelle mit
verbesselter Wärme- und Wasserhandhabung.
Deutsches Patent, DE3907819, (1989)
- /ECA (1994)/ Evans Cooling Associates:
Verfahren und Kühlsystem zur Verdampfungskühlung von
Verbrennungsmotoren.
Deutsche Patenschrift, DE3390316C2, (1983)
- /Fandi (1996)/ Fandi, T.:
Beiträge zur Sicherung der funktionellen Austauschbarkeit von
Kfz-Kühlmittelpumpen.
Dissertation, Technische Universität Chemnitz-Zwickau, (1996)

- /FCELL (2002)/ F-CELL - Die Brennstoffzelle, Dokumentation zum 2. Forum für Produzenten und Anwender. Stuttgart, (2002)
- /Friedel (1979)/ Friedel, L.: Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow. 3R international (18), Nr. 7, (1979)
- /Fronk (2000)/ Fronk, M.H.: PEM fuel cell system solutions for transportation. SAE Paper 2000-01-0373, (2000)
- /Fuji (1985)/ Fuji Electric Co.: Kühlsystem mit siedendem Kühlmittel zum Kühlen einer elektrischen Vorrichtung. Deutsches Patent, DE3544185C2, (1985)
- /Garimella (2001)/ Garimella, S.; Dowling, W.J.; van der Veen, M.; Killion, J.D.: The effect of simultaneously developing flow on heat transfer in rectangular tubes. Heat Transfer Engineering, Vol. 22, pp. 12-25, (2001)
- /GE (1974)/ Heat transfer and fluid flow handbook. General Electric Company, (1974)
- /Geitmann (2003)/ Geitmann, S.: Wasserstoff und Brennstoffzellen. Dr.-Ing. Paul Christiani GmbH & Co. KG; Konstanz, (2003)
- /GEC (1965)/ General Electric Company: Methods and apparatus for removing heat and water from a fuel cell. US-Patent, US3172784, (1965)
- /Hahne (1996)/ Hahne, E.: Unterlagen zur Vorlesung Wärme- und Stoffübertragung WS 1996/97. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, (1996)
- /Held (1986)/ Held, Wolfgang: Untersuchungen über die Verdampfungskühlung an Nutzfahrzeugen. Dissertation, Universität Braunschweig, (1986)
- /IFC (1998)/ International Fuel Cells: Dual coolant loop fuel cell power plant. United States Patent, US6232006B1, (1998)
- /IFCC (1996)/ International Fuel Cells Corp.: System and method for providing optimum cell operating temperatures and steam production in a fuel cell power plant. US-Patent, US5565279, (1996)

- /IFCC (1989)/ International Fuel Cells Corp.:
Solid polymer electrolyte fuel cell system with porous plate evaporative cooling.
Europäisches Patent, EP328115, (1989)
- /IFCC (1991a)/ International Fuel Cells Corp.:
Fuel cell evaporative cooling using fuel as a carrier gas.
US-Patent, US4994331, (1991)
- /IFCC (1991b)/ International Fuel Cells Corp.:
Internally cooled proton exchange membrane fuel cell device.
US-Patent, US5262249, (1991)
- /ILK (1991)/ Institut für Luft- und Kältetechnik, Dresden:
Bewertung von Verfahren zur Kälteerzeugung.
DKV-Statusbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 9, Stuttgart, (1991)
- /Incropera (1996)/ Incropera, F.P.; De Witt, D.P.:
Introduction to heat transfer.
3rd edition, John Wiley & Sons, New York, (1996)
- /ISAD (1998)/ ISAD Electronic Systems GmbH:
Kühlsystem für eine Leistungselektronik zum Betreiben wenigstens eines elektrischen Aggregats eines Kraftfahrzeuges.
Offenlegungsschrift, DE19826733A1, (1998)
- /Jabardo (2003)/ Jabardo, J.M.; Mamani, W.G.:
Modeling and experimental evaluation of parallel flow micro channel condensers.
J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng., Vol. 25, No. 2, pp. 107-114, (2003), ISSN 1678-5878
- /Kabelac (2006)/ Kabelac, S.; Kuhnke, J.F.:
Heat transfer mechanisms in nanofluids – experiments and theory.
Heat Transfer Conference, Sydney, (2006)
- /Kays (1973)/ Kays, W.M.; London A.L.:
Hochleistungswärmeübertrager.
Akademie-Verlag, Berlin, (1973)
- /Kim (2003)/ Kim, N.H.; Cho, J.P.; Kim, J.O., Youn, B.:
Condensation heat transfer of R-22 and R-410A in flat aluminum multi-channel tubes with or without micro-fins.
International Journal of Refrigeration 26, pp. 830-839, (2003)
- /Kim (2002)/ Kim, M.H.; Bullard, C.W.:
Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers.
International Journal of Refrigeration 25, pp. 390-400, (2002)

- /Kordesch (1996)/ Kordesch, K.:
Fuel cells and their applications.
VCH Verlagsgesellschaft, (1996)
- /Koyama (2003)/ Koyama, S.; Kuwahara, K.; Nakashita, K.; Yamamoto, K.:
An experimental study on condensation of refrigerant R134a in
a multi-port extruded tube.
International Journal of Refrigeration 24, pp. 425-432, (2003)
- /Koyama (2001)/ Koyama, S.; Kuwahara, K.; Nakashita, K.; Kudo, S.;
Yamamoto, K.:
An experimental study on pressure drop and local heat transfer
characteristics of refrigerant R134a condensing in a multi-port
extruded tube.
Thermophysical Properties and Transfer Processes,
International Institute of Refrigeration, Commission B1,
Paderborn, Germany, Oct. 3-5, (2001)
- /Laughton (2002)/ Laughton, M.A.:
Fuel cells.
Power Engineering Journal; Vol. 16, Issue 1, pp.37-47, (2002)
- /Mayinger (1982)/ Mayinger, F.:
Strömung und Wärmeübergang in Gas-Flüssigkeits-
Gemischen.
Springer, Wien, (1982)
- /MM (1997)/ Magnet-Motor GmbH:
Verfahren zum Regeln der Membranfeuchte einer
Polymerelektrolyt-Brennstoffzelle und Polymerelektrolyt-
Brennstoffzelle mit Einrichtung zum Regeln der
Membranfeuchte.
Deutsches Patent, DE19648995A1, (1997)
- /Modine (1995)/ Strähle, R.; Zobel, W. (Modine):
Heat storage battery for car applications.
VTMS 1995, C496/017/95, (1995)
- /Moser (1998)/ Moser, K.W.; Webb, R.L.; Na, B.:
A new equivalent Reynolds-number model for condensation in
smooth tubes.
Journal of Heat Transfer 120, pp. 410-417, (1998)
- /Müller-Steinhagen (1986)/ Müller-Steinhagen H., Heck K. :
A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in
pipes.
Chem. Eng. Process., Volume 20, pp. 297/308, (1986)
- /Nissan (1991)/ Nissan Motor Co.:
Verdampfungskühlsystem für eine
Verbrennungskraftmaschine.
Deutsche Patentschrift, DE3700494C2, (1991)

- /Opel (1998)/ Adam Opel AG:
Brennstoffzellensystem insbesondere für elektromotorisch angetriebene Fahrzeuge.
Deutsches Patent, DE19857398A1, (1998)
- /Palier (1991)/ Palier, P.; Ap, N.S.; Bouyer, Th.:
Optimization of nucleate boiling engine cooling systems - condenser study.
SAE-Paper 910642, SAE, (1991)
- /Perrotin (2003)/ Perrotin, T.; Clodic, D.:
CFD determination of airside heat transfer characteristics of finned flat plate heat exchangers comparison with correlation and experimental results.
Eurotherm Seminar 72, Valencia, (2003)
- /Pischinger (2003)/ Pischinger, S.; Schönfelder, C.; Steidten, Th.:
Verdichter-/Expandereinheiten für mobile Brennstoffzellensysteme mit hohem Systemwirkungsgrad.
FVV, Heft R 519, (2003)
- /Rahman (1995)/ Rahman Ali, A.; Castro, F.; Tinaut, F.V.; Melgar, M.:
Modelling of automotive air conditioning parallel flow condensers with pressure drop calculations.
Vehicle Thermal Management Systems 1995, Mechanical Engineering Publications Ltd., Chippenham, (1995)
- /REFPROP (2002)/ Lemmon, E.W.; McLinden, M.O.; Huber, M.L.:
REFPROP – reference fluid thermodynamic and transport properties; NIST Standard Reference Database 23, Version 7.0.
Physical and Chemical Properties Division, National Institute of Standards and Technology, Boulder, USA (2002)
- /Rohsenow (1998)/ Rohsenow, W.M.; Hartnett, J.P.; Cho Y.I.:
Handbook of heat transfer.
3rd edition; McGraw-Hill, New York, (1996)
- /Schäfer (1992)/ Schäfer, H.-J.:
Verdampfungskühlsysteme für Pkw-Motoren.
Dissertation, TH Darmstadt, (1992)
- /Schmid (2003)/ Schmid, M.:
Untersuchung von Zusatzkühlkonzepten für Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge.
Studienarbeit Nr. 2003-01, ITW Universität Stuttgart, (2003)
- /Schnurnberger (2002)/ Schnurnberger W.:
Übersicht über die Technologie von Brennstoffzellen.
F-Cell Symposium 2002, Stuttgart

- /Shah (1978)/ Shah, R.K.; London, A.L.:
Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data.
Academic Press, New York, (1978)
- /Shah (1979)/ Shah, M.M.:
A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes.
International Journal of Heat and Mass Transfer 22, pp. 547-556, (1979)
- /Siemens (1996)/ Siemens AG:
Brennstoffzellenanlage als Antriebsbatterie für eine Elektrofahrzeug sowie Verfahren zum Betreiben einer solchen Brennstoffzellenanlage.
Deutsches Patent, DE19629084, (1996)
- /Stephan (1988)/ Stephan, K.:
Wärmeübergang beim Kondensieren und Sieden.
Springer, Berlin, (1988)
- /Thome (2006)/ Thome, J.R.:
Fundamentals of boiling and two-phase flows in microchannels.
Heat Transfer Conference, Sydney, (2006)
- /Toyo (1990)/ Toyo Engineering Corp.:
Kühlsystem für eine Brennstoffzelle.
Offenlegungsschrift, Deutsches Patentamt, DE4028339A1, (1990)
- /Tran (1999)/ Tran, T.N.; Chyu, M.C.; Wambsganss, M.W.; France, D.M.:
Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: An experimental investigation and correlation development.
International Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries, Banff, Canada, (1999)
- /Traviss (1973)/ Traviss, D.P.; Rohsenow, W.M.; Baron, A.B.:
Forced-convection condensation inside tubes: a heat transfer equation for condenser design.
ASHRAE Transactions, Vol. 79, pp. 157-165, (1973)
- /Traviss (1973a)/ Traviss, D.P.; Rohsenow, W.M.:
Flow regimes in horizontal two-phase flow with condensation.
ASHRAE Transactions, Vol. 79, pp. 31-39, (1973)
- /TWK (2001)/ TWK:
Grundlagen der Pkw-Kälte-Klima-Anlage.
Lehrgang, TWK Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik GmbH, Karlsruhe, (2001)

- /UAC (1967)/ United Aircraft Corp.:
Einrichtung zum Regeln der Betriebstemperatur einer
Wasserstoff-Sauerstoff Brennstoffzelle.
Deutsches Patentamt, DT1671955B2, (1967)
- /UAC (1971)/ United Aircraft Corp.:
Fuel Cell Dielectric Heat Transfer Medium.
US-Patent, US3615849, (1971)
- /UTC (1989)/ United Technologies Corp.:
High power density evaporatively cooled ion exchange
membrane fuel cell.
US-Patent, US4795683, (1989)
- /Valeo (1998)/ Ap, N.S. (Valeo Engine Cooling):
Electric vehicle cooling system. Comparison of ethylene glycol-
water and fluorinert FC72.
SAE-Paper 980430, (1998)
- /Valeo (2000)/ Valeo Thermique Moteur:
Kühlvorrichtung für ein Fahrzeug mit einem durch eine
Brennstoffzelle gespeistem Elektromotor.
Deutsches Patent, DE10018347A1, (2000)
- /VDI (1997)/ VDI-Wärmeatlas.
Springer-Verlag, Berlin, (1997)
- /Visteon (2002)/ Visteon Global Technologies Inc.:
Heat-pump type air conditioning and heating system for fuel
cell vehicles.
United States Patent, US6370903B1, (2002)
- /Xuan (2003)/ Xuan, Y.; Li, Q.:
Investigation on convective heat transfer and flow features of
nanofluids.
Journal of Heat Transfer 125, pp. 151-155, (2003)
- /Yang (2003)/ Yang, W.J.:
Convective heat transfer in nanofluids.
2003 International Symposium on Nano Science and
Technology, Taiwan, (2003)
- /Yang (1996)/ Yang, C.Y.; Webb, R.L.:
Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extruded
aluminum tubes with and without micro-fins.
International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39,
No. 4, pp-791-800, Elsevier, (1996)
- /Yang (1996b)/ Yang, C.Y.; Webb, R.L.:
Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter
extruded aluminum tubes with and without micro-fins.
International Journal of Heat and Mass Transfer 39, pp. 801-
808, (1996)

- /Zhang (2001)/ Zhang, M.; Webb, R.L.:
Correlation of two-phase friction for refrigerants in small
diameter tubes.
Experimental Thermal and Fluid Science 25, pp. 131-139,
(2001)

Anhang A - Stoffwerte

Auszug Stoffwerte Luft aus /REFPROP (2002)/

Temperatur [°C]	Druck [Pa]	Dichte [kg/m ³]	Spez. Wärme- kapazität [kJ/(kg·K)]	Wärmeleit- fähigkeit [W/(m·K)]	Viskosität [kg/(m·s)]	Kinema- tische Viskosität [m ² /s]	Prandtl- Zahl [-]
0	101300	1.2924	1.006	0.024329	1.73E-05	1.34E-05	0.7136
5	101300	1.2691	1.006	0.024685	1.75E-05	1.38E-05	0.7136
10	101300	1.2466	1.0061	0.02504	1.78E-05	1.42E-05	0.7135
15	101300	1.2249	1.0063	0.025392	1.80E-05	1.47E-05	0.7135
20	101300	1.204	1.0064	0.025743	1.82E-05	1.52E-05	0.7134
25	101300	1.1837	1.0066	0.026091	1.85E-05	1.56E-05	0.7134
30	101300	1.1641	1.0068	0.026438	1.87E-05	1.61E-05	0.7134
35	101300	1.1452	1.007	0.026783	1.90E-05	1.66E-05	0.7134
40	101300	1.1269	1.0072	0.027126	1.92E-05	1.70E-05	0.7133
45	101300	1.1091	1.0074	0.027468	1.94E-05	1.75E-05	0.7133
50	101300	1.0919	1.0077	0.027808	1.97E-05	1.80E-05	0.7133
55	101300	1.0753	1.008	0.028147	1.99E-05	1.85E-05	0.7133
60	101300	1.0591	1.0083	0.028484	2.01E-05	1.90E-05	0.7133
65	101300	1.0434	1.0086	0.02882	2.04E-05	1.95E-05	0.7133
70	101300	1.0282	1.009	0.029154	2.06E-05	2.00E-05	0.7132
75	101300	1.0134	1.0093	0.029487	2.08E-05	2.06E-05	0.7132
80	101300	0.99901	1.0097	0.029819	2.11E-05	2.11E-05	0.7132
85	101300	0.98505	1.0101	0.03015	2.13E-05	2.16E-05	0.7132
90	101300	0.97146	1.0106	0.03048	2.15E-05	2.21E-05	0.7132
95	101300	0.95825	1.011	0.030809	2.17E-05	2.27E-05	0.7132
100	101300	0.94539	1.0115	0.031136	2.20E-05	2.32E-05	0.7132

Auszug Stoffwerte – Glystantin /BASF/

Temperatur [°C]	Dampf- druck [bar]	Dichte [kg/m ³]	Spez. Wärme kapazität [kJ/(kg·K)]	Kinema- tische Zähigkeit [mm ² /s]	Wärmeleit- fähigkeit [W/(m·K)]	Viskosität [μPa·s]
0	-	1083	3.18	8.84	0.379	9573.7
10	-	1078	3.25	5.85	0.385	6306.3
20	-	1072	3.31	4.11	0.391	4405.9
30	0.028	1067	3.37	3.02	0.398	3222.3
40	0.050	1061	3.42	2.30	0.404	2440.3
45	0.066	1058	3.45	2.03	0.407	2147.7
50	0.086	1055	3.47	1.81	0.410	1909.6
55	0.111	1052	3.50	1.62	0.414	1704.2
60	0.142	1048	3.52	1.45	0.417	1519.6
65	0.179	1045	3.54	1.32	0.420	1379.4
70	0.224	1042	3.56	1.20	0.423	1250.4
75	0.279	1038	3.58	1.10	0.426	1141.8
80	0.344	1035	3.59	1.01	0.429	1045.4
85	0.421	1031	3.61	0.93	0.432	958.8
90	0.512	1027	3.62	0.87	0.436	893.5
95	0.619	1024	3.63	0.81	0.439	829.4
100	0.743	1020	3.65	0.76	0.442	775.2
105	0.886	1016	3.66	0.72	0.445	731.5
110	1.050	1012	3.67	0.68	0.448	688.2

Anhang B - Geometrie

Geometrie des Flachrohres für den Kühlmittelkühler:

Rohrhöhe	0.002	m
Rohrlänge	0.645	m
Rohrtiefe	0.038	m
Wandstärke	0.0004	m
Radius R	0.0004	m
Strömungsquerschnitt (eines Rohres)	0.000044126	m ²
Benetzte Umfangsfläche innen (eines Rohres)	0.049093062	m ²
Benetzte Umfangsfläche außen (eines Rohres)	0.050714124	m ²
Verhältnis Kanalhöhe/Kanalbreite	0.03226	
Hydraulischer Durchmesser	0.002319	m

Geometrie der Jalousieschnittlamelle:

Rohrbreite	38	mm
Rohrhöhe	2	mm
Rohrteilung	10	mm
Rippenanzahl	650	mm
Rippenteilung	1.538	mm
Rippenhöhe	8.0	mm
Rippendicke	0.1	mm
Schnittlänge	6.8	mm
Schnittwinkel	28	°
Schnittteilung	1.0	mm
Schnitthöhe	0.23	mm

Geometrie des Kühlmittelkühlers (für die Validierung des Kühlmittelkühlermodells):

Netzhöhe	0.5722	m
Netzbreite (in Richtung innerer Durchströmung)	0.645	m
Netztiefe	0.038	m
Rohrart	flat	-
Anzahl der Rohre	57	-
Anzahl der Durchgänge	1	-
Rohrhöhe	0.002	m
Rohrtiefe	0.038	m
Wandstärke	0.0004	m
Rohrmittenabstand	0.0099	m
Stirnfläche Innenseite (Netzhöhe x Netztiefe)	0.02174	m ²
Strömungsquerschnitt (eines Rohres)	0.00004413	m ²
Strömungsquerschnitt total	0.002515	m ²
Benetzte Umfangsfläche innen total	2.798	m ²
Benetzte Umfangsfläche außen total (Rohranteil)	2.941	m ²
Hydraulischer Durchmesser	0.002319	m
Anzahl der Rippen	58	-
Rippenhöhe	0.008048	m
Rippenhöhe effektiv	0.004024	m
Rippentiefe	0.038	m
Rippentiefe (ohne Schnitte)	0.005	m
Rippenlänge total	195.7	m
Rippendicke	0.0001	m
Anzahl der Rippen pro Meter	650	1/m
Rippenabstand	0.001538	m
Schnittwinkel	28	°
Schnitthöhe	0.0002347	m
Schnittlänge	0.0068	m
Schnittabstand	0.001	m
Schnitte in Richtung der Rippentiefe	35	
Gesamtanzahl der Schnitte	802445	
Stirnfläche außen	0.3691	m ²
Benetzte Umfangsfläche (Rippenanteil)	16.00	m ²
Benetzte Umfangsfläche außen (total)	18.95	m ²
Hydraulischer Durchmesser	0.002214	m
Strömungsquerschnitt auf der Außenseite	0.276	m ²

Geometrie des R134a-Kondensators (für die Validierung des Kondensatormodells):

Netzhöhe	0.450	m
Netzbreite (in Richtung innerer Durchströmung)	0.650	m
Netztiefe	0.016	m
Anzahl der Rohre	45	-
Anzahl der Durchgänge	4	-
Anzahl der Rohre pro Durchgang	20 / 12 / 7 / 6	-
Rohrhöhe	0.002	m
Rohrtiefe	0.016	m
Hydraulischer Durchmesser (Innenseite)	0.0009	m
Rippenhöhe	0.008	m
Rippendicke	0.0001	m
Anzahl der Rippen pro Meter	830	1/m
Hydraulischer Durchmesser (Außenseite)	0.0018	m

Geometriedaten für die Kondensatoruntersuchungen zur Verdampfungskühlung:

Bezeichnung	Rohrtyp 1	Rohrtyp 2	Rohrtyp 3	
Netzhöhe	0.5722	0.5747	0.5791	m
Netzbreite	0.645	0.645	0.645	m
Netztiefe	0.038	0.038	0.038	m
Anzahl der Rohre	57	52	48	-
Rohrhöhe	0.002	0.003	0.004	m
Rohrtiefe	0.038	0.038	0.038	m
Wandstärke	0.0004	0.0004	0.0004	m
Rohrmittenabstand	0.0099	0.0109	0.0119	m
Strömungsquerschnitt (eines Rohres)	0.00003054	0.00005702	0.00008847	m ²
Strömungsquerschnitt total	0.001741	0.002965	0.004246	m ²
Benetzte Umfangsfläche innen total	3.742	3.477	3.424	m ²
Hydraulischer Durchmesser	0.0012	0.0022	0.0032	m
Anzahl der Rippen	58	53	49	-
Rippenhöhe	0.008048	0.008048	0.008048	m
Rippenhöhe effektiv	0.004024	0.004024	0.004024	m
Rippentiefe	0.038	0.038	0.038	m
Rippentiefe (ohne Schnitte)	0.005	0.005	0.005	m
Rippenlänge total	195.7	178.8	165.3	m
Rippendicke	0.0001	0.0001	0.0001	m
Anzahl der Rippen pro Meter	650	650	650	1/m
Rippenabstand	0.001538	0.001538	0.001538	m
Schnittwinkel	28	28	28	°
Schnitthöhe	0.0002347	0.0002347	0.0002347	m
Schnittlänge	0.0068	0.0068	0.0068	m
Schnittabstand	0.001	0.001	0.001	m
Schnitte in Richtung der Rippentiefe	35	35	35	
Gesamtanzahl der Schnitte	802445	733268	677927	
Stirnfläche außen	0.3691	0.3707	0.3735	m ²
Benetzte Umfangsfläche (Rippenanteil)	16.00	14.62	13.52	m ²
Benetzte Umfangsfläche außen (total)	18.95	17.37	16.12	m ²
Hydraulischer Durchmesser	0.0022	0.0022	0.0022	m
Strömungsquerschnitt auf der Außenseite	0.276	0.2522	0.2331	m ²

Anhang C - Wärmeübergang bei erzwungener Konvektion

- VDI-Berechnungsmethode /VDI (1997)/:

Bei laminarer Strömung und der Annahme einer konstanten Wandtemperatur gilt:

Für kleine Werte von $Re \cdot Pr \cdot d_i / L$:

$$Nu_{9,1} = 3.66 \quad (A.1)$$

Für große Werte von $Re \cdot Pr \cdot d_i / L$:

$$Nu_{9,2} = 1.615 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{L} \right)^{1/3} \quad (A.2)$$

Im gesamten Bereich $0 < Re \cdot Pr \cdot d_i / L < \infty$:

$$Nu_9 = \left[Nu_{9,1}^3 + 0.7^3 + (Nu_{9,2} - 0.7)^3 \right]^{1/3} \quad (A.3)$$

Bei Berücksichtigung von hydrodynamischem und thermischem Anlauf bei kurzen Rohren gilt folgende Gleichung für die mittlere Nusselt-Zahl:

$$Nu_{9,3} = \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right)^{1/6} \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{L} \right)^{1/2} \quad (A.4)$$

Die Nusselt-Zahl bei thermischen und hydrodynamischen Anlauf für alle Rohrlängen kann dann wie folgt berechnet werden:

$$Nu_9 = \left[Nu_{9,1}^3 + 0.7^3 + (Nu_{9,2} - 0.7)^3 + Nu_{9,3}^3 \right]^{1/3} \quad (A.5)$$

Bei laminarer Strömung und der Annahme einer konstanten Wärmestromdichte gilt:

Für kleine Werte von $Re \cdot Pr \cdot d_i / L$:

$$Nu_{m,q,1} = 4.364 \quad (A.6)$$

Für große Werte von $Re \cdot Pr \cdot d_i / L$:

$$Nu_{m,q,2} = 1.953 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{L} \right)^{1/3} \quad (A.7)$$

Im gesamten Bereich $0 < Re \cdot Pr \cdot d_i/L < \infty$:

$$Nu_q = \left[Nu_{q,1}^3 + 0.6^3 + (Nu_{q,2} - 0.6)^3 \right]^{1/3} \quad (A.8)$$

Bei Berücksichtigung von hydrodynamischem und thermischem Anlauf bei kurzen Rohren gilt folgende Gleichung für die mittlere Nusselt-Zahl:

$$Nu_{m,q,3} = 0.924 \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(Re \cdot \frac{d_i}{L} \right)^{1/2} \quad (A.9)$$

Die Nusselt-Zahl bei thermischen und hydrodynamischen Anlauf für alle Rohrlängen kann dann wie folgt berechnet werden:

$$Nu_q = \left[Nu_{q,1}^3 + 0.6^3 + (Nu_{q,2}^3 - 0.6^3) + Nu_{q,3}^3 \right]^{1/3} \quad (A.10)$$

Bei turbulenter Rohrströmung (Gnielinski) für Reynolds-Zahlen $> 10e^4$ gilt:

$$Nu_T = \frac{(\zeta/8) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\zeta/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left(1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right) \quad (A.11)$$

$$\zeta = (1.8 \cdot \log_{10} Re - 1.5)^{-2} \quad (A.12)$$

Im Übergangsbereich kann die Nusselt-Zahl durch eine Interpolationsgleichung berechnet werden, bei der zwischen dem Eckwert für laminare Strömung ($Re = 2300$) und turbulente Strömung ($Re = 10^4$) mit Hilfe eines so genannten Intermittenzfaktors interpoliert wird:

$$Nu = (1 - \gamma) \cdot Nu_{L,Re=2300} + \gamma \cdot Nu_{T,Re=10^4} \quad (A.13)$$

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad (A.14)$$

Der Intermittenzfaktor nimmt dabei Werte zwischen null (laminare Strömung) und eins (turbulente Strömung) an. Der Gültigkeitsbereich der Berechnungsgleichung für den Übergangsbereich wird mit $2300 \leq Re \leq 10^4$, $0.6 \leq Pr \leq 1000$ und $d_i/L \leq 1$ angegeben.

Anhang D - Wärmeübergang bei Kondensation

- Boyko und Kruzhilin /Rohsenow (1998)/, /GE (1963)/:

Anwendung: Ringströmung, empfohlen bei Wasser-Dampf-Systemen, Drücke im Bereich von 12.4 bis 90 bar, Reynolds-Zahlen im Bereich von 6000 bis 300000 und Prandtl-Zahlen von 0.9 bis ca. 3.

Lokale Nusselt-Zahl:

$$Nu = 0.021 \cdot Re_{f0}^{0.8} \cdot Pr_f^{0.43} \cdot \left(1 + x \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_d} - 1 \right) \right)^{0.5} \quad (A.15)$$

$$Re_{f0} = \frac{G_0 \cdot d_h}{\eta_f} \quad (A.16)$$

Mittlere Nusselt-Zahl (x=0..1):

$$\bar{Nu} = 0.024 \cdot Re_{f0}^{0.8} \cdot Pr_f^{0.43} \cdot \left(\frac{1 + \sqrt{\rho_f / \rho_d}}{2} \right) \quad (A.17)$$

- Carpenter und Colburn /GE (1963)/:

Anwendung: Kohlenwasserstoffe, wie z.B. Trichlorethylen, und Alkohole, wie Methanol oder Ethanol:

$$\alpha = \left(\frac{\eta_f^2}{\lambda_f^3 \cdot \rho_f^2 \cdot g} \right)^{(-1/3)} \cdot 0.0099 \cdot \left(G_m \cdot \frac{d_{h,i}}{\eta_f} \right)^{0.9} \cdot Pr_f^{0.5} \cdot \left[\frac{v_f^2}{g \cdot d_{h,i}^3} \right]^{(1/3)} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_d} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\eta_d}{\eta_f} \right)^{0.1}$$

Die mittlere Massenstromdichte errechnet sich aus der Massenstromdichte am Eintritt

$$G_1 = x_1 \cdot \frac{\dot{m}_{s,x,i}}{A_{s,x,i}} \text{ und am Austritt } G_2 = x_2 \cdot \frac{\dot{m}_{s,x,i}}{A_{s,x,i}} \text{ zu } G_m = \sqrt{\frac{G_1^2 + G_1 \cdot G_2 + G_2^2}{3}}$$

- Traviss /Rohsenow (1998)/; /Traviss (1973)/:

$$Nu = \frac{Pr_f \cdot Re_f^{0.9}}{F_2} \cdot F_1 \quad (A.18)$$

$$\text{Re}_f = \frac{G_0 \cdot (1-x) \cdot d_h}{\eta_f} \quad (\text{A.19})$$

$$F_1 = 0.15 \cdot (X_{tt}^{-1} + 2.85 \cdot X_{tt}^{-0.476}) \quad (\text{A.20})$$

$$F_2 = 0.707 \cdot \text{Pr}_f \text{Re}_f^{0.5} \quad \text{für } \text{Re}_f < 50$$

$$F_2 = 5 \cdot \text{Pr}_f + 5 \cdot \ln(1 + \text{Pr}_f \cdot (0.09636 \cdot \text{Re}_f^{0.585} - 1)) \quad \text{für } 50 < \text{Re}_f < 1125 \quad (\text{A.21})$$

$$F_2 = 5 \cdot \text{Pr}_f + 5 \cdot \ln(1 + 5 \cdot \text{Pr}_f) + 2.5 \cdot \ln(0.00313 \cdot \text{Re}_f^{0.812}) \quad \text{für } \text{Re}_f > 1125$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_d}{\rho_f} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\eta_f}{\eta_d} \right)^{0.1} \quad (\text{A.22})$$

(Martinelli Parameter basierend auf $0.184 \cdot \text{Re}^{-0.2}$)

- Cavallini und Zecchin /Rohsenow (1998)/; /Rahman (1995)/:

$$\text{Nu} = 0.05 \cdot \text{Re}_{eq}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.33} \quad (\text{A.23})$$

$$\text{Re}_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot d_h}{\eta_f} \quad (\text{A.24})$$

$$G_{eq} = G_0 \cdot \left[(1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_d} \right)^{0.5} \right] \quad (\text{A.25})$$

- Akers /Akers (1959)/:

Die äquivalente Reynolds-Zahl Re_{eq} wird wie bei Cavallini und Zecchin berechnet.

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}_{eq}^n \cdot \text{Pr}_f^{1/3} \quad (\text{A.26})$$

$$C=0.0265, n=0.8 \quad \text{für } \text{Re}_f > 5 \cdot 10^4$$

$$C=5.03, n=1/3 \quad \text{für } \text{Re}_f < 5 \cdot 10^4 \quad (\text{A.27})$$

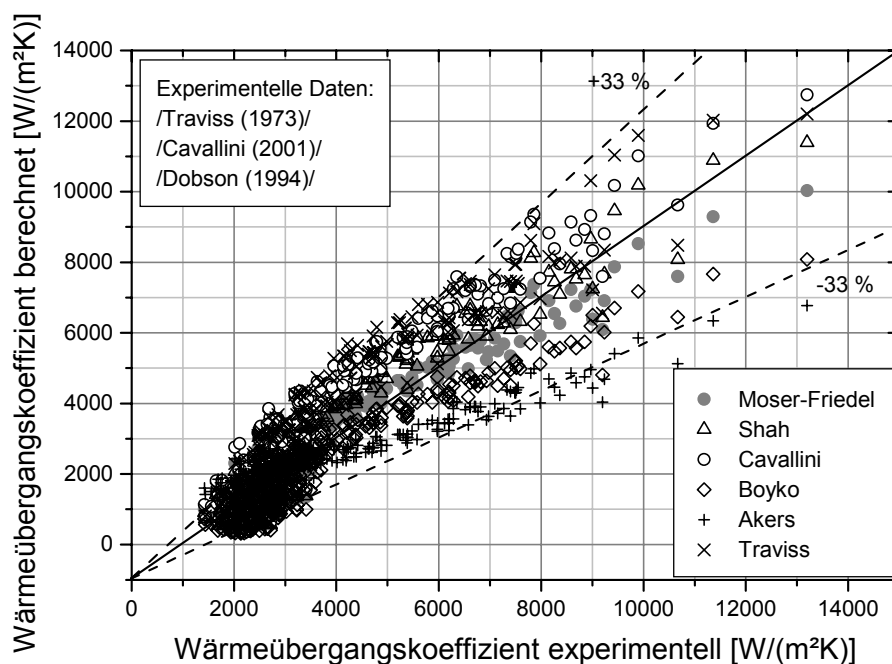


Bild A.1: Vergleich von experimentellen und berechneten Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation in Rundrohren $d = 7$ bzw. 8 mm

Tabelle A.1: Abweichungen von berechnetem zu experimentellem Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation in Rundrohren $d = 7$ bzw. 8 mm

	Mittlere Abweichung [%]	Minimale Abweichung [%]	Maximale Abweichung [%]
Moser-Zhang	-35.3	-83.3	27.9
Moser-Friedel	-27.9	-78.7	15.8
Shah	-22.8	-79.9	15.3
Cavallini	-12.6	-78.0	43.9
Boyko	-42.0	-85.4	-5.2
Akers	-29.6	-56.1	19.9
Traviss	-14.6	-77.8	35.0

Anhang E - Druckverlust bei Kondensation

- Chisholm /Chisholm (1973)/:

$$\phi_{f_0}^2 = 1 + (Y^2 - 1) \cdot (B \cdot x^{(2-n)/2} \cdot (1-x)^{(2-n)/2} + x^{(2-n)}) \quad (\text{A.28})$$

Der Exponent n entspricht dem, der zur Berechnung des Widerstandsbeiwerts herangezogen wurde und Y ist definiert als:

$$Y = \left[\frac{(dP/dz)_{d_0}}{(dP/dz)_{f_0}} \right]^{0.5} \quad (\text{A.29})$$

Abhängig von der Massenstromdichte und der Größe Y wird der Faktor B unterschiedlich berechnet: Für $0 < Y < 9.5$ wird B folgendermaßen berechnet:

$$B = 4.8 \quad \text{für } G \leq 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}) \quad (\text{A.30})$$

$$B = \frac{2400}{G} \quad \text{für } 500 \leq G \leq 1900 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}) \quad (\text{A.31})$$

$$B = \frac{55}{G^{0.5}} \quad \text{für } G \geq 1900 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}) \quad (\text{A.32})$$

Für $9.5 < Y < 28$ errechnet sich B zu:

$$B = \frac{520}{Y \cdot G^{0.5}} \quad \text{für } G \leq 600 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}) \quad (\text{A.33})$$

$$B = \frac{21}{Y} \quad \text{für } G > 600 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}) \quad (\text{A.34})$$

Für $Y > 28$ gibt Chisholm folgenden Berechnungsterm für B an, der für alle Massenstromdichten zur Berechnung verwendet wird:

$$B = \frac{15000}{Y^2 \cdot G^{0.5}} \quad (\text{A.35})$$

- Martinelli /Rohsenow (1998)/:

Eine weitere Möglichkeit den Zweiphasenmultiplikator zu berechnen, stellt das Verfahren von Martinelli dar. Dieses ist zugleich das älteste Verfahren zur Druckverlustberechnung bei Gas-Flüssigkeitsgemischen, welches auf der Verwendung

von Zweiphasenmultiplikatoren basiert. Dieses Verfahren wurde von Chisholm modifiziert, sei hier aber trotzdem als Berechnungsverfahren von Martinelli bezeichnet. Danach kann der Zweiphasenmultiplikator wie folgt berechnet werden:

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (\text{A.36})$$

bzw.

$$\phi_d^2 = 1 + C \cdot X + X^2 \quad (\text{A.37})$$

wobei

$$X = \left[\frac{(dP/dz)_f}{(dP/dz)_d} \right]^{0.5} \quad (\text{A.38})$$

Die Konstante C hängt von der Strömungsform der flüssigen bzw. dampfförmigen Phase ab und ist in Tabelle A.2 aufgelistet.

Tabelle A.2: Konstante C zur Berechnung des Zweiphasenmultiplikators nach Martinelli

Strömungsform der flüssigen Phase	Strömungsform der dampfförmigen Phase	Parameter C
turbulent	turbulent	20
laminar	turbulent	12
turbulent	laminar	10
laminar	laminar	5

- Tran /Tran (1999)/:

Die Berechnungsmethode nach /Tran (1999)/ wurde speziell für Strömungssieden in engen Kanälen entwickelt. Der Zweiphasenmultiplikator berechnet sich wie folgt:

$$\phi_{f0}^2 = 1 + (4.3 \cdot Y^2 - 1) \cdot (N_{\text{conf}} \cdot X^{0.875} \cdot (1-X)^{0.875} + X^{1.75}) \quad (\text{A.39})$$

Dabei ist N_{conf} definiert als

$$N_{\text{conf}} = \frac{\left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_f - \rho_d)} \right]^{0.5}}{d_h} \quad (\text{A.40})$$

und Y wird nach Gleichung (A.29) berechnet. Der Gültigkeitsbereich wird für die Kältemittel R134a, R12 und R113 wie folgt angegeben: Druck von 1.38 bis 8.64 bar,

Massenstromdichte von 33 bis 832 kg/(m²s), Wärmestromdichte von 2.2 bis 90.8 kW/m² und einem Dampfgehalt von 0 bis 0.95. Bei den Messungen wurden zwei Rundrohre mit einem hydraulischen Durchmesser von 2.46 mm und 2.92 mm und ein Rohr mit Rechteckquerschnitt (4.06 x 1.7 mm) verwendet. Nach /Tran (1999)/ konnte für den Druckverlust beim Rechteckkanal kein Geometrieinfluss festgestellt werden. Der zur Berechnung des Beschleunigungsdruckverlustes erforderliche volumetrische Dampfgehalt α_G wird nach /Rohsenow (1998)/ wie folgt berechnet:

$$\alpha_G = \frac{1}{1 + [(1-x)/x] \cdot (\rho_d/\rho_f)^{(2/3)}} \quad (\text{A.41})$$

- Müller-Steinhagen /Müller-Steinhagen (1986)/:

Die Berechnungsmethode für den Druckverlust bei Zweiphasenströmung nach /Müller-Steinhagen (1986)/ lautet:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right) = C_1 \cdot (1-x)^{1/3} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{g0} \cdot x^3 \quad (\text{A.42})$$

Der Parameter C_1 errechnet sich dabei wie folgt:

$$C_1 = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f0} + 2 \cdot \left[\left(\frac{dp}{dz}\right)_{g0} - \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f0} \right] \cdot x \quad (\text{A.43})$$

Anhang F - Verdampfungskühlung System A

Kondensatorleistung bei reduziertem Luftmassenstrom:

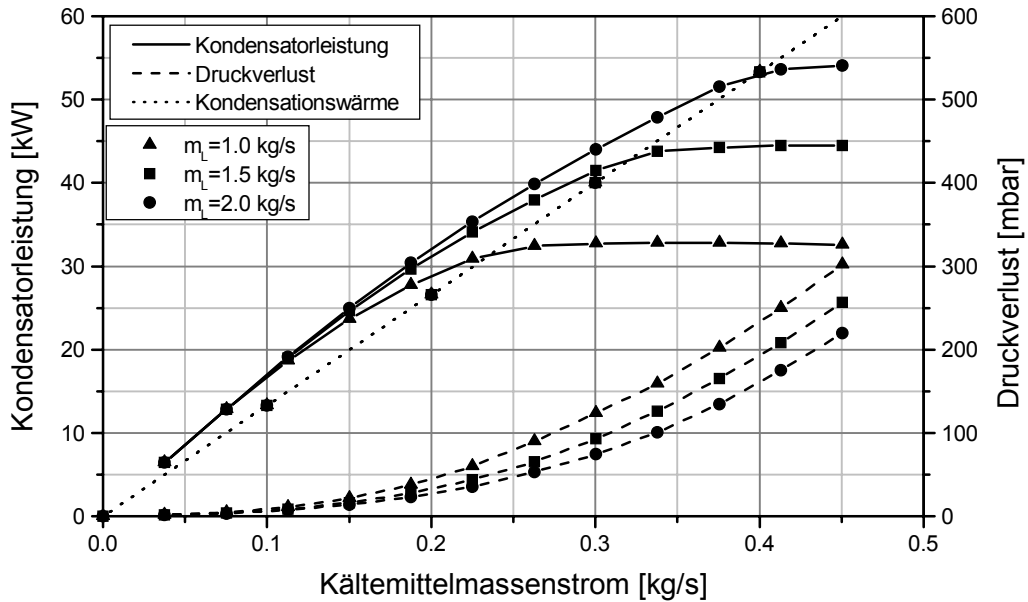


Bild A.2: Kondensatorleistung und Druckverlust bei Variation des Luftmassenstroms für R113

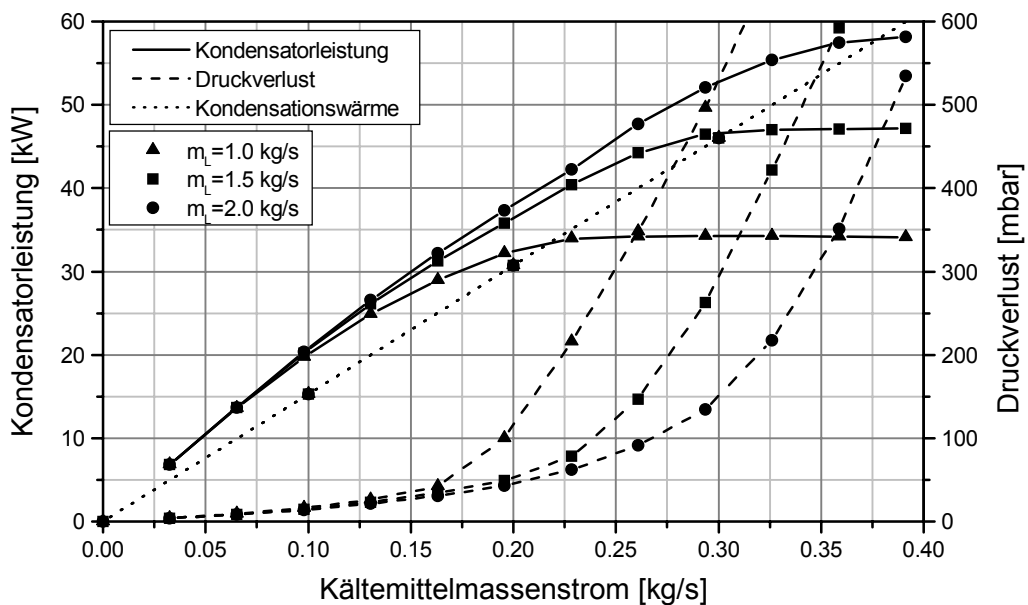


Bild A.3: Kondensatorleistung und Druckverlust bei Variation des Luftmassenstroms für R245fa

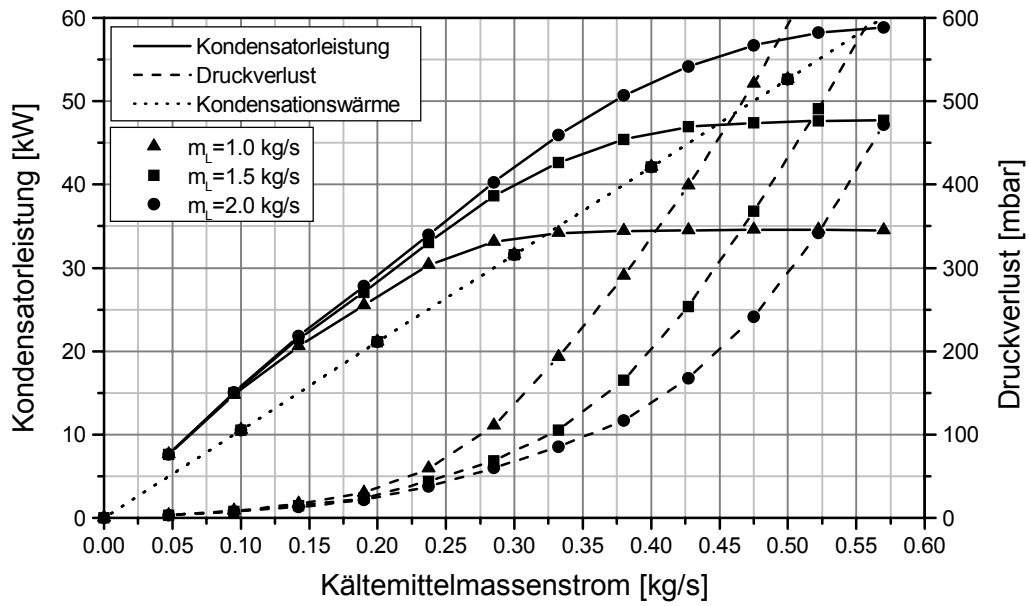


Bild A.4: Kondensatorleistung und Druckverlust bei Variation des Luftmassenstroms für R236fa

Anhang G - Verdampfungskühlung System B

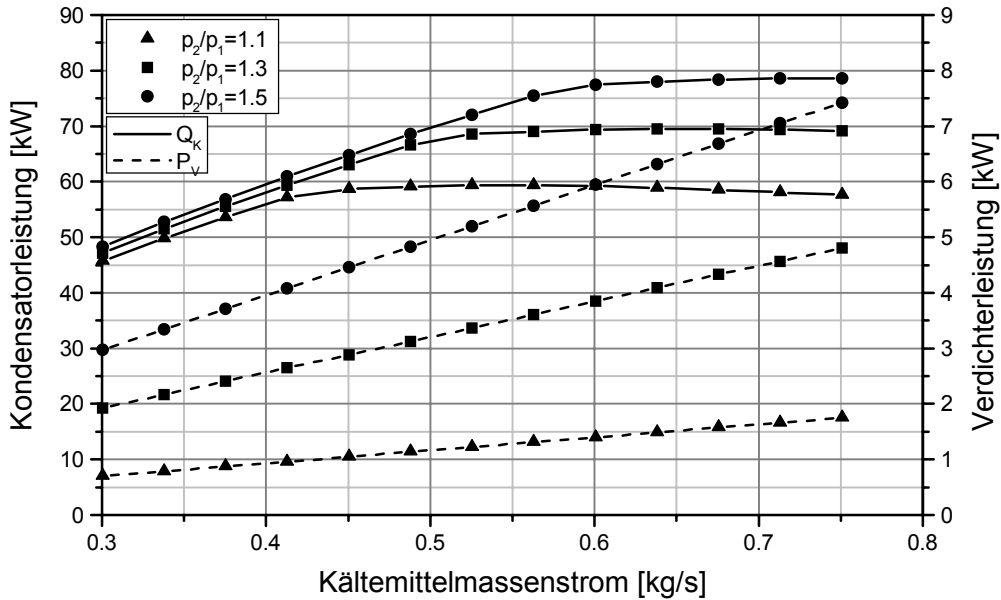


Bild A.5: Kondensator- und Verdichterleistung für R113 bei unterschiedlichen Druckverhältnissen

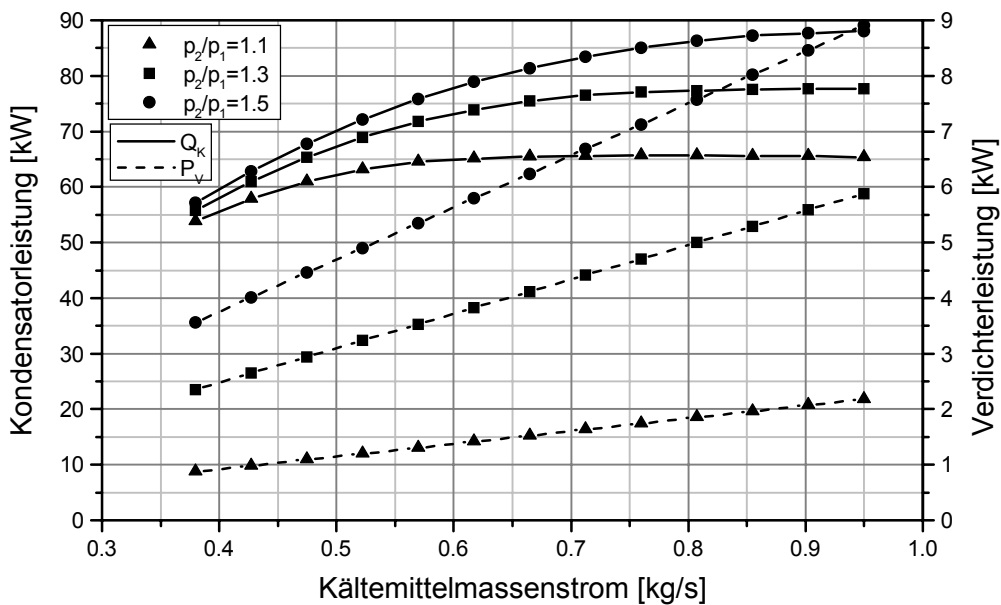


Bild A.6: Kondensator- und Verdichterleistung für R236fa bei unterschiedlichen Druckverhältnissen