
Wärmemanagement von Brennstoffzellen- Elektrofahrzeugen

Karl-Heinz Schmid



Cuvillier Verlag Göttingen
Internationaler wissenschaftlicher Fachverlag

Wärmemanagement von Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen

Von der Fakultät Energie-, Verfahrens- und Biotechnik
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Karl-Heinz Schmid

aus Heilbronn

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

Mitberichter : Prof. Dr.-Ing. H. E. Friedrich

Tag der mündlichen Prüfung : 29. Januar 2009

**Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
der Universität Stuttgart**

2009

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2009
Zugl.: Stuttgart, Univ. Diss., 2009

978-3-86727-889-8

D93

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2009
Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen
Telefon: 0551-54724-0
Telefax: 0551-54724-21
www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2009

Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-86727-889-8

Kurzfassung

Karl-Heinz Schmid

Wärmemanagement von Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen

Als Ziel dieser Arbeit wurde ein optimiertes ganzheitliches Wärmemanagement für ein Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug entwickelt, das den Betrieb auch unter extremen Umgebungsbedingungen und Fahrzuständen sicherstellt. Dazu wurde mit Hilfe von Berechnungsmodellen das Fahrzeug bezüglich seiner kühlungsrelevanten Komponenten abgebildet, hiermit die Einflußgrößen analysiert und dann Konzepte und Regelstrategien abgeleitet.

Damit die Brennstoffzellen-Technologie eine echte Alternative zu einem verbrennungsmotorischen Antrieb im Fahrzeug darstellt, muß unter anderem die Alltagstauglichkeit gegeben sein. Diese wird nach einem Aufzeigen der Funktionsweise einer Brennstoffzelle und des Brennstoffzellen-Systems bezüglich der Kühlungsanforderung und des Kaltstartverhaltens diskutiert.

Die Analyse der Wärmequellen und -senken unter den verschiedensten Randbedingungen, sowohl stationär als auch instationär, liefert die Ansatzpunkte, die zu einer optimalen Kühlung führen. Es werden speziell der Brennstoffzellen-Stack, der Wärmeübertrager, der Fahrzeuglüfter, ebenso wie weitere Komponenten geprüft, sowie eine Sensitivitätsanalyse des Kühlkreislaufs durchgeführt.

Die hieraus abgeleiteten Konzepte und Regelstrategien werden dargestellt. Bei der Optimierung der konventionellen Kühlung werden die Kreuz-Gegenstrom-Anordnung eines Fahrzeugkühlers mit doppelter Tiefe, ein Graphit-Schaum-Wärmeübertrager und Nanofluide betrachtet. Ein neuartiges Lüfterkonzept, bei dem die Lüfter seitlich abströmen, wird untersucht. Die Einbindung einer R744-Kälteanlage in das Kühlsystem eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs mit den resultierenden Vor- und Nachteilen wird aufgezeigt. Ebenso wird ein neues Kühlsystem in Form einer 2-Phasen-Verdampfungskühlung erarbeitet. Die Potentiale, die sich durch einen Wärmespeicher oder durch ein Purpose Design Fahrzeug ergeben, werden beschrieben. Abschließend wird der Kaltstart konzeptionell begutachtet.

Abstract

Karl-Heinz Schmid

Thermal management of fuel cell electric vehicles

The aim of this thesis is to develop an optimized thermal management of a fuel cell vehicle. This includes the cooling of the components, the air conditioning and also the heating up behavior during a start-up from cold conditions. Thereby the functionality under extreme environmental conditions is guaranteed.

The demand on a cooling system is sufficient heat transfer to allow unrestricted performance driving on the same level at environmental temperatures up to 40°C and for climbing a hill at a vehicle speed of 100 km/h. The cooling system of a present-day fuel cell stack has to reject more waste heat for the same wheel power than an internal combustion engine despite its higher efficiency. Due to the maximum coolant temperature of 80°C, three times more cooling surface is therefore needed for the same boundary conditions. Although the maximum possible space was used for the radiator in the model of the fuel cell vehicle in this thesis, the target values were not reached. The calculated environmental temperatures, for which the required heat rejection could be achieved, are with 28°C for driving on the same level and 25°C uphill much lower than the requested 40°C.

For a cold start-up at temperatures below 0°C the starting time should be comparable to that of an internal combustion engine. Furthermore a fast warming-up is required to reach the operational temperature with the best efficiency and to achieve comfortable cabin temperatures and defrosting of the wind screen.

Calculation models for a present-day fuel cell vehicle were created to investigate this topic, including the complete cooling system with a high and a low temperature cooling loop, the relevant components, the cooling module with the heat exchangers, and among others, the condenser of the air conditioning system and the air path. With the help of these models the system was analyzed to develop cooling concepts and control strategies.

The fundamental basis of the commercial simulation tools FLOWMASTER and KULI, which are used for the hydraulic and thermal analysis of the cooling loop and the cooling module in this thesis, are described, and their applicability for this work is discussed. Furthermore, the newly created models are described.

The analysis of heat sources and heat sinks for steady-state or transient conditions led to the determination of appropriate initial conditions for a systematic improvement of the cooling system and the corresponding interaction of the components.

Increasing the operational temperature of the fuel cell leads to a higher coolant temperature and, thus, an enhancement of the required cooling performance. For driving on the same level the maximum environmental temperature has been calculated to increase from 28°C to 38°C when the cooling temperature rises from the range of 70°C to 80°C to the range of 80°C to 90°C. In case of a maximum coolant temperature of 100°C, finally 47°C are reached. With regards to driving uphill, the values rise from 25°C to 33°C and 41°C, respectively. It can be concluded that a cooling temperature of 90°C already leads to a remarkable enhancement and a temperature of 100°C makes it possible to reach the target values.

Owing to the fact that the fuel cell membrane requires water to operate, the supplied hydrogen and air are humidified. To recycle water from the exhaust air, an exhaust air condenser with a coolant temperature level of 50°C is essential. Since the requirement for external humidification drops if water is exchanged within the fuel cell system, there is no need for a low temperature cooling system. Therefore, the cooling surface of the low temperature cooling loop can increase the cooling performance of the high temperature cooling loop by 28% at 160 km/h. As a consequence, the waste heat rises because of charge air cooling.

The heat exchangers in fuel cell vehicles are already high performance radiators with little potential for optimization. However, replacing the coolant radiator by a condenser opens further possibilities.

An analysis of the fan revealed that using a conventional fan behind the radiator restricts the air mass flow at high vehicle speeds of about 170 km/h, leading to a reduction of the cooling air flow.

Considering the auxiliary components of fuel cell system and vehicle components, the general statement that a reduction of the parasitic consumption improves the gross efficiency and thus is positive for the waste heat balance remains valid. This is achieved, for example, by a reduction of the air pressure in the fuel cell stack from 3 bar to 2 bar.

A sensitivity analysis of the coolant loop revealed that an increase of the water fraction in the glycol/water coolant results in a decrease of the pressure drop. This leads to a substantial increase of the maximum volumetric flow rate. In addition to that the rejection of waste heat depending on coolant temperature and coolant temperature difference across the radiator has been discussed.

Based on this analysis, concepts and control strategies which promise an optimized thermal management have been developed for the cooling system and its components.

In case of conventional cooling a heat exchanger in a cross-counter current arrangement has been analyzed. For a radiator with doubled depth and a redirected coolant mass flow an increase of the cooling performance of 35% at the reference operational point has been calculated. This results in an increase of the maximum environmental temperature for driving on the same level from 28°C to 37°C. For driving uphill the value rises to a lesser extent from 25°C to 28°C, because of the reduced air mass flow, and thus the higher cooling air temperatures.

For a graphite foam heat exchanger, which realizes an additional weight saving, a remarkable enhancement of the performance has been calculated as well. However, the present mechanical properties do not allow the application in a vehicle.

Using nanofluids as coolant has shown only a low increase of the cooling performance. Even though it would be possible to implement nanofluids by exchanging the coolant, the examined fluids have exhibited a large electrical conductivity, which makes them unsuitable for present-day fuel cell vehicles.

The optimization of the underhood air flow has led to a low increase of the cooling air mass flow (max. 3%) in case of the analyzed fuel cell vehicle. Additionally, it has been found, that avoiding recirculation around the radiator causes a positive effect on the heat rejection.

Analyzing a new fan concept called EVITA resulted in an increase of the waste heat rejection of about 5 kW for the whole vehicle speed range. At 160 km/h this becomes equal to 10% of the cooling performance. This concept avoids a centered fan behind the radiator. Instead, louvers are integrated into a sealed box, which allow the cooling air to flow straight through. Two high performance fans are positioned at both sides, which can blow directly into the wheel house. When the fans are used for low velocities the louvers are closed. An opening of the louvers at higher speeds allows for a flow of cooling air into the engine compartment. If an additional demand for the fans exists, the air mass flows are added. In addition to the increase of air mass flow, the electric power consumption can be reduced, because the two fans, each with 400 W, have a lower consumption than the conventional 2 kW fan.

It has been discussed that an integration of a CO₂ air conditioning system in the cooling system makes only sense, if the whole system can be simplified. This might be done for example by omitting the low temperature cooling loop, or if additional cooling surfaces in the rear of the car can be made accessible.

For 2-phase evaporation cooling it has been shown by detailed discussion of setup and boundary conditions that this alternative concept can not be realized in a present-day fuel cell vehicle. Although the potential increase of cooling performance has been estimated to 18%, no suitable coolant has been found. However, it will be possible to use 2-phase evaporation cooling for fuel cell vehicles in the future, if the required temperatures and pressures are higher, so that a natural refrigerant can be used.

The idea of a directly air cooled stack and the usage of a humidification cooling have also been rejected for a present-day fuel cell vehicle.

A Purpose Design Vehicle, which is especially designed for fuel cells, allows the accommodation of the required cooling surfaces in the vehicle. Because of the tremendous costs for the development of such a vehicle, it is more likely in near future that a vehicle is used, where the internal combustion engine is replaced by a fuel cell propulsion system.

The discussion of the application of a heat storage arrangement leads to the conclusion that buffering of the cooling peaks is not enough to solve the cooling demands. It can only be used as an add-on system. For the start-up from cold conditions heat storage can only assist the heat-up as well.

The analysis of cold start-up concepts using an auxiliary heater or integrating a CO₂ heat pump in the cooling loop showed that a fast start-up from cold conditions can not be guaranteed. The starting times exceed 3 minutes at -20°C even using a comparatively high heating power of 30 kW. Therefore, a freeze start stack is necessary allowing start-up at low temperatures over an acceptable time. Here, the stack can heat itself to its operational temperature with the waste heat. Finally, the rate of heating up can be increased by using additional electric consumers, for example an electric heater.

In conclusion, a complete concept for the optimized thermal management of a fuel cell vehicle can be developed, which guarantees the suitability for daily use. Since there is no obvious alternative cooling system for fuel cell vehicles, a conventional cooling system is strongly recommended. With specific improvements this is able to guarantee the required cooling performance even for extreme environmental conditions. These improvements include the occasional increase of the coolant temperature and thus the operational temperature of the fuel cell by at least 10 K. It is necessary that all components in the cooling loop, like the electric drive and the air compressor, can withstand the temperature rise to limit the cooling system to a single cooling loop. This also includes the simplification of the cooling system by humidifying the air within the fuel cell system which allows omitting the low temperature cooling loop. If this is not possible, a CO₂ air conditioning system can be used to condense the process water from the exhaust air by positioning the climate condenser in the rear of the vehicle to simplify the cooling module in the front.

By reducing the waste heat at the same net power, an increase of the efficiency of fuel cells and fuel cell systems contributes to the improved cooling. This is possible, for instance, by reducing the air pressure in the stack. A hybrid strategy developed for cooling purposes can be used to buffer temporary cooling peaks without additional components, by using the battery in times of reduced performance of the fuel cell system.

Considering the radiator, a high performance conventional heat exchanger with maximum size is recommended, which has a redirected coolant mass flow. Furthermore, it is necessary to increase the air mass flow for the cooling module by

using the presented fan concept EVITA. This also includes an optimized underhood air flow.

The stack has to perform a start-up from cold conditions leading to heat itself by the delivered power. To provide an additional load on the fuel cell system an electric heater with about 3 kW to 5 kW is recommended. This can furthermore compensate the lower cabin heating performance of a fuel cell vehicle compared to a vehicle with a combustion engine.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|--------------|
| Kurzfassung | iii |
| Abstract | v |
| | |
| Inhaltsverzeichnis | xi |
| Abbildungsverzeichnis | xiii |
| Tabellenverzeichnis | xvii |
| Formelzeichen und Abkürzungen | xviii |
| | |
| 1 Einleitung | 1 |
| 2 Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge | 3 |
| 2.1 Die Brennstoffzelle | 4 |
| 2.2 Das Brennstoffzellen-System | 7 |
| 2.3 Brennstoffzellen-Hybride | 9 |
| 3 Wärmemanagement | 10 |
| 3.1 Kühlung | 10 |
| 3.2 Kaltstart..... | 13 |
| 3.3 Kühlsystem..... | 15 |
| 4 Simulationstools | 18 |
| 4.1 Berechnung des Kühlkreislaufs | 19 |
| 4.1.1 Strömungstechnische Untersuchung des Kühlkreislaufs..... | 25 |
| 4.1.2 Wärmetechnische Untersuchung des Kühlkreislaufs..... | 26 |
| 4.2 Berechnung des Kühlmoduls..... | 27 |
| 4.2.1 Wärmetechnische Untersuchung des Kühlmoduls..... | 31 |
| 5 Analyse | 35 |
| 5.1 Brennstoffzellen-Stack | 38 |
| 5.2 Wärmeübertrager | 43 |
| 5.2.1 Vergleich der eingesetzten Kühler mit heutigen Seriensystemen..... | 45 |
| 5.2.2 Vergleich Kühler mit Kondensator | 47 |

| | |
|--|------------|
| 5.3 Lüfter..... | 50 |
| 5.4 Hilfsaggregate des Brennstoffzellen-Systems | 52 |
| 5.5 Fahrzeugkomponenten und -elektronik | 53 |
| 5.6 Batterie | 54 |
| 5.7 Kühlkreislauf | 55 |
| 6 Konzepte und Regelstrategien..... | 59 |
| 6.1 Optimierung der konventionellen Kühlung | 59 |
| 6.1.1 Umgebungswärmeübertrager in Kreuz-Gegenstrom-Anordnung..... | 60 |
| 6.1.2 Graphit-Schaum-Wärmeübertrager..... | 65 |
| 6.1.3 Nanofluide..... | 69 |
| 6.1.4 Motorraumdurchströmung..... | 75 |
| 6.2 Lüfterkonzepte..... | 76 |
| 6.3 Kühlung mit Hilfe von CO ₂ -Technologie..... | 82 |
| 6.4 2-Phasen-Verdampfungskühlung..... | 86 |
| 6.5 Direkt-luftgekühlter Stack und Verdunstungskühlung..... | 96 |
| 6.6 Purpose Design Fahrzeug | 98 |
| 6.7 Wärmespeicher | 100 |
| 6.8 Kaltstart | 103 |
| 6.8.1 Einsatz eines Zuheizers..... | 106 |
| 6.8.2 Einbindung einer CO ₂ -Wärmepumpe in den Kühlkreislauf..... | 116 |
| 7 Zusammenfassung und Ausblick | 120 |
| 8 Literaturverzeichnis..... | 127 |

Anhang

| | |
|--|------------|
| A Brennstoffzellen-Fahrzeuge | 135 |
| B Allgemeine Berechnungsgleichungen für Wärmeübertrager | 137 |
| C Stoffwerte | 140 |
| Lebenslauf..... | 143 |

Abbildungsverzeichnis

| | |
|---|----|
| Abbildung 2.1: Aufbau und Reaktionsgleichungen einer PEM-Brennstoffzelle | 5 |
| Abbildung 2.2: Spannungs-Strom-Kennlinie einer PEM-Brennstoffzelle [Vielstich (2003b)]..... | 6 |
| Abbildung 2.3: Brennstoffzellen- und Brennstoffzellen-System-Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der elektrischen Netto-Leistung [Höhlein (2002)]..... | 8 |
| Abbildung 3.1a-c: Vergleich der Energieströme bei Dauerleistung von Fahrzeugen mit Dieselmotor, mit heutiger und zukünftiger Brennstoffzelle | 12 |
| Abbildung 3.2: Frontpartie des 2003 von DaimlerChrysler vorgestellten Brennstoffzellen-Fahrzeugs F-Cell [DaimlerChrysler (2005)]..... | 13 |
| Abbildung 3.3: Hoch- und Niedertemperatur-Kühlkreislauf eines heutigen Brennstoffzellen-Fahrzeugs | 17 |
| Abbildung 4.1: Bestimmung des Arbeitspunktes einer Pumpe im Kühlkreislauf durch den Schnitt der Pumpenkennlinie (durchgezogen) mit der System- charakteristik (gestrichelt) | 21 |
| Abbildung 4.2: Umrechnung einer Druckverlust-Kennlinie auf $\zeta(Re)$ am Beispiel des Kühlmittelkühlers eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs [Vester (2000)] | 23 |
| Abbildung 4.3: CAD-Modell der Rohrleitungen von zwei Kühlkreisläufen und des Klimakreislaufs in einem Brennstoffzellen-Fahrzeug | 25 |
| Abbildung 4.4: FLOWMASTER-Modell des Kühlkreislauf eines Brennstoffzellen- Fahrzeugs einschließlich Brennstoffzelle | 26 |
| Abbildung 4.5: CAD-Modell eines Kühlmoduls eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs..... | 32 |
| Abbildung 4.6: KULI-Modell eines Brennstoffzellen-Kühlmoduls | 32 |
| Abbildung 4.7: Luftpfad..... | 33 |
| Abbildung 5.1: Beispiel für die abführbare Wärme (durchgezogen) und die Wärmelast (gestrichelt) eines Brennstoffzellenfahrzeugs über der Fahrgeschwindigkeit | 36 |
| Abbildung 5.2: Einfluß der Brennstoffzellen-Kühlmitteltemperatur auf die Fahrbarkeit | 40 |

| | |
|--|----|
| Abbildung 5.3: Kühlleistungssteigerung durch Einbindung der frei werdenden Kühlfläche in den Hochtemperatur (HT)-Kreislauf bei Wegfall des Niedertemperatur (NT)-Kühlkreislaufs | 42 |
| Abbildung 5.4: Leistungsdiagramm eines Kühlmittelkühlers..... | 44 |
| Abbildung 5.5: Vergleich der Kühlsysteme für Brennstoffzellenanwendungen mit heutigen Seriensystemen [Rogg (2003)], Eintrittsrandbedingungen: Kühlmittel (Wasser/Glysantin 50/50): 3 kg/s, 100°C, 1 bar, Luft: 7 kg/m ² s, 30°C, 1 bar, Blockabmessungen (Breite × Höhe): 450 × 550 mm ² | 46 |
| Abbildung 5.6: Schema des Kühlkreislaufs eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs | 47 |
| Abbildung 5.7: Steigerung des Wärmeübertragungsvermögens bei Erhöhung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangs | 49 |
| Abbildung 5.8: Lüfterkennlinie und Arbeitskennlinien für unterschiedliche Geschwindigkeiten..... | 51 |
| Abbildung 5.9: Einfluß der Kühlmittelzusammensetzung im Hochtemperaturkreislauf eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs auf den Gesamtdruckverlust..... | 56 |
| Abbildung 5.10: Abführbare Wärme in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz über dem Kühler für eine feste Rücklauftemperatur | 57 |
| Abbildung 5.11: Abführbare Wärme in Abhängigkeit des Kühlmittelvolumenstroms bei fester Vor- bzw. Rücklauftemperatur | 58 |
| Abbildung 6.1: Ersetzen des Fahrzeugkühlers durch einen Kühler mit doppelter Tiefe, Schemazeichnung und Ersatzmodell..... | 61 |
| Abbildung 6.2: Berechnung der Kühlleistungssteigerung für einen Fahrzeugkühler mit doppelter Tiefe in Kreuz-Gegenstrom-Anordnung | 62 |
| Abbildung 6.3: Vergleich der Fahrbarkeit eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs bei Verdoppelung der Kühlertiefe verbunden mit einer Umlenkung des Kühlmittelmassenstroms | 63 |
| Abbildung 6.4: Skizze der offenen Zellstruktur des Graphit-Schaums mit den parallel zu den Zellwänden ausgerichteten Bändern [Klett (1999)]..... | 66 |
| Abbildung 6.5: Graphit-Schaum-Wärmeübertrager als Fahrzeugkühler mit Well-Profil (Ansicht von oben)..... | 67 |

| | |
|---|-----|
| Abbildung 6.6: Fahrbarkeit eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs bei Verwendung eines Graphit-Schaum-Wärmeübertragers, der den luftseitigen Wärmeübergangswiderstand im Vergleich zum Basis-Kühler halbiert..... | 68 |
| Abbildung 6.7: Vergleich der Fahrbarkeit eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs bei Verwendung eines Nanofluids anstelle eines konventionellen Kühlmittels..... | 74 |
| Abbildung 6.8: Schema des EVITA-Kühlmoduls | 77 |
| Abbildung 6.9: Aufteilung des Kühlluftmassenstroms im EVITA-Kühlmodul bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten | 78 |
| Abbildung 6.10: Vergleich der Lüfterkonzepte bezüglich des Kühlluftmassenstroms in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit | 79 |
| Abbildung 6.11: Vergleich der Lüfterkonzepte bezüglich der Kühlleistung in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit | 80 |
| Abbildung 6.12: Druckverlust infolge der Umlenkung des Luftstroms im EVITA-Kühlmodul | 81 |
| Abbildung 6.13: Anbindung des Abluft-Kondensators des Brennstoffzellen-Systems an den R744-Kältekreislauf | 83 |
| Abbildung 6.14: Vergleich der Fahrbarkeit eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs bei Entlastung des Fahrzeugkühlers durch einen R744-Gaskühler im Heck | 85 |
| Abbildung 6.15: Schema eines Verdampfungskühlkreislaufs..... | 90 |
| Abbildung 6.16: Schema eines Verdampfungskühlkreislaufs mit Dampfabscheider | 91 |
| Abbildung 6.17: Schematisierter Druckverlauf im Verdampfungskühlsystem [Reichler (2003b)] | 93 |
| Abbildung 6.18: Fahrbarkeit eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs mit einer Verdampfungskühlung im Vergleich zur Flüssigkeits-Umlaufkühlung, bei einer Kühlleistungssteigerung von 18,4% | 95 |
| Abbildung 6.19: Untersuchte Positionen für Kühler in einem Brennstoffzellen-Fahrzeug [Werner (2003)] | 99 |
| Abbildung 6.20: Aufbau eines Latentwärmespeichers [Zobel (1995)]..... | 102 |
| Abbildung 6.21: Anteil der Brennstoffzellen-Brutto-Leistung in Abhängigkeit von der Brennstoffzellen-Stack-Temperatur bezogen auf die Leistung bei 80°C [Schmid (2002)] | 105 |
| Abbildung 6.22: Einbindung des Zuheizers in einen vom Gesamtkreislauf entkoppelten Aufheizkreislauf..... | 107 |

| | |
|--|-----|
| Abbildung 6.23: Einbindung des Zuheizers direkt in den Kühlkreislauf..... | 109 |
| Abbildung 6.24: Vergleich des zeitlichen Verlaufs der Temperatur des Brennstoffzellen-Stacks beim Kaltstart bei -20°C für die beiden Konzepte.... | 110 |
| Abbildung 6.25: Vergleich des zeitlichen Verlaufs der Temperatur des Elektromotors beim Kaltstart bei -20°C für die beiden Konzepte | 111 |
| Abbildung 6.26: Vergleich des zeitlichen Verlaufs der Kühlmittel-Temperatur, die für die Fahrzeugheizung zur Verfügung steht, beim Kaltstart bei -20°C für die beiden Konzepte | 112 |
| Abbildung 6.27: Pumpenleistung für konstant 20 l/min im Aufheizkreislauf eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs in Abhängigkeit von der Kühlmitteltemperatur ... | 114 |
| Abbildung 6.28: Wärmepumpenbetrieb der R744-Klimaanlage mit Wärmeauskopplung an den Kühlkreislauf..... | 117 |
| Abbildung 6.29: Sommerbetrieb der R744-Klimaanlage | 118 |
| Abbildung A.1: Brennstoffzellen-Sprinter ANNE | 135 |
| Abbildung A.2: Mercedes-Benz A-Klasse F-Cell [DaimlerChrysler (2005)] | 136 |
| Abbildung B.1: Schema eines Wärmeübertragers | 137 |

Tabellenverzeichnis

| | |
|--|-----|
| Tabelle 5.1: Unterschiedliche Anforderungen an den Kühlkreislauf für Kühlung und Kaltstart..... | 35 |
| Tabelle 6.1: Maximaler Kühlmittel-Volumenstrom durch Brennstoffzellen-Stack, Pumpe und Kompressor für den Kühlkreislauf mit Aufheizkreislauf im Vergleich zum Basis-System [Schmid (2002)] | 115 |
| Tabelle C.1: Stoffwerte ausgewählter Fluide bei gegebener Temperatur und einem Druck von 1 bar [VDI-Wärmeatlas (1984)] (* Monoethylenglykol-Wasser- Gemisch 52% Vol., korrosionsinhibiert) | 140 |

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen [SI-Einheit]

| | | |
|-----------|----------------------|--------------------------------------|
| A | [m ²] | Fläche |
| A_b | [m ²] | Bezugsfläche |
| A_m | [m ²] | mittlere Fläche |
| A_{Oa} | [m ²] | Oberfläche außen |
| A_{Of} | [m ²] | Rippenoberfläche |
| A_{Oi} | [m ²] | Oberfläche innen |
| a | [m ² /s] | Temperaturleitfähigkeit |
| C | [-] | Verhältnis der Wärmekapazitätsströme |
| C_R | [-] | Druckbeiwert |
| c_p | [J/kgK] | spezifische Wärmekapazität |
| D | [m] | Durchmesser |
| d_{hyd} | [m] | hydraulische Durchmesser |
| d_p | [m] | Partikeldurchmesser |
| F | [-] | Korrekturfaktor |
| g | [m/s ²] | Erdbeschleunigung |
| h | [m] | Höhe |
| h | [J/kg] | spezifische Enthalpie |
| k | [W/m ² K] | Wärmedurchgangskoeffizient |
| kA | [W/K] | Wärmeübertragungsvermögen |
| k_B | [J/K] | Boltzmann-Konstante |
| k_w | [m] | Wandrauhigkeit |
| L | [m] | Länge |
| ℓ | [m] | charakteristische Länge |
| \dot{m} | [kg/s] | Massenstrom |

| | | |
|-----------------------|---------------------|--------------------------------------|
| \dot{m}_{KM} | [kg/s] | Kühlmittelmassenstrom |
| \dot{m}_{L} | [kg/s] | Luftmassenstrom |
| N | [-] | Rohrreihenanzahl |
| N | [-] | dimensionslose Übertragungsfähigkeit |
| n | [1/s] | Drehzahl |
| n_{p} | [-] | Formzahl der Partikel |
| P | [W] | Leistung |
| p | [Pa] | Druck |
| p_{∞} | [Pa] | statischer Druck im Unendlichen |
| p_{K} | [Pa] | statischer Druck am Körper |
| \dot{Q} | [W] | Wärmestrom |
| R_{a} | [K/W] | Wärmeübergangswiderstand außen |
| R_{i} | [K/W] | Wärmeübergangswiderstand innen |
| r_{fl} | [m] | Radius der Flüssigkeitsmoleküle |
| r_{p} | [m] | Partikelradius |
| T | [K] | Temperatur |
| T_{a} | [K] | Temperatur außen |
| T_{i} | [K] | Temperatur innen |
| T_{KMein} | [K] | Eintrittstemperatur Kühlmittel |
| T_{Lein} | [K] | Eintrittstemperatur Kühlluft |
| U | [m] | Umfang |
| u | [m/s] | Umfangsgeschwindigkeit |
| \bar{u}_{p} | [m/s] | mittlere Teilchengeschwindigkeit |
| \dot{V} | [m ³ /s] | Volumenstrom |
| \dot{W} | [W/K] | Wärmekapazitätsstrom |
| \dot{W}_{a} | [W/K] | Wärmekapazitätsstrom Kühlluft |
| \dot{W}_{i} | [W/K] | Wärmekapazitätsstrom Kühlmittel |
| \dot{W}_{k} | [W/K] | kleinerer Wärmekapazitätsstrom |
| w | [m/s] | Geschwindigkeit |

| | | |
|---------------|----------------------|---|
| w_∞ | [m/s] | Geschwindigkeit im Unendlichen |
| w_k | [m/s] | Geschwindigkeit am Körper |
| α | [W/m ² K] | Wärmeübergangskoeffizient |
| α_a | [W/m ² K] | Wärmeübergangskoeffizient außen |
| α_i | [W/m ² K] | Wärmeübergangskoeffizient innen |
| Δp | [Pa] | Druckdifferenz |
| ΔT | [K] | Temperaturdifferenz |
| ΔT_E | [K] | Eingangstemperaturdifferenz |
| ΔT_m | [K] | mittlere Temperaturdifferenz |
| δ | [m] | Dicke |
| ε | [-] | dimensionslose Temperaturänderung |
| ζ | [-] | Widerstandsbeiwert |
| η | [kg/m s] | dynamische Viskosität |
| η_f | [-] | Rippenwirkungsgrad |
| η_w | [-] | Wirkungsgrad |
| Θ | [-] | dimensionslose mittlere Temperaturdifferenz |
| Θ_m | [K] | mittlere logarithmische Temperaturdifferenz |
| λ | [W/m K] | Wärmeleitfähigkeit |
| λ_n | [W/m K] | Wärmeleitfähigkeit eines Fluids |
| λ_m | [W/m K] | mittlere Wärmeleitfähigkeit |
| λ_p | [W/m K] | Wärmeleitfähigkeit der Partikel |
| λ_R | [-] | Rohrreibungszahl |
| ν | [m ² /s] | kinematische Viskosität |
| ρ | [kg/m ³] | Dichte |
| Φ | [-] | Betriebscharakteristik eines Wärmeübertragers |
| ϕ | [-] | Volumenanteil der Partikel |
| φ | [-] | Volumenstromzahl |
| ψ | [-] | Druckzahl |

Dimensionslose Kennzahlen

$$Nu = \frac{\alpha \ell}{\lambda_{fl}} \quad \text{Nußelt-Zahl}$$

$$Re = \frac{w \ell}{\nu} \quad \text{Reynolds-Zahl}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad \text{Prandtl-Zahl}$$

Abkürzungen

| | |
|------------------|---|
| BZ | Brennstoffzelle |
| CO ₂ | Kohlendioxid |
| EVITA | Efficient Ventilation with Improved Thermo- and Aerodynamics |
| H ₂ | Wasserstoff |
| H ₂ O | Wasser |
| HT | Hochtemperatur |
| MEA | Membran-Elektroden-Einheit (englisch: Membrane Electrode Assembly) |
| NECAR | New Electric Car |
| NT | Niedertemperatur |
| O ₂ | Sauerstoff |
| PCM | Phasenwechselspeichermaterial (englisch: Phase Change Material) |
| PEM | Polymer-Elektrolyt-Membran (englisch: Polymer Electrolyte Membrane) |

1 Einleitung

Die weltweit wachsende Nachfrage an Mobilität stellt eine zentrale Aufgabe für die Zukunft dar. Die Entwicklung eines emissionsfreien Fahrzeugantriebs, der zugleich energieeffizient und unabhängig vom Rohöl ist, gehört somit zu einer der größten Herausforderungen der Gegenwart.

Neben der stetigen Verbesserung heutiger Verbrennungsmotoren muß das Potential ausgeschöpft werden, das alternative Antriebe bieten. Die Technologie, die nach heutigen Gesichtspunkten langfristig den größten Erfolg verspricht, ist die Brennstoffzelle. Der Energieträger ist hierbei Wasserstoff, der ein breites Spektrum der Gewinnung bietet, das von fossilen bis hin zu regenerativen Energiequellen wie Wind, Sonne oder Biomasse reicht.

Bei der elektrochemischen Energiewandlung in der Brennstoffzelle wird durch die kontrollierte Reaktion von Wasserstoff mit dem in der Luft vorhandenen Sauerstoff Wärme und Elektrizität erzeugt. Diese elektrische Energie treibt wiederum den Elektromotor des Fahrzeugs an und versorgt die zum Betrieb notwendigen Komponenten des Brennstoffzellen-Systems. Bei der Verwendung von reinem Wasserstoff besteht das Abgas lediglich aus Wasserdampf, es entstehen keine Schadstoffe. Dies wird im Englischen mit „Zero Emission“ bezeichnet. Somit trägt der Brennstoffzellen-Antrieb unter der Annahme einer regenerativen Wasserstoff-erzeugung aktiv zum Umwelt- und Klimaschutz und zur Ressourcenschonung bei. Die Maßgabe besteht nun darin die Brennstoffzellen-Technologie fahrzeug- und alltagstauglich zu machen.

Seit 1994 mit dem weltweit ersten Brennstoffzellen-Fahrzeug, dem NECAR 1, die Konzepttauglichkeit der Technologie bewiesen wurde, ist die Entwicklung durch zahlreiche Forschungsfahrzeuge von Automobilherstellern und Forschungseinrichtungen vorangetrieben worden. Allein bei DaimlerChrysler waren Ende 2004 weltweit rund 100 Brennstoffzellen-Fahrzeuge im Alltagsbetrieb, davon ein Drittel Busse im innerstädtischen Linienverkehr.

Für den Übergang von der Forschungsphase hin zum kommerziellen Einsatz mit einer Markterschließung durch hohe Stückzahlen müssen viele technische Hindernisse

beseitigt und eine Vielzahl an Erfahrungen gesammelt werden. Dies kann unter anderem durch Brennstoffzellen-gerechte Nischenanwendungen geschehen. Zudem müssen auch die Fragen zum Kraftstoff wie Herstellung, Bereitstellung, Verfügbarkeit und zur erforderlichen Infrastruktur beantwortet werden.

Weiterhin sind die Erwartungen der Kunden zu erfüllen, die zum Vergleich ein Fahrzeug mit einem modernen Verbrennungsmotor heranziehen. Es werden neben Sicherheit, Zuverlässigkeit und Lebensdauer auch die volle Alltagstauglichkeit vorausgesetzt. Dies umfaßt den Kaltstart bei Temperaturen unterhalb 0°C ebenso wie die Bergfahrt bei 40°C mit zugeschalteter Klimatisierung. Darüber hinaus sind die kundenspezifischen Meßgrößen wie Kosten, Leistung, Reichweite und Verbrauch vergleichbar zu gestalten. Hierbei kommt der hohe Wirkungsgrad der Brennstoffzelle dem Antriebssystem zugute. Auch der geräuscharme Elektromotor ermöglicht mit seinem hohen Anfangsdrehmoment ein komfortables und dynamisches Fahren.

Eine Aufgabe auf dem Weg zur Serienproduktion von Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen ist ein durchdachtes Kühlsystem, da die Anforderungen eines Brennstoffzellen-Systems an die Kühlung aufgrund hoher Wärmeströme, niedriger Kühlmitteltemperaturen und durch die große Anzahl von Komponenten extrem hoch sind. Ferner muß beim Kaltstart eine schnelle Aufwärmung auf Betriebstemperatur gewährleistet werden können. Zusammen mit der Kabinenklimatisierung ergibt sich daraus ein komplexes System an Wärmeströmen im Fahrzeug.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, mit Hilfe von Berechnungsmodellen ein optimiertes ganzheitliches Wärmemanagement zu erhalten, das den Alltagsbetrieb eines Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugs auch unter extremen Bedingungen für die Zukunft sicherstellt. Hierzu können neue Konzepte ebenso wie die Optimierung vorhandener Komponenten und verbesserte Regelstrategien dienen.

2 Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge

Die Brennstoffzelle besitzt als elektrochemischer Stromerzeuger ein breites Spektrum von Anwendungsmöglichkeiten, vom mobilen Einsatz in Laptops bis hin zur stationären Gebäudeenergieversorgung. Insbesondere bei der Verwendung in Fahrzeugen hat die Brennstoffzelle in den letzten zehn Jahren einen großen Fortschritt erzielt.

Hierbei erzeugt die emissionsfreie Umsetzung von reinem Wasserstoff in Wasser mit Hilfe des Sauerstoffs der Luft die elektrische Energie, die zur Bewegung des Fahrzeugs durch den elektromotorischen Antrieb benötigt wird. Im Gegensatz zum Verbrennungsmotor können zusätzlich weitere Systeme elektrisch betrieben werden, wie zum Beispiel eine Standklimatisierung oder mobile Büro- und Kommunikationsanwendungen. Zudem sind die prinzipiellen Vorteile wie der niedrige Verbrauch durch den hohen Wirkungsgrad der Brennstoffzelle und das geräuscharme Fahren zu erwähnen. Die erzeugte Abwärme der Brennstoffzelle ist jedoch im Fahrzeug abgesehen von der Kabinenaufwärmung nicht nutzbar, wie es zum Beispiel bei stationären Brennstoffzellen der Fall ist. Diese produzieren Nutzwärme und Strom und erzielen dadurch einen sehr hohen Gesamtwirkungsgrad.

Die Herausforderungen bei der Entwicklung dieses alternativen Antriebssystems liegen ebenso in der Reduzierung von Kosten, Gewicht und Bauraum wie auch in der Erhöhung der Zuverlässigkeit und Lebensdauer, wobei die Alltagstauglichkeit vorausgesetzt wird.

In diesem Kapitel wird auf die Funktionsweise eines Brennstoffzellen-Systems eingegangen. Speziell werden hierbei die Vorgänge der PEM-Brennstoffzelle beschrieben, die in der Regel in Pkw und Bussen eingesetzt wird. Es wird ebenfalls auf eine angepasste Betriebsstrategie hingewiesen, wie sie sich durch die Kombination mit einer Traktionsbatterie für einen Brennstoffzellen-Hybrid ergibt.

2.1 Die Brennstoffzelle

Das Prinzip der Brennstoffzelle wurde bereits 1839 durch den englischen Physiker Sir William Grove beschrieben. Durch die kontrollierte chemische Reaktion von Wasserstoff und Sauerstoff zu Wasser entsteht in der Brennstoffzelle elektrische Energie und Wärme. Hierbei kann im Gegensatz zur Batterie durch das kontinuierliche Zu- und Abführen der Reaktanden und der Reaktionsprodukte der elektrische Verbraucher, im Falle der Fahrzeuganwendung in erster Linie der Elektromotor, durchgehend versorgt werden.

Im mobilen Einsatz in Pkw und Bussen hat sich die PEM-Brennstoffzelle durchgesetzt, da die benötigten Leistungen darstellbar sind und auch durch die erzielbare Dynamik auf geforderte Lastwechsel reagiert werden kann. Zudem spricht ein beherrschbares Temperaturniveau zwischen 50°C und 100°C und die hohe Effizienz für diese Niedertemperatur-Brennstoffzelle. Somit beschränken sich die Ausführungen an dieser Stelle auf die PEM-Brennstoffzelle, wobei ferner auch lediglich auf den Betrieb mit reinem Wasserstoff eingegangen wird.

Die Abkürzung PEM steht für Polymer-Elektrolyt-Membran und bezeichnet das Kernstück der Brennstoffzelle. Die Aufgabe der dünnen Kunststoffolie besteht einerseits darin, die Reaktionsgase voneinander zu trennen, und andererseits als Elektrolyt die Protonen des Wasserstoffs zur Reaktion auf die Sauerstoffseite zu transportieren. Diese Membran bildet zusammen mit den zwei gasdurchlässigen Elektroden, die mit einer Katalysatorschicht versehen sind, die Membran-Elektroden-Einheit (MEA, englisch: Membrane Electrode Assembly).

In Abbildung 2.1 ist der Aufbau einer Zelle dargestellt, bei der sich noch auf jeder Seite der MEA jeweils die Bipolarplatte mit den Strömungsführungen für Wasserstoff oder Luft und den internen Kühlmittelkanälen anschließt. Zudem sind die chemischen Vorgänge auf den beiden Seiten der Membran in Form der Teilreaktionen und die gesamte Reaktionsgleichung angegeben.

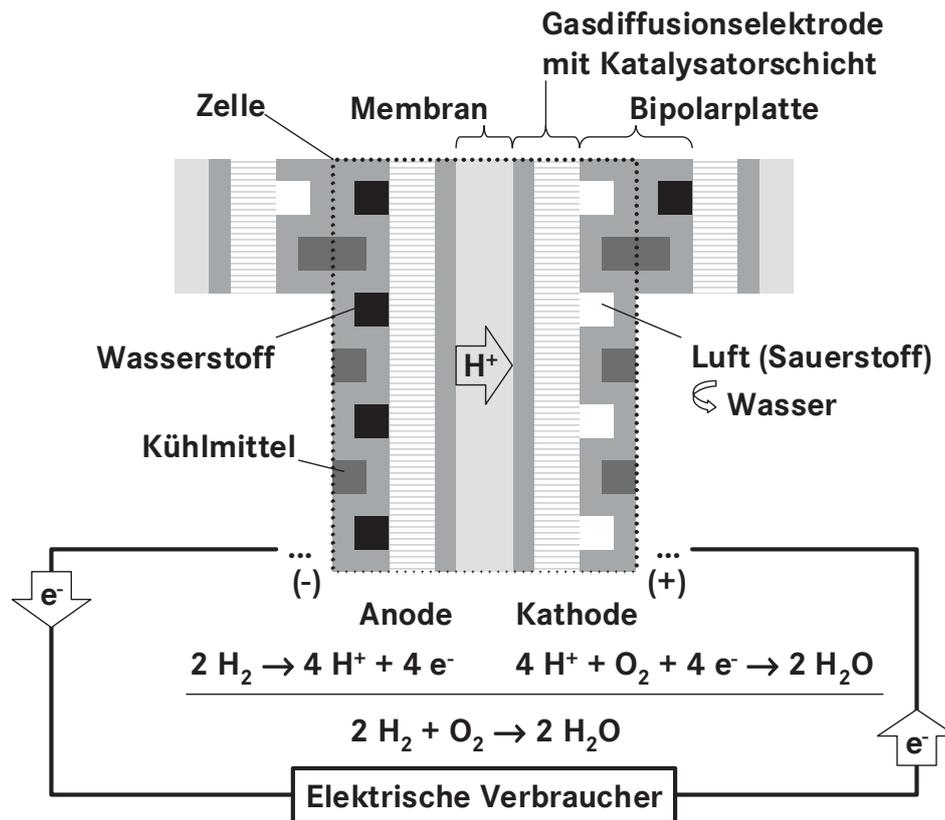


Abbildung 2.1: Aufbau und Reaktionsgleichungen einer PEM-Brennstoffzelle

Auf der Anodenseite wird der Wasserstoff (H_2) an der Katalysatorschicht in Protonen (H^+) und Elektronen (e^-) gespalten. Die Membran leitet die Protonen durch ihren inneren Aufbau zur Kathode, wo sie und die dort vorhandenen Elektronen mit dem in der Luft enthaltenen Sauerstoff (O_2) zu Wasser (H_2O) reagieren. Dieses Prozeßwasser wird mit der Abluft aus der Brennstoffzelle befördert. Aufgrund der sich reaktionsbedingt einstellenden Potentialdifferenz zwischen den Elektroden fließen die Elektronen in einem äußeren Stromkreis über den elektrischen Verbraucher, an dem sie pro Zeitintervall entsprechend der Stromstärke und der abgegriffenen elektrischen Spannung Arbeit verrichten.

Da eine einzelne Zelle eine Leerlaufspannung, das heißt im unbelasteten Zustand, von weniger als 1 V besitzt, müssen mehrere Zellen in Reihe geschaltet werden, um auf technisch verwendbare Spannungen zu kommen. Der sich durch das Aneinanderreihen ergebende Zellenstapel wird im Englischen mit Stack bezeichnet.

Dieser besteht für die Anwendung im Fahrzeug aus ungefähr 250 bis 300 Zellen und liefert somit eine Ausgangsspannung von mehr als 200 V.

Wird nun der Brennstoffzellen-Stack belastet, das heißt elektrische Leistung entnommen, so sinkt die Spannung ab. Eine typische Spannungs-Strom-Kennlinie ist in Abbildung 2.2 für eine PEM-Brennstoffzelle aufgezeigt [Vielstich (2003b)]. Die ebenfalls dargestellte Leistungsdichte ergibt sich als Produkt aus Spannung und Stromdichte.

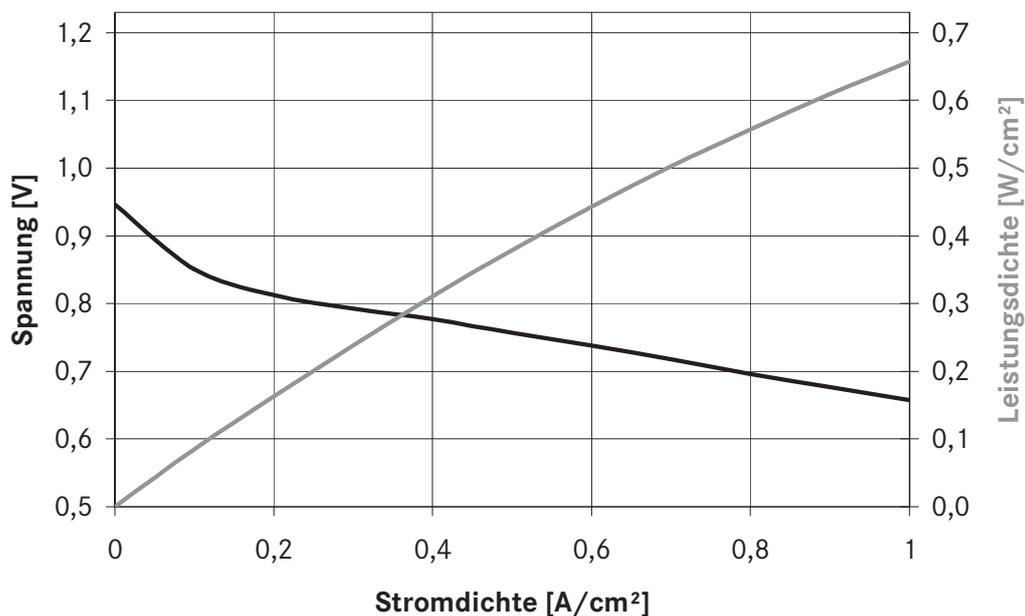


Abbildung 2.2: Spannungs-Strom-Kennlinie einer PEM-Brennstoffzelle [Vielstich (2003b)]

Das Diagramm zeigt, daß mit steigender Stromdichte die Spannung von über 0,9 V auf unter 0,7 V fällt. Der Verlauf der Spannungs-Strom-Kurve basiert auf der Betriebsweise der Brennstoffzelle, das heißt, sie ist abhängig vom Arbeitsdruck, der Befeuchtung, der Betriebstemperatur und der Wasserstoff-Luft-Stöchiometrie. Überdies ergibt sich hieraus der Wirkungsgrad der einzelnen Zelle und somit auch die Abwärme des Brennstoffzellen-Stacks. Für eine genaue Beschreibung der Zusammenhänge wird auf weiterführende Literatur wie [Larminie (2000)] oder [Ledjeff-Hey (2001)] verwiesen. Es soll jedoch hervorgehoben werden, daß in der

Brennstoffzelle eine direkte Umwandlung der chemischen Energie in elektrische Energie stattfindet und nicht der Umweg über Wärme gegangen wird, so daß der Wirkungsgrad nicht wie bei einer Wärmekraftmaschine aufgrund des Temperaturniveaus begrenzt ist.

2.2 Das Brennstoffzellen-System

Das Brennstoffzellen-System umfaßt neben dem Brennstoffzellen-Stack zusätzlich noch die Komponenten, die zur Erzeugung der elektrischen Energie notwendig sind. Hierzu gehört das Luftmodul, das mit seinem elektrischen Kompressor die Luft für die Reaktion in der Brennstoffzelle verdichtet, damit viel Sauerstoff zur Verfügung steht. Ebenso ist die Wasserstoff-Versorgung sicherzustellen. Hierfür werden Druckregler zur Dosierung benötigt. Die beiden Gas-Ströme werden bei Bedarf in Befeuchtern mit Prozeß-Wasser angereichert, um ein Austrocknen der Membran zu verhindern. Dieses wird wiederum durch eine Wasser-Rückgewinnung aus der Abluft kondensiert.

Um die Abwärme abzuführen ist ein Kühlsystem mit Pumpe integriert, das zudem mit einem Kaltstart-System ergänzt sein kann, das zur Aufwärmung bei tiefen Temperaturen Verwendung findet. Hierin enthalten sind weiterhin ein Filter und ein Ionenaustauscher, worauf in Abschnitt 3.3 näher eingegangen wird. Auf zusätzliche Komponenten zur Systemregelung und -steuerung sowie zur Sicherheitsüberwachung kann ebenfalls nicht verzichtet werden.

Nicht mehr zum Brennstoffzellen-System gehörend, jedoch zum Betrieb notwendig, ist die sich anschließende Leistungselektronik, die sowohl Wechselstrom für den Elektromotor auf hohem Spannungsniveau liefert als auch die Bordnetzversorgung auf 12 V-Basis übernimmt.

Wichtige Kenngrößen eines Brennstoffzellen-Systems sind neben der erreichbaren Leistung auch das Gesamtgewicht und -volumen.

Für die Wirkungsgradbetrachtung bei der Fahrzeuganwendung ist das gesamte Brennstoffzellen-System heranzuziehen. Die zur Verfügung stehende Netto-Leistung

berechnet sich aus der vom Brennstoffzellen-Stack erzeugten Brutto-Leistung abzüglich des Verbrauchs der zu seinem Betrieb notwendigen Hilfsaggregate.

In Abbildung 2.3 ist der System-Wirkungsgrad im Vergleich zum reinen Brennstoffzellen-Wirkungsgrad in Abhängigkeit der elektrischen Systemleistung dargestellt [Höhlein (2002)]. Hierbei ist jeweils die Netto- als auch die Brutto-Leistung auf die eingesetzte Kraftstoff-Leistung bezogen.

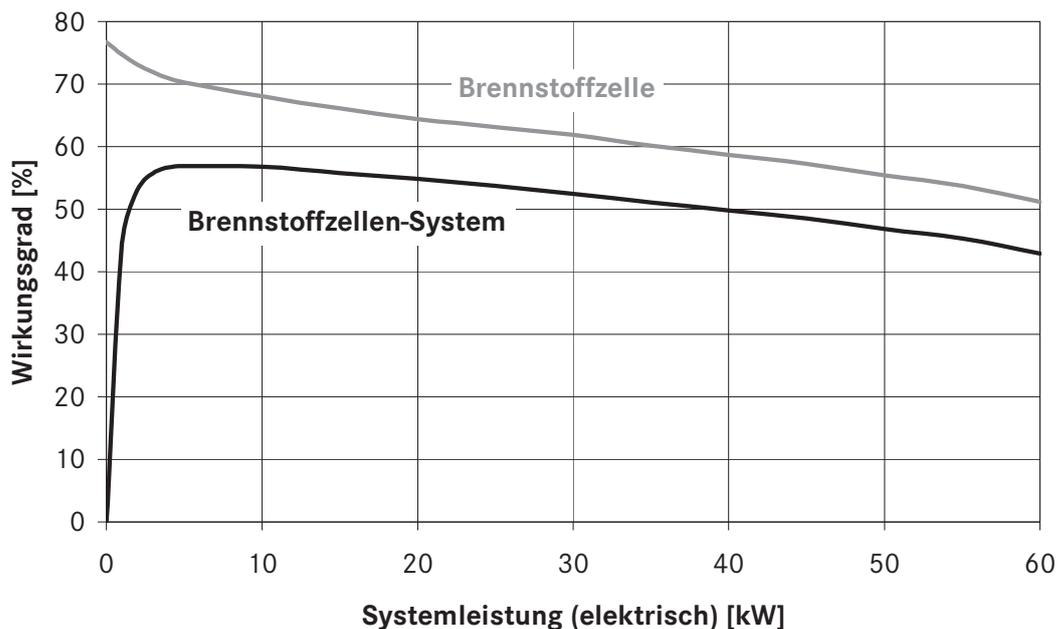


Abbildung 2.3: Brennstoffzellen- und Brennstoffzellen-System-Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der elektrischen Netto-Leistung [Höhlein (2002)]

Man erkennt aus der Differenz der Kurven, daß über den gesamten Leistungsbereich ein Teil der erzeugten elektrischen Energie durch die parasitären Verbraucher verloren geht. Hierzu gehört als größter der Luftkompressor, der mit bis zu 10% der Brutto-Leistung des Stacks verbucht werden kann.

Zudem fällt bei niedrigen Lasten der System-Wirkungsgrad stark ab, da die System-Verbraucher fast die gesamte erzeugte Energie benötigen. Um diese Arbeitspunkte zu vermeiden, besteht die Möglichkeit die Brennstoffzelle mit einer Traktionsbatterie zu kombinieren und das Fahrzeug als Brennstoffzellen-Hybrid zu betreiben. Hierauf wird in Abschnitt 2.3 eingegangen.

2.3 Brennstoffzellen-Hybride

Der Brennstoffzellen-Hybrid zeichnet sich durch zwei Energiespeicher-Systeme aus, denen entsprechende Energiewandler nachgeschaltet sein können. Zum einen handelt es sich hierbei um den Wasserstofftank, aus dem der mitgeführte Wasserstoff in der Brennstoffzelle in elektrische Energie umgewandelt wird, und zum anderen um die Traktionsbatterie, die sowohl die erzeugte elektrische Energie als auch die durch Rekuperation rückgewonnene Bremsenergie zwischenspeichert. Als vorteilhaft erweist sich hierbei, daß beide Systeme denselben Elektromotor betreiben können und somit durch die Hybridisierung weniger Aufwand entsteht als beim Fahrzeug mit Verbrennungsmotor.

Eine durchdachte und der Situation angepaßte Hybrid-Strategie kombiniert nun beide Systeme in der Art, daß Größe, Gewicht und Leistung der Teilsysteme zu einem Optimum an Fahrdynamik und Verbrauch führen. Eine Batterie, die Leistungsspitzen abdeckt, kann dazu verwendet werden, das Brennstoffzellen-System in seiner Leistung zu reduzieren, ohne dabei auf Fahrkomfort und -dynamik verzichten zu müssen.

Mit einer abgestimmten Betriebsstrategie kann das Brennstoffzellen-System immer im bestmöglichen Betriebspunkt gehalten werden. Das heißt, daß schlechte Wirkungsgrade, wie sie in Abschnitt 2.2 diskutiert wurden, vermieden werden, indem entweder vollständig aus der Batterie gefahren wird und damit die Brennstoffzelle ruht, oder daß eine höhere Leistung verlangt wird, die zur Speisung der Batterie verwendet wird. Dies wirkt sich trotz der Verluste beim Laden und Entladen der Batterie positiv auf den Verbrauch aus.

Als weitere Verbrauchseinsparung kommt hinzu, daß es möglich ist, durch das sogenannte Rekuperieren einen Teil der Bewegungsenergie zurückzugewinnen, indem der Elektromotor bei Verzögerungen als Generator betrieben und die erzeugte elektrische Energie in der Batterie gespeichert wird.

3 Wärmemanagement

Das Wärmemanagement eines Fahrzeugs umfaßt im allgemeinen die Wärmeströme zwischen Quelle und Senke, wie zum Beispiel die Kühlung, also das Abführen der Abwärme der Aggregate und Komponenten, ebenso wie die Kabinenklimatisierung und auch das Aufheizverhalten beim Kaltstart. Hierbei ist das Ziel das schnelle Erreichen der Betriebstemperatur des Systems zur Sicherstellung des besten Wirkungsgrads und somit eines niedrigen Kraftstoffverbrauchs sowie eine komfortable Aufwärmung der Fahrzeugkabine. Insgesamt ist das Optimum des Gesamtfahrzeugs mit allen Systemen anzustreben.

Für das Brennstoffzellen-Elektrofahrzeug sind die Schwerpunkte anders gesetzt als für das Serienfahrzeug mit Verbrennungsmotor bei dem es um die Optimierung funktionierender Systeme geht. Hier ist die Hauptaufgabe die Sicherstellung der Funktionalität, auch unter extremen Bedingungen, sei es die Kühlung bei einer Bergfahrt bei Umgebungstemperaturen von 40°C oder der Kaltstart bei Temperaturen unterhalb von 0°C mit Hilfe der zur Verfügung stehenden Mittel. Zudem fordert das Zusammenspiel der Vielzahl der Komponenten und elektronischen Bauteile, die jeweils unterschiedliche Ansprüche an eine Kühlung stellen, und die Rückwirkung der einzelnen Teilsysteme wie zum Beispiel die Klimatisierung, die über den Wärmeeintrag einen Einfluß auf die Kühlleistung hat, besondere Aufmerksamkeit bei der Betrachtung des Gesamtsystems.

3.1 Kühlung

In diesem Teil soll auf die Kühlungsproblematik eingegangen werden, die sich aus der Verwendung eines heutigen Brennstoffzellen-Antriebs ergibt. Das Kühlsystem selbst wird in Abschnitt 3.3 behandelt.

Das definierte Ziel der Kühlung für Brennstoffzellen-Fahrzeuge ist die uneingeschränkte Fahrleistung in der Ebene bis zu einer Umgebungstemperatur von 40°C,

die für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor ebenfalls Standard ist. Erschwerend können hierzu noch als Prüfzyklen für extreme Lastfälle die schnelle Bergfahrt mit 100 km/h bei 6% Steigung oder auch die Bergfahrt mit Anhänger bei niedriger Geschwindigkeit angenommen werden, wobei Anhängerbetrieb für heutige Brennstoffzellen-Fahrzeuge nicht vorgesehen ist.

Je nach Last, die für eine geforderte Geschwindigkeit in der Ebene oder am Berg benötigt wird, entsteht eine bestimmte Abwärme, die vom Kühlsystem an die Umgebung abgegeben werden muß. Die Grenzen der Kühlung werden genau dann erreicht, wenn die entstehende Wärme nicht mehr abgeführt werden kann und somit die Temperatur im Kühlkreislauf steigt und den gesetzten Grenzwert überschreitet.

Vergleicht man die Anforderungen an ein Kühlsystem eines Fahrzeugs mit Brennstoffzelle und mit Verbrennungsmotor, so stellt sich heraus, daß bei gleichen Randbedingungen die Brennstoffzelle um ein Vielfaches kritischer ist. In Abbildung 3.1a und Abbildung 3.1b sind die stationären Energieströme für ein heutiges Diesel-Fahrzeug und für ein aktuelles Brennstoffzellen-Fahrzeug aufgezeigt. Man kann für das Fahrzeug mit Verbrennungsmotor ablesen, daß ungefähr ein Drittel der eingesetzten Kraftstoffleistung an der Kurbelwelle als Nutzleistung bereitsteht, ein weiteres Drittel sind Energieströme, die das Fahrzeug in Form von heißem Abgas, durch Konvektion über die Oberfläche des Motorblocks oder als Strahlung verlassen. Lediglich das letzte Drittel verbleibt im Kühlmittel und muß durch ein Kühlsystem an die Umgebung abgegeben werden, und das bei einer Kühlmitteltemperatur von über 100°C. Beim Brennstoffzellen-Fahrzeug sind die Verhältnisse etwas verschoben. Bei gleicher Antriebsleistung und ungefähr gleichem Kraftstoff-Einsatz sind es 50%, die über den Kühlkreislauf bei einer Temperatur von 80°C abgeführt werden müssen. Dieser wird als Hochtemperatur (HT)-Kreislauf bezeichnet, da in der Regel noch ein zweiter Kühlkreislauf mit tieferer Temperatur im Fahrzeug existiert, der entsprechend Niedertemperatur (NT)-Kreislauf genannt wird. Das bedeutet insgesamt, daß bei gleicher Leistung mehr Abwärme bei einer wesentlich kleineren Temperaturdifferenz zur Umgebung über das Kühlsystem abgeführt werden muß.

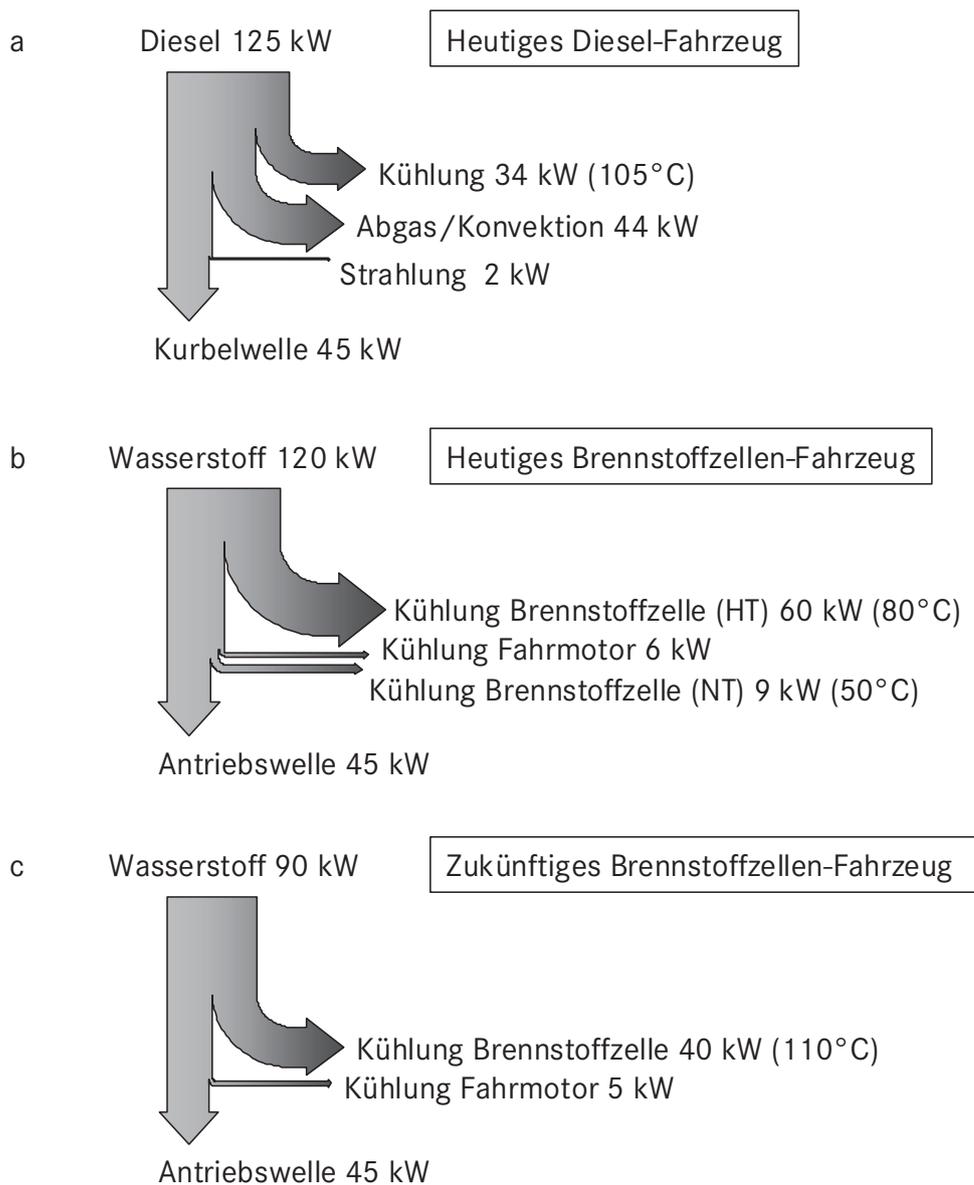


Abbildung 3.1a-c: Vergleich der Energieströme bei Dauerleistung von Fahrzeugen mit Dieselmotor, mit heutiger und zukünftiger Brennstoffzelle

Für die Fahrzeuge in Abbildung 3.1a und Abbildung 3.1b ist für den Fall der 40°C Umgebungstemperatur und gleicher sonstiger Randbedingungen ungefähr die dreifache Kühlfläche nötig, die sich über die 76% höhere Abwärme im Kühlmittel und das von 65 K auf 40 K reduzierte treibende Temperaturgefälle begründet. Hieraus resultiert die Problematik bei der Kühlung von Brennstoffzellen-Fahrzeugen, da als Basis im allgemeinen Serienfahrzeuge verwendet werden, deren Verbrennungsmotor

ersetzt wird, und die dadurch nicht den Bauraum für die bei konventioneller Kühlung benötigte zusätzliche Kühlerfläche bereitstellen. Auch einer Erhöhung der Lüfterleistung sind Grenzen gesetzt. Dieser Sachverhalt ist in Abbildung 3.2 illustriert, die die Frontpartie des von DaimlerChrysler 2003 vorgestellten F-Cell zeigt. Der Bauraum für das Kühlmodul ist maximal ausgenutzt.



Abbildung 3.2: Frontpartie des 2003 von DaimlerChrysler vorgestellten Brennstoffzellen-Fahrzeugs F-Cell [DaimlerChrysler (2005)]

Abhilfe könnte das Brennstoffzellen-System der nächsten oder auch erst übernächsten Generation in Abbildung 3.1c schaffen, da durch Wirkungsgradsteigerung auf 50% die Abwärme reduziert und die Kühlmitteltemperatur zudem mit über 100°C vergleichbar mit der eines Verbrennungsmotors ist.

3.2 Kaltstart

Von einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor wird ein Startverhalten erwartet, das es ermöglicht, innerhalb von Sekunden loszufahren, egal bei welcher Außentemperatur. Heutige Brennstoffzellen-Fahrzeuge liegen von dieser Erwartung weit entfernt. Die Startzeiten bei Temperaturen um den Gefrierpunkt liegen beispielsweise für den 1999 von DaimlerChrysler vorgestellten NECAR 4 im Minutenbereich

[Schmid (2002)]. Zwar haben sich diese Zeiten inzwischen auf unter eine Minute verkürzt, die Temperaturen unterhalb von 0°C sind jedoch noch nicht realisiert.

Der Kaltstart bei einem Brennstoffzellen-Fahrzeug bezieht sich in erster Linie auf das Erreichen der Betriebstemperatur des Brennstoffzellen-Systems. Die Kabinenaufwärmung wird durch das Verwenden elektrischer Zuheizer von der Brennstoffzellen-Abwärme anfänglich entkoppelt, so daß erst bei entsprechenden Temperaturen im Kühlkreislauf diese über die Fahrzeugheizung als Wärmequelle für die Insassen herangezogen wird.

Ziel ist die schnelle Aufheizung des Systems auf Temperaturen, bei denen die Brennstoffzelle arbeitet und somit ausreichend elektrische Leistung zur Verfügung stellen kann. Dies ist insbesondere bei Temperaturen unterhalb von 0°C problematisch, da das zum Protonentransport in der Membran verantwortliche Wasser gefroren ist und somit kein Stromfluß zustande kommt. Zudem gefriert auch das entstehende Prozeßwasser in der Brennstoffzelle und deckt dadurch den Katalysator ab, der somit inaktiv wird und einen erneuten Start verhindert. Bei tiefen Temperaturen über dem Gefrierpunkt hemmen die geringe Leitfähigkeit und reduzierte Beweglichkeit der Ladungsträger die Verfügbarkeit hoher elektrischer Leistungen des Brennstoffzellen-Systems. Die dem System entnehmbare Nettoleistung steigt mit zunehmender Temperatur des Stacks, bis bei Betriebstemperatur das Maximum erreicht ist. Der temperaturbedingte schlechtere Wirkungsgrad hilft insofern bei der Selbstaufwärmung, da ein Großteil der erhöhten Abwärme im Stack verbleibt.

Als Maßnahme zum Kaltstart besteht einerseits die Möglichkeit der Aufwärmung des Stacks intern oder durch von außen zugeführter Wärme auf ein Temperaturniveau, das zu starten erlaubt, ebenso wie die Entwicklung eines kältetauglichen, schnellstartfähigen Stacks, der das gewünschte Verhalten auch bei tiefen Temperaturen aufzeigt. Hierbei ist jedoch sicherzustellen, daß diese Maßnahmen nicht im Widerspruch zu den Kühlungsanforderungen im Sommerbetrieb stehen.

3.3 Kühlsystem

Das Kühlsystem eines heutigen Brennstoffzellen-Fahrzeugs ist im Vergleich zu einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor sehr komplex, da eine Vielzahl von Komponenten eingebunden sind, die jeweils unterschiedliche Anforderungen an die Kühlung stellen.

Zu den Komponenten mit ihren speziellen Anforderungen gehört das Brennstoffzellen-System, das mit dem Brennstoffzellen-Stack als Hauptabwärmequelle das Temperaturniveau und den Kühlmittelmassenstrom im Kreislauf bestimmt. In den einzelnen Zellen des Stacks sind Kühlkanäle eingearbeitet, durch die das Kühlmittel die entstehende Wärme abtransportiert. Da diese Zellen zur Aufsummierung der Einzel-Spannungen in Reihe geschaltet sind, muß das Kühlmittel eine sehr geringe elektrische Leitfähigkeit aufweisen, damit es diese nicht kurzschließt. Dies wurde bei der letzten Generation von Brennstoffzellen-Fahrzeugen durch die Verwendung von Reinstwasser als Kühlmittel gelöst, das jedoch den Nachteil einer hohen Korrosion besitzt und nicht kältetauglich ist. Inzwischen ist man zu einem Reinstwasser-Glykol-Gemisch übergegangen, dessen elektrische Leitfähigkeit durch einen im Kreislauf durchströmten Ionenaustauscher auf Werten unter $5 \mu\text{S}/\text{cm}$ gehalten wird. Weiterhin ist der Kompressor, der die Brennstoffzelle mit Frischluft versorgt, inklusive seiner Elektronik zu kühlen.

Da ein ausreichender Wassergehalt in der Membran sichergestellt werden muß, der zum Protonentransport notwendig ist, wird die zugeführte Luft und auch der Wasserstoff befeuchtet. Wird diese Befeuchtung durch das Zugeben von Prozeßwasser, das aus der Abluft zurück gewonnenen wurde, bewerkstelligt, so müssen die Befeuchter durch das unter Energieaufnahme verdunstende Wasser als eine Wärmesenke in den Kühlkreislauf eingebunden werden. Die Prozeßwasser-Rückgewinnung in Form eines Kondensators im Abluft-Strom benötigt Kühlmitteltemperaturen um die 50°C um befriedigend zu arbeiten und somit einen separaten Kühlkreislauf. Je nach System kann zudem eine Ladeluftkühlung notwendig sein.

Fahrzeugseitig sind Komponenten wie der Fahrmotor inklusive der zugehörigen Leistungselektronik sowie mögliche weitere Motoren oder Elektronik-Bauteile zu

kühlen. Da die Leistungselektronik durch die geringe Wärmekapazität und die großen Ströme schnell die zulässige Temperatur überschreiten kann, ist hier besonders auf die Einhaltung der Vorgaben für die Kühlmitteltemperatur und den -volumenstrom zu achten. Eine im Fahrzeug verbaute Traktionsbatterie muß im allgemeinen auf ein Temperaturniveau von 40°C gekühlt werden. Hierfür stehen eine Luftkühlung oder auch eine Anbindung an den Kältekreislauf der Klimaanlage zur Auswahl.

Zudem sind für den Betrieb eines Kühlkreislaufs weitere Komponenten wie zum Beispiel der Ausgleichsbehälter erforderlich. Die elektrische Kühlmittelpumpe regelt über die Drehzahl nach Bedarf den Kühlmittelvolumenstrom und dadurch die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf. Ergänzend hierzu führt der Drehschieber die Temperaturregelung auf die gewünschte Brennstoffzellen-Ein- oder auch Austrittstemperatur durch, indem der Kühlmittelstrom über Bypass und Fahrzeugkühler zusammengemischt wird. Ein Filter siebt mechanisch kleinste Partikel aus dem Kühlmittel, um eine funktionale Beeinträchtigung zu vermeiden. Die Fahrzeugheizung kann zum Zwecke des thermischen Komforts Wärme aus dem Kühlkreislauf in die Kabine transferieren, ebenso wie ein Kaltstartsystem zur schnellen Aufwärmung des Brennstoffzellen-Systems Wärme in den Kühlkreislauf einbringen kann.

Aus den gesammelten Anforderungen kann ein Kühlkonzept mit der entsprechenden Zahl an Kühlkreisläufen abgeleitet werden, in denen die Komponenten parallel oder in Reihe durchströmt werden. In Abbildung 3.3 sind als Beispiel die beiden Kühlkreisläufe eines heutigen Brennstoffzellen-Fahrzeugs dargestellt. Aufgrund der Temperaturniveaus wird zwischen dem Hoch- und dem Niedertemperatur-Kreislauf unterschieden.

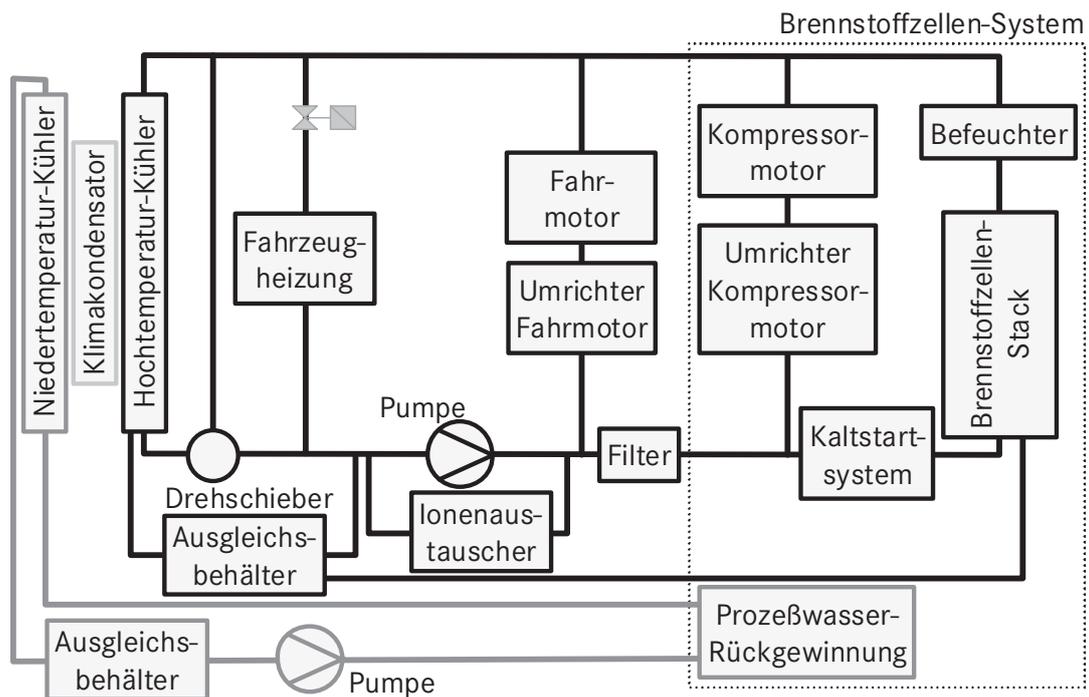


Abbildung 3.3: Hoch- und Niedertemperatur-Kühlkreislauf eines heutigen Brennstoffzellen-Fahrzeugs

Man kann durch den Vergleich mit früheren Kühlsystemen den Kühlungsfortschritt erkennen, da beispielsweise bei dem von DaimlerChrysler im Jahr 2000 vorgestellten NECAR 4A-System der noch notwendige dritte Reinstwasserkühlkreislauf durch den Brennstoffzellen-Stack durch die Verwendung eines Kühlmittels mit sehr geringer Leitfähigkeit nicht mehr erforderlich ist. Für die nächste Generation ist die weitere Vereinfachung des Kühlsystems durch den Wegfall des Niedertemperatur-Kreislaufs geplant.

4 Simulationstools

Die rechnerbasierte Simulation wird heutzutage dafür verwendet, schnell und ohne experimentellen Aufwand, Aussagen über Problemstellungen zu gewinnen. Hierbei spielen die große Flexibilität und die geringen Kosten eine wichtige Rolle. Im Bereich der Kühlkreislaufberechnung und der Auslegung von Kühlkreislaufkomponenten haben derartige Werkzeuge in die Fahrzeugentwicklung bereits seit einiger Zeit Einzug gehalten.

Aufbauend auf Gleichungen und Kennfeldern, die physikalisch abgeleitet sind oder auf Messungen basieren, werden Rechenmodelle erzeugt, die ein Abbild des realen Problems darstellen. Diese können mit geeigneten mathematischen Methoden gelöst werden. Als Ergebnis wird dann je nach Aufgabenstellung ein stationärer Zustand oder das zeitliche Verhalten des Systems geliefert. Es können somit Komponenten, Konzepte oder Regelstrategien untersucht werden.

Ein Hauptaugenmerk liegt auf den Gleichungen, die zur Berechnung hinterlegt sind. Es ist zu prüfen, ob diese für den Anwendungsfall zutreffen bzw. übertragbar sind, zum Beispiel durch den Übergang zu dimensionslosen Kenngrößen. Die Ergebnisse müssen zudem einer Plausibilitätskontrolle unterzogen werden.

Durch eine breit sortierte Datenbank mit Masken für die Komponenten und gegebenenfalls den Eingabedaten selbst, kann der Aufwand für die Modellbildung stark reduziert werden. Hierin liegt ein Vorteil kommerzieller Berechnungsprogramme, die eine große Auswahl der benötigten Teilmodelle bereits zur Verfügung stellen. Es ist außerdem auf den Detaillierungsgrad des Modells und somit auf erschwingliche Rechenzeiten zu achten.

Im Folgenden wird auf die Berechnungswerkzeuge zur hydraulischen und wärmetechnischen Untersuchung des Kühlkreislaufs und des Kühlmoduls eingegangen.

4.1 Berechnung des Kühlkreislaufs

Der Kühlkreislauf in einem Brennstoffzellen-Fahrzeug ist mit seiner großen Anzahl an Komponenten, Verzweigungen und parallelen Strängen sehr komplex. Daher ist eine vorherige Auslegung unabdingbar, um den Kühlungsanforderungen gerecht zu werden. In der vorliegenden Arbeit wurde zur hydraulischen und wärmetechnischen Berechnung des Kühlkreislaufs das Simulationstool FLOWMASTER 2 verwendet. Die Stärken des Programms liegen in der detailgetreuen Abbildung des Kreislaufs sowie der großen angeschlossenen Datenbank, die es ermöglicht einfache Komponenten wie zum Beispiel Rohrleitungen, Bögen, Verzweigungen, unstetige Erweiterungen oder auch Drosseln durch Vorgabe geometrischer Abmessungen und der Wandrauigkeit darzustellen [Miller (1990)].

FLOWMASTER 2 ist ein einphasiges 1D-Strömungssimulationssystem auf Grundlage der Stromfadentheorie. Die Anwendungsmöglichkeiten reichen von stationären bis zu zeitabhängigen Rechnungen mit Wärmeübertragung und Regelung. Als Ergebnis werden Volumen- bzw. Massenströme, Temperatur- und Druckverteilungen, somit auch Druckverluste und Reynolds-Zahlen im Kühlkreislauf-Netzwerk geliefert.

Die Gleichungen, die im Programmsystem zum Aufbau des Modells bzw. in den Modellteilen hinterlegt sind, werden im Folgenden diskutiert. Es findet die Mechanik inkompressibler, Newtonscher Fluide Anwendung, die auf der Erhaltung von Masse, Energie und Impuls und den Newtonschen Bewegungsgesetzen beruht.

Für den Volumenstrom \dot{V} , der mit dem Massenstrom \dot{m} über

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \quad (4.1)$$

mit ρ als Dichte verknüpft ist, gilt an jeder Verzweigung, das heißt an einem Knoten mit n Strängen,

$$\sum_{i=1}^n \dot{V}_i = \sum_{i=1}^n (A_i \cdot w_i) = 0 \quad (4.2)$$

Hierbei beschreibt A_i die Querschnittsfläche des Abzweigs i , in dem das Fluid mit der Geschwindigkeit w_i strömt.

Für reibungsfreie Strömungen ist die Energieerhaltung

$$\frac{1}{2} \rho w^2 + p + \rho gh = \text{const} \quad (4.3)$$

als Bernoullische Gleichung bekannt. Danach bleibt die Gesamtenergie, bestehend aus kinematischer, Druck- und potentieller Energie, für eine Masseneinheit des Fluids konstant. Es ist p der statische Druck, g die Erdbeschleunigung und h die Höhe über dem definierten Nullniveau.

Zur Aufrechterhaltung einer Rohrströmung ist Energie erforderlich. Diese äußert sich als Druckverlust Δp zwischen zwei Knoten. In einem geschlossenen Kreislauf gilt, daß die Summe aller Druckdifferenzen Null sein muß und somit

$$\left(\sum_i \Delta p_i \right)_{\text{Gewinne}} = \left(\sum_i \Delta p_i \right)_{\text{Verluste}} . \quad (4.4)$$

Als Beispiel ist in Abbildung 4.1 eine Pumpenkennlinie (durchgezogen) und eine Systemcharakteristik (gestrichelt), also der Gesamtdruckverlust des Systems über dem Volumenstrom, der hiervon ungefähr quadratisch abhängt, aufgetragen. Der Volumenstrom, der sich über die Pumpe einstellt, ist im Schnittpunkt der Kurven, dem Arbeitspunkt, abzulesen.

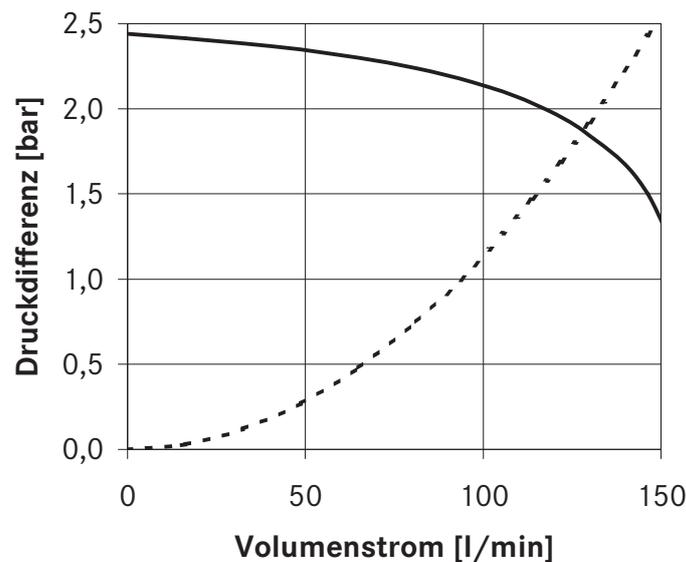


Abbildung 4.1: Bestimmung des Arbeitspunktes einer Pumpe im Kühlkreislauf durch den Schnitt der Pumpenkennlinie (durchgezogen) mit der Systemcharakteristik (gestrichelt)

Um diesen Betriebspunkt für ein vorgegebenes Netzwerk zu berechnen, wird das aufgestellte Gleichungssystem iterativ gelöst.

Die durch den Volumenstrom hervorgerufenen Reibungsdruckverluste werden entweder aus Meßkurven gewonnen oder durch die für den zutreffenden Fall gültige Formel berechnet.

Zur Beschreibung einer Rohrströmung dient die Reynolds-Zahl Re , die durch

$$Re = \frac{w\ell}{\nu} \quad (4.5)$$

gegeben ist mit ν als kinematische Viskosität und ℓ als charakteristische Länge, die bei Rohrleitungen in der Regel den Innendurchmesser darstellt.

Für Reynolds-Zahlen kleiner als 2000 stellt sich in Rohren immer eine laminare Strömung ein, das heißt auch bei Störungen kehrt diese zum laminaren Zustand zurück. In der Regel ist die Strömung für Re größer als 5000 immer turbulent. Dazwischen ist sie abhängig vom inneren Aufbau des Systems. Die kritische

Reynolds-Zahl wird in der Literatur mit 2320 angegeben [Bohl (2002)]. Die hier behandelten Problemstellungen beziehen sich auf relativ zur Schallgeschwindigkeit kleinen Strömungsgeschwindigkeiten.

Speziell für eine gerade Rohrleitung kann der Reibungsdruckverlust durch

$$\Delta p = \lambda_R \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (4.6)$$

bestimmt werden. Hierbei bezeichnet L die Rohrlänge, D den Rohrdurchmesser und λ_R die Rohrreibungszahl, die die Wandrauigkeit k_w enthalten kann. Diese ist für die Ausbildung einer Grenzschicht an der benetzten Oberfläche verantwortlich. Für Rohre mit kreisrundem Querschnitt wird die Rohrreibungszahl aus dem Moody-Diagramm [Miller (1990)] gewonnen, in dem Werte für λ_R über Re in Abhängigkeit von der relativen Rauigkeit k_w/D aufgetragen sind. Es basiert auf der Colebrook-White Gleichung. Für Rohre mit nicht vollkreisförmigem Querschnitt ist für den Durchmesser der hydraulische Durchmesser

$$d_{\text{hyd}} = \frac{4A}{U} \quad (4.7)$$

mit U als benetztem Umfang und A als Querschnittsfläche zu verwenden. Teilweise wird noch ein Korrekturfaktor benötigt, der von der Geometrie abhängt [Bohl (2002)].

Für Komponenten, die vermessen wurden, werden die Druckverlust-Kennlinien verwendet. Diese können zur Übertragung auf ähnliche Probleme, zum Beispiel Simulationen mit abweichender Temperatur, auf den dimensionslosen Widerstandsbeiwert ζ nach

$$\zeta = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho w^2} \quad (4.8)$$

umgerechnet werden.

Somit kann zur einfacheren Handhabung für eine Rohrströmung ein Widerstandsbeiwert nach

$$\zeta_{\text{Rohr}} = \lambda_{\text{R}} \cdot \frac{L}{D} \quad (4.9)$$

angegeben werden.

Mit der in Gleichung (4.5) definierten Reynolds-Zahl ergibt sich eine dimensionslose Widerstandsfunktion $\zeta = f(Re)$. Dies ist am Beispiel eines Kühlmittelkühlers eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs in Abbildung 4.2 gezeigt. Für die gegebenen Werte für Viskosität, Dichte und charakteristischer Länge werden die Punkte aus dem Zusammenhang $\Delta p(\dot{V})$ berechnet.

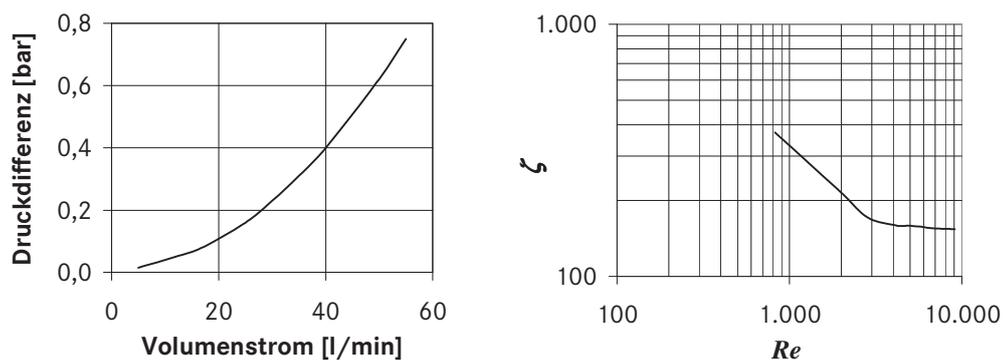


Abbildung 4.2: Umrechnung einer Druckverlust-Kennlinie auf $\zeta(Re)$ am Beispiel des Kühlmittelkühlers eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs [Vester (2000)]

Es fällt für kleine Reynolds-Zahlen der laminare Bereich auf, der in der doppelt-logarithmischen Darstellung eine fallende Gerade ergibt. Für hohe Reynolds-Zahlen ist der Widerstandsbeiwert fast nicht von Re abhängig.

Die Pumpenkennlinien für den Druck und für die Pumpenleistung werden ebenfalls in eine dimensionslose Form umgewandelt. Für Rohrverzweigungen, Krümmen, Ventile, stetige oder unstetige Querschnittsänderungen sind die entsprechenden Werte in der angeschlossenen Datenbank hinterlegt [Miller (1990)].

Die Wechselwirkung der Komponenten, zum Beispiel bei geringen Abständen, ist nicht berücksichtigt. Sie kann, falls Bedarf besteht, mit eingebunden werden.

Für die wärmetechnische Untersuchung werden im Netzwerk Wärmequellen und -senken bzw. Temperaturen vorgegeben, für die dann ebenfalls ein Gleichgewichtszustand gesucht wird. Es können dann Aussagen über die Temperaturen und Wärmeströme der Komponenten im gesamten Netzwerk getroffen werden. Auf eine Anbindung des Kühlkreislaufs an die Kühlluft durch das Kühlmodul wird in Kapitel 4.2 eingegangen.

Für die Verknüpfung der Wärmequellen und -senken \dot{Q} mit Temperaturänderung ΔT des Kühlmittels, das mit \dot{m} strömt, gilt

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T . \quad (4.10)$$

Es ist c_p die spezifische Wärmekapazität des Fluids zwischen Ein- und Austrittstemperatur.

Zudem ist sicherzustellen, daß keine Kavitation an der Pumpe auftritt, das heißt der statische Druck unter den Dampfdruck des Kühlmittels fällt, so daß sich Gasblasen bilden.

Bei der Berechnung eines stationären Zustands des Systems wird nun für den Kreislauf ein Gleichungssystem aufgestellt. Hierbei werden aus dem Zusammenhang zwischen den Drücken am Ein- und Ausgang und dem Volumenstrom in den einzelnen Zweigen mit Hilfe von Gleichung (4.2) die Volumenströme eliminiert. Mit (4.4) ergeben sich als Ergebnis des Gleichungssystems die Drücke in den Knoten. Dies geschieht iterativ bis eine stabile Lösung unter Einhaltung der Randbedingungen erreicht wird.

Der Übergang von der Simulation des stationären Verhaltens zur transienten, also zeitabhängigen, erfolgt durch Einbetten der stationären Lösungsberechnung in eine Schleife, die in festen Zeitschritten voranschreitet und die sich ändernden

Ausgangswerte und Randbedingungen berücksichtigt. Hierbei muß die Zeitschrittweite klein im Vergleich zu den auftretenden Änderungen gewählt werden.

4.1.1 Strömungstechnische Untersuchung des Kühlkreislaufs

In einem Brennstoffzellen-Fahrzeug gibt es eine große Anzahl von Komponenten, die jeweils spezielle Anforderungen an die Kühlung stellen. Sie verlangen je nach Lastfall einen gewissen Kühlmittelmassenstrom, der zudem ein bestimmtes Temperaturniveau nicht überschreiten darf. Die Modellierung des Kühlkreislaufs basiert darauf, die einzelnen Komponenten im Netzwerk abzubilden und damit eine hydraulische Berechnung zur Auslegung durchzuführen. Abbildung 4.3 zeigt das CAD-Modell der Rohrleitungen im Motorraum eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs. Es sind zwei Kühlkreisläufe und der Klimakreislauf dargestellt.

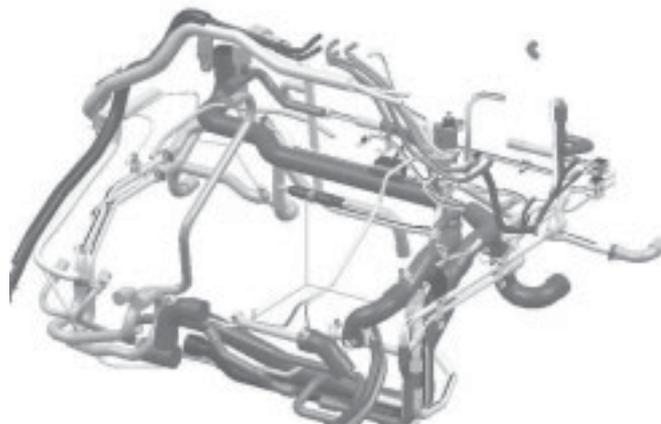


Abbildung 4.3: CAD-Modell der Rohrleitungen von zwei Kühlkreisläufen und des Klimakreislaufs in einem Brennstoffzellen-Fahrzeug

Das hierzu gehörende FLOWMASTER-Modell des Kreislaufs, der die Brennstoffzelle enthält, ist in Abbildung 4.4 angeführt. Es enthält die für die Simulation notwendigen Druckverlust-Kennlinien in dimensionsloser Form für die eingebundenen Komponenten, wie Brennstoffzellen-Stack, Kühler, Elektromotor, Luft-Kompressor, Fahrzeugheizung, Befeuchter, Elektronikbauteile, Filter und Ionenaustauscher

ebenso wie die Kühlmittelpumpe, Ausgleichsbehälter, Verzweigungen, Ventile, Rohrleitungen und -bögen. Die Verschaltung, das heißt die Anordnung in Reihen- und Parallelschaltung, basiert auf den Anforderungen und den Ergebnissen vorheriger Auslegungen.

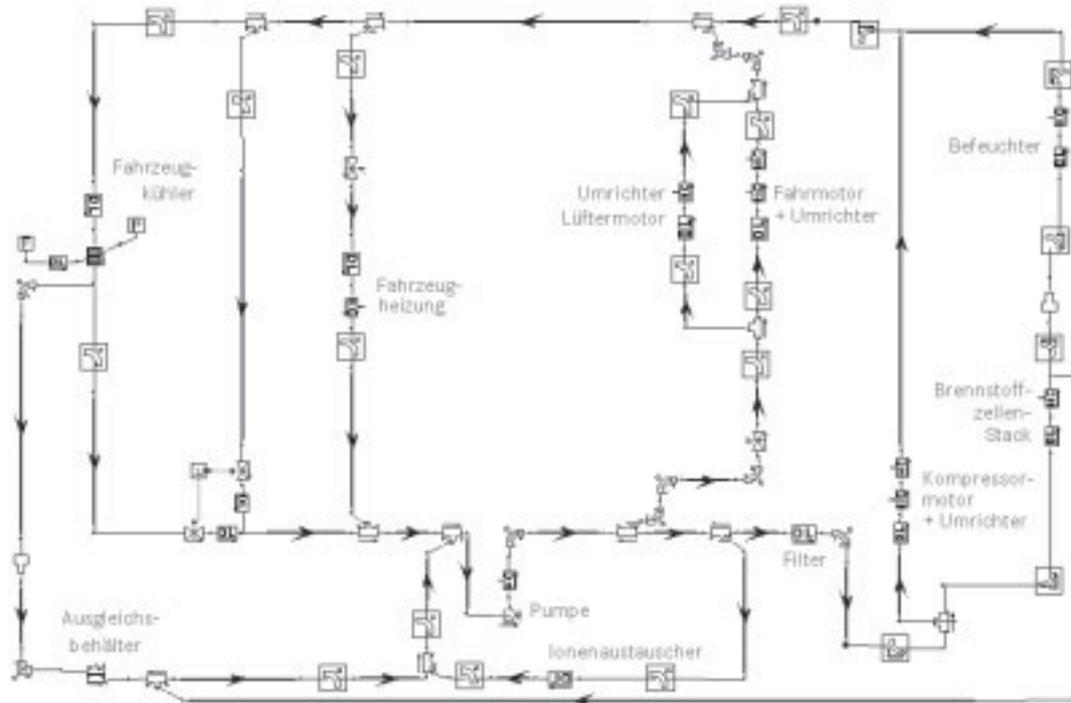


Abbildung 4.4: FLOWMASTER-Modell des Kühlkreislaufrs eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs einschließlich Brennstoffzelle

Die stationäre Rechnung liefert den Volumenstrom über die Pumpe und die jeweiligen Teilstränge sowie die Drücke in den Knoten, und somit auch die Druckverluste über die Komponenten für die vorgegebene Kühlmitteltemperatur und Pumpendrehzahl.

4.1.2 Wärmetechnische Untersuchung des Kühlkreislaufrs

Zusätzlich können auch Wärmeströme und Temperaturen in das hydraulische FLOWMASTER-Netzwerk integriert werden. Es können Wärmeeinträge oder

Austrittstemperaturen vorgegeben werden. Der Fahrzeugkühler ist als Wärmeübertrager zwischen Kühlmittel und Kühlluft modelliert. Ebenso wird die Verlustleistung der Pumpe aufgrund ihres mechanischen Wirkungsgrads berücksichtigt.

Es wird eine Wärmebilanz im Kühlkreislauf aufgestellt und die Temperaturen des Kühlmittels berechnet. Hierbei gehen auch die veränderlichen Stoffeigenschaften des Fluids ein, die eine Temperaturabhängigkeit aufzeigen. Im stationären Fall können Ergebnisse zu Ein- bzw. Austrittstemperaturen oder Wärmeströmen gewonnen werden. Die transiente Simulation zum Beispiel für die Berechnung des Verhaltens beim Kaltstart liefert neben den Kühlmittelmassenströmen und Drücken auch die zeitliche Entwicklung der Temperaturen im Kreislauf.

4.2 Berechnung des Kühlmoduls

Die Berechnung der Wärmeabfuhr eines Kühlsystems über das Kühlmodul kann mit Hilfe des Simulationstools KULI erfolgen. Es werden hierbei sowohl die Eigenschaften und die geometrische Anordnung der Wärmeübertrager und deren Durchströmung mit der Kühlluft als auch die Lüfter und die Verblockung im Luftweg, ebenso wie die Kühlmittelseite, berücksichtigt.

Das Rechenmodell, das in KULI hinterlegt ist, basiert darauf, daß Kennlinien vermessener Wärmeübertrager und Lüfter in dimensionslose Größen wie zum Beispiel Reynolds-Zahl oder Nußelt-Zahl umgewandelt werden, die wiederum zur Systemberechnung herangezogen werden. Damit ist es möglich, Parameter zu variieren und unterschiedliche Betriebszustände zu untersuchen.

Die Betriebscharakteristik Φ eines Wärmeübertragers dient zur Beschreibung des Wärmestroms zwischen zwei Medien mit unterschiedlichen Eintrittstemperaturen. Im Falle eines Fahrzeugkühlers treten die Kühlluft mit $T_{L\text{ein}}$ bzw. das Kühlmittel mit $T_{K\text{Mein}}$ ein. Der Zusammenhang zwischen Φ und Wärmestrom \dot{Q} ist durch

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{K\text{Mein}} - T_{L\text{ein}}) \cdot \Phi \quad (4.11)$$

gegeben, wobei \dot{m} den Massenstrom und c_p die spezifische Wärmekapazität beschreibt. Das Produkt $\dot{m} \cdot c_p$ wird als Wärmekapazitätsstrom \dot{W}_k zusammengefasst und bezieht sich auf den geringeren der beiden Wärmekapazitätsströme von Kühlmittel \dot{W}_i und Kühlluft \dot{W}_a .

Der Maximalwert 1 für Φ wird genau dann erreicht, wenn das Medium mit \dot{W}_k den Wärmeübertrager mit der Eintrittstemperatur des anderen Mediums verläßt.

Für einen mehrreihigen Kreuzstromwärmeübertrager, wie er in Fahrzeugen Verwendung findet, sind in [Magna Steyr Engineering (2002a)] oder [Schedwill (1968)] für die Betriebscharakteristik folgende Ansätze gegeben:

$$\Phi = \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_a} \left(1 - \frac{1+S}{N} \cdot e^{-\varepsilon \cdot y_0} \right) \quad \text{für } \dot{W}_i > \dot{W}_a \quad (4.12)$$

$$\Phi = 1 - \frac{1+S}{N} \cdot e^{-\varepsilon \cdot y_0} \quad \text{für } \dot{W}_i < \dot{W}_a \quad (4.13)$$

mit

$$S = \sum_{p=1}^{N-1} \sum_{m=0}^p \left\{ \binom{p}{m} [1 - e^R]^m \cdot e^{(p-m) \cdot R} \sum_{r=0}^m \frac{(\varepsilon \cdot y_0)^r}{r!} \right\} \quad (4.14)$$

$$\varepsilon \cdot y_0 = \frac{\dot{W}_a}{\dot{W}_i} \cdot N \cdot (1 - e^R) \quad (4.15)$$

$$R = - \frac{k \cdot A}{N \cdot \dot{W}_a}, \quad (4.16)$$

wobei N die Rohrreihenanzahl, k der Wärmedurchgangskoeffizient und A die Stirnfläche des Wärmeübertragers bedeuten.

Um nun ein gemessenes Kühlleistungskennfeld, das lediglich für den vorgegebenen Wärmeübertrager zutrifft, auf andere Abmessungen und thermische Bedingungen umzurechnen, wird als Zwischenschritt ein dimensionsloses Kühlerkennfeld erzeugt. Hierin wird in Abhängigkeit von der Reynolds- und Prandtl-Zahl der beiden Medien mit Hilfe der Betriebscharakteristik Φ die Nußelt-Zahl Nu berechnet. Diese dient zur dimensionslosen Darstellung des Wärmeübergangskoeffizienten α , und dadurch des Wärmedurchgangskoeffizienten k , bezogen auf die Kühlerstirnfläche und ist definiert als

$$Nu = \frac{\alpha \cdot \ell}{\lambda} . \quad (4.17)$$

λ bezeichnet hierbei die Wärmeleitfähigkeit der Kühlluft und ℓ eine charakteristische Länge, in der Regel die Tiefe des Wärmeübertragers. k wird durch Nullstellenbestimmung aus Φ bestimmt, falls es sich um einen mehrreihigen Kühler handelt, für den einreihigen existiert eine geschlossene Lösung. Die Stirnfläche des Wärmeübertragers ist insofern zu verwenden, da diese einfach zu vermessen und bei gleichbleibendem Kühlernetz der tatsächlichen Übertragungsfläche proportional ist. Für die Kühlluft und das Kühlmittel sind die Reynolds- und Prandtl-Zahlen Re und Pr jeweils durch

$$Re = \frac{w\ell}{\nu} \quad (4.18)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (4.19)$$

gegeben mit w als Geschwindigkeit, die aus dem Volumenstrom errechnet werden kann, ν als kinematische Viskosität und a als Temperaturleitfähigkeit.

Der große Vorteil dieser Vorgehensweise ist, daß es ausreicht, an Prüfständen repräsentative Stücke des Kühlernetzes zu vermessen, um damit Aussagen über den Gesamtkühler zu gewinnen.

Die zum Zurückrechnen vom dimensionslosen Kennfeld benötigten Kühlmittel- bzw. Kühlluftmassenströme und Temperaturen ergeben sich aufgrund der Durchströmung der einzelnen Komponenten. Die geometrische Anordnung der Wärmeübertrager, das heißt die Überdeckungen von Kühlern, werden dadurch berücksichtigt, daß diese in eine entsprechende Anzahl von Segmenten aufgeteilt werden, für die jeweils eine eigene Wärmebilanz aufgestellt wird. Die Übergabe der relevanten Daten erfolgt dann von einem Abschnitt zum benachbarten. Das dreidimensionale Problem kann somit auf eine 1D-Rechnung reduziert werden.

Mit der vorgegebenen Verschaltung wird das Gleichgewicht zwischen den Druckverlusten Δp der Widerstände im Luftpfad und den Druckgewinnen durch Lüfter und Staudruck durch die Fahrzeuggeschwindigkeit nach der Stromfadentheorie iterativ berechnet. Die Druckverlustkennlinien der Komponenten werden dazu in einen Widerstandsbeiwert ζ nach

$$\zeta = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho w^2} \quad (4.20)$$

umgerechnet, der in Abhängigkeit der in Gleichung (4.18) definierten Reynolds-Zahl eine dimensionslose Widerstandsfunktion $\zeta = f(Re)$ ergibt.

Um den (Elektro-)Lüfter in das Simulationsmodell einzubinden, werden die Kennfelder zum Druckverlust Δp und Leistung P in Abhängigkeit der Drehzahl n und des Kühlluft-Volumenstroms \dot{V} ebenfalls in dimensionslose Größen umgerechnet. Hierzu dienen die Volumenstromzahl

$$\varphi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{D^2 \cdot \pi \cdot u}, \quad (4.21)$$

die Druckzahl

$$\psi = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot u^2} \quad (4.22)$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta_w = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{P} . \quad (4.23)$$

D ist in diesem Fall der Lüfterrad-Durchmesser, u die Umfangsgeschwindigkeit. Die An- und Abströmung wird durch Druckbeiwerte C_R beschrieben. Diese sind definiert durch

$$C_R = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho (w_\infty - w_K)^2} = \frac{P_K - P_\infty}{\frac{1}{2} \rho (w_\infty - w_K)^2} . \quad (4.24)$$

Die Indizes zu Druck p und Geschwindigkeit w beziehen sich für ∞ auf die Umgebung, für K auf das Fahrzeug. Der Maximalwert für C_R liegt im Staupunkt bei 1. Aus den Meßwerten für die Druckbeiwerte kann somit für die Simulation für jede Fahrzeuggeschwindigkeit der Druckgewinn berechnet werden.

Für die Kühlmittelseite werden je nach Vorgaben in gleicher Weise die Massenströme durch die Komponenten berechnet.

4.2.1 Wärmetechnische Untersuchung des Kühlmoduls

Der Aufbau eines KULI-Modells wird im speziellen Fall des Kühlmoduls eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs diskutiert. Abbildung 4.5 zeigt das CAD-Modell des Kühlmoduls in der Rückansicht. Hierbei ist neben dem großen Hauptkühler mit Lüfter, der Lüfterzarge und zwei Ausgleichsbehältern auch der Schürzenkühler für einen zweiten Kühlkreislauf zu erkennen.

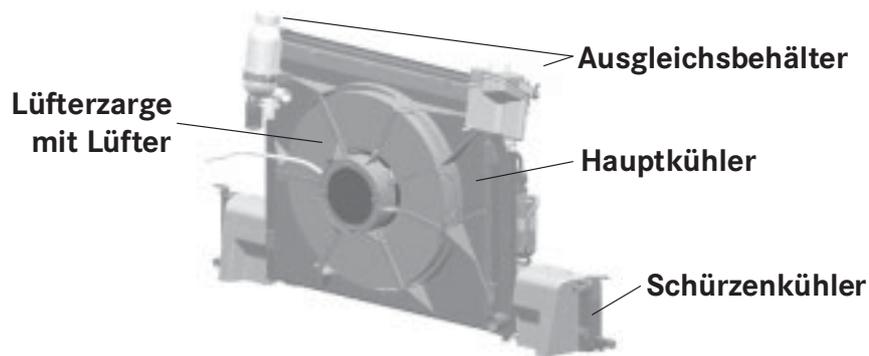


Abbildung 4.5: CAD-Modell eines Kühlmoduls eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs

Abbildung 4.6 zeigt das KULI-Modell des in Abbildung 4.5 gezeigten Kühlmoduls. Hierbei sind alle wichtigen Teile für den Luftstrom abgebildet. Die Anströmung steckt im C_R -Wert, der durch das Dreieck symbolisiert ist. Der Kühlergrill bzw. die Schürze sind durch Kennlinien hinterlegt und durch Flächenwiderstände dargestellt. Hieraus ist eine Größenanpassung der Lufteinlässe möglich. Gefolgt werden diese vom Klimakondensator im mittleren Bereich, unterhalb liegt der Schürzenkühler. Der Hauptkühler schließt sich mit dem runden Lüfter an. Die Abgabe der Kühlluft aus dem Lüfter erfolgt durch den Motorraum, der durch eine Motorraumverblockung ebenfalls als Kennlinie im ersten der beiden Dreiecke eingebaut ist. Das zweite stellt den C_R -Wert der Abströmung im Unterboden dar. An den Rändern des Schürzenkühlers erfolgt der Luftauslaß direkt, die beiden Dreiecke haben dieselbe Bedeutung, sind jedoch mit entsprechenden Daten belegt.

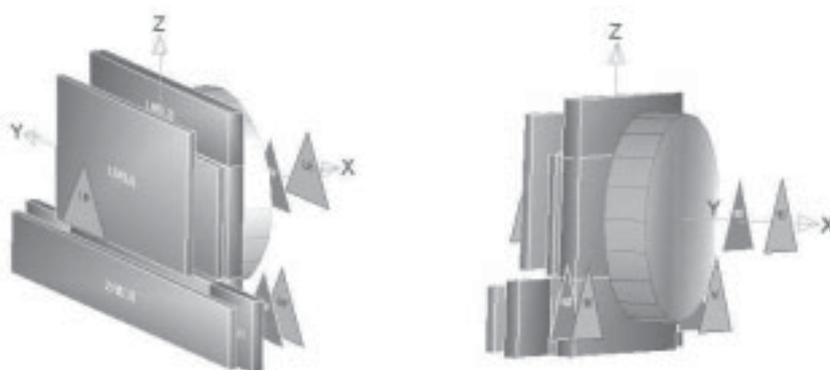


Abbildung 4.6: KULI-Modell eines Brennstoffzellen-Kühlmoduls

In Abbildung 4.7 ist der Luftpfad aufgezeigt, auf den sich die Kühlluft beim Durchströmen des Kühlmoduls aufteilt. Hierbei sind die eingezeichneten Linien die Pfade, die sich in den durchnummerierten Knoten verzweigen und sammeln. Die Luft aus der Umgebung verteilt sich beim Lufteintritt hinter Knoten 2 auf den Kühlergrill und die Kühlerschürze. Der obere Luftstrom verzweigt sich wiederum, um den Kühler bzw. den Klimakondensator und dann den Kühler zu durchqueren. Die Kühlluft im unteren Teil tritt in den Schürzenkühler ein, wobei die beiden äußeren Abschnitte über die Knoten 10 und 12 in den Radkasten abströmen. Der mittlere Anteil passiert den Kühler und vereinigt sich mit der oberen Kühlluftströmung in Knoten 7, um in den Lüfter einzutreten, bevor er durch den Motorraum das Fahrzeug verläßt.

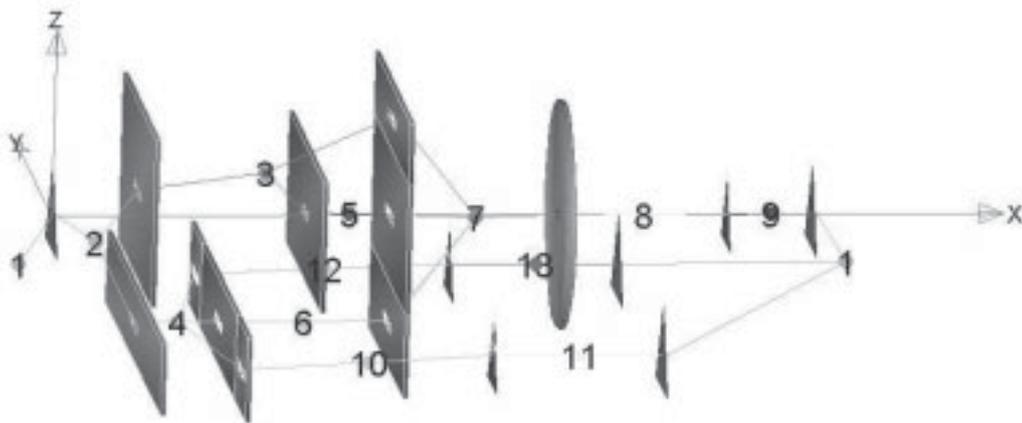


Abbildung 4.7: Luftpfad

Es werden somit die Komponenten wie vorgegeben in Reihe oder parallel durchströmt. Die Teilung des Hauptkühlmittelkühlers in drei Abschnitte berücksichtigt die Überdeckung, so daß die Luft, die zum Beispiel durch den Kondensator der Klimaanlage vorgewärmt wurde, mit der entsprechenden Temperatur eintritt.

Die kühlmittelseitige Durchströmung der drei Wärmeübertrager wird durch einfache Kreisläufe dargestellt, die durch die Vorgaben bestimmt sind.

Der Klimakondensator kann ebenfalls als Kühlmittelkühler modelliert werden, da er lediglich durch seinen Wärmeeintrag in die Kühlluft in Erscheinung tritt, der durch vorgegebene Werte erfüllt wird. Innere Abläufe werden an dieser Stelle nicht berücksichtigt.

Aus diesem Modell können nun durch die oben beschriebene Vorgehensweise für eine Geschwindigkeit die Kühlluft- und Kühlmittelmassenströme bestimmt werden. Somit werden über den Wärmeübergang die sich ergebenden Ein- und Austrittstemperaturen der Medien und die übertragenen Wärmeströme berechnet.

Als Ergebnisse kann zum Beispiel die maximal über das Kühlmodul abführbare Wärme oder die Fahrbarkeit bei hohen Außentemperaturen berechnet werden. Letztere ist der Grenzfall, bei dem die erzeugte Wärme eben der maximal abführbaren entspricht, das heißt die Berechnung der höchsten Umgebungstemperatur, bei der eine Fahrt ohne Leistungseinschränkungen möglich ist.

Die Validierung von speziellen Rechenergebnissen mit Meßergebnissen in [Raab (1996)] oder [Eichseder (1997)] hat gezeigt, daß beide Programmsysteme in der gezeigten Form für die Problemstellung der Fahrzeugkühlung anwendbar sind.

5 Analyse

Die Verbesserung der Kühlung von Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen erfordert eine Analyse der Wärmequellen und -senken unter den verschiedensten Umgebungsbedingungen und Fahrzuständen, sowohl stationär als auch instationär. Es gibt viele Faktoren, die Einfluß nehmen, wie zum Beispiel die Klimatisierung der Fahrzeugkabine, und auch Anforderungen, die sich in ihren Zielen widersprechen. Ein Beispiel hierfür ist der Kaltstart, der, wie in Tabelle 5.1 gezeigt, in manchen Punkten im Gegensatz zur optimalen Kühlung steht. Hinzu kommt die Regelung, um am Ende ein geschlossenes Wärmemanagement darzustellen.

| Kühlung ↔ Kaltstart | | |
|---|---|--|
| Wärmeabfuhr Brennstoffzelle | ↔ | Wärmezufuhr zur Brennstoffzelle |
| Kühlung E-Motor | ↔ | Kleiner Kühlkreislauf, um thermische Masse zu reduzieren |
| Druckverluste klein bei 70°C, um Pumpenleistung zu minimieren | ↔ | Druckverluste klein bei -15°C, damit Volumenstrom groß |

Tabelle 5.1: Unterschiedliche Anforderungen an den Kühlkreislauf für Kühlung und Kaltstart

Die maximal erreichbare Geschwindigkeit des Fahrzeugs wird bei hohen Umgebungstemperaturen durch die Kühlung begrenzt. Kann die im Fahrzeug erzeugte Wärme, unter anderem die des Brennstoffzellensystems, über das Kühlmodul nicht an die Kühlluft abgeführt werden, so steigt die Kühlmitteltemperatur über die erlaubte Betriebstemperatur. Um diesem Verhalten entgegenzuwirken, muß die Leistung reduziert werden.

Die abführbare Wärme hängt natürlich von der Fahrzeuggeschwindigkeit ab, da der Kühler von der Umgebungsluft durchströmt wird. Wiederum ist die eingetragene

Wärme über die Abwärme des Brennstoffzellensystems mit der Fahrgeschwindigkeit verknüpft, da dieses die benötigte elektrische Leistung für den Elektroantrieb und für weitere Verbraucher zur Verfügung stellt. Hinzu kommt noch die direkte Abwärme des Elektromotors und sonstiger Komponenten im Kühlkreislauf.

Diese Abhängigkeiten sind in Abbildung 5.1 dargestellt. Der Schnittpunkt der beiden Kurven stellt die maximal erreichbare Geschwindigkeit dar, da hier die Kühlleistung der Abwärmeleistung entspricht.

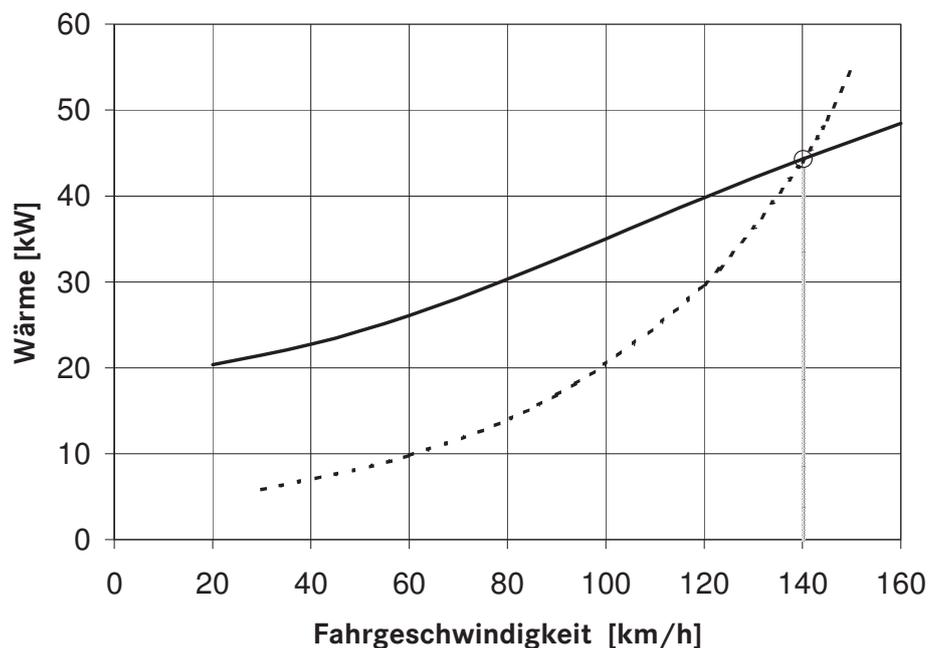


Abbildung 5.1: Beispiel für die abführbare Wärme (durchgezogen) und die Wärmelast (gestrichelt) eines Brennstoffzellenfahrzeugs über der Fahrgeschwindigkeit

Um die Fahrbarkeit des Brennstoffzellen-Fahrzeugs zu erhöhen, gibt es mehrere Lösungsansätze.

Es kann durch eine Verbesserung der wichtigsten Komponenten ein Fortschritt erreicht werden. Hierzu gehört die Brennstoffzelle, insbesondere der Brennstoffzellen-Stack, bei dem durch Wirkungsgraderhöhung die Abwärme bei gleicher Netto-Leistung reduziert werden kann. Ebenso kann durch eine Erhöhung der Betriebstemperatur, das heißt des oberen Temperaturniveaus im Kühlkreislauf,

die Wärmeabfuhr im Kühlmodul maximiert werden. Zudem wirkt sich der Verzicht auf eine externe Befeuchtung durch den Gewinn zusätzlicher Kühlfläche aus, was jedoch zu einer Umverlagerung der Wärme führen kann. Hierauf wird in Abschnitt 5.1 eingegangen. Insgesamt kann durch die Effizienzsteigerung der Verbraucher der Gesamtwirkungsgrad verbessert werden, was wiederum zu weniger Abwärme führt.

Um die Kühlleistung zu steigern, liegt als einfachste Möglichkeit nahe, mehr Kühlfläche im Fahrzeug bereitzustellen. Dies kann auf der einen Seite durch größere bzw. tiefere Kühler geschehen, andererseits kann es bedeuten, zusätzliche Wärmeübertrager unterzubringen, wobei gleichzeitig auch auf die Anströmung mit Kühlluft geachtet werden muß. Beispiele sind hierfür bei Purpose Design Fahrzeugen zu finden.

Um mehr Kühlleistung bei gleicher Stirnfläche und gegebenen Temperaturen zu erreichen, sind effizientere Wärmeübertrager zu entwickeln. Hierbei liegen die Ansatzpunkte in der Vergrößerung der wärmeübertragenden Fläche und der Erhöhung des Wärmedurchgangs. Dieser kann durch einen größeren Kühlmittel-massenstrom gesteigert werden, der durch die Optimierung der Hydrodynamik, zum Beispiel durch Senkung der Druckverluste oder geeigneter Verschaltung der Komponenten, erreicht wird. Ebenso ist ein höherer Kühlluftdurchsatz durch Reduktion der Verblockung im Luftstrom, zum Beispiel durch die Optimierung der Motorraumdurchströmung oder mit Hilfe eines neuen Lüfterkonzepts realisierbar. Zusätzlich können neue Materialien oder alternative Kühlmittel mit anderen Stoffeigenschaften einen Beitrag liefern.

Für ein abgestimmtes Wärmemanagement kann die Nutzung der Wärmesenken im Fahrzeug untersucht werden oder mit Hilfe eines Zwischenspeichers Spitzen der Wärmelast weggemittelt werden.

Neue Kühlkonzepte wie zum Beispiel die Anbindung der Klimaanlage an den Kühlkreislauf oder eine Verdampfungskühlung können zu Kühlleistungssteigerungen führen. Diese begründet sich bei der Verdampfungskühlung darauf, daß die Wärmeübergangskoeffizienten bei der Phasenumwandlung viel größer sind als für den konvektiven Wärmeübergang ohne Phasenwandel [Baehr (1996)].

5.1 Brennstoffzellen-Stack

Der Brennstoffzellen-Stack ist die größte Abwärmequelle im Brennstoffzellen-Fahrzeug, da hier die chemische Energie des Wasserstoffs in die elektrische Energie für den Antrieb umgesetzt wird. Obwohl dieser Prozeß, anders als bei einer Wärmekraftmaschine, nicht durch den Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses begrenzt ist, entsteht trotzdem Wärme. Für den elektrischen Wirkungsgrad einer realen Brennstoffzelle werden Werte von 50% bis 68% je nach Lastpunkt erreicht [Ledjeff-Hey (2001)]. Das bedeutet, daß ein großer Teil der Energie das System als Wärme verläßt.

Um nun die Kühlungsanforderung an das Fahrzeug zu reduzieren, liegt eine Wirkungsgraderhöhung des Brennstoffzellen-Stacks nahe. Das bedeutet, daß für eine bestimmte elektrische Leistung der Brennstoffzelle weniger Wasserstoff eingesetzt werden muß und somit weniger Abwärme entsteht. In Abbildung 5.1 äußert sich dies in einer tiefer liegenden Wärmelast, was wiederum den Schnittpunkt zu höheren Geschwindigkeiten verschiebt. Da die Wirkungsgraderhöhung ein primäres Ziel der Brennstoffzellenentwicklung ist, weil hierdurch der Verbrauch gesenkt werden kann, wird aus Kühlungssicht an dieser Stelle hierauf nicht weiter eingegangen, und es sei auf weiterführende Literatur wie zum Beispiel [Larminie (2000)] verwiesen.

Aufgrund des Zusammenhangs

$$\dot{Q} = k \cdot A_b \cdot F \cdot \Theta_m \quad (5.1)$$

der stationär übertragbaren Wärme \dot{Q} , die vom Kühlmittel des Kühlkreislaufs über den Fahrzeugkühler an die Umgebungsluft abgegeben wird, mit der Temperaturdifferenz zwischen den beiden eintretenden Medien, führt eine Vergrößerung dieses treibenden Temperaturgefälles zu einer Kühlleistungssteigerung [Martin (1988)]. Es sind k der Wärmedurchgangskoeffizient, der auf die Fläche A_b , meist die leicht meßbare äußere Fläche, bezogen ist, und Θ_m die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz, die aus den Temperaturen der Medien berechnet wird. F ist ein Korrekturfaktor für die mittlere logarithmische

Temperaturdifferenz, durch den die Stromführung des Wärmeübertragers im Vergleich zum reinen Gegenstrom berücksichtigt wird. Das heißt also, daß bei gleichen Randbedingungen wie Geometrie des Kühlmittelkühlers und derselben Umgebungstemperatur durch Erhöhung der Betriebstemperatur des Brennstoffzellen-Stacks mehr Wärme über dieselbe Fläche an die Kühlluft übertragen werden kann.

In Abbildung 5.2 ist dieser Zusammenhang in Form eines Fahrbarkeits-Diagramms illustriert. Es ist hierbei eine Darstellung gewählt, bei der ein direkt mit der Geschwindigkeit verknüpfter Wärmeeintrag über das Kühlmodul an die Kühlluft abgegeben wird. Dies wurde bereits in Abbildung 5.1 eingangs des Kapitels diskutiert. Die Kurven sind dann so zu verstehen, daß ein stationärer Fahrzustand mit höherer Außentemperatur aufgrund der Leistung des Kühlsystems nur bei einem kleinerem Wärmeeintrag möglich ist und somit bei niedrigeren Geschwindigkeiten liegt. Das Brennstoffzellen-System geht kühlungsbedingt in Leistungsreduktion.

Angestrebt wird eine Umgebungstemperatur von 40°C , um eine allgemeine Fahrbarkeit zu gewährleisten. Hierbei können je nach Lastprofil die Ebene oder auch eine Bergfahrt zu Grunde gelegt werden. Bei einer Fahrt in der Ebene ohne Klimaanlage kann im gezeigten Beispiel die maximal erreichbare Geschwindigkeit bei 40°C Außentemperatur von 140 km/h auf 156 km/h bzw. auf Höchstgeschwindigkeit erhöht werden, indem die Brennstoffzellen-Ein- und Austrittstemperatur von $70\text{-}80^{\circ}\text{C}$ auf $80\text{-}90^{\circ}\text{C}$ bzw. $90\text{-}100^{\circ}\text{C}$ angehoben werden. Ebenso kann eine Geschwindigkeit von 160 km/h anstatt bei 28°C Umgebungstemperatur bei 38°C bzw. 47°C erreicht werden.

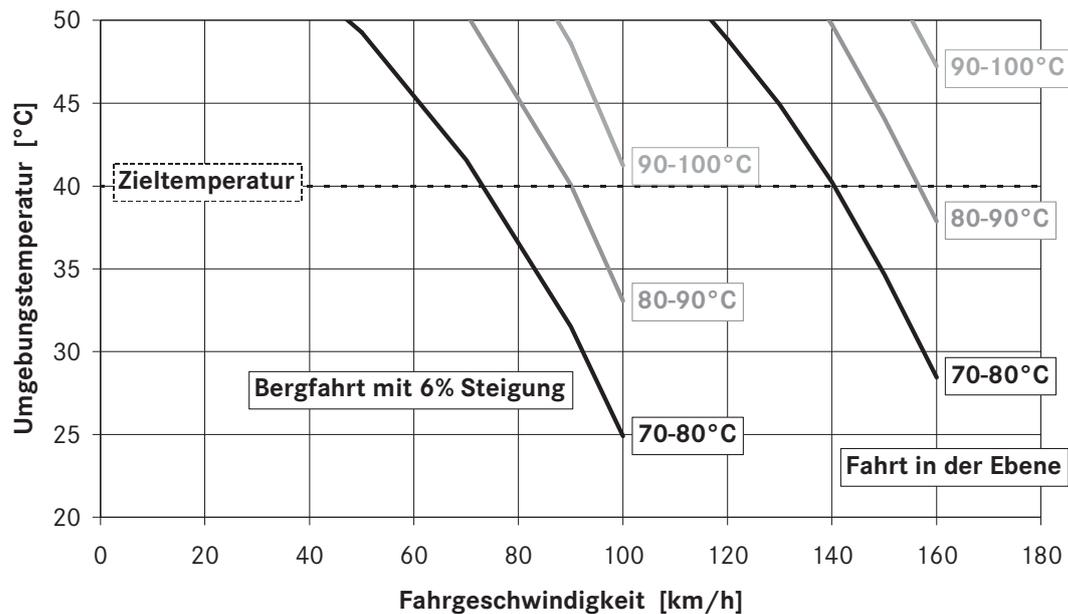


Abbildung 5.2: Einfluß der Brennstoffzellen-Kühlmitteltemperatur auf die Fahrbarkeit

Bei der Bergfahrt mit 6% Steigung sind die Verhältnisse ähnlich, jedoch liegen die Werte für die Geschwindigkeit bei 40°C bei 73 km/h, die auf 90 km/h bzw. auf antriebsleistungsbegrenzte 100 km/h erhöht werden können. Die maximale Umgebungstemperatur steigt für 100 km/h für jeweils 10 K Kühlmitteltemperatur-Anhebung von 25°C auf 33°C bzw. 41°C um somit jeweils 8 K.

Bei der Berechnung sind neben den Eigenschaften des Kühlmittelkühlers auch die des Lüfters wie zum Beispiel der Arbeitspunkt und die Motorraumdurchströmung der Kühlluft berücksichtigt.

Eine Erhöhung der Betriebstemperatur der Brennstoffzelle hilft somit bei der Lösung des Kühlungsproblems. Dazu muß die Membran so angepaßt werden, daß die Haltbarkeit und somit die Lebensdauer nicht durch die höhere Temperatur verkürzt wird. Für die nächste Generation von Brennstoffzellen ist zumindest ein kurzzeitiges Anheben im Bereich von wenigen Minuten der Kühlmitteltemperatur über die heutigen Grenzwerte vorgesehen.

Die Kühlmittel-Kanäle im Brennstoffzellen-Stack stellen aufgrund ihrer geringen Querschnitte einen erheblichen Druckverlust im Gesamt-Kühlkreislauf dar. Eine Optimierung hinsichtlich der Strömungsführung und eine geeignete Wahl der Kanaldurchmesser in Bezug auf die Gewährleistung eines ausreichenden Wärmeübergangs können, auch in Verbindung mit der Realisierung höherer Kühlmittel-Volumenströme, großen Einfluß auf die einzusetzende Pumpleistung nehmen. Zumal im Brennstoffzellen-Fahrzeug die Kühlmittelpumpe elektrisch betrieben wird, kann hiermit der Netto-Wirkungsgrad der Brennstoffzelle erhöht werden.

Da bei einer PEM-Brennstoffzelle die protonenleitende Elektrolytfolie aufgrund ihrer Struktur einen ausreichenden Wassergehalt aufweisen muß, damit ihre Funktionsfähigkeit sichergestellt ist, muß diese feucht gehalten werden. Zu wenig Wasser bedeutet eine zu geringe Leitfähigkeit, außerdem wird die Membran spröde und kann reißen. Zu viel Wasser führt zum Verstopfen der Poren in der Elektrode bzw. der Gas-Diffusions-Schicht, die an die Elektrolytfolie angrenzt, und somit zu einer Leistungsabnahme.

Auf der Kathodenseite der Membran wird Wasser durch die chemische Reaktion des Luftsauerstoffs mit den von der Anode stammenden Protonen produziert. Einerseits kann das Wasser zur Anode zurückdiffundieren, falls ein entsprechendes Konzentrationsgefälle vorherrscht, da die Elektrolytfolie sehr dünn ist, andererseits verbleibt es in der Kathode oder wird durch die Abluft wegtransportiert. Da jedoch in der Regel die Wasserbilanz in diesem System negativ ist, wird die Zuluft und der Wasserstoff befeuchtet, das heißt, daß flüssiges Wasser zugesetzt wird, um das durch die Abluft zuviel ausgetragene Wasser zu ersetzen. Diese Befeuchtung hat als weiteren Effekt die Abkühlung der verdichteten Luft zur Folge, so daß auf eine Ladeluftkühlung verzichtet werden kann.

Spricht man bei einer Brennstoffzelle von Befeuchtungsfreiheit ist in der Regel von dem Verzicht auf eine externe Befeuchtung die Rede. Dies bedeutet, daß der Zuluft oder dem Wasserstoff von außen kein Wasser zugesetzt wird, da innerhalb des Brennstoffzellen-Systems Wasser durch eine Membran in einem Gas-Gas-Befeuchter von der Abluft an die Zuluft übergeben wird. Dies hat den Wegfall des zur Wasserrückgewinnung benötigten Niedertemperatur-Kühlkreislaufs zur Folge.

Hierbei muß jedoch beachtet werden, daß ohne die externe Befeuchtung eine Ladeluftkühlung nötig wird. Wird diese über den Kühlkreislauf sichergestellt, verschärft diese das Kühlungsproblem im Punkt maximaler Last, da diese Wärme zur selben Zeit wie die Abwärme der Brennstoffzelle selbst anfällt. Es ist somit der Gewinn an Kühlfläche im Fahrzeug und die Vereinfachung des Systems der höheren Kühllast des Kühlkreislaufs entgegenzustellen und zu bewerten.

In Abbildung 5.3 ist der Kühlleistungsgewinn für ein Kühlmodul wie in Abbildung 4.5 dargestellt, für den Fall, daß der Schürzenkühler nicht als Kühler für einen eigenständigen Niedertemperatur-Kreislauf dient, sondern parallel zum großen Fahrzeugkühler im Hochtemperatur-Kreislauf eingebunden ist. Aufgetragen ist die Kühlleistung, das heißt die über den Wärmeübertrager abführbare Wärme bezogen auf die Eingangstemperaturdifferenz zwischen Umgebung und Kühlmiteleintritt, über der Fahrzeuggeschwindigkeit.

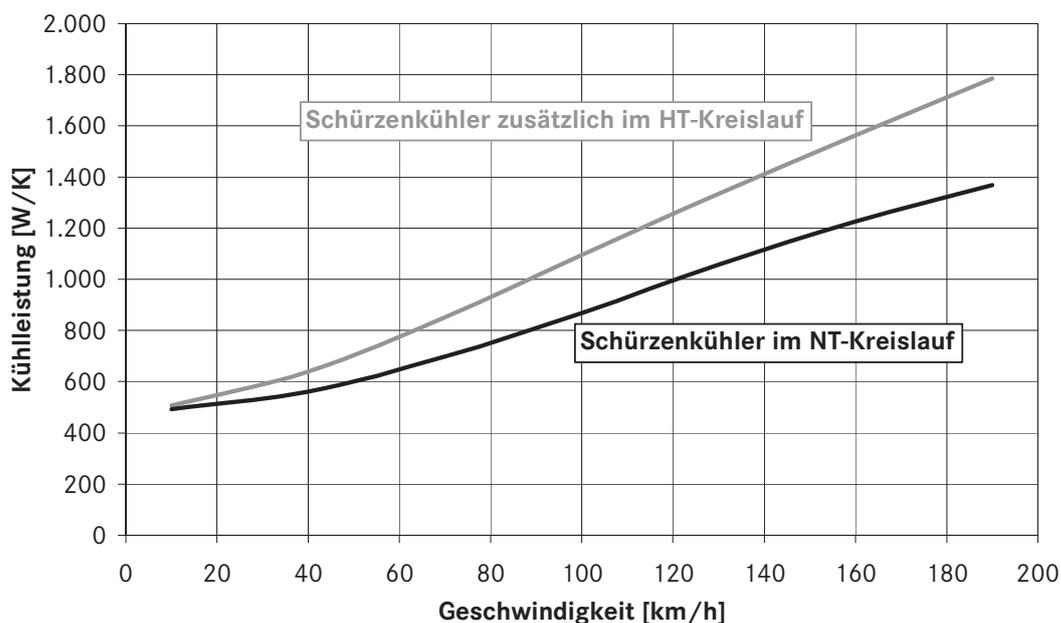


Abbildung 5.3: Kühlleistungssteigerung durch Einbindung der frei werdenden Kühlfläche in den Hochtemperatur (HT)-Kreislauf bei Wegfall des Niedertemperatur (NT)-Kühlkreislaufs

Man sieht eine große Steigerung in der Kühlleistung von 1220 W/K auf 1560 W/K bei 160 km/h. Diese Erhöhung um 28% ist auf die neu zugeordnete Kühlfläche im Frontend des Fahrzeugs zurückzuführen. Hinzu kommt, daß die NT-Wärme wegfällt. Hierbei ist die geometrische Anordnung der Kühler berücksichtigt, so daß der vorangeschaltete Schürzenkühler seine Wärme an die Kühlluft abgibt, die wiederum in den unteren Teil des großen Kühlers strömt. Dieser Zugewinn durch zusätzliche Kühler im Luftstrom ist jedoch begrenzt, da sich die austretende Kühlluft der Temperatur des eintretenden Kühlmittels annähert und der Luftmassenstrom durch die zunehmende Verblockung reduziert wird. Es ist somit auf eine sinnvolle Durchströmung der Kühler zu achten.

Zudem ist bei der Berechnung berücksichtigt, daß ein Teil des Schürzenkühlers lediglich Staudruck-beaufschlagt ist, das heißt die Luft allein durch die Geschwindigkeit des Fahrzeugs durch diesen strömt und nicht wie beim großen HT-Kühler mittels eines Lüfters durch den Wärmeübertrager gesaugt wird. Jedoch kann wiederum bei freiem Abströmen in den Radkasten bei hohen Geschwindigkeiten durch einen hohen Luftdurchsatz viel Wärme abgeführt werden.

5.2 Wärmeübertrager

Die Möglichkeit, eine Kühlleistungssteigerung durch die Vergrößerung der Kühlfläche zu erreichen, scheint trivial. Jedoch werden auch hier Grenzen erreicht, falls der Kühlluftmassenstrom nicht mit der Kühlfläche ansteigt.

In diesem Abschnitt wird das Potential untersucht, das sich durch die Verbesserung des Kühlers bei gleicher Fläche ergibt. In Abbildung 5.4 ist das Leistungsdiagramm eines typischen Fahrzeugkühlers skizziert, bei dem Wärme vom Kühlmittel an die Kühlluft übertragen wird. Hierbei ist die bezogene Kühlleistung, das heißt die über den Wärmeübertrager abführbare Wärme \dot{Q} bezogen auf die Eingangstemperaturdifferenz ΔT_E zwischen Umgebung, also Kühlluft eintritt, und Kühlmittelintritt über der Luftmassenstromdichte \dot{m}_L/A und dem Kühlmittelmassenstroms \dot{m}_{KM} aufgetragen. Zudem ist der Fall der idealen Wärmeübertragung mit in das Diagramm

aufgenommen, für die die Kühlluft mit der Kühlmiteleintrittstemperatur austritt. Hierbei liegt der größere Wärmekapazitätsstrom auf Seiten des Kühlmittels, was für einen Fahrzeugkühler im normalen Betrieb auch zutrifft.

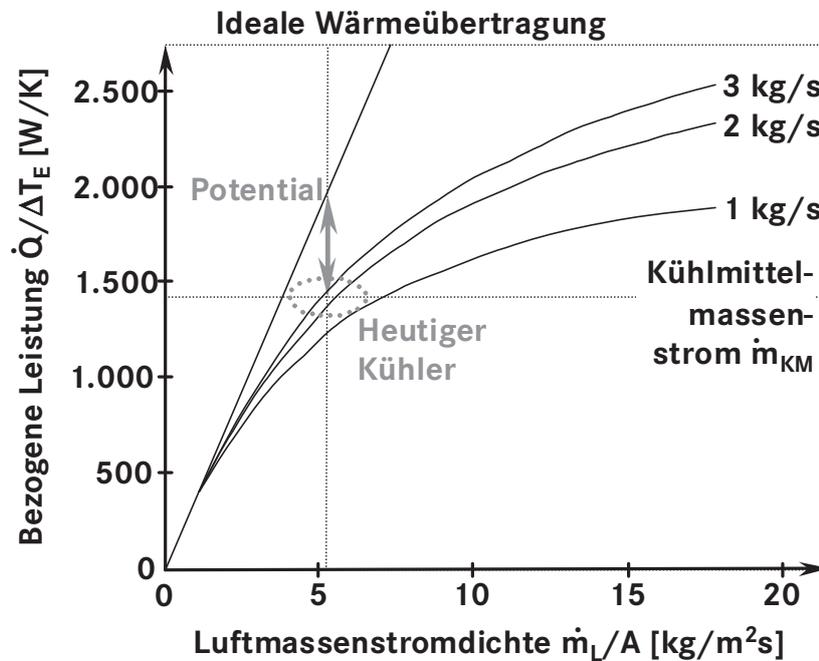


Abbildung 5.4: Leistungsdiagramm eines Kühlmittelkühlers

Der eingezeichnete Bereich, in dem sich die Betriebspunkte heutiger Kühler befinden, zeigt, daß zur oberen Grenze, also der idealen Wärmeübertragung, noch Potential zur Verbesserung der Leistungsfähigkeit eines Kühlmittelkühlers besteht. Um nun Ansatzpunkte zur Ausschöpfung des gezeigten Potentials offenzulegen, wird die Wirkungsweise des Wärmeübertragers untersucht.

Hierbei sind einerseits direkt die Wärmeübergänge zwischen Kühlmittel und Rohrwand als auch zwischen Rohrwand und Kühlluft, sowie der Wärmedurchgang durch die Rohrwand selbst Größen, die in die Betrachtung einfließen. Eine formale Darstellung ist in Abschnitt 5.2.2, Gleichung (5.2) zu finden. Es können somit neue Materialien eingesetzt werden, die den Wärmedurchgang erhöhen. Ein zweiter Punkt ist eine Vergrößerung der wärmeübertragenden Fläche, wie zum Beispiel auf der Luftseite durch Verrippung. Auf der Kühlmittelseite können Turbulenzerzeuger für einen besseren Wärmeübergang sorgen. Diese Steigerungsmöglichkeit wird

allerdings durch eine Erhöhung des Druckverlusts begrenzt, wobei ein Optimum gefunden werden muß. Zudem sind die Wärmeübergangskoeffizienten bei einer Phasenumwandlung, das heißt bei Kondensation oder Verdampfung, höher als bei einer einphasigen Konvektion. Hierauf wird in Abschnitt 5.2.2 eingegangen.

Andererseits wird aufgrund des vorgegebenen Bauraums in einem Fahrzeug in der Regel von einem flächigen Kreuzstrom-Wärmeübertrager ausgegangen, der das in Abbildung 5.4 dargestellte Verhalten aufzeigt. Hierbei ergeben sich aus dem grundlegenden Aufbau mit dem in jedem Punkt unterschiedlichen treibenden Temperaturgefälle Einschränkungen bezüglich der Erreichung der idealen Wärmeübertragung. Eine Möglichkeit, die Kühlleistung zu erhöhen liegt darin, mehrere Kreuzstromelemente in einer Gegenstromanordnung zu betreiben, wie es zum Beispiel durch Umlenkung des Kühlmittelmassenstroms in der Tiefe geschehen kann, sofern der steigende Druckverlust dies zuläßt. Dies wird in Abschnitt 6.1 diskutiert.

5.2.1 Vergleich der eingesetzten Kühler mit heutigen Seriensystemen

In Abbildung 5.5 ist die Wärmeleistung von heutigen Kühlsystemen, hier in der Form der bezogenen Leistung (siehe Abbildung 5.4), über dem luftseitigen Druckabfall für die angegebenen Bedingungen dargestellt. Dieser ist ein Maß für die Verblockung des Kühlers im Luftstrom, die entweder zu einer Reduktion des Luftmassenstroms oder bei vorgegebenem Durchsatz zu einer höheren einzusetzenden Förderleistung führt.

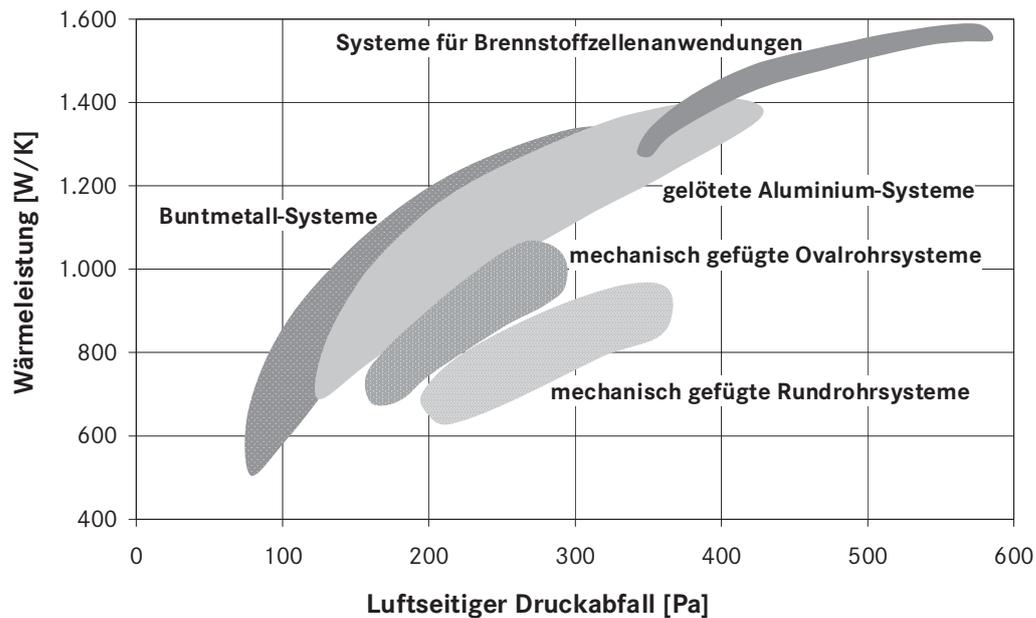


Abbildung 5.5: Vergleich der Kühlsysteme für Brennstoffzellenanwendungen mit heutigen Seriensystemen [Rogg (2003)], Eintrittsrandbedingungen: Kühlmittel (Wasser/Glysantin 50/50): 3 kg/s, 100°C, 1 bar, Luft: 7 kg/m²s, 30°C, 1 bar, Blockabmessungen (Breite × Höhe): 450 × 550 mm²

Man kann aus dem Diagramm entnehmen, daß mechanisch gefügte Kühler aus Aluminium eine geringere Leistung aufzeigen als gelötete, wobei hier die Buntmetall-Systeme die Systeme aus Aluminium teilweise übertreffen. Die für den Einsatz in Brennstoffzellen-Fahrzeugen vorgesehenen Systeme sind leistungsfähige gelötete Kühler aus Aluminium, die zwar eine hohe Wärmeleistung aufweisen, die jedoch mit einem hohen luftseitigen Druckabfall erkauft wird.

Die im Fall der Brennstoffzellen-Fahrzeuge verwendeten Kühler sind somit optimierte konventionelle Wärmeübertrager. Um nun eine weitere Leistungssteigerung zu erreichen, kann ein Wechsel zu einem Kondensator in Betracht gezogen werden.

5.2.2 Vergleich Kühler mit Kondensator

Wie bereits erwähnt, sind die Wärmeübergangskoeffizienten im allgemeinen beim Kondensieren und Verdampfen deutlich größer als im Fall des konvektiven Wärmeübergangs [Baehr (1996)]. Somit kann der Wechsel von einem konventionellen Fahrzeugkühler zu einem Kondensator zu einer Steigerung der Wärmeabfuhr bei gleicher Stirnfläche führen. An dieser Stelle soll lediglich ein Vergleich der beiden Wärmeübertrager in einem Kühlkreislauf wie in Abbildung 5.6 bezüglich der Vorteile für die Brennstoffzellen-Kühlung diskutiert werden. Die sich ergebenden Anforderungen an das System bei Verwendung eines Kühlmittels, bei dem ein Phasenwechsel auftritt, einer sogenannten Verdampfungskühlung, werden in Abschnitt 6.4 diskutiert.

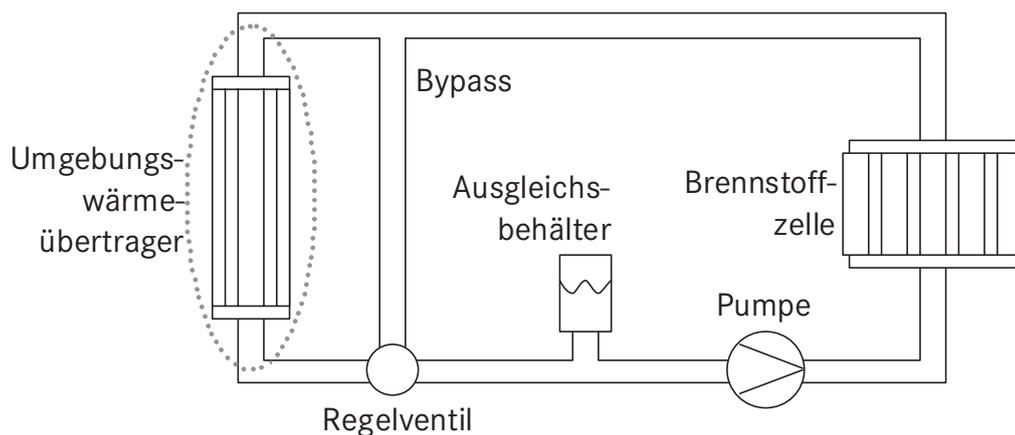


Abbildung 5.6: Schema des Kühlkreislaufs eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs

Der übertragene Wärmestrom \dot{Q} eines Wärmeübertragers läßt sich mit Hilfe von Gleichung (5.1) aus Abschnitt 5.1 berechnen. Insgesamt steht kA für das Wärmeübertragungsvermögen, das sich aus den einzelnen Wärmeübergängen und -durchgängen zusammensetzt [Baehr (1996)] und über

$$\frac{1}{kA} = \underbrace{\frac{1}{\alpha_i A_{O_i}}}_{R_i} + \underbrace{\frac{\delta}{\lambda_m A_m}}_{\approx 0} + \frac{1}{\underbrace{\alpha_a (A_{O_a} + \eta_f A_{O_f})}_{R_a}} = R_i + R_a \quad (5.2)$$

mit diesen verknüpft ist. α_i und α_a sind die Wärmeübergangskoeffizienten innen, das heißt auf der Kühlmittelseite, und außen, also auf der Luftseite. Hierzu gehören die zugeordneten Oberflächen A_{O_i} und A_{O_a} , wobei die äußere Fläche noch zusätzlich durch Rippen vergrößert ist, die mit einem Rippenwirkungsgrad η_f multipliziert hinzu addiert werden müssen. Dieser gibt an, in welchem Maß die Rippenoberfläche A_{Of} zum Wärmeübergang beiträgt, da aufgrund der Wärmeleitung von der Grundfläche bis zur Rippenspitze eine niedrigere Temperatur herrscht. Der Anteil des Wärmedurchgangs durch die Rohrwand mit der Dicke δ ist über eine mittlere Wärmeleitfähigkeit λ_m und eine mittlere Fläche der unberippten Wand A_m berücksichtigt. Dieser ist jedoch im Fall eines Fahrzeugkühlers vernachlässigbar. Der Kehrwert von kA stellt einen Wärmeübergangswiderstand dar. Dieser setzt sich somit aus dem inneren Wärmeübergangswiderstand R_i und dem äußeren R_a zusammen.

Um die Auswirkung einer Steigerung des inneren Wärmeübergangskoeffizienten α_i zu bewerten, werden für die Luftseite weder Geometrie noch Kennzahlen des luftseitigen Wärmeübergangs verändert. In Abbildung 5.7 ist dazu für mehrere Verhältnisse der Wärmeübergangswiderstände R_a und R_i die Erhöhung der Wärmeübertragung kA in Abhängigkeit von der Vergrößerung von α_i aufgetragen.

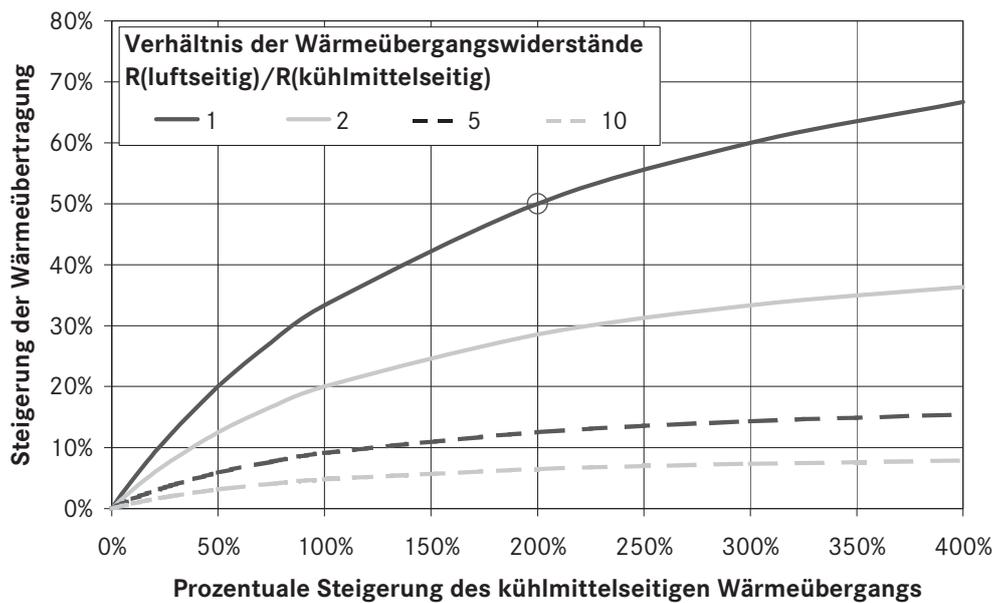


Abbildung 5.7: Steigerung des Wärmeübertragungsvermögens bei Erhöhung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangs

Das Diagramm ist folgendermaßen am Beispiel des umkreisten Punkts zu verstehen: Steigert man den kühlmittelseitigen Wärmeübergang um 200%, das bedeutet, man verdreifacht ihn, so steigt das Wärmeübertragungsvermögen um 50%, falls das Verhältnis luftseitiger zu kühlmittelseitigem Wärmeübergangswiderstand bei 1 lag. Da der luftseitige Wärmeübergangskoeffizient im Vergleich zum kühlmittelseitigen klein ist, wird durch Verrippung die wärmeübertragende Oberfläche vergrößert. Je nach Auslegung kann erreicht werden, daß die Wärmeübergangswiderstände R_a und R_i gleich groß sind und sich somit

$$\frac{R_a}{R_i} \approx 1 \quad (5.3)$$

ergibt.

Ein weiterer Vorteil ist das gleichbleibende Temperaturniveau bei der Kondensation, da sich dadurch die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz vergrößert. Es tritt jedoch ein Druckverlust im Rohr auf, der zur Folge hat, daß die Kondensations-

temperatur absinkt. Dieses Verhalten ist kühlmittelabhängig und kann zu ähnlichen Temperaturgradienten wie beim Kühlmittelkühler führen.

Da die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz von den Ein- und Austrittstemperaturen der Medien abhängt, die wiederum direkt von der Wärmeübertragung, also von kA beeinflusst werden, können die Größen nicht getrennt voneinander bewertet werden. Insgesamt muß eine Bewertung der Kühlleistungssteigerung beim Übergang zu einem Kondensator, also zu einer Verdampfungskühlung, im Gesamtsystem geschehen. Es sei hierzu auf Abschnitt 6.4 verwiesen, in dem auch auf die Auswahl des Kühlmittels mit einem Siedepunkt bei Betriebstemperatur und Systemdruck des Brennstoffzellen-Stacks eingegangen wird.

5.3 Lüfter

Wie aus Abbildung 5.4 ersichtlich, führt mehr Kühlluft zu einer Erhöhung der Kühlleistung. Um den Luftmassenstrom durch den Kühler zu erhöhen, besteht die Möglichkeit der Reduktion der Verblockung des Luftpfads, das heißt, eine Verbesserung der An- und Abströmbedingungen der Kühlluft, insbesondere der Motorraumdurchströmung. Bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten und dem damit verbundenen niedrigen Staudruck sorgen Lüfter für einen ausreichenden Massenstrom durch den Fahrzeugkühler, indem ein zusätzlicher Druckaufbau die Luft fördert. Diese Lüfter werden im Brennstoffzellen-Fahrzeug in der Regel elektrisch betrieben. Eine Vergrößerung der Lüfterleistung führt zu einer Anhebung des Kühlluftmassenstroms, jedoch steigt die erforderliche Lüfterantriebsleistung mit der dritten Potenz der Steigerung der geförderten Luftmenge [Rogg (2003)]. Das führt zu einer Begrenzung der erreichbaren Massenströme durch die im Fahrzeug verfügbare Förderleistung. Dies gilt auch, obwohl in einem Brennstoffzellen-Fahrzeug die elektrische Leistung bei einer höheren Spannung bereitgestellt werden kann, und man somit nicht an herkömmliche Fahrzeuglüfter auf 12 V-Basis gebunden ist. Die Grenze liegt lediglich etwas höher. Zudem muß die elektrische Leistung erzeugt werden und führt wiederum zu einer Erhöhung der Abwärme des Brennstoffzellen-Systems.

Auf eine Optimierung der Geometrie, das heißt Durchmesser und Bautiefe des Lüfters, die jeweils problembezogen gelöst werden muß, und eine Verbesserung durch Änderung der Lüfterblätter, der Blattanzahl oder der Drehzahl soll hier nicht eingegangen werden.

Ein Lüfter muß somit auf das Fahrzeug und die Anforderungen ausgelegt werden. Hierzu kann das in Abbildung 5.8 dargestellte Diagramm mit den Arbeitskennlinien für eine Fahrzeugdurchströmung dienen. Es zeigt den Druckverlust der Kühlluft beim Strömen durch das Fahrzeug in Abhängigkeit des Volumenstroms. Diese Kurven sind um den Staudruck Δp verschoben, der sich für die einzelne Fahrgeschwindigkeit ergibt. Den Arbeitspunkt findet man als Schnittpunkt der Arbeitskennlinie mit der Lüfterkennlinie, die den Druckaufbau über dem Volumenstrom wiedergibt. Für ein System ohne Lüfter ist dieser Null, was im Diagramm als schwarze gestrichelte Linie angegeben ist.

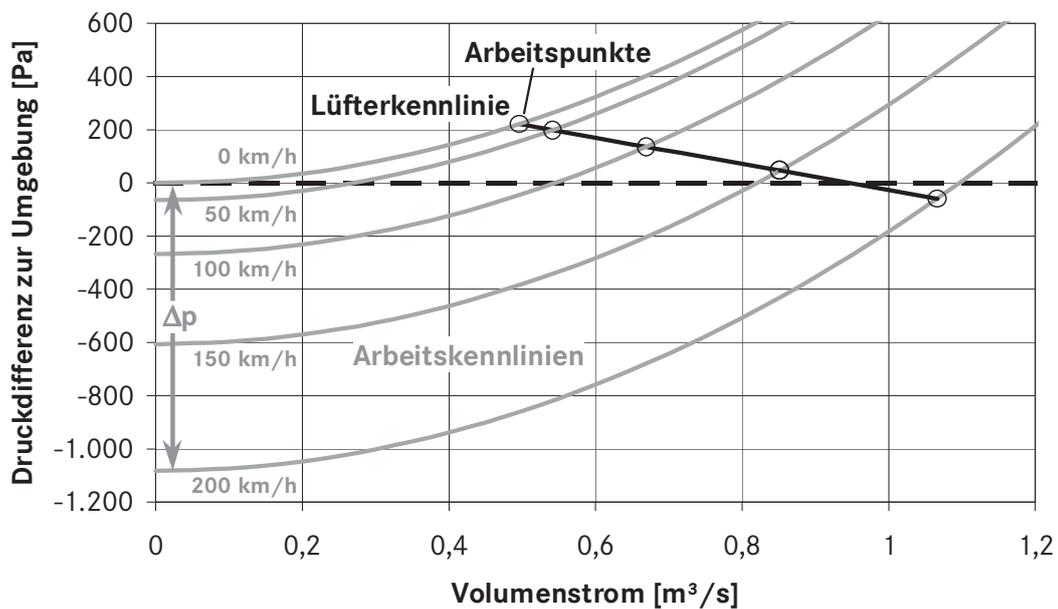


Abbildung 5.8: Lüfterkennlinie und Arbeitskennlinien für unterschiedliche Geschwindigkeiten

Das Diagramm ist so zu verstehen, daß sich mit Lüfter bei Stillstand des Fahrzeugs ein Volumenstrom von 0,5 m³/s einstellt, da hier der Arbeitspunkt als Schnittpunkt

der Kurven liegt. Dieser Wert vergrößert sich auf $0,55 \text{ m}^3/\text{s}$, wenn sich das Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von 50 km/h bewegt. Bei hohen Geschwindigkeiten von über 170 km/h wirkt der Lüfter nicht mehr als Druckgewinn sondern als Druckverlust, da die Kennlinie negative Werte erreicht. Würde der Lüfter den Luftpfad nicht mehr verblocken, so könnte ein höherer Luftmassenstrom erreicht werden. Ein derartiges Lüfterkonzept wird in Abschnitt 6.2 diskutiert.

Zur Auslegung des Lüfters gehört nun die Berücksichtigung dieses Umstands. Für eine Bergfahrt bei niedriger Geschwindigkeit, also einer hohen Last und somit einer hohen Abwärme, muß der Lüfter die Kühlung sicherstellen. Andererseits entsteht auch bei Höchstgeschwindigkeit eine hohe Abwärme. Hier muß ebenfalls der Kühlluftmassenstrom ausreichen, auch wenn der Lüfter überblasen wird. Alternativ kann ein Teil der Kühlfläche mit einem Lüfter beaufschlagt werden, ein anderer Teil hingegen bleibt frei durchströmt. Dieser Kühler bzw. Kühlerteil sollte eine flache Arbeitskennlinie aufweisen, damit auch bei niedrigen Geschwindigkeiten eine Kühlleistung auftritt. Es bietet sich hierbei ein Abströmen in den Radkasten an.

5.4 Hilfsaggregate des Brennstoffzellen-Systems

Wie eingangs erwähnt führt eine Effizienzsteigerung der wichtigsten Komponenten, und somit auch der größten Verbraucher, zu einer Erhöhung des Nettowirkungsgrads des Brennstoffzellensystems, was durch Einsparung von Wasserstoff weniger Abwärme im Kühlkreislauf bewirkt. Mit dem Nettowirkungsgrad wird das Verhältnis der an den Schnittstellen des Brennstoffzellen-Systems abgreifbaren Leistung zur eingesetzten bezeichnet. Im Gegensatz zum Bruttowirkungsgrad ist hierbei die Bruttoleistung des Brennstoffzellen-Stacks um die Leistungen der zur Versorgung der Brennstoffzelle benötigten Verbraucher reduziert.

Bei einem Hochdruck-Brennstoffzellen-System, bei dem mit Drücken auf Luft- bzw. Wasserstoffseite von ungefähr 3 bar gearbeitet wird, um hohe Leistungsdichten zu realisieren, betrifft dies in erster Linie den Kompressor des Systems, der die angesaugte Umgebungsluft auf die entsprechenden Drücke verdichtet. Dieser

verringert mit einer Leistungsaufnahme von über 10% der Stack-Leistung die Netto-Leistung drastisch.

Eine Reduktion des Verbrauchs der Luftversorgung des Stacks kann auf der einen Seite dadurch bewerkstelligt werden, daß ein Kompressor mit höherer Ausbeute verwendet wird, wobei man sich hierbei schon an der oberen Grenze bewegt, was wiederum bedeutet, daß das Steigerungspotential relativ gering ist. Andererseits kann durch Senkung des Druckniveaus auf 2 bar eine große Einsparung erzielt werden. Hierbei nehmen gleichzeitig auch die Verluste der zum Kompressor gehörenden Elektronik ab, da die benötigte Leistung kleiner ist.

Zudem zeigen Niederdruck-Systeme Vorteile in Bezug auf den Wasserhaushalt, was zu dem Verzicht auf eine externe Befeuchtung führen kann und somit zu den in Abschnitt 5.1 diskutierten Aussagen.

Die Herausforderung besteht darin, das benötigte Brennstoffzellen-Volumen pro erzeugtem kW zu erhalten, obwohl entsprechend weniger Reaktionspartner pro Volumeneinheit zur Energiewandlung zur Verfügung stehen.

5.5 Fahrzeugkomponenten und -elektronik

Von den Fahrzeugkomponenten sind lediglich diejenigen von Interesse, für die eine Kühlmittelkühlung erforderlich ist. Das sind beispielsweise die Leistungselektronik sowie der Elektromotor. Auch die Kühlmittelpumpe gibt ihre Verlustleistung in den Kühlkreislauf ab. Ohne thermischen Einfluß, jedoch mit funktionaler Aufgabe sind der Ausgleichsbehälter, der Ionenaustauscher und der Filter. Als Wärmesenke ist die Fahrzeugheizung zu beachten.

Die Optimierung des Elektromotors und der zugehörigen Leistungselektronik zur Reduktion der Abwärme sei aufgrund der Vollständigkeit erwähnt, ist jedoch nicht Gegenstand der Diskussion. Vielmehr ist ein einheitliches Temperaturniveau anzustreben, so daß ein Kühlkreislauf im Fahrzeug ausreicht, um alle Komponenten zu kühlen und das bei möglichst hoher Temperatur. Das heißt, daß eine Kühlung der Elektronik mit der Kühlmitteltemperatur erfolgt, die auch für die Brennstoffzelle vorgesehen ist, und somit auf eine zusätzliche Niedertemperaturkühlung verzichtet

werden kann. Dies reduziert die Komplexität des Kühlsystems und schafft frei werdende Kühlflächen.

5.6 Batterie

Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge können neben der herkömmlichen 12 V-Bordnetz-Batterie, die wie im Fahrzeug mit Verbrennungsmotor zum Systemstart und zur Bordnetzversorgung bei ausgeschaltetem System dient, auch eine Hochspannungsbatterie mit 250 V besitzen.

Eine Hochspannungsbatterie kann je nach Energieinhalt und Leistung als Puffer für die anfallende Bremsenergie und zur Bereitstellung der Energie für einen Kaltstart bis hin zur Funktionalität eines Brennstoffzellen-Batterie-Hybrid-Fahrzeugs ausgelegt sein. Hierbei besteht die Möglichkeit je nach Betriebsstrategie, die Brennstoffzelle in einem Punkt mit hohem Wirkungsgrad zu betreiben und mit der überschüssigen Leistung die Batterie zu laden. Umgekehrt kann bei niedriger Last auf den Betrieb des Brennstoffzellen-Systems verzichtet und das Fahrzeug rein aus der Batterie bewegt werden, oder es wird bei voller Beanspruchung die Leistung beider Systeme verwendet. Eine entsprechende Hybrid-Strategie ist stark von den zu Grunde gelegten Randbedingungen abhängig, insbesondere von den Fahrzyklen, und kann grundlegend zur Lösung eines stationären Kühlungsproblems eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs nicht beitragen.

Obwohl eine Hochspannungsbatterie beim Laden und Entladen wenig Abwärme produziert, stellt sie doch hohe Ansprüche an eine Kühlung. Da eine heutige Lithium-Ionen-Batterie für eine hohe Lebensdauer ein Temperaturniveau von 40°C nicht übersteigen darf, kommt eine Kühlung im Brennstoffzellen-Kühlkreislauf nicht in Frage. Es muß ein eigenes Kühlsystem je nach Spezifikation erarbeitet werden. Am einfachsten darzustellen ist eine Luftkühlung, die jedoch Nachteile besitzt bezüglich Bauraum, Geräusch durch Lüfter und gleichmäßiger Oberflächentemperatur der Zellen, insbesondere bei hohen Außentemperaturen. Eine Flüssigkeits-Umlauf-Kühlung kann bei einer Umgebungstemperatur von 40°C kein Kühlmitteltemperaturniveau von 40°C halten. Aufgrund der Tatsache, daß ein niedrigeres

Temperaturniveau benötigt wird, muß mit Hilfe der Klimaanlage gekühlt werden. Dies kann direkt über das Kältemittel mit einem regelbaren Expansionsventil geschehen oder indirekt über Verwendung der klimatisierten Luft aus dem Innenraum als Kühlluft. Dies bedeutet jedoch insgesamt ein komplexes Kühlsystem, das aufwendig ist und mit Energieeinsatz betrieben werden muß.

5.7 Kühlkreislauf

Bei der Auslegung des Kühlkreislaufs eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs ist auf die Erfüllung der Kühlungsspezifikationen der Komponenten zu achten. Als weiterer Punkt ist ein Regeleingriff sicherzustellen. Die Temperaturregelung erfolgt im allgemeinen mit Hilfe eines elektrisch angesteuerten Drehschieberventils, das den Kühlmittelstrom über den Kühler und über einen Bypass mischt. Das Temperaturniveau kann somit auf dem geforderten Wert konstant gehalten werden, solange die benötigte Kühlleistung bereitgestellt wird. Der Volumenstrom wird mit Hilfe der elektrisch betriebenen Wasserpumpe geregelt. Hiermit kann daraufhin eine bestimmte Temperaturdifferenz über die Kühlkreislaufkomponenten erzielt werden.

Zur Auslegung eines Kühlkreislaufs können Simulationstools wie das in Abschnitt 4.1 vorgestellte Simulationstool FLOWMASTER 2 verwendet werden, da dadurch in relativ kurzer Zeit viele Varianten berechnet und bewertet werden können. Das Simulationsergebnis eines komplexen Kühlkreislaufs eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs, wie er in Abbildung 4.4 dargestellt ist, liefert in jedem Knotenpunkt den Druck und die Temperatur, und über die einzelnen Zweige den Volumenstrom in Abhängigkeit der Eingangsgrößen wie Pumpendrehzahl und Wärmeeintrag.

Eine Reduktion des Gesamtdruckverlusts durch Optimierung kann zu einer Vergrößerung des maximalen Volumenstroms führen und somit, wie in Abschnitt 5.2 diskutiert, zu einer höheren maximalen Kühlleistung. Zudem können Sensitivitätsstudien durchgeführt werden.

Eine Sensitivitätsanalyse dient dazu, den Einfluß einer bestimmten Größe auf einen Sachverhalt zu bestimmen und das Verhalten des Systems daraufhin bei Änderung vorherzusagen.

In Abbildung 5.9 ist der Einfluß der Kühlmittelzusammensetzung auf den Gesamtdruckverlust des Kühlkreislaufs eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs über dem Kühlmittelvolumenstrom aufgetragen. Zudem ist durch die maximale Pumpendrehzahl eine obere Grenze für den Volumenstrom angegeben, ebenso für den Betrieb im Stillstand die Kurve der minimalen Pumpendrehzahl.

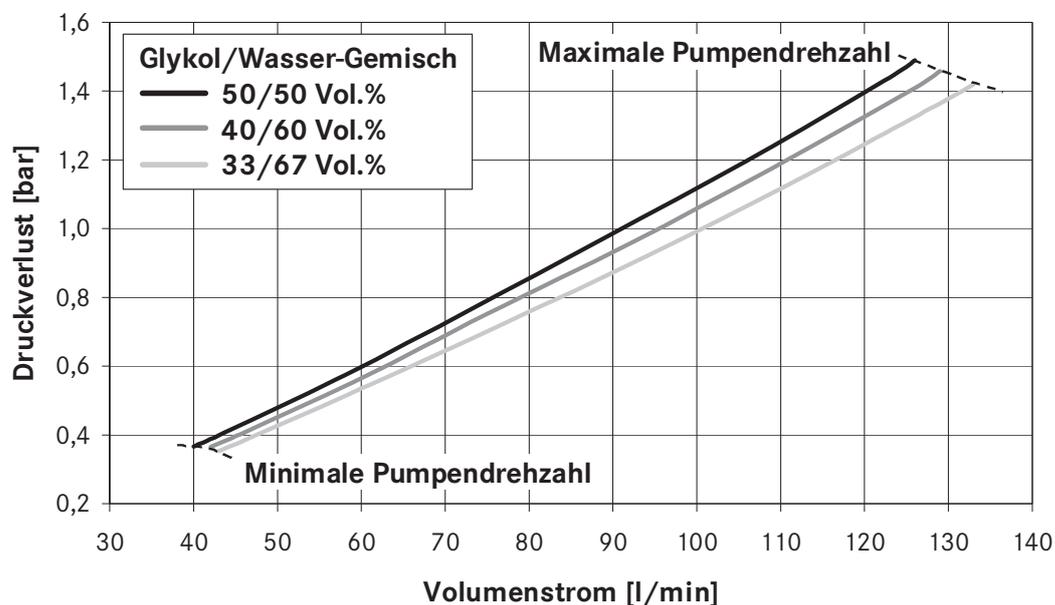


Abbildung 5.9: Einfluß der Kühlmittelzusammensetzung im Hochtemperaturkreislauf eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs auf den Gesamtdruckverlust

Man erkennt, daß eine Vergrößerung des Wasser-Anteils im Glykol/Wasser-Gemisch zu einer Abnahme des Druckverlusts im Kreislauf führt. Dies bewirkt wiederum eine Zunahme des maximalen Volumenstroms, da die Pumpe mehr fördert. Dies läßt sich mit der Viskosität und der Dichte erklären, die beide mit dem Glykol-Anteil steigen. Man beachte, daß jedoch durch den geringeren Glykol-Anteil die Frostschutz-Eigenschaften des Kühlmittels verschlechtert werden. Der Schmelzpunkt liegt bei

einer 50/50-Mischung bei $-40,7^{\circ}\text{C}$, bei dem 33/67 Vol.% Glykol/Wasser-Gemisch nur noch bei $-21,8^{\circ}\text{C}$.

In Abschnitt 5.1 wurde gezeigt, daß durch eine höhere Kühlereintrittstemperatur, auch Rücklauf­temperatur genannt, ein größerer Wärmestrom \dot{Q} abgeführt werden kann. In Abbildung 5.10 ist zudem der Einfluß der Temperatur­differenz zwischen Kühlerein- und -austritt, die sich durch Variation des Kühlmittel­massenstroms ergibt, für die Rücklauf­temperaturen von 85°C und 90°C aufgetragen.

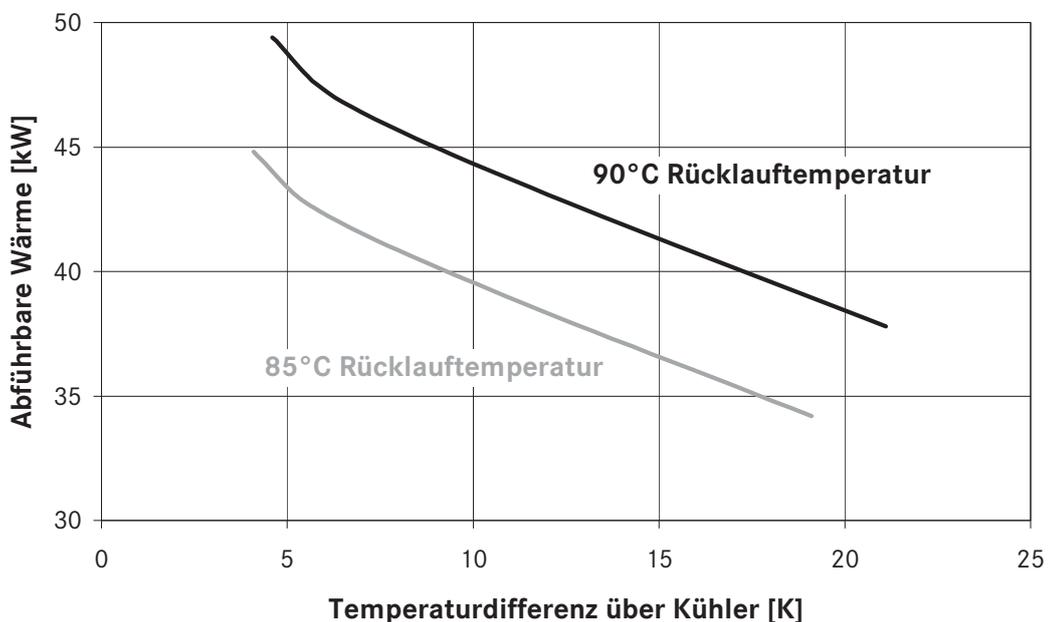


Abbildung 5.10: Abführbare Wärme in Abhängigkeit von der Temperatur­differenz über dem Kühler für eine feste Rücklauf­temperatur

Aus dem Diagramm kann man entnehmen, daß bei einer Kühlereintrittstemperatur von 90°C und einer Differenz von 10 K über den Kühler ein Wärmestrom von 44 kW abgeführt werden kann. Bei 85°C Rücklauf­temperatur und einer Austrittstemperatur von 75°C sind es lediglich noch 39 kW. Ist der Kühlmittel­massenstrom jedoch so hoch, daß die Temperatur­differenz bei 4 K liegt, ist durch den besseren Wärmeübergang ebenfalls eine Wärmeabfuhr von 44 kW erreichbar.

Um hohe Kühlleistungen darzustellen, ist nicht nur ein hohes oberes Temperaturniveau nötig, es wird zusätzlich ein hoher Massenstrom und die sich daraus ergebende geringe Temperaturdifferenz über den Kühler benötigt. Dies wird auch durch Abbildung 5.11 gestützt, in der bei festgehaltener Vor- bzw. Rücklauf­temperatur bei Variation des Kühlmittelmassenstroms die Wärmeabfuhr aufgezeigt ist.

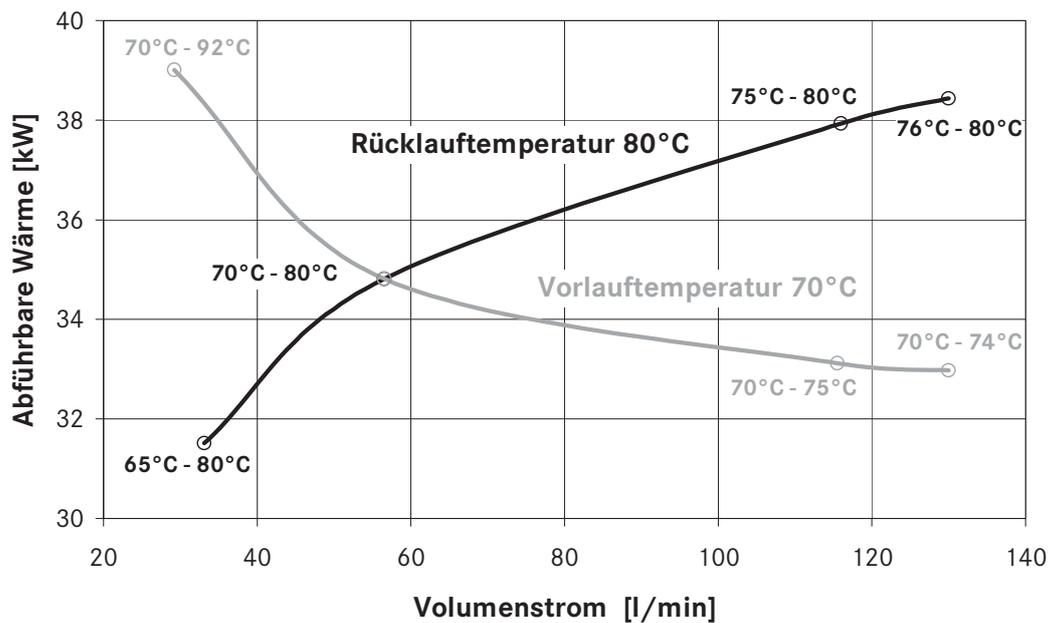


Abbildung 5.11: Abführbare Wärme in Abhängigkeit des Kühlmittelvolumenstroms bei fester Vor- bzw. Rücklauf­temperatur

Dieses Diagramm kann dazu dienen, den Unterschied zwischen einer Austritts­temperaturregelung und einem bezüglich der Eintritts­temperatur geregelten Kühlsystem aufzuzeigen. Wird das Temperaturniveau am Kühler auf einer Rücklauf­temperatur von 80°C gehalten, so ist eine bessere Wärmeabfuhr über den Kühler zu erwarten als bei einer konstanten Vorlauf­temperatur von 70°C, solange der Kühlmittelvolumenstrom so hoch ist, daß die Temperaturdifferenz kleiner als 10 K ist. Jenseits dieser Grenze liegt die Rücklauf­temperatur dann über 80°C, was sich bei gleichem Massenstrom in einer höheren Kühlleistung äußert.

6 Konzepte und Regelstrategien

In den vorherigen Kapiteln wurde sowohl auf die Problemstellung beim Wärmemanagement von Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen, auf die zu Grunde liegenden Zusammenhänge wie auch auf die zur Verfügung stehenden Werkzeuge zur Behandlung und Bewertung von Lösungsansätzen eingegangen. Auf Basis dieses Wissens können nun Konzepte und Regelstrategien zum optimierten ganzheitlichen Wärmemanagement abgeleitet werden.

In diesem Kapitel wird zunächst die Optimierung einer konventionellen Kühlung untersucht. Das Ziel einer Kühlleistungssteigerung kann neben der Verbesserung der Wärmeübertragung auch durch die Vergrößerung des Kühlluftmassenstroms durch Optimierung der Motorraumdurchströmung oder durch neuartige Lüfterkonzepte erreicht werden. Durch die Einbindung einer Kälteanlage mit CO₂-Technologie können ebenfalls Fortschritte erzielt werden.

Ebenso werden alternative Kühlkonzepte wie die 2-Phasen-Verdampfungskühlung, neue Kühlkreislaufkomponenten wie ein Graphit-Schaum-Wärmeübertrager oder Nanofluide als Kühlmedium behandelt. Die Anbringung zusätzlicher Kühlflächen, insbesondere in einem Purpose Design Fahrzeug, kann allgemein neue Wege aufzeigen. Die Vor- und Nachteile der Verwendung eines Wärmespeichers werden sowohl für den Kühlfall als auch für den Aufheizfall diskutiert. Zudem sind Konzepte zum Kaltstart wie zum Beispiel der Aufwärmung mit Hilfe eines Brenners eingebunden.

6.1 Optimierung der konventionellen Kühlung

Die Optimierung der konventionellen Kühlung kann einerseits durch eine Abstimmung des Gesamtsystems auf die Kühlungsanforderung geschehen oder aber andererseits durch eine Verbesserung der einzelnen Komponenten dargestellt werden. In Kapitel 5.1 wurde bereits diskutiert, inwiefern eine Temperaturanhebung

im Kühlkreislauf zu einer Kühlleistungssteigerung führt. Die hierfür zu verbessernde Komponente ist die Brennstoffzelle. Es muß somit für den Brennstoffzellen-Stack erarbeitet und festgelegt werden, welcher Kühlmittelmassenstrom im stationären Fall zur Kühlung notwendig ist und welche Eintrittstemperatur gefordert wird. Zudem kann ein Zeitraum bestimmt werden, in dem eventuell kurzzeitig die Temperaturgrenzwerte überschritten werden können. In diesem Fall kann dann bedarfsorientiert auf die verbesserte Wärmeabfuhr zurückgegriffen werden, ohne daß die Gefahr besteht, daß die Brennstoffzelle durch zu hohe Temperaturen Schaden nimmt.

6.1.1 Umgebungswärmeübertrager in Kreuz-Gegenstrom-Anordnung

Die Abgabe der Abwärme des Brennstoffzellen-Systems erfolgt im allgemeinen über den Fahrzeugkühler, der in der Regel im Frontend des Fahrzeugs die Wärme an die durchströmende Kühlluft überträgt. Um den Wirkungsgrad dieses Kreuzstrom-Wärmeübertragers zu steigern, besteht die Möglichkeit das System auf eine Kreuz-Gegenstrom-Anordnung zu erweitern. Dies kann im Falle des HT-Kühlers durch Verdopplung der Tiefe mit einer Umlenkung des Kühlmittelmassenstroms in der Tiefe geschehen, wie in Abbildung 6.1 illustriert. Es wird hierbei als vereinfachtes Modell festgelegt, daß ein identischer Fahrzeugkühler zusätzlich im Luftpfad vor dem HT-Kühler positioniert wird, der jedoch nach diesem vom Kühlmittel durchströmt ist. Als Ersatzmodell kann eine Gegenstromkaskade verwendet werden, da das Kühlmittel beim Austritt aus dem ersten Wärmeübertrager komplett quervermischt wird, bevor es in den zweiten eintritt. Das bedeutet, daß die beiden Kühlerteile nur über die Aus- bzw. Eintrittstemperatur gekoppelt sind.

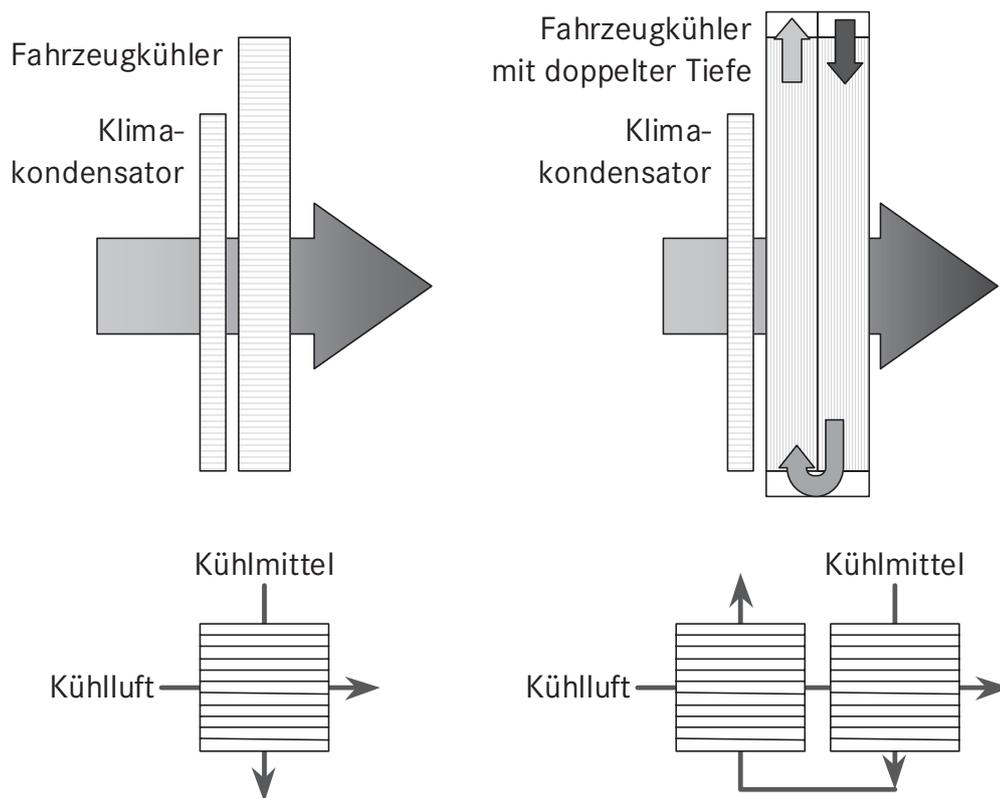


Abbildung 6.1: Ersetzen des Fahrzeugkühlers durch einen Kühler mit doppelter Tiefe, Schemazeichnung und Ersatzmodell

Die Beschreibung des Wärmeübertragers und die Kopplung der beiden erfolgt mit dimensionslosen Kennzahlen, die in Anhang B zusammengefaßt und erklärt sind.

Die theoretische Behandlung dieser Kreuz-Gegenstrom-Kaskade für zwei identische Zellen in [Martin (1988)] liefert das Ergebnis

$$\frac{1 - C_1 \varepsilon}{1 - \varepsilon} = \left(\frac{1 - C_1 \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right)^2. \quad (6.1)$$

Hierbei sind die Wärmekapazitäten im durchlaufenen Temperaturbereich als konstant angenommen. Es sind C_1 das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme und ε bzw. ε_1 die dimensionslose Temperaturänderung der Anordnung bzw. des einzelnen Wärmeübertragers, die auch als Wirkungsgrad interpretiert werden kann. Für die in Abbildung 6.2 aufgeführten Werte, die einen typischen Auslegungspunkt beschreiben, errechnen sich für den einfachen Kühler ε_1 zu 0,18, C_1 zu 3,6 sowie ε_2

zu 0,62 und C_2 zu 0,3. Mit (6.1) ergibt sich somit für den Fahrzeugkühler mit doppelter Tiefe in Kreuz-Gegenstrom-Anordnung für die Kühlmittelseite ein ε von 0,24 und für die Luftseite von 0,84. Dies hat für diesen Betriebspunkt die angegebenen Austrittstemperaturen und eine Kühlleistungssteigerung von 50 kW auf 67,4 kW zur Folge, was einem Zuwachs von 35% entspricht.

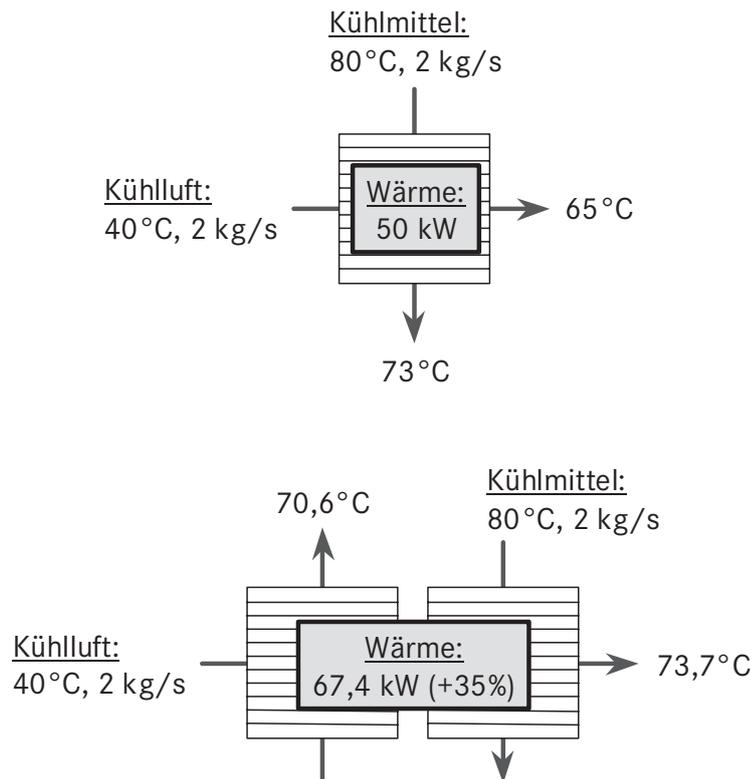


Abbildung 6.2: Berechnung der Kühlleistungssteigerung für einen Fahrzeugkühler mit doppelter Tiefe in Kreuz-Gegenstrom-Anordnung

Für den real im Fahrzeug verbauten Kühler mit doppelter Tiefe sind weitere Effekte zu berücksichtigen. Durch eine Zunahme der Verblockung im Luftpfad wird der Kühlluftmassenstrom durch die Kühleranordnung sinken, das bedeutet, daß sich der Arbeitspunkt bei gleicher Fahrgeschwindigkeit verschiebt. Dies gilt auch für den Betriebspunkt des Fahrzeuglüfters. Eine Simulation mit Hilfe eines Modells, in dem der Luftpfad abgebildet ist, ermöglicht es, derartige Effekte in das Ergebnis mit einzubeziehen.

Die durch Simulation für das zu Grunde gelegte Brennstoffzellen-Fahrzeug berechnete Leistungssteigerung ist in Abbildung 6.3 in Form eines Fahrbarkeitsdiagramms dargestellt (siehe auch Kapitel 5.1).

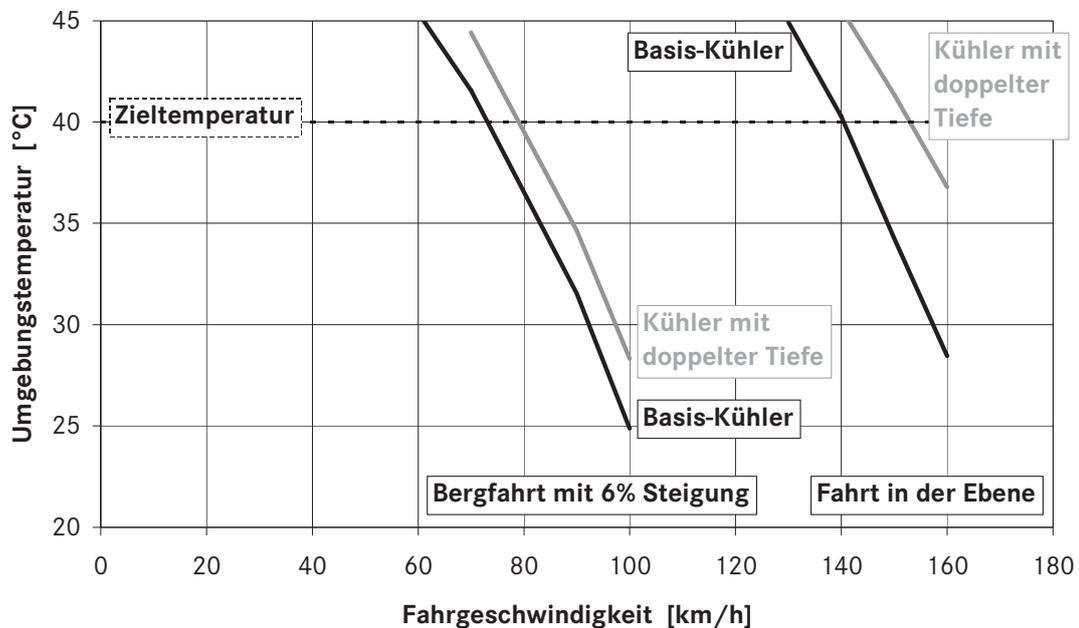


Abbildung 6.3: Vergleich der Fahrbarkeit eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs bei Verdoppelung der Kühltiefe verbunden mit einer Umlenkung des Kühlmittelmassenstroms

Durch die Verdopplung der Kühltiefe wird eine Kühlleistungssteigerung erreicht, die zu einer Erhöhung der fahrbaren Umgebungstemperatur für 160 km/h in der Ebene von 28°C auf 37°C und bei der Bergfahrt mit 6% Steigung mit 100 km/h von 25°C auf 28°C führt. Am Berg ist der Gewinn geringer, da aufgrund des niedrigeren Kühlluftmassenstroms, die Temperatur der Luft beim Eintritt in den zweiten Kühlerenteil höher ist als bei hohem Kühlluftmassenstrom. Der dort übertragene Wärmestrom ist dadurch kleiner und somit auch die Gesamtleistung für den Kühler mit doppelter Tiefe. Umgekehrt kann man aus dem Diagramm auch ablesen, welche Geschwindigkeit bei den laut Spezifikation geforderten 40°C erreichbar ist. Für die Fahrt in der Ebene ist eine Steigerung von 140 km/h auf 153 km/h möglich, am Berg von 73 km/h auf 79 km/h.

Der gewonnenen Kühlleistung stehen jedoch die Kosten für den tieferen Kühler entgegen, der zudem die doppelte Tiefe an Bauraum benötigt. Da der Preis eines seriennahen konventionellen Kühlmoduls im Vergleich zu den Gesamtkosten eines heutigen Brennstoffzellen-Fahrzeugs nicht ins Gewicht fällt, stellt insbesondere der zur Verfügung stehende Bauraum eine Einschränkung dar. Hierzu muß jedoch bemerkt werden, daß es in der Regel einfacher ist, in heutigen verbrennungsmotorischen Serienfahrzeugen, die alternativ mit einem Brennstoffzellen-Antrieb ausgerüstet werden, den Bauraum im Frontend vor bzw. hinter dem Kühler zu finden als eine zusätzliche Kühlfläche mit ähnlichem Steigerungspotential an anderer Stelle im Fahrzeug. Nachteilig wirkt sich weiterhin der höhere Gesamtdruckverlust im Kühlkreislauf und im Luftpfad auf die Pumpen- und die Lüfterleistungen aus, die entsprechend angepaßt werden müssen.

Da die Verbesserung der eingesetzten Kühler generell ein Ziel der Kühlerhersteller ist, zum Beispiel durch eine Weiterentwicklung der Geometrie oder der Materialien, wird auf dieses Thema an dieser Stelle nicht weiter eingegangen. Zudem wurde schon in Abschnitt 5.2.1 festgestellt, daß die Kühler für ein Brennstoffzellen-Fahrzeug bereits am oberen Ende der Leistungsfähigkeit von Fahrzeug-Kühlsystemen platziert sind. Es kann insofern lediglich eine Anpassung der Kühler im Fahrzeug auf die speziellen Anforderungen der Brennstoffzellen-Kühlung erfolgen, um dadurch eine optimale Wärmeabfuhr zu erzielen. Hierzu gehört eine abgestimmte Konfiguration im Frontend, also die Anordnung der Wärmeübertrager in Verbindung mit verschiedenen Durchströmungsrichtungen oder auch Flutigkeiten, um die begrenzte Kühlluft maximal zu nutzen.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, dem Kühlsystem mehr Kühlfläche zur Wärmeabfuhr zu bieten. Jedoch sind auch hier durch den verfügbaren und per Kühlkreislauf erreichbaren Bauraum Grenzen gesetzt. Beispielhaft sei hierfür die Erschließung des Unterbodens als zusätzliche Kühlfläche genannt, bei der die Kühlluft-Anströmung, ein möglicher Steinschlag und auch die Abstrahlung des heißen Asphalts beachtet werden muß. Auf den Zugewinn an frei werdender Kühlfläche durch den Verzicht auf eine externe Befeuchtung der Brennstoffzelle wurde bereits in Abschnitt 5.1 eingegangen.

6.1.2 Graphit-Schaum-Wärmeübertrager

Die in Abschnitt 6.1.1 diskutierte Verbesserung des Fahrzeugkühlers hat sich auf einen konventionellen Wärmeübertrager bezogen, der, wie in Kapitel 5.2.1 erwähnt, beim Brennstoffzellen-Fahrzeug bereits sehr leistungsfähig ist. Ein weiteres Steigerungspotential ergibt sich durch die Verwendung eines Graphit-Schaum-Wärmeübertragers, da hierbei der luftseitige Wärmeübergang erhöht und somit mehr Wärme im Frontend des Fahrzeugs abgeführt werden kann.

Es wird hierbei ein spezieller Graphit-Schaum eingesetzt, der für Wärmeübertrager-Anwendungen entwickelt wurde [Klett (2000b)]. Dieses Material hat die Eigenschaft, daß es mit 180 W/m K [Gallego (2003)] eine ähnlich hohe thermische Leitfähigkeit im Gesamtvolumen besitzt wie Aluminium mit 221 W/m K [Beitz (1997)], wobei die Dichte jedoch mit 600 kg/m^3 [Gallego (2003)] nur rund 22% hiervon beträgt. Die große Wärmeleitfähigkeit und die niedrige Dichte begründen sich auf der in Abbildung 6.4 dargestellten offenen Zellstruktur des Schaums, bei der ausgerichtete Bänder aus Graphit die Zellwände bilden [Gallego (2003)]. Diese parallel zu den Stegen orientierten Schichten aus Kohlenstoff besitzen eine Graphit-Kristallstruktur und dadurch in Richtung der Bänder eine durchschnittliche Wärmeleitfähigkeit von 1650 W/m K bei Raumtemperatur, auch in Verbindung mit den Verzweigungen, die eine jedoch zufälliger ausgerichtete und gebrochene Graphit-Struktur aufzeigen [Klett (2004)]. Dies führt indessen auch dazu, daß der Graphit-Schaum porös ist und eine geringe Festigkeit aufweist. Die Herstellung ist in [Klett (2000a)] beschrieben.

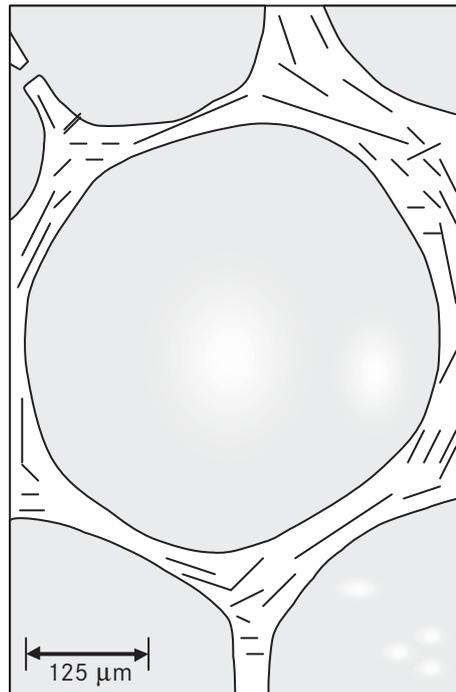


Abbildung 6.4: Skizze der offenen Zellstruktur des Graphit-Schaums mit den parallel zu den Zellwänden ausgerichteten Bändern [Klett (1999)]

Bei Schäumen wird durch die offene, poröse Struktur eine Vergrößerung der wärmeübertragenden Oberfläche und damit eine Steigerung der Wärmeübertragung angestrebt. Hierbei strömt das eine Fluid durch den Schaum, was jedoch einen entsprechend hohen Druckverlust bedeutet.

Der Graphit-Schaum-Wärmeübertrager in dem hier betrachteten Fall ist ein Fahrzeugkühler, bei dem die Metall-Rippen auf der Luftseite der vom Kühlmittel durchströmten Rohre durch einen Graphit-Schaum ersetzt sind. In [Klett (2000b)] wird für einen Fahrzeugkühler das Potential angegeben, durch eine Verzehnfachung des Wärmeübertragungsvermögens bei gleicher übertragener Wärmemenge die Stirnfläche auf 12% reduzieren zu können. Dies ist allerdings nur unter der Voraussetzung gleicher Kühlluftmassenströme möglich, die nicht zu erfüllen ist. Im Fahrbetrieb wird nur ein kleiner Bruchteil des Kühlluftmassenstroms eines Kühlers mit Aluminium-Rippen durch den porösen Schaum zwischen den Kühlmittelrohren bei einem Graphit-Schaum-Wärmeübertrager strömen, so daß die Kühlleistungssteigerung geringer ausfällt. Für einen annehmbaren Druckverlust und damit einem ausreichenden Kühlluftmassenstrom müssen vielmehr Luftkanäle im Graphit-Schaum

vorgesehen werden, was jedoch wiederum zu einer Reduzierung des Wärmeübertragungsvermögens führt. In [Gallego (2003)] werden verschiedene Profile wie Rippen, Nadeln, Löcher und ein Well-Profil bezüglich Wärmeübergangskoeffizient und Druckverlust mit dem massiven Graphit-Schaum verglichen.

Wird als Annahme ein Kühler-Design wie in Abbildung 6.5 angesetzt, bei dem die Kühlmittelseite, die Stirnfläche, die Tiefe und auch der Druckverlust (gegebenfalls durch zusätzliche Bohrungen in Kühlluftströmungsrichtung) ähnlich dem eines konventionellen Kühlmoduls sind, so ändert sich durch den Graphit-Schaum lediglich das Gewicht, die übertragende Fläche und der Wärmeübergangskoeffizient.

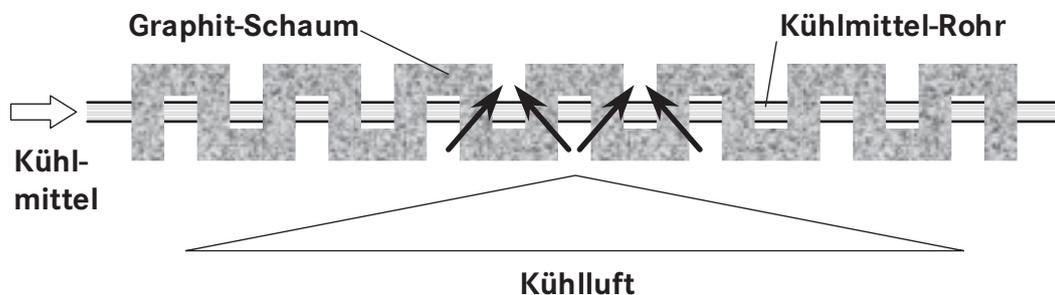


Abbildung 6.5: Graphit-Schaum-Wärmeübertrager als Fahrzeugkühler mit Well-Profil (Ansicht von oben)

Da so bei einem Vergleich der Luftmassenstrom erhalten bleibt, kann aus Gleichung (5.1), (5.2) und (5.3) aus den Abschnitten 5.1 und 5.2.2 für eine mögliche angenommene Halbierung des luftseitigen Wärmeübergangswiderstands eine Zunahme der Wärmeübertragung von 33% berechnet werden.

Dies führt im Fahrbarkeitsdiagramm zu der in Abbildung 6.6 dargestellten Erhöhung der Umgebungstemperatur, für die der Wärmeeintrag und die erreichbare stationäre Kühlleistung bei der vorgegebenen Geschwindigkeit im Gleichgewicht sind. Die zu erreichende Temperatur für die 160 km/h in der Ebene und die 100 km/h bei 6% Steigung liegt bei 40°C.

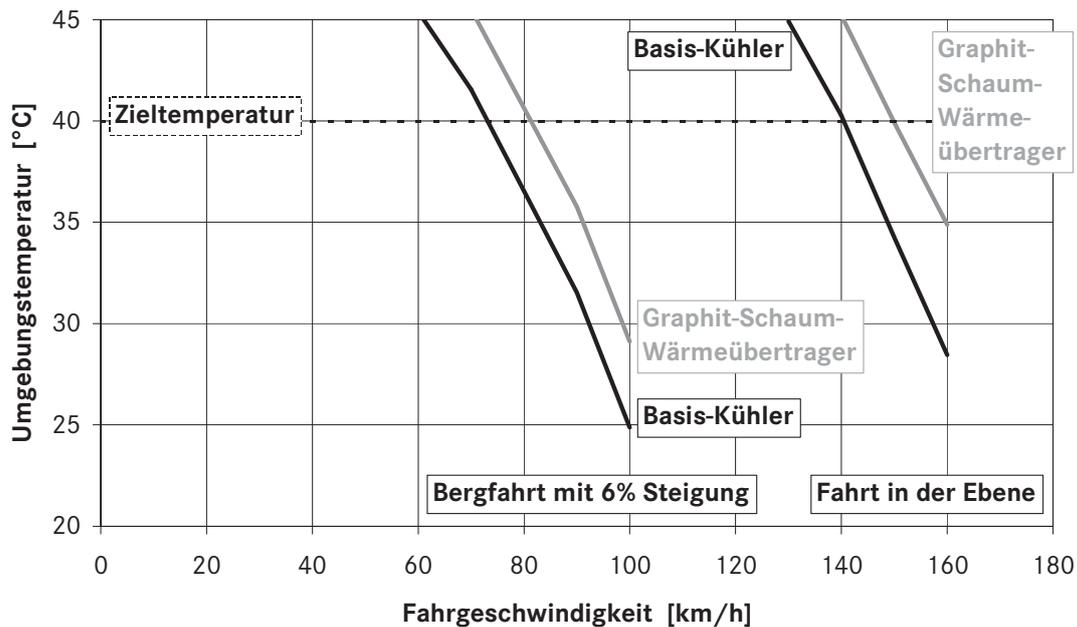


Abbildung 6.6: Fahrbarkeit eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs bei Verwendung eines Graphit-Schaum-Wärmeübertragers, der den luftseitigen Wärmeübergangswiderstand im Vergleich zum Basis-Kühler halbiert

Abbildung 6.6 zeigt den Vergleich der Fahrbarkeit des Brennstoffzellen-Fahrzeugs mit Graphit-Schaum-Wärmeübertrager zu dem mit konventionellem Kühler. Es ergibt sich eine Erhöhung der fahrbaren Umgebungstemperatur für 160 km/h in der Ebene von 28°C auf 35°C, bei der Bergfahrt mit 6% Steigung mit 100 km/h von 25°C auf 29°C. Weiterhin ist für die maximale Geschwindigkeit bei 40°C für die Fahrt am Berg eine Steigerung von 73 km/h auf 84 km/h möglich, in der Ebene von 140 km/h auf 150 km/h.

Trotz der Kühlleistungssteigerung und des Gewichtsvorteils sprechen die mechanischen Eigenschaften eines Graphit-Schaum-Wärmeübertragers gegen den Einsatz im Fahrzeug, da Vibrationen zu einer physikalischen Zerstörung führen.

6.1.3 Nanofluide

Neben der Optimierung des Wärmeübergangs auf der Luftseite besteht auch die Möglichkeit der Optimierung des Wärmeübergangs auf der Kühlmittelseite. Hierzu können neuartige Kühlmittel wie Nanofluide beitragen.

Konventionelles Fahrzeug-Kühlmittel, ein Wasser-Glykol-Gemisch, besitzt mit $0,39 \text{ W/m K}$ aufgrund des Wasseranteils eine im Vergleich zu anderen Fluiden große, jedoch im Vergleich zu Feststoffen, insbesondere Metallen, doch geringe Wärmeleitfähigkeit [VDI-Wärmeatlas (1984)]. Daraus entstand die Idee, durch das Zumischen von Metall-Partikeln die thermischen Eigenschaften von Kühlflüssigkeiten zu verbessern. Nanofluide sind nun Kühlmittel, die Partikel mit einer Größe unter 100 nm aus Metallen, Metalloxiden oder anderen Stoffen enthalten, die eine Steigerung der Wärmeleitfähigkeit bewirken sollen.

Die geringe Partikelgröße führt dazu, daß sich die Teilchen immer im Schwebestand befinden, so daß sich eine stabile Suspension für einen Zeitraum von Wochen, sogar Monaten bildet [Lee (1999)]. Hierbei darf jedoch der Volumenanteil nicht zu groß sein, da es sonst doch zu einem Ausfallen, Absetzen und somit zur Ablagerung und im Extremfall zu Verstopfungen dünner Rohrleitungen kommen kann. Im Vergleich zu Partikeln im Mikrometer-Bereich ist zudem der Verschleiß im Kühlsystem kleiner, da die Teilchen weniger kinetische Energie aufweisen.

Aufgrund des geringen Partikel-Volumenanteils von bis zu 4% sind die Änderungen der restlichen Eigenschaften des Fluids wie Viskosität, Wärmekapazität und Dichte auch in dieser Größenordnung. Für den Einsatz in einem Brennstoffzellen-Fahrzeug ist zu beachten, daß die elektrische Leitfähigkeit so gering sein muß, daß das Kühlmittel nicht zu einem Kurzschluß der einzelnen elektrisch in Reihe geschalteten Zellen führt. Die elektrische Leitfähigkeit für die hier betrachteten Nanofluide ist so hoch, daß sie für Brennstoffzellen-Anwendungen nicht in Frage kommen [Lee (1999)].

Die Herstellung erfolgt durch das Vermischen des Kühlmittels mit festen Nanopartikeln, die zum Beispiel durch einen Gas-Kondensations-Prozeß gewonnen

wurden. Es muß hierbei sichergestellt werden, daß eine homogene Suspension entsteht [Lee (1999)].

Die Änderung der Wärmeleitfähigkeit in heterogenen Zwei-Komponenten-Gemischen wurde bereits in [Hamilton (1962)] quantitativ beschrieben. In [Das (2003)] und [Lee (1999)] wurde gezeigt, daß bei Raumtemperatur für ein Nanofluid, das aus einem Volumenanteil von 4% Al_2O_3 und Wasser besteht, die Wärmeleitfähigkeit um 9% steigt, bei 4% CuO in Wasser sogar um 14%, wobei die Partikel kleiner als 50 nm sind. Da die verwendeten Metalloxide im Vergleich zu ihren Metallen schlechte Wärmeleiter sind, wurden in [Eastmann (2001)] Cu-Partikel mit einem Durchmesser von 10 nm in Ethylenglykol untersucht. Es hat sich dabei eine Erhöhung der thermischen Leitfähigkeit um 40% bei einem Volumenanteil von nur 0,3% ergeben, wobei eine Säure zur Feinverteilung der Teilchen zugesetzt wurde. Weitere Nanopartikel wie Kohlenstoff-Nanoröhren wurden zum Beispiel in [Choi (2001)] betrachtet. In [Zhang (2006)] wird berichtet, daß bei einem zu hohen Volumenanteilen der Nanopartikel die Wärmeleitfähigkeit nicht weiter ansteigt, da ein Teil durch Ablagerung ausfällt.

Nach [Das (2003)] und [Lee (1999)] steigt im Vergleich die Wärmeleitfähigkeit zudem mit zunehmender Temperatur stärker an als bei Fluiden ohne Nanopartikel. Dies erweist sich als Vorteil, da die Kühlmitteltemperaturen im Brennstoffzellen-Fahrzeug in der Regel um die 70°C liegen. Es wird gezeigt, daß sich bei einem Temperaturanstieg von 21°C auf 51°C die Wärmeleitfähigkeit für 4% Al_2O_3 in Wasser um 14% und bei 4% CuO in Wasser um 19% vergrößert. Damit beträgt sie bei 51°C 24% mehr für das Nanofluid mit Al_2O_3 -Partikel und 36% für das mit CuO-Partikel. In [Zhang (2006)] wird hingegen für ein Al_2O_3 -Wasser-Gemisch mit einer Partikelgröße von 20 nm die Temperaturabhängigkeit auf das Fluid zurückgeführt, so daß die Nanopartikel hierauf keinen Einfluß haben.

Die Wärmeleitfähigkeit des Nanofluids ist abhängig vom Volumenanteil der Nanopartikel, deren Größe und Form, der Wärmeleitfähigkeit der Partikel und der Flüssigkeit, sowie von der Temperatur. Dies begründet sich auf den Wärmeübertragungsmechanismen, die sich auf die Wärmeleitung im Fluid, die Wärmeleitung im Festkörper, auf den Partikel-Transport durch die Brownsche Bewegung und auf

die Anlagerung der Teilchen an der wärmeübertragenden Oberfläche zurückführen lassen. Hierbei kommt hinzu, daß bei Nanopartikeln im Vergleich zu Partikeln im Mikrometer-Bereich das Verhältnis von Oberfläche zu Volumen höher ist. Die Temperaturabhängigkeit kann aus der sich ändernden Geschwindigkeit der Nanopartikel gefolgert werden.

Zur Beschreibung der Wärmeleitfähigkeitsverbesserung kann das Modell von Hamilton und Crosser herangezogen werden, das die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit λ für heterogene Zwei-Komponenten-Systeme mit Hilfe der Wärmeleitfähigkeit der Phasen und der Partikelform ermöglicht [Hamilton (1962)]. Es ist

$$\frac{\lambda}{\lambda_{fl}} = \frac{\lambda_p + (n_p - 1) \cdot \lambda_{fl} - (n_p - 1) \cdot (\lambda_{fl} - \lambda_p) \cdot \phi}{\lambda_p + (n_p - 1) \cdot \lambda_{fl} + (\lambda_{fl} - \lambda_p) \cdot \phi}. \quad (6.2)$$

Hierbei sind λ_{fl} und λ_p die Wärmeleitfähigkeiten des Fluids und der Teilchen, ϕ ist der Volumenanteil der Partikel und n_p ist deren Formzahl. Für Kugeln beträgt diese 3. λ ist somit lediglich von der Form, nicht von der Größe der Partikel abhängig. [Zhang (2006)] berichtet, daß dieses Modell für Wasser mit Al_2O_3 -Nanopartikel mit einer Größe von 20 nm gültig ist.

In [Lee (1999)] wird ebenfalls beschrieben, daß für Suspensionen mit Al_2O_3 das Modell von Hamilton und Crosser bei Raumtemperatur gültig ist, jedoch nicht für Wasser bzw. Ethylenglykol mit CuO. Es wird argumentiert, daß weitere Effekte zur Darstellung des Verhaltens berücksichtigt werden müssen.

Um die Steigerung der Wärmeleitfähigkeit in Nanofluiden zu beschreiben, wird in [Kumar (2004)] ein stationäres Partikelmodell, in dem der Wärmestrom durch die Suspension über die beiden Pfade des Fluids und der Partikel angenommen wird, mit einem Partikelmodell vereint, das die Teilchenbewegung beschreibt. Das stationäre Modell trägt der Größe und Konzentration der Partikel Rechnung. Die Ergänzung um die Brownsche Bewegung erklärt die Temperaturabhängigkeit. Die Übereinstimmung mit gemessenen Werten für Au-, Al_2O_3 - und CuO-Nanofluiden bestätigt die Annahmen. Als Grenze der Gültigkeit wird die Konzentration angegeben, bei der die Wechselwirkung zwischen den Partikeln ins Gewicht fällt.

Es ergibt sich insgesamt ein Modell für die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit von Multi-Phasen-Systemen, das die Abhängigkeit von der Temperatur, von der

Teilchengröße und vom Volumenanteil der Partikel wiedergibt. Die Wärmeleitfähigkeit λ ist gegeben durch

$$\frac{\lambda}{\lambda_{\text{fl}}} - 1 = c \cdot \bar{u}_p \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{fl}}} \cdot \frac{\phi}{(1-\phi)} \cdot \frac{r_{\text{fl}}}{r_p}, \quad (6.3)$$

wobei \bar{u}_p die mittlere Teilchengeschwindigkeit der Brownschen Bewegung, r_p der Teilchenradius, r_{fl} der Radius der Flüssigkeitsmoleküle und c eine Konstante sind. Hierbei ist die Steigerung der Wärmeleitfähigkeit umgekehrt proportional zum Partikelradius und direkt proportional zum Verhältnis des Volumenanteils der Partikel zu dem des Fluids $\phi/(1-\phi)$, bzw. mit $\phi \ll 1$ zum Volumenanteil der Partikel ϕ .

Die Proportionalität der Erhöhung von λ zur mittleren Teilchengeschwindigkeit der Brownschen Bewegung, die durch

$$\bar{u}_p = \frac{2k_B T}{\pi \eta d_p^2} \quad (6.4)$$

beschrieben wird, spiegelt die Abhängigkeit zur Temperatur T wider. Es sind k_B die Boltzmann-Konstante, η die dynamische Viskosität des Fluids und d_p der Teilchendurchmesser. Die Zunahme ist somit proportional zum Faktor T/η .

Die Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit des Kühlmittels führt zu einer Verbesserung der inneren Wärmeübertragung in einem Fahrzeugkühler, so daß mit Hilfe von Nanofluiden Wärmeübertrager kleiner, leichter und effektiver gestaltet werden können, was wiederum zu einer Kosteneinsparung führen kann. Zudem kann damit auch die nötige Pumpenleistung reduziert werden. Umgekehrt besteht für ein Brennstoffzellen-Fahrzeug die Möglichkeit bei gleichem Kühlsystem mehr Wärme abzuführen.

In [Martin (1988)] wird zur thermischen Auslegung von Wärmeübertragern für die Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten α an turbulent strömenden Fluiden von der Wärmeleitfähigkeit λ ein erster Näherungswert durch

$$\alpha \approx 0,004 \rho c_p w \left(\frac{\lambda}{\eta c_p} \right)^{2/3} \quad (6.5)$$

gegeben, wobei ρ die Dichte, η die dynamische Viskosität, c_p die Wärmekapazität und w die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids darstellen. Das entspricht in der Form

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (6.6)$$

einem n von $\frac{1}{3}$, was für diese Abschätzung genügt.

Damit kann mit Gleichung (6.5) und den Gleichungen (5.1), (5.2) und (5.3) aus den Abschnitten 5.1 und 5.2.2 für eine Zunahme der Wärmeleitfähigkeit von 20%, wie in [Das (2003)] oder auch [Zhang (2006)] beschrieben, eine Erhöhung des inneren Wärmeübergangskoeffizienten um 13% und hiermit eine Steigerung der Wärmeübertragung um 6% im Vergleich zum konventionellen Wasser-Glykol-Gemisch berechnet werden.

Abbildung 6.7 zeigt die Kühlleistungssteigerung durch das Nanofluid im Vergleich zum konventionellen Kühlmittel in Form eines Fahrbarkeitsdiagramms.

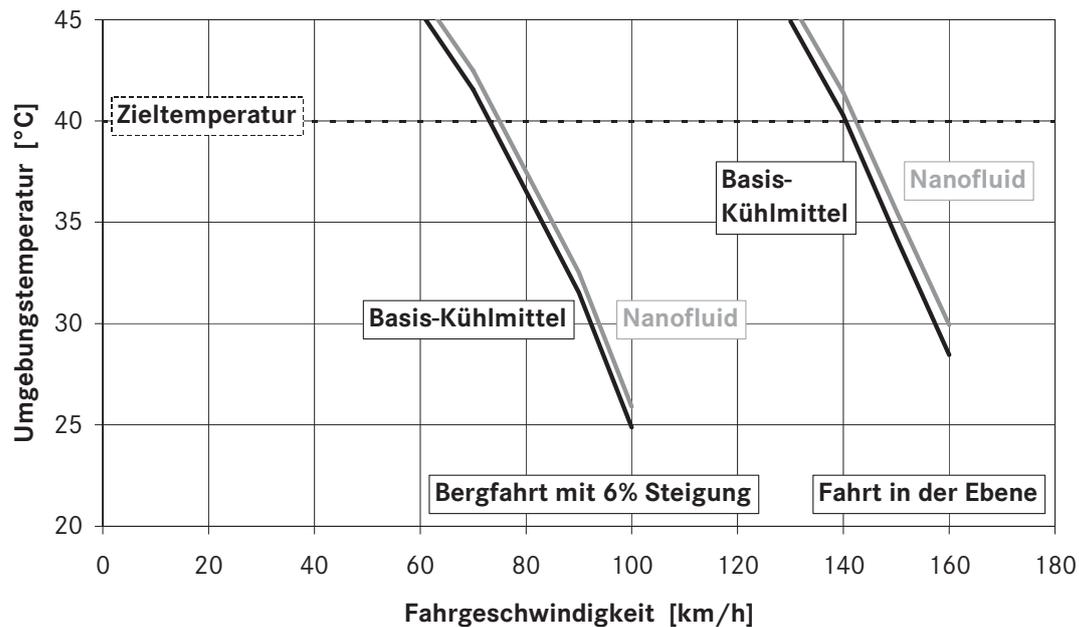


Abbildung 6.7: Vergleich der Fahrbarkeit eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs bei Verwendung eines Nanofluids anstelle eines konventionellen Kühlmittels

Es ergibt sich eine Erhöhung der fahrbaren Umgebungstemperatur für 160 km/h in der Ebene von 28°C auf 30°C, bei der Bergfahrt mit 6% Steigung mit 100 km/h von 25°C auf 26°C. Aus dem Diagramm ist ebenfalls die bei 40°C erreichbare Geschwindigkeit ablesbar. Für die Fahrt in der Ebene ist eine Steigerung von 140 km/h auf 142 km/h möglich, am Berg von 73 km/h auf 75 km/h.

Der Einsatz eines Nanofluids als Kühlmittel in einem Fahrzeug ist einfach durch den Austausch der Flüssigkeiten umsetzbar. Bei einem Serienfahrzeug mit Verbrennungsmotor ist die Verwendung nicht empfehlenswert, da die Vorteile, die man zum Beispiel durch die Kosteneinsparung für einen kleineren Kühler hat, so gering ausfallen, daß sie von dem Nachteil des wesentlich teureren Kühlmittels aufgezehrt werden. Zudem fehlen Erfahrungen zur Langzeitstabilität beim Gebrauch in einem Fahrzeug.

Bei einem Brennstoffzellen-Fahrzeug kann jedoch der Vorteil der besseren Wärmeabfuhr die von Grund auf höheren Kosten rechtfertigen, da möglicherweise andere Alternativen nicht zur Verfügung stehen. Zudem kann die bessere Wärme-

übertragung im Stack durch geringere Volumenströme zu einer Volumenreduktion des Stacks aufgrund kleinerer Kühlkanaldurchmesser führen. Hier spricht indessen ein physikalischer Grund gegen die Verwendung. Die betrachteten Nanofluide besitzen eine zu hohe elektrische Leitfähigkeit, so daß das Kühlmittel in einer heutigen Brennstoffzelle zu einem Kurzschluß der einzelnen Zellen führt. Ohne diese Voraussetzung ist der Einsatz von Nanofluiden in Brennstoffzellen-Fahrzeugen nicht möglich.

6.1.4 Motorraumdurchströmung

Eine Optimierung der Motorraumdurchströmung führt direkt zu einer Erhöhung des Kühlluftmassenstroms durch das Frontend des Fahrzeugs und somit durch die Kühler. Dies führt wiederum zu einer Verbesserung der Kühlleistung.

Der Weg, auf dem man eine Senkung der Druckverluste im Luftstrom erreicht, kann einerseits durch eine Reduktion der verblockenden Komponenten bewerkstelligt werden oder andererseits durch eine Luftführung in Form von Kanälen, die zum Beispiel durch Auslaßöffnungen direkt aus dem Fahrzeug führen. Dies ist möglich, da im Gegensatz zu Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor bei einem Brennstoffzellen-Fahrzeug keine Umströmung des heißen Motorblocks zur Wärmeabfuhr sichergestellt werden muß.

Derartige Optimierungen werden heutzutage mit Hilfe dreidimensionaler Strömungsberechnung durchgeführt, wobei die Simulationsmodelle dementsprechend auf die Geometrie des untersuchten Fahrzeugs abgestimmt sind und somit nur fahrzeugspezifische Ergebnisse liefern.

Das Potential einer Optimierung der Motorinnenraumdurchströmung wird in [Moos (2002)] mit einem bis zu 3% höheren Luftmassenstrom durch den Fahrzeugkühler angegeben. Den größten positiven Einfluß auf die Kühlleistung hat jedoch die Vermeidung von Rückströmungen um den Kühler innerhalb des Motorraums, die durch eine Kühlerumfeldabdichtung realisiert werden kann.

6.2 Lüfterkonzepte

Die Aufgabe eines Fahrzeuglüfters ist, den Kühlluftmassenstrom sicherzustellen, der für die Wärmeabgabe im Kühler oder auch im Klimakondensator benötigt wird, damit das Temperaturniveau im Kühlkreislauf bzw. das Druckniveau im Kältekreislauf gehalten werden kann.

Das Ziel eines neuartigen Lüfterkonzepts kann somit auf der einen Seite die Erhöhung des Luftmassenstroms über den Fahrzeugkühler unter Beibehaltung des Bauraums und der Lüfterleistung sein, das dadurch zu einer Kühlleistungssteigerung führt. Oder es wird andererseits durch das neue Konzept bei gleicher transportierter Luftmenge der parasitäre Verbrauch des Lüfters gesenkt, was speziell beim Brennstoffzellen-Fahrzeug mit verbauten elektrischen Leistungen in der Größenordnung von 2 kW eine merkliche Einsparung bewirken kann.

Die Zuschaltung des Lüfters wird in erster Linie bei hohen Außentemperaturen, niedrigen Geschwindigkeiten und hohen Lasten angefordert, da hier viel Wärme bei wenig warmer Kühlluft anfällt. Bei anderen Lastprofilen muß dies nicht der Fall sein. Die Analyse des Lüfters in Abschnitt 5.3 ergab sogar, daß bei höheren Geschwindigkeiten der Lüfter trotz maximaler Leistungsaufnahme verblockend wirkt. Dies hat einen negativen Einfluß auf den Luftmassenstrom.

Man kann diesen Zusammenhang als Ansatzpunkt für eine Neukonzeption der Anordnung des Lüfters verwenden. Es muß für niedrige Geschwindigkeiten eine Zwangsbelüftung einer ausreichend großen Kühlfläche sichergestellt sein. Für hohe Geschwindigkeiten, bei denen der Staudruck genug Luft durch den Kühler fördert, muß vermieden werden, daß der Lüfter im Luftstrom verblockend wirkt.

Auf Basis des Patents [Brotz (2003)] wurde ein Konzept mit dem Namen EVITA entwickelt, das genau diesem Umstand Rechnung trägt. EVITA steht für ‚Efficient Ventilation with Improved Thermo- and Aerodynamics‘. Dieses Lüfterkonzept ist schematisch in Abbildung 6.8 dargestellt.

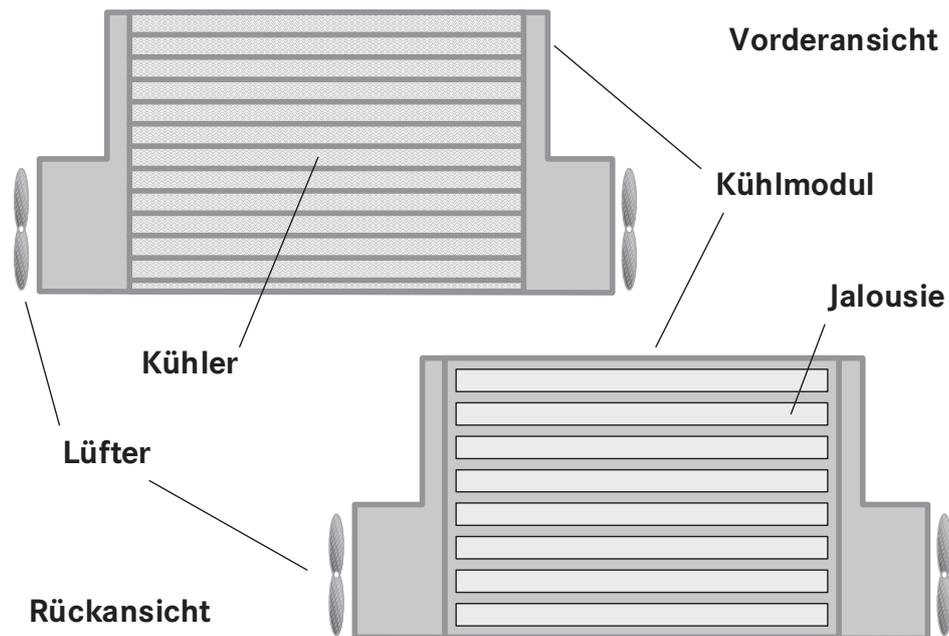


Abbildung 6.8: Schema des EVITA-Kühlmoduls

Das EVITA-Kühlmodul besitzt keinen zentral sitzenden Ventilator und somit keine Lüfterzarge, -nabe und -blätter, die die Stirnfläche abdecken, wie er in Abbildung 4.5 dargestellt ist. Der Fahrzeugkühler ist in eine abgedichtete Kassette mit seitlich sitzenden Lüftern eingebettet, die nach hinten das Abströmen der Kühlluft durch eine Jalousie ermöglicht. Diese Jalousie hat besondere Eigenschaften, die je nach Auslegung vom Betrieb als reine Staudruckklappen bis hin zur aktiven Regelung reichen, die Kühlungsanforderungen berücksichtigt. Die zwei Lüfter saugen aus dem Zwischenraum zwischen Kühler und Jalousie Luft an und blasen diese seitlich ab. Im Stand bzw. bei niedrigen Geschwindigkeiten ist die Jalousie bei laufenden Lüftern aufgrund der Druckverhältnisse geschlossen, und die Luft fließt über die Lüfter ab. Steigt nun die Geschwindigkeit und somit der Staudruck wird der Punkt erreicht, an dem die Jalousie öffnet und somit Luft nach hinten durch den Motorraum abströmt. Besteht weiterhin die Lüfteranforderung, so addieren sich die Massenströme. Dies ist in Abbildung 6.9 für mehrere Geschwindigkeiten illustriert.

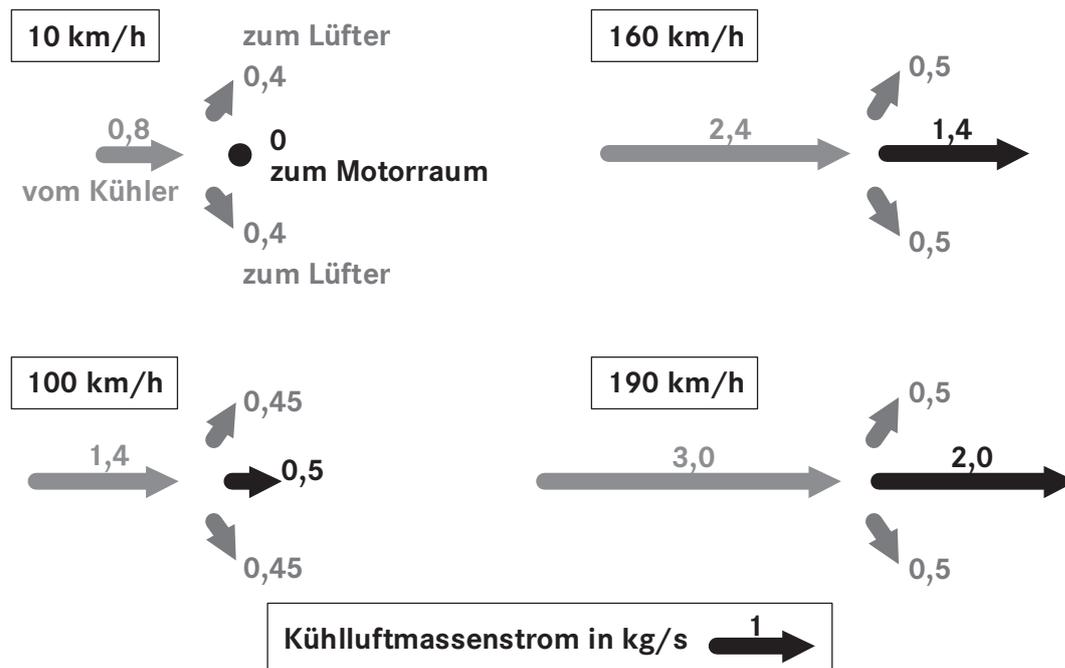


Abbildung 6.9: Aufteilung des Kühlluftmassenstroms im EVITA-Kühlmodul bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten

Der Hauptvorteil liegt nun darin, daß die Summe aus den Teilmassenströmen größer ist als bei der Anordnung mit zentral sitzendem Ventilator. Dies begründet sich auf der kleineren Verblockung im Luftpfad auf dem Weg durch den Motorraum und auch auf dem kürzeren Weg über die Lüfter direkt aus dem Fahrzeug zum Beispiel durch die Radkästen. Zudem kann der Kühlluftmassenstrom im Stand mit wesentlich weniger Lüfterleistung bewerkstelligt werden, da aufgrund der Geometrie effizientere Lüfter in den Abströmkanälen verbaut werden können.

Weiterhin ist die Anströmung des Wärmeübertragers homogener, da sich die Jalousie über die gesamte Breite öffnet. Dies führt zu einer Steigerung der Kühlleistung.

Das Konzept ist insbesondere für ein Brennstoffzellen-Fahrzeug umsetzbar, da im Gegensatz zu einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor keine Kühlluft zur Umströmung des Motorblocks benötigt wird. Es kann somit die Luft mit einem Minimum an Verblockung direkt aus dem Fahrzeug geleitet werden, was zu einem höheren Durchsatz führt.

In Abbildung 6.10 und Abbildung 6.11 ist für ein zukünftiges Brennstoffzellen-Fahrzeug das EVITA-Konzept mit zwei 400 W-Hochleistungslüftern einem konventionellen Kühlmodul mit einem 2 kW-Hochspannungslüfter und einem System ohne Lüfter gegenübergestellt. Es sind 40°C Umgebungstemperatur, keine weiteren Wärmeeinträge durch Klimakondensator und Niedertemperatur-Kühler und Standard-Randbedingungen für Brennstoffzelle und Fahrzeug angenommen. Die Package-Situation im Frontend ist nicht berücksichtigt.

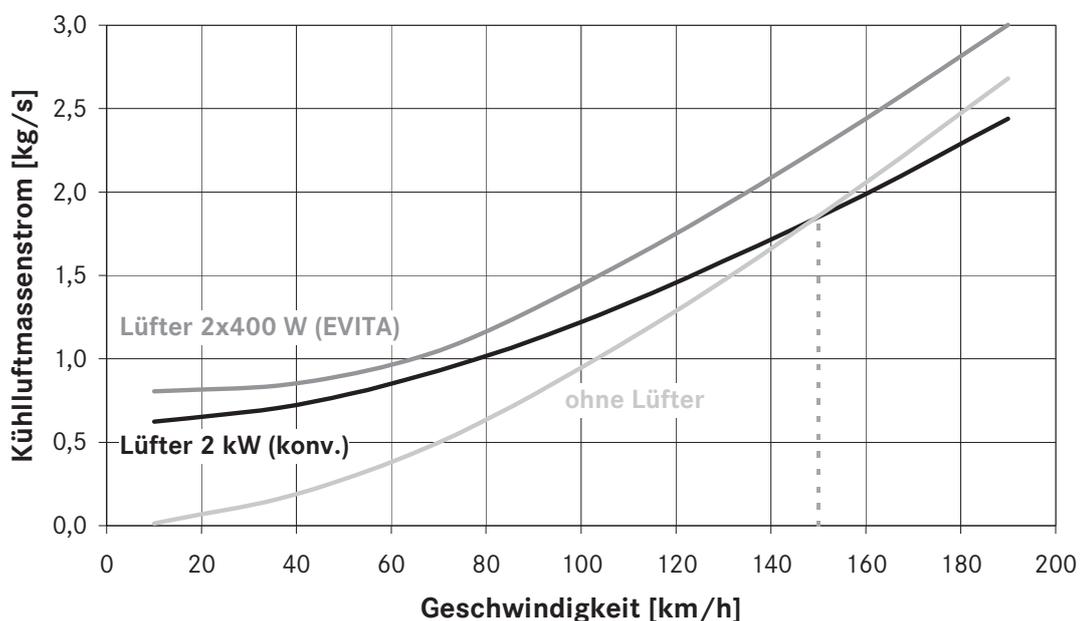


Abbildung 6.10: Vergleich der Lüfterkonzepte bezüglich des Kühlluftmassenstroms in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit

Abbildung 6.10 zeigt direkt die verblockende Wirkung des zentral sitzenden Ventilators, da das System ohne Lüfter ab einer Geschwindigkeit von 150 km/h mehr Kühlluft über die Stirnfläche des Kühlers transportiert, obwohl der 2 kW-Lüfter mit maximaler Leistung läuft. Die Synergie aus beiden Systemen stellt das EVITA-Modul dar, da in erster Näherung der geschwindigkeitsabhängige Luftmassenstrom über den Kühler noch zusätzlich um den Betrag der Luftmassenströme über die beiden 400 W-Lüfter erhöht wird. Als Ergebnis folgt ein über den gesamten Geschwindigkeitsbereich höherer Kühlluftmassenstrom, der wie in Abbildung 6.11

dargestellt, auch eine höhere abführbare Wärme zur Folge hat. Dies gilt insbesondere für hohe Geschwindigkeiten, bei denen der größte Bedarf an Kühlleistung besteht.

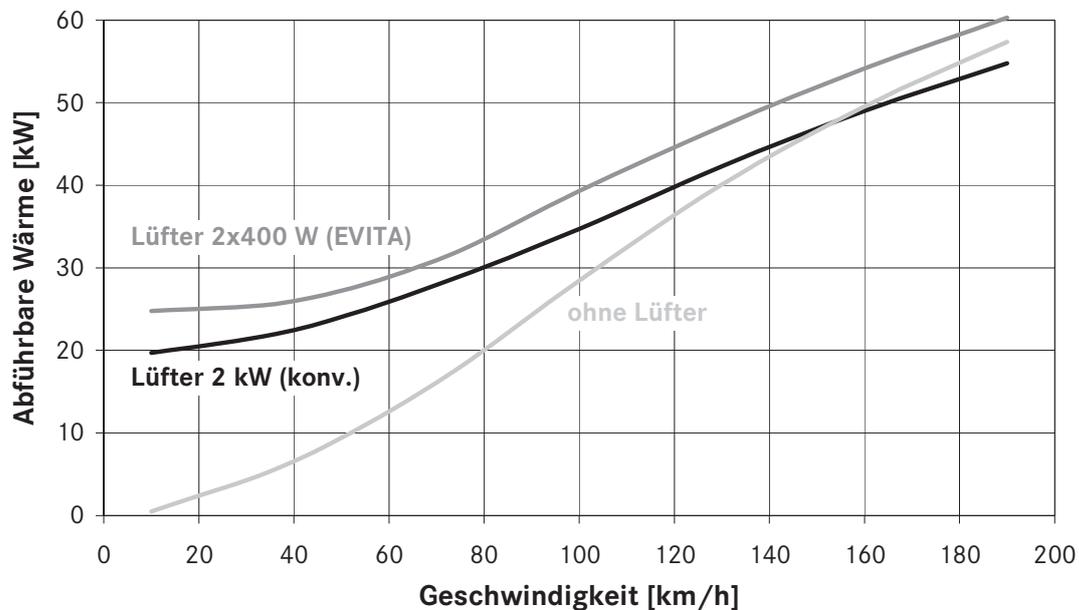


Abbildung 6.11: Vergleich der Lüfterkonzepte bezüglich der Kühlleistung in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit

Als zweiten Effekt spart man trotz höherem Luftmassenstrom 60% der elektrischen Lüfterleistung ein, was sich zudem wiederum in einer Verringerung der Wärmelast im Kühlkreislauf aufgrund einer niedrigeren Brennstoffzellen-Belastung bemerkbar macht. Natürlich verbessert sich durch die Reduktion der Leistung der parasitären Verbraucher der Wirkungsgrad des Brennstoffzellen-Systems und somit auch der Kraftstoffverbrauch.

Damit das seitlich sitzende Lüfterpaar wirksam arbeiten kann, das heißt einen hohen Luftmassendurchsatz zusätzlich zur Fahrgeschwindigkeit erzielt, ist darauf zu achten, daß eine freie und somit nahezu unverblockte Abströmung in den Radkasten erfolgt. Der Einfluß eines erhöhten Abströmwiderstands ist in Abbildung 6.12 dargestellt.

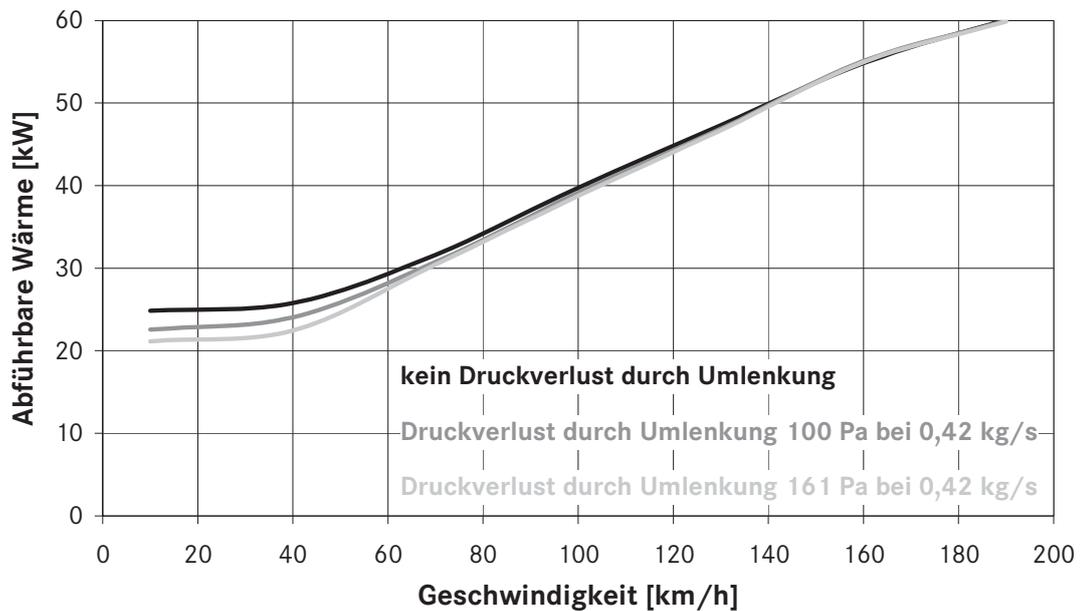


Abbildung 6.12: Druckverlust infolge der Umlenkung des Luftstroms im EVITA-Kühlmodul

Um den Effekt abzubilden, wurden im Vergleich zur freien, unverblockten Abströmung jeweils ein Druckverlust mit 100 Pa bzw. 161 Pa bei einem Luftmassenstrom von 0,42 kg/s für die Berechnung der abführbaren Wärme angenommen. Dies entspricht für den kleineren der beiden Werte einer Lüfteranordnung, bei der die Lüfter lediglich einen seitlichen Versatz zum Luftstrom durch das Kühlmodul aufweisen, das heißt die Kühlluft parallel zur Fahrtrichtung nach hinten abströmt. Im zweiten Fall wird zusätzlich der Luftstrom noch nach außen gelenkt.

Als Ergebnis zeigt sich, daß sich ein zunehmender Druckverlust im Bereich niedriger Geschwindigkeiten reduzierend auf den Kühlluftmassenstrom und somit auf die abführbare Wärme auswirkt. Im Falle von 10 km/h verringern sich die 25 kW auf knapp 23 kW bzw. 21 kW in den betrachteten Anordnungen. Bei höheren Geschwindigkeiten verschwindet der Unterschied, da der Hauptteil der Kühlluft durch die Jalousie unbeeinflusst von den gestiegenen Druckverlusten abströmt und sich somit die Reduktion über die seitlichen Pfade nur wenig auswirkt.

Das neue Lüfterkonzept mit dem EVITA-Kühlmodul, bei dem die Lüfter seitlich in den Radkasten abblasen, zeigt somit insgesamt eine Verbesserung der Kühlleistung und des Gesamtsystem-Wirkungsgrads. Die Herausforderungen liegen jedoch im Packaging des Frontends, in dem das Kühlmodul Platz finden muß, insbesondere im freien Abströmen der aufgewärmten Kühlluft. Im ungünstigsten Fall führt dies zu so hohen Druckverlusten, daß die errechneten Vorteile aufgezehrt werden.

6.3 Kühlung mit Hilfe von CO₂-Technologie

In diesem Abschnitt wird der Ansatz diskutiert, das Kühlsystem eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs mit dessen Klimaanlage zu kombinieren. Es kann bei denselben vorgegebenen Randbedingungen zu keiner Reduktion der abzuführenden Wärmemenge kommen, diese nimmt zudem um die Abwärme zu, die zur Erzeugung der zusätzlichen Arbeit der Kältemaschine nötig ist. Weiterhin muß auch die Arbeit zur Kälteerzeugung in Form von Wärme abgeführt werden. Das wird durch das Aufstellen einer Abwärmebilanz ersichtlich. Somit muß das gekoppelte System Vorteile aufzeigen, die eine Verbesserung der Kühlleistung trotz der gestiegenen Kühllast aufweisen, das Kühlsystem vereinfachen oder zumindest das Kühlungsproblem entschärfen, zum Beispiel durch die räumliche Trennung der beiden Systeme. Andere Gründe für eine Kopplung können in einer schnelleren Aufheizung im Kaltstartfall durch Wärmepumpenbetrieb liegen. Dies wird in Abschnitt 6.8.2 näher betrachtet.

Aufgrund des Umweltschutzaspekts, den man mit einem Brennstoffzellen-Fahrzeug verbindet, wird an dieser Stelle ausschließlich eine Kälteanlage betrachtet, die Kohlendioxid (CO₂) als Kältemittel verwendet. Es ist ein natürliches, halogenfreies Kältemittel, das die Ozonschicht nicht schädigt und einen rechnerisch 1300 mal geringen Einfluß auf den Treibhauseffekt hat als das heutige Standard-Fahrzeug-Kältemittel R134a [Spindler (2003)]. Weitere Vorteile liegen darin, daß es weder giftig noch brennbar ist. Die allgemeine Bezeichnung des Kältemittels CO₂ ist R744.

Wird die Kälteanlage dazu verwendet, seltene Kühlleistungsspitzen abzudecken, und ermöglicht dadurch eine Verkleinerung des Kühlsystems, kann dies als Rechtfertigung dafür dienen, unter Energieaufwand Wärme abzuführen. Hier muß jedoch im speziellen darauf geachtet werden, daß die über den Gaskühler der R744-Anlage abgegebene Wärme an die Kühlluft, den Fahrzeugkühler nicht entsprechend belastet, da ansonsten kein Kühlleistungsgewinn erreicht wird.

Wird hingegen die R744-Kälteanlage dazu verwendet, den gesamten Niedertemperatur-Kühlkreislauf zu ersetzen, durch den der Abluft-Kondensator des Brennstoffzellen-Systems auf Betriebstemperatur gehalten wird, so vereinfacht sich das Kühlsystem gravierend. Eine derartige Anbindung mit Hilfe eines regelbaren Expansionsventils zeigt Abbildung 6.13.

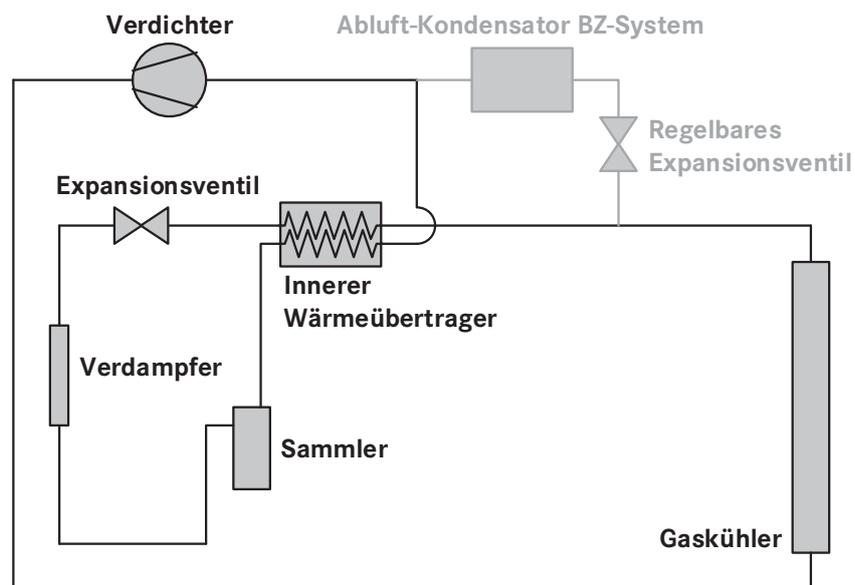


Abbildung 6.13: Anbindung des Abluft-Kondensators des Brennstoffzellen-Systems an den R744-Kältekreislauf

Zum Betrieb des R744-Kältekreislaufs wird im Verdichter, der im Brennstoffzellen-Fahrzeug elektrisch angetrieben wird, der Druck und die Temperatur des Kältemittels über den kritischen Punkt erhöht. Anschließend wird Wärme im Gaskühler an die Umgebung abgeführt. Im Expansionsventil wird das Kohlendioxid entspannt, dadurch sinkt Druck und Temperatur, so daß im Verdampfer Wärme aus der Kabinenzuluft aufgenommen werden kann, die somit kühler austritt als eintritt. Der innere

Wärmeübertrager bewirkt eine weitere Temperaturabsenkung vor dem Expansionsventil bzw. eine zusätzliche Überhitzung vor dem Verdichter. Der Sammler dient als Ausgleichsgefäß und Vorratsbehälter.

An diesen Kältekreislauf wird nun ein weiterer Abzweig nach dem Gaskühler angeschlossen, in dem durch ein ansteuerbares Expansionsventil die abfallende Kühlleistung in dem darauffolgenden Abluftkondensators des Brennstoffzellen-Systems geregelt wird. Diese Komponente, in der das Prozeßwasser aus der Abluft zur Befeuchtung der Brennstoffzelle kondensiert wird, wurde bisher durch einen eigenständigen Niedertemperatur-Kühlkreislauf bedient.

Insbesondere kann durch einen R744-Gaskühler, der im Heck des Fahrzeugs verbaut ist, der Fahrzeugkühler im Frontend merklich entlastet werden. In Abbildung 6.14 ist ein derartiges Berechnungsergebnis in Form eines Fahrbarkeitsdiagramms für die Fahrt in der Ebene und für die Bergfahrt mit 6% Steigung dargestellt. Es zeigt den Vergleich der Fahrbarkeit eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs, dessen Fahrzeugkühler mit einer Abwärme von 5 kW aus dem vorgelagerten Niedertemperatur-Kühler und durch einen Klimakondensator mit 8 kW vorbelastet ist, zu einem Fahrzeug, bei dem die Kühlluft mit Umgebungstemperatur in den Fahrzeugkühler eintritt, da der R744-Gaskühler der Kälteanlage im Heck sitzt. Es sind Standard-Randbedingungen angenommen, das heißt eine Kühlmittelvor- bzw. -rücklauftemperatur von 70°C und 80°C.

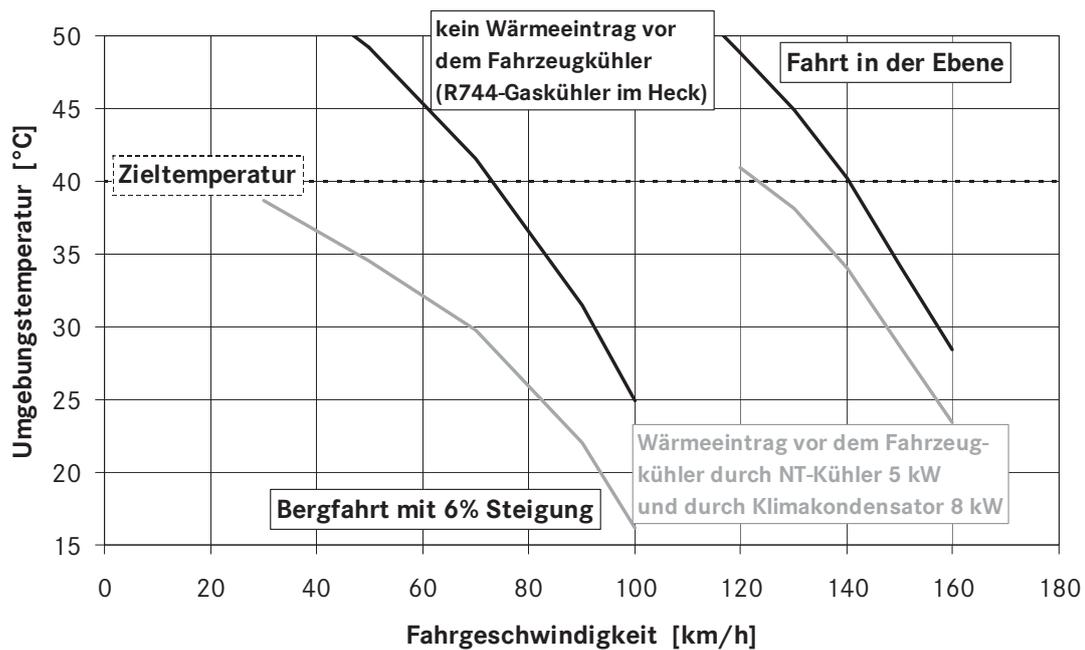


Abbildung 6.14: Vergleich der Fahrbarkeit eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs bei Entlastung des Fahrzeugkühlers durch einen R744-Gaskühler im Heck

Das errechnete Ergebnis zeigt, daß die erreichbare Geschwindigkeit bei einer Zieltemperatur von 40°C bei der Fahrt in der Ebene von 124 km/h auf 140 km/h ansteigt. Um einen Berg mit 6% Steigung konstant mit 100 km/h zu erklimmen, ist die kühlungsbedingte maximale Außentemperatur mit 25°C um 8 K höher als bei dem Fahrzeug mit vorbelastetem Kühler. Diese Steigerung ist in erster Linie auf die zusätzlich verwendete Kühlfläche im Heck zurückzuführen. Diese hat sich jedoch nur dadurch erschlossen, daß die CO₂-Kältemittelleitungen im Fahrzeug verlegbar sind, da diese einen viel geringeren Durchmesser besitzen als Kühlmittelschläuche.

Um die beiden Rechnungen vergleichen zu können, muß die um 3 kW gestiegene Brennstoffzellen-Abwärme im Kühlkreislauf berücksichtigt werden, die anfällt, da der Klimakompressor ungefähr 3 kW höhere elektrische Leistung aufnimmt. Damit kann die NT-Abwärme abgeführt werden, am Heck-Gaskühler sind etwa 16 kW an die Umgebung abzugeben. Je nach Auslegung der Kälteanlage kann die zusätzliche Kälteleistung eine Vergrößerung zur Folge haben, wobei die zeitlichen Anforderungsprofile zur Bewertung herangezogen werden müssen. Zur Innenraumklimatisierung ist direkt nach dem Start eines in der Sonne aufgeheizten Fahrzeugs die größte

Klimaleistung erforderlich. Die Kälteanforderung sinkt durch das Erreichen der Komforttemperatur in der Kabine, insbesondere wenn im Umluftbetrieb gefahren wird. Die NT-Abwärme, die bei der Kondensation von Prozeßwasser aus der Abluft anfällt, dient für den Wasserbedarf zur Befeuchtung der Brennstoffzelle. Je nach Dimensionierung eines Vorratsbehälters kann eine gleichzeitige Spitzenbelastung der R744-Kälteanlage vermieden und somit auf eine Vergrößerung verzichtet werden.

Die Kombination einer CO₂-Klimaanlage mit dem Kühlsystem eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs kann somit zu einer Vereinfachung durch Entfall des Niedertemperatur-Kühlkreislaufs führen, und eröffnet zudem die Möglichkeit, neue Kühlflächen im Heck zu erschließen.

6.4 2-Phasen-Verdampfungskühlung

Um in einem Brennstoffzellen-Fahrzeug die Kühlleistung bei gleicher Kühlfläche zu steigern, besteht die Möglichkeit, wie in Abschnitt 5.2.2 bereits diskutiert wurde, den Kühler durch einen Kondensator zu ersetzen. Durch den damit verbundenen Phasenwechsel des Kühlmittels, das bei der Wärmeaufnahme verdampft und entsprechend bei der Abgabe der Wärme an die Umgebung wieder kondensiert, spricht man bei diesem Kühlkonzept von einer 2-Phasen-Verdampfungskühlung.

Wie auch bei der konventionellen Flüssigkeits-Umlaufkühlung wird bei der 2-Phasen-Verdampfungskühlung ein Kühlmedium zwischen Wärmequelle und -senke zum Wärmetransport bewegt. Die Vorteile liegen jedoch in den wesentlich höheren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Verdampfung und insbesondere bei der Kondensation, was zu einer besseren Wärmeabfuhr führen kann. In [Reichler (2003a)] wird für die Kondensation eine Verdoppelung des Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zur Flüssigkeits-Umlaufkühlung angegeben. Die daraus resultierende Kühlleistungssteigerung kann einerseits dazu verwendet werden, den Fahrzeug-Kühler zu verkleinern, oder andererseits, mehr Wärme bei gleicher Kühlerfläche abzuführen.

Hierbei steckt die transportierte Energie nicht in einer Temperaturerhöhung des Fluids sondern in einem Wechsel des Aggregatzustands. Da die Verdampfungs-

enthalpie eines Fluids groß ist im Vergleich zu der über die Wärmekapazität gespeicherten Energie bei einer Temperaturdifferenz von 10 K, die in einem Fahrzeug üblich ist, führt dies bei gleichem Wärmestrom zu einer Verringerung des benötigten Kühlmittelmassenstroms. Dadurch senkt sich auch die Pumpleistung, die vom Brennstoffzellen-System für die elektrische Kühlmittelpumpe aufgebracht werden muß. Die für die konventionelle Kühlung benötigten 1,2 kW können bis auf 200 - 300 W reduziert werden [Reichler (2004a)]. Diese Einsparung kann auch als Kühlleistungssteigerung betrachtet werden, da für 1 kW elektrischer Leistung bei einem Wirkungsgrad von 50% auch 1 kW weniger Wärme erzeugt wird.

Je nach Verdampfungskühlsystem kann zudem eine schnellere Aufheizung erzielt werden, wenn bei stehendem Kühlmittel die Kühlung erst durch das Verdampfen einsetzt. Durch eine geringere Kühlmittelmenge und somit kleinerer thermischer Massen kann damit auch eine schnellere Temperatur-Regelung ermöglicht werden, die über den Druck im System erfolgt, da an diesen die Verdampfungstemperatur gekoppelt ist.

Weiterhin kann durch den höheren Wärmeübergang beim Verdampfen bei gleicher Wandtemperatur im Stack das Kühlmitteltemperaturniveau angehoben werden. Da sich beim Verdampfen die Temperatur nicht ändert, kann somit auch die Temperatur in der zu kühlenden Komponente konstant gehalten werden. Daraus resultiert eine gleichmäßigere Temperaturverteilung. Hierdurch besteht die Möglichkeit einer zusätzlichen Erhöhung der Betriebstemperatur für den Brennstoffzellen-Stack, da örtliche Überhitzungen vermieden werden können. Aufgrund des Feuchtehaushalts ist jedoch ein Temperaturgradient im Stack gewollt, damit an der Stelle, an der noch wenig Prozeßwasser erzeugt wurde, auch die Temperatur niedriger ist, als am Ende des Kanals, wo das Prozeßwasser ein Austrocknen der Membran auch bei höherer Temperatur verhindert. Dabei sind parallele Kühlmittel- und Luftkanäle vorausgesetzt.

Am Kondensator bewirkt die nahezu konstant hohe Kondensationstemperatur eine Erhöhung der Wärmeabfuhr, da sich die treibende Temperaturdifferenz zur Umgebungsluft vergrößert. Im Idealfall bleibt über der gesamten Länge, auf der die Wärmeübertragung stattfindet, die Temperatur konstant. Dieser Fall wird in der Regel jedoch nicht erreicht, da ein Druckverlust in den Strömungskanälen auftritt, der zur Folge hat, daß sich die Kondensationstemperatur absenkt. Dieses Verhalten

ist kühlmittelabhängig und kann auch zu ähnlichen Temperaturgradienten wie beim Kühlmittelkühler führen.

Insgesamt führen die genannten Vorteile zu einer Vergrößerung der Kühlleistung bei gleicher Kühlerfläche oder zu der Möglichkeit der Reduktion der Kühlerfläche. In [Hampele (1986)] ist für einen Verbrennungsmotor das Potential angegeben, die Kühlergröße um 3% bis 5% zu reduzieren, in [Palier (1991)] werden bei ansonsten gleichen Randbedingungen sogar 10% erwartet.

Um eine 2-Phasen-Verdampfungskühlung für ein Brennstoffzellen-Fahrzeug zu realisieren wird jedoch ein geeignetes Kühlmittel oder auch Kältemittel für die entsprechende Betriebstemperatur bei zugehörigem Druck benötigt. Es sind dazu folgende thermodynamischen Anforderungen an das Fluid zu stellen: Die Siedetemperatur muß bei einem derzeit maximalen Systemdruck im Stack von bis zu 3 bar bei 80°C liegen. Das Kältemittel sollte dabei eine hohe Verdampfungsenthalpie besitzen, damit das entstehende Dampfvolumen gering ist, um die Strömungsverluste klein zu halten. Hierzu sollte ebenfalls die Viskosität klein sein. Eine geringe Oberflächenspannung erleichtert das Blasensieden. Eine hohe Wärmeleitfähigkeit ist wegen des Einflusses auf den Wärmeübergang zu verlangen. Aufgrund des Wechsels des Aggregatzustands sollte das Kühlmedium entweder ein Reinstoff oder zumindest ein azeotropes Gemisch sein, da ansonsten beim Verdampfen eine Entmischung auftritt, und keine definierte Siedetemperatur mehr sondern lediglich ein Siedebereich zu finden sein würde.

Für den Einsatz in einem Brennstoffzellen-Fahrzeug muß die elektrische Leitfähigkeit kleiner als 5 $\mu\text{S}/\text{cm}$ betragen, damit das Kühlmittel nicht zu einem Kurzschluß der einzelnen elektrisch in Reihe geschalteten Zellen führt. Auf den Stack bzw. auf die Dichtungen im Stack ist auch die Begrenzung des Systemdrucks auf 3 bar zurückzuführen, ebenso wie deshalb kein Unterdruck-System umsetzbar ist.

Es muß insgesamt die Fahrzeugtauglichkeit des Kühlmittels gegeben sein. Das bedeutet, daß es eine Schmelztemperatur unter -40°C bei Umgebungsdruck besitzt. Ebenso darf es nicht giftig oder brennbar sein, da durch einen Unfall oder durch einen Defekt Kühlmittel austreten kann, insbesondere im Betrieb, wenn Dampf bei 3 bar vorkommt. Es muß eine ausreichende Betriebsbeständigkeit und Werkstoff-

verträglichkeit aufweisen und Korrosion verhindern. Zudem sollte es eine einfache Handhabung ermöglichen, eine hohe Verfügbarkeit besitzen, und mit geringen Kosten verbunden sein.

Weiterhin sind die gesetzlichen Randbedingungen und Umweltaspekte zu erfüllen, so daß das Kühlmittel kein Ozonerstörungspotential und nur ein verschwindend geringes Treibhauspotential besitzen darf.

In [Reichler (2003b)] werden Methanol (CH_3OH) und das Kältemittel HFE7100 ($\text{C}_4\text{F}_9\text{OCH}_3$) als einzige in Frage kommende Reinstoff-Kältemittel für die hier aufgeführten Randbedingungen angegeben, wobei Methanol brennbar ist, und HFE7100 mit 105 kJ/kg eine geringe Verdampfungsenthalpie besitzt, und somit große Volumenströme zur Folge hat.

Die Umsetzung einer Verdampfungskühlung in einem Brennstoffzellen-Fahrzeug wird durch ein geschlossenes, geflutetes System mit Zwangsumlauf und einem Ausgleichsgefäß realisiert.

Diese Systemauswahl begründet sich auf dem Ausschluß offener bzw. halboffener Systeme, die immer mit Kühlmittelverlusten verbunden sind. Derartige Verluste sind, wenn überhaupt, nur bei ungiftigen, natürlichen Kältemitteln vertretbar, die kostengünstig und problemlos an einer Tankstelle nachgefüllt werden könnten, aber bisher nicht zur Verfügung stehen.

Kältemittel, die bei Umgebungstemperatur einen Dampfdruck oberhalb des Umgebungsdrucks besitzen, liegen unter Fahrzeugrandbedingungen immer als 2-Phasen-Gemisch vor. Dadurch ist das gesamte Kühlkreislaufvolumen ausgefüllt und es kann auf einen Ausgleichsbehälter verzichtet werden. Dies trifft im vorliegenden Fall jedoch nicht zu. Somit muß das System geflutet sein, da der sich ansonsten ergebende Unterdruck technisch über längere Zeit nicht aufrecht zu erhalten wäre. Deshalb ist ein Ausgleichsgefäß notwendig, das das Flüssigkeitsvolumen aufnimmt, das der entstehende Dampf aus dem Kühlsystem verdrängt.

Ein weiterer Punkt, der zu beachten ist, ist das Siedeverhalten im Stack. Um die Wärmeabfuhr bei der vorgegebenen Temperatur zu gewährleisten, ist sicherzustellen, daß ein ausreichender Massenstrom durch den Stack strömt, so daß das Kühlmittel nicht vollständig verdampft, da ansonsten die Überhitzung des reinen Dampfes eine

große Zunahme der Temperatur zur Folge hätte. Eine Pumpe wird somit zur Regelung des Kühlmittelmassenstroms benötigt.

Es bleibt somit lediglich ein geschlossenes, geflutetes System mit Zwangsumlauf und einem Ausgleichsbehälter, wie es in Abbildung 6.15 und Abbildung 6.16 dargestellt ist.

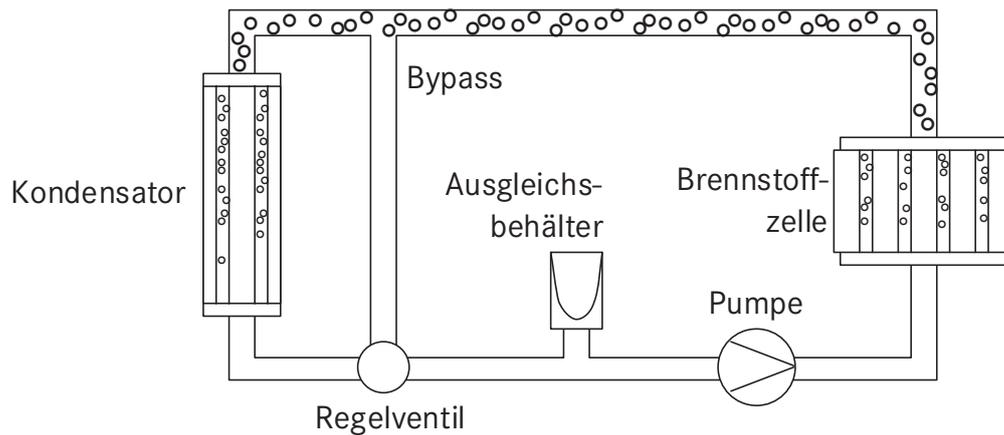


Abbildung 6.15: Schema eines Verdampfungskühlkreislaufs

Die Pumpe fördert das Kühlmittel durch den Brennstoffzellen-Stack, in dem es zum Teil verdampft. Anschließend wird das 2-Phasen-Gemisch durch den Kondensator geleitet, wo es wieder kondensiert und zudem unterkühlt wird. Der Ausgleichsbehälter nimmt das flüssige Kühlmittel auf, das vom Dampf aus dem System verdrängt wird. Ein Bypass kann über ein Regelventil beim Kaltstart oder im Teillastbereich durchströmt werden. Dieses Mischen in Verbindung mit der Pumpendrehzahl dient zur Regelung des Systems.

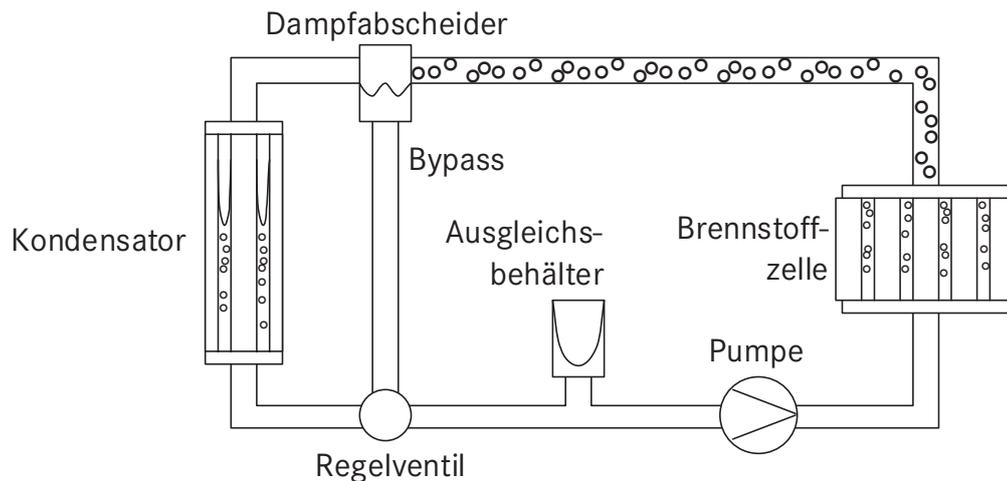


Abbildung 6.16: Schema eines Verdampfungskühlkreislaufts mit Dampfabscheider

Abbildung 6.16 zeigt den Verdampfungskühlkreislauf aus Abbildung 6.15, der um einen Dampfabscheider ergänzt wurde. Dieser hat die Aufgabe, die Phasen zu trennen, so daß nur Dampf in den Kondensator eintritt, dessen Kühlleistung sich dadurch erhöht. Hierbei ist jedoch auf eine ausreichend hohe Unterkühlung der Flüssigkeit zu achten, so daß nach dem Mischen am Regelventil keine Kavitation an der Pumpe auftritt.

Die Komponenten des Kühlsystems müssen auf ihre Kompatibilität mit der 2-Phasen-Verdampfungskühlung überprüft werden. Der Aufbau des Stacks, insbesondere die Geometrie der Kanäle und deren Durchmesser, muß einen möglichst guten Wärmeübergang auf einer großen wärmeübertragenden Fläche bei einem minimalen Druckverlust erlauben. Ebenso darf die Volumenzunahme beim Verdampfen nicht zu einem übermäßigen Anstieg der Strömungsdruckverluste führen. Ähnliches gilt auch für den Kondensator, bei dem die Möglichkeit besteht, den 2-Phasen-Strom mehrmals umzulenken, so daß auf Kosten des Druckverlusts auf einer längeren Wegstrecke mit höherer Strömungsgeschwindigkeit die Wärme übertragen werden kann. Aufgrund der Volumenabnahme bei der Kondensation kann die Anzahl der querströmenden Kanäle für jeden weiteren Durchgang reduziert werden. In [Palier (1991)] werden zwei Durchgänge für eine 2-Phasen-Kühlung empfohlen. Dies ist jedoch für das Brennstoffzellen-Fahrzeug abhängig vom verwendeten Kühlmittel.

Damit kein zusätzlicher Kühlkreislauf nötig wird, müssen die Komponenten wie der Elektromotor und der Luft-Kompressor weiterhin im Brennstoffzellen-Kühlkreislauf gekühlt werden. Insgesamt können durch das alternative Konzept keine Bauteile eingespart werden.

Für die Rohrleitungen muß ebenfalls das Optimum aus möglichst geringem Druckverlust bei minimalem Bauraum, und damit Rohrdurchmesser, gefunden werden. Hierbei kommt hinzu, daß der Rohrquerschnitt auf der Dampfseite im kalten Zustand mit flüssigem Kühlmittel gefüllt ist, für das im Betrieb ein Ausgleichsgefäß benötigt wird. In [Reichler (2004a)] wird der Innendurchmesser der Dampfleitung mit 35 mm als ausreichend abgeschätzt, der somit in der Größenordnung von Kühlmittelleitungen beim konventionellen System liegt. Auf der Flüssigkeitsseite besteht aufgrund der geringeren Massenströme sogar ein Verkleinerungspotential der Rohrquerschnitte.

Sind die Volumina der Komponenten und der Rohrleitungen bekannt, dann kann die Größe des benötigten Ausgleichsbehälters berechnet werden, der das Flüssigkeitsvolumen aufnimmt, das durch den entstehenden Dampf verdrängt wird. [Reichler (2004a)] gibt bei einem Gesamtkühlmittelvolumen im Kreislauf von $13,1 \text{ dm}^3$ bei vollständiger Verdampfung ein Ausgleichsvolumen von $7,1 \text{ dm}^3$ an. Dieses kann noch verringert werden, wenn das System nicht mit Sattedampf sondern mit Naßdampf betrieben wird. Das bedeutet, daß zwischen Stack und Dampfabscheider anstatt reinem Dampf ein 2-Phasen-Gemisch vorliegt.

Technisch kann das Ausgleichsgefäß durch einen Membran-Behälter realisiert werden, der das benötigte Fassungsvermögen getrennt von der Umgebung bereitstellt. Da es sich um ein geschlossenes System handelt, bietet sich hierbei die Möglichkeit den Systemdruck unabhängig vom Umgebungsdruck zu regeln, was sich auch auf die Verdampfungstemperatur auswirkt, die mit dem Druck im System gekoppelt ist. Aufgrund des Gewichts ist der Ausgleichsbehälter nicht kritisch, da dieser im kalten Zustand leer und das Kühlmittel zu diesem Zeitpunkt, ebenso wie beim konventionellen System, noch in den Leitungen ist. Jedoch muß das Ausgleichsvolumen im engen Bauraum eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs untergebracht werden.

Ein schematisierter Druckverlauf ist in Abbildung 6.17 gezeigt [Reichler (2003b)]. Der Druck im Brennstoffzellen-Stack bestimmt die Verdampfungstemperatur und der im Kondensator, die Temperatur bei der der Dampf wieder kondensiert. Wie bereits erwähnt, führt der Druckverlust dazu, daß sich über den Kondensator ein Temperaturgradient ergibt, der die treibende Temperaturdifferenz zur Kühlluft verringert.

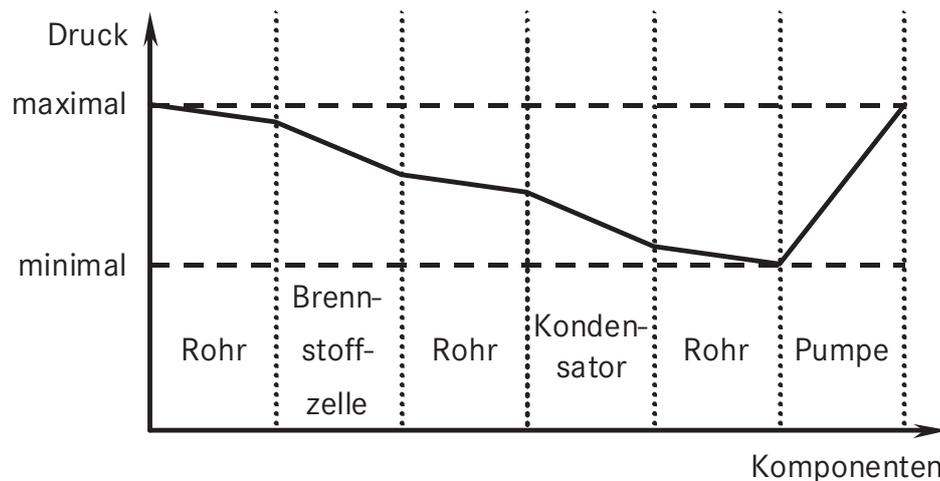


Abbildung 6.17: Schematisierter Druckverlauf im Verdampfungskühlsystem [Reichler (2003b)]

In Abbildung 6.17 sind zudem die Grenzen angedeutet, zwischen denen das System arbeiten darf. Der Brennstoffzellen-Stack bestimmt den maximalen Druck, da die Dichtungen, die Kühlmittel, Wasserstoff und Luft voneinander trennen, mit höchstens 3 bar dem geringsten Druck standhalten. Das untere Druckniveau ist abhängig vom Kühlmittel und ergibt sich aus dem Druck vor der Pumpe. Dieser muß über dem Dampfdruck des Mediums an dieser Stelle liegen, damit keine Kavitation auftritt, die zu Beschädigungen der Pumpe und zu einem Einbruch der Fördermenge führt. Um der Kavitation vorzubeugen, wird das Kühlmittel im Kondensator unterkühlt. [Reichler (2004a)] argumentiert, daß thermodynamisch ein hoher Kondensationsdruck anzustreben ist, damit der Druckverlust bei höheren Massenströmen aufgrund des verringerten Volumenstroms klein ist, und dadurch ein kleinerer Temperaturgradient über den Kondensator eine insgesamt höhere Kühlleistung zur Folge hat.

Die Verdampfungskühlung kommt bei einem Verbrennungsmotor, obwohl technisch umsetzbar, aufgrund der Komplexität des Systems und der zu geringen Vorteile noch nicht zum Einsatz [Müller (1995)]. Da ein Brennstoffzellen-Fahrzeug andere Randbedingungen an das Kühlsystem stellt, kann trotz des höheren Aufwands und der höheren Kosten die Verdampfungskühlung eine Alternative darstellen, insbesondere, wenn damit eine signifikante Kühlleistungssteigerung erzielbar ist. Hierzu muß jedoch ein geeignetes Arbeitsmittel für die vorgegebene Drucklage gefunden werden.

In [Reichler (2004b)] wird das Potential der Verdampfungskühlung für Brennstoffzellen-Fahrzeuge mit einer Kühlleistungssteigerung von 18,4% angegeben, wobei eine Steigerung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten durch die Kondensation von 50% angesetzt und die eingesparte Pumpenleistung in die Bewertung mit eingeschlossen wurde. Eine zusätzliche Leistungssteigerung ergibt sich, wenn durch das Konzept die Stack-Austrittstemperatur des Kühlmittels im Vergleich zum konventionellen System erhöht werden kann.

Im Fahrbarkeitsdiagramm in Abbildung 6.18 ist dargestellt, wie sich die Erhöhung der Kühlleistung um 18,4% in einer Anhebung der Umgebungstemperatur auswirkt, für die der Wärmeeintrag und die erreichbare stationäre Kühlleistung bei der vorgegebenen Geschwindigkeit im Gleichgewicht sind.

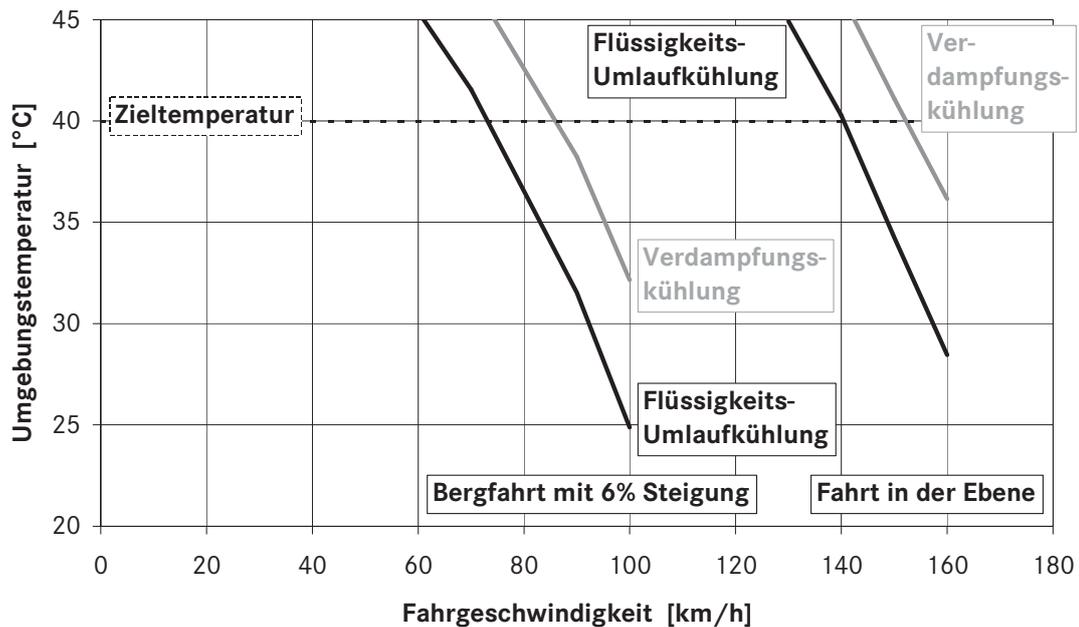


Abbildung 6.18: Fahrbarkeit eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs mit einer Verdampfungskühlung im Vergleich zur Flüssigkeits-Umlaufkühlung, bei einer Kühlleistungssteigerung von 18,4%

Die Umgebungstemperatur, die für eine Geschwindigkeit von 160 km/h in der Ebene kühlungsbedingt maximal herrschen darf, steigt von 28°C auf 36°C, bei der Bergfahrt mit 6% Steigung mit 100 km/h von 25°C auf 32°C. Die bei 40°C maximal erreichbare Geschwindigkeit für die Fahrt in der Ebene steigt von 140 km/h auf 152 km/h, am Berg ist eine Steigerung von 73 km/h auf 86 km/h möglich.

Als Fazit kann für die 2-Phasen-Verdampfungskühlung eine Kühlleistungssteigerung in Aussicht gestellt werden, wenn ein entsprechendes Kühlmittel mit passender Siedetemperatur bei zugehöriger Drucklage und hoher Verdampfungsenthalpie Verwendung findet. Zudem besteht die Möglichkeit der Erhöhung der Kühlmitteltemperatur. Es wurde bisher jedoch kein Kühlmittel gefunden, das die derzeitigen Anforderungen erfüllt. Es zeigt sich somit, daß unter den gestellten Randbedingungen ein alternatives Konzept wie eine Verdampfungskühlung für ein heutiges Brennstoffzellen-System nicht umsetzbar ist. Dies schließt aber nicht den

Einsatz in zukünftigen Modellen aus, die bei höheren Drücken und Temperaturen arbeiten.

6.5 Direkt-luftgekühlter Stack und Verdunstungskühlung

In Kapitel 3 wurde davon ausgegangen, daß die Abwärme des Brennstoffzellen-Stacks über Kanäle durch ein flüssiges Kühlmittel abgeführt wird. Eine andere Möglichkeit besteht darin, mit Hilfe der Luft, die zur Bereitstellung des Sauerstoffs für die Reaktion zugeführt wird, die Wärme aus dem Stack zu transportieren. Hierbei trägt das Verdunsten des Prozeßwassers mit bei, das dadurch entsprechend Energie aufnimmt. Im Gegensatz zum luftgekühlten Stack, bei dem die Kühlluft in eigenen Kanälen strömt, spricht man hierbei vom direkt-luftgekühlten Stack.

Vorteile sind das Wegfallen der Kühlmittelkanäle und im Vergleich zur Flüssigkeits-Umlaufkühlung auch der Verzicht auf den gesamten Kühlkreislauf inklusive des Fahrzeugkühlers. Für Brennstoffzellen mit kleinen Leistungen, die einen Großteil der Abwärme über Konvektion und Strahlung abgeben und somit wenig Kühlleistung fordern ist diese Art Kühlung umsetzbar. [Larminie (2000)] gibt die Größenordnung mit 250 W an, bei der eine derartige Kühlung mit Hilfe der Luft sinnvoll ist. Höhere Leistungen bedeuten auch höhere Abwärmen. Dadurch wird mehr Luft benötigt, es steigt somit die einzusetzende Kompressorleistung, um genügend Luft durch die Brennstoffzelle zu blasen. Dieser Anstieg wird durch die Filter noch vergrößert, die benötigt werden, da die Luft nicht verunreinigt sein darf. Durch den hohen Luftmassendurchsatz und die kühlungsbedingte Temperaturerhöhung sinkt die relative Feuchte beim Durchqueren des Stacks. Als Folge trocknet die Membran aus, wird spröde und kann reißen.

Bei Leistungen und entsprechend auch Kühlleistungen im kW-Bereich sind dann eigene Kühlkanäle nötig. Für eine Luftkühlung, die einen Kühlkreislauf ebenfalls überflüssig macht, sind diese dann relativ groß im Vergleich zu den Gaskanälen für Wasserstoff und Luft für die chemische Reaktion. Vorteilhafter ist die Flüssigkeitskühlung, da durch die besseren Wärmeübertragungseigenschaften höhere Kühlleistungen in kleineren Kühlkanälen dargestellt werden können. Zudem ist eine

gleichmäßigere Temperatur durch eine kleine Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt erzielbar. Dies rechtfertigt in der Regel den Aufwand einer Kühlmittelkühlung.

Alternativ bietet sich die Möglichkeit einer Verdunstungskühlung. Hierbei wird zu der durch den Stack strömenden Luft flüssiges Wasser zugegeben. Obwohl die Temperaturen innerhalb des Stacks unterhalb des Siedepunkts von Wasser liegen, der sich bei einem Druck von 2 bar bei ungefähr 120°C befindet, nimmt die sich erwärmende Luft Wasser auf. Man spricht von Verdunstung. Die für den Wechsel des Wassers in die Gasphase benötigte Verdampfungsenthalpie wird dem Stack entzogen. Dieser wird dadurch gekühlt.

Die Herausforderung bei dieser Art der Kühlung liegt darin, die Luft- und die Wassermenge so zu dimensionieren, daß eine ausreichende Kühlleistung sichergestellt werden kann und trotzdem der Wasserhaushalt der Membran einen dynamischen Betrieb der Brennstoffzelle erlaubt. Ein Austrocknen der Membran muß ebenso verhindert werden wie zu große Druckdifferenzen zwischen Anoden- und Kathodenseite.

Eine Abschätzung der benötigten Wasser- und Luftmenge erhält man durch den Ansatz, daß Wärme unter Vernachlässigung der Erwärmung der Luft nur durch den Phasenwechsel des Wassers aus dem Stack transportiert wird. Für eine stationäre Fahrt von 140 km/h fällt laut Abbildung 5.1 eine Abwärme von 45 kW an. Es ergibt sich daher mit der Verdampfungsenthalpie von Wasser mit 2257 kJ/kg die Menge flüssigen Wassers zu 20 g/s und mit dem Zusammenhang für gesättigte feuchte Luft aus [Beitz (1997)] die Menge trockener Luft bei 80°C und 2 bar zu ungefähr 100 g/s. Dies entspricht bei einem angenommenen Wirkungsgrad des Brennstoffzellen-Systems von 50% etwa der vierfachen stöchiometrischen Luftmenge.

Da man bei der Verdunstungskühlung im Vergleich zum direkt-luftgekühlten Stack auf flüssiges Wasser angewiesen ist, wird wiederum ein Kühlsystem im Fahrzeug benötigt, das das Wasser aus der Abluft zurückgewinnt. Das heißt, es muß in diesem Fall auskondensiert werden, um einen kontinuierlichen Betrieb aufrecht erhalten zu können. Um nun die oben berechneten 20 g/s wieder aus der feuchten Abluft zu kondensieren, muß die Luft, die weitere ca. 7 g/s Prozeßwasser enthält, auf 55°C

abgekühlt werden, wenn man zudem einen Druckabfall auf 1,5 bar annimmt. Da es sich bei dem Kondensator um einen Gas-Gas-Wärmeübertrager handelt, kann im Vergleich zum konventionellen Gas-Flüssigkeit-Wärmeübertrager kein Bauraum-Vorteil erzielt werden.

Positiv kann sich jedoch ein Vorratsgefäß in Form eines Wassertanks auswirken, mit dem extreme Kühlleistungsspitzen abgedeckt werden können. Die Handhabung von Wasser im Fahrzeug stellt aber bezüglich der Alltagstauglichkeit insbesondere bei Temperaturen unterhalb von 0°C hohe Ansprüche.

Insgesamt wird jedoch die maximale stationär erzielbare Kühlleistung mit gleicher Wärmeübertrager-Fläche geringer ausfallen als bei einem konventionellen Kühlsystem, da das Austrittstemperaturniveau des Kondensator wesentlich niedriger gewählt werden muß.

6.6 Purpose Design Fahrzeug

Ein Fahrzeug, dessen Form und struktureller Aufbau seinen funktionalen Bedürfnissen angepaßt wird, nennt man Purpose Design Fahrzeug. Speziell ist hierbei ein Fahrzeug gemeint, das um ein Brennstoffzellen-System mit allen sich daraus ergebenden Anforderungen herum konstruiert ist. Den Gegensatz hierzu stellt ein Serienfahrzeug dar, bei dem der Verbrennungsmotor durch den Brennstoffzellen-Antrieb ersetzt wird und damit festgelegte Randbedingungen in Bezug auf das Package akzeptiert werden müssen.

Das Purpose Design Fahrzeug bietet als größten Vorteil die vielen Möglichkeiten auf die Prämissen einzugehen, jedoch stehen die hohen Kosten für ein derartiges Fahrzeug dem nachteilig gegenüber, insbesondere, wenn zur Erprobung kleine Stückzahlen in der Größenordnung von 10 bis 100 angestrebt werden. Hierbei fällt ins Gewicht, daß zur Produktion der Karosserie als auch der fahrzeugspezifischen Teile wie zum Beispiel dem Klimakasten teure Serienwerkzeuge hergestellt werden müssen.

Im Unterschied zu einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor, bei dem die Front auf eine entsprechende Kühlungsanforderung mit weniger Kühllast bei einer höheren

Kühlmitteltemperatur ausgelegt ist, wie in Abschnitt 3.1 diskutiert, kann bei einem Purpose Design Fahrzeug die benötigte Kühlfläche verbaut werden. Zudem ist man hierbei nicht nur auf das Frontend beschränkt, es können Positionen für weitere Kühlflächen am Fahrzeug gefunden werden, die eine gute Anströmung mit Kühlluft ermöglichen oder auch kurze Kühlmittleitungen erlauben. Dabei sind speziell auch aerodynamische Anpassungen zielführend. In [Werner (2003)] wurden alternative Positionen für Kühler, die hinsichtlich der Kühlungsanforderung optimiert wurden, speziell für ein Brennstoffzellen-Fahrzeug untersucht und bewertet. Hierzu gehören Motorhaubenkühler ebenso wie Seitenwandkühler und Schwellerkühler, wie in Abbildung 6.19 skizziert.

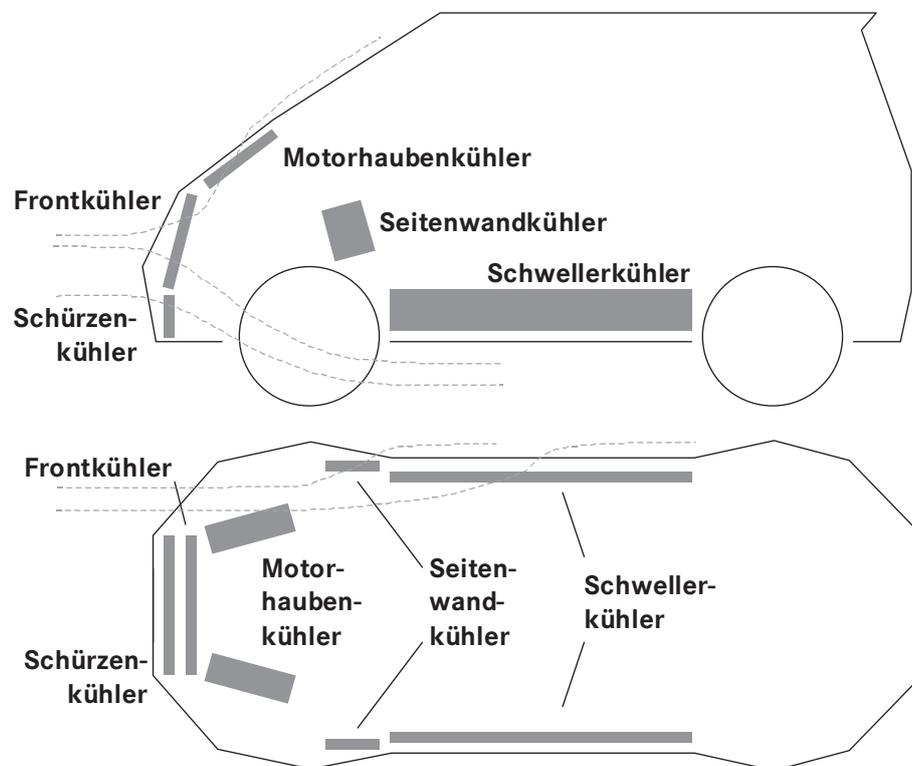


Abbildung 6.19: Untersuchte Positionen für Kühler in einem Brennstoffzellen-Fahrzeug [Werner (2003)]

Die Berechnung der erzielbaren Kühlleistung für die einzelnen Positionen erfolgte unter Berücksichtigung der aerodynamischen Erkenntnisse zur An- und Abströmung und der maximalen Baugröße. Es wurde als Ergebnis festgestellt, daß der Schwellerkühler im Verhältnis zu seiner Fläche wenig Kühlleistung aufzeigt. Die

größten abführbaren Wärmemengen konnten an den konventionellen Positionen, also mit dem Front- und dem Schürzenkühler, erreicht werden. Motorhauben- und Seitenwandkühler können diese ergänzen. Bezüglich des Bauraums ist der Motorhaubenkühler kritischer als die anderen Kühler, wobei alle prinzipiell am Fahrzeug umsetzbar sind.

Als zusätzliche Kühlfläche bietet sich auch der Unterboden an. Hier muß jedoch auf die Leistungsfähigkeit geachtet werden, wenn bei langsamer Fahrt die nicht zwangsbelüftete Fläche wenig Kühlluft zum Wärmeübertrag zur Verfügung hat und zusätzlich der heiße Asphalt abstrahlt. Zudem ist der Zerstörung durch Steinschlag vorzubeugen.

Ob in Zukunft ein Brennstoffzellen-Fahrzeug neu entwickelt wird, oder ob ein bekanntes Serienfahrzeug mit der Brennstoffzelle eine weitere Motorenvariante neben Otto und Diesel anbietet, ist offen. Unter heutigen Randbedingungen stehen die Kosten im Vordergrund. So ist es ohne die entsprechenden Stückzahlen nahezu unmöglich ein neues Fahrzeug zu entwickeln. Dies bedeutet für die nächsten Jahre, daß Serien- oder zumindest seriennahe Fahrzeuge das Bild der Brennstoffzellenanwendung prägen werden.

6.7 Wärmespeicher

Ein Wärmespeicher, der im Kühlsystem eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs integriert ist, kann sowohl für den Kühlfall als auch für den Kaltstart Vorteile bringen. Die Funktionsweise ist in beiden Fällen dieselbe, es wird Wärme aus dem Kühlmittel zu einem Zeitpunkt höherer Temperatur aufgenommen und anschließend zu einem Zeitpunkt tieferer Temperatur wieder an dieses abgegeben. Um die Zwischenspeicherung der thermischen Energie möglichst vollständig zu erreichen, muß der Behälter gegen die Umgebung isoliert sein, da der Wärmetransport nach außen den Verlust bestimmt.

Es gibt verschiedene Arten von Wärmespeichern, die sich in ihrer technischen Realisierung unterscheiden. Für den Fahrzeugeinsatz ist dies in der Regel ein

Behälter, der direkt in den Kühlkreislauf eingebunden und von einer Vakuumisolation umgeben ist. Um auch dem Wärmeverlust durch das Kühlmittel selbst vorzubeugen, müssen die Anschlüsse so gestaltet sein, daß das gespeicherte Kühlmittel vom restlichen entkoppelt ist. Durch eine nach oben gerichtete 180°-Umlenkung wird das warme und somit aufgrund des Thermosyphon-Effekts aufsteigende Kühlmittel daran gehindert, sich mit dem kalten Kühlmittel außerhalb des Wärmespeichers zu vermischen.

Bei einem Behälter, in dem das Kühlmittel selbst zwischengelagert wird, spricht man von einem Dewar-Gefäß. Hierbei ist darauf zu achten, daß beim Wechseln der Kühlmittelbefüllung eine geringe Durchmischung auftritt, damit die Temperaturdifferenz zwischen dem ein- und austretendem Kühlmittel möglichst hoch ist, um den Nutzen groß zu halten.

Als weitere Möglichkeit kann die Abgabe der Wärme an ein Wärmespeichermedium erfolgen. Hierbei bietet sich ein Material an, das durch einen Phasenwechsel zusätzlich zur eigenen Wärmekapazität noch Wärme in Form von Schmelzenthalpie aufnehmen kann. Man bezeichnet diesen Speicher als Latentwärmespeicher. Hier sind die sogenannten PCMs (Phase Change Materials) von Interesse. Diese können durch den Übergang fest-flüssig, der mit einer relativ geringen Volumenänderung verbunden ist, beim Erhitzen über die materialspezifische Schmelztemperatur Wärme aufnehmen und diese bei tieferen Temperaturen auch wieder abgeben. In der Regel handelt es sich um Salze oder um Wachse, deren Schmelzpunkt in einem weiten Temperaturbereich gewählt und somit auf die jeweilige Aufgabenstellung angepaßt werden können. Ein Beispiel für ein Salzgemisch, das als PCM in einem Latentwärmespeicher wie Abbildung 6.20 Anwendung findet, ist Magnesiumnitrat-Hexahydrat ($\text{Mg}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$) und Lithiumnitrat (LiNO_3) mit einem Schmelzpunkt von 70°C bei einem Mischungsverhältnis 9:1 [Zobel (1995)]. Ebenso sind Paraffine mit Erstarrungspunkten von 60 bis 90°C verfügbar.

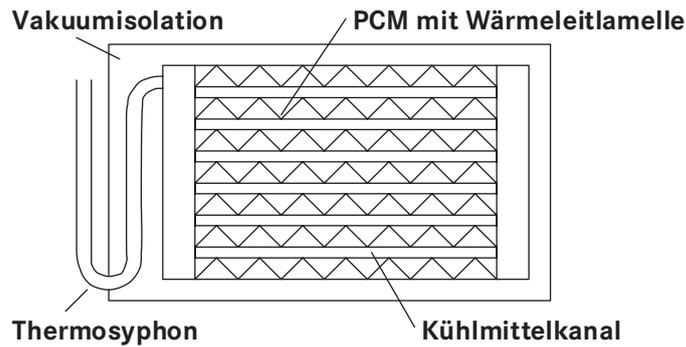


Abbildung 6.20: Aufbau eines Latentwärmespeichers [Zobel (1995)]

Zur Auswahl und Auslegung eines Wärmespeichers ist eine Definition der Randbedingungen nötig, da dadurch der Energieinhalt festgelegt wird und damit wiederum Volumen und Gewicht. Ein Speicher kann nur dazu dienen zeitlich befristet einen Beitrag zu liefern, bei stationären Problemstellungen ist er nicht einsetzbar. Als mögliche Einsatzszenarios können, wie Eingangs erwähnt, eine Unterstützung beim Kaltstart oder auch das Puffern von Kühlleistungsspitzen im Kühlfall sein. Mit Hilfe einer durchdachten Regelung können auch beide Lastfälle abgedeckt werden.

Die Auswirkung eines Latentwärmespeichers, der bei einer extremen Kühlleistungsanforderung zur Unterstützung eingesetzt wird, auf die Kühlung kann wie folgt abgeschätzt werden. In [Zobel (1995)] wird für einen Wärmespeicher, der mit 10 kg PCM befüllt ist, eine speicherbare Energie von 540 Wh im Phasenübergang bei einer Temperatur von 70°C angegeben. Hieraus kann nun beispielhaft die Zeit berechnet werden, in der 8 kW Abwärme zusätzlich zur Wärmeabfuhr über den Fahrzeugkühler aufgenommen werden können, um eine maximal zulässige Kühlmitteltemperatur von 80°C nicht zu überschreiten. Diese beträgt 4 Minuten. Danach muß der Speicher erst wieder unter 70°C gekühlt werden, bevor er erneut zur Kühlerentlastung verwendet werden kann.

Zusätzliche, schnell zur Verfügung stehende Wärme aus einem Wärmespeicher ist für den Kaltstart eines Brennstoffzellen-Systems von Vorteil. Ein am Abend zuvor abgestelltes Brennstoffzellen-Fahrzeug kann zum Beispiel dadurch am nächsten Morgen schneller auf Betriebstemperatur gebracht werden, was sich in einer kürzeren Startzeit und einem geringeren Verbrauch widerspiegelt und natürlich auch

die Möglichkeit bietet, den thermischen Komfort in der Fahrzeugkabine zu erhöhen und gegebenenfalls eine schnelle Scheibenenteisung zu gewährleisten. Hierbei können abhängig von der Außentemperatur unterschiedliche Anforderungen an den Wärmespeicher bezüglich der nach einer vorgegebenen Standzeit verfügbaren Wärmemenge gestellt sein. Als Beispiel kann auch hier die Wärmemenge von 400 Wh aufgeführt werden, die ein Dewar-Gefäß mit 10 l Kühlmittel bei einer Temperaturdifferenz von 40 K speichert, das heißt Kühlmittel mit 60°C im Vergleich zu 20°C.

Als Problem stellt sich jedoch dar, daß je niedriger die Umgebungstemperatur ist und damit je dringender die Wärme benötigt wird, desto schneller verliert der Speicher trotz einer guten Isolierung durch Verluste seinen Inhalt. Wird Wärme zum Start eines Brennstoffzellen-Systems bei Außentemperaturen unterhalb von 0°C benötigt, so darf dieser Bedarf nicht ausschließlich aus einem Wärmespeicher gedeckt werden, da ansonsten bei zu langer Standzeit ein Start nicht mehr möglich ist. Der Wärmespeicher kann somit lediglich dazu dienen, die Startzeit zu verkürzen. Auf den Kaltstart wird in Abschnitt 6.8 weiter eingegangen.

Ob ein Wärmespeicher für ein Brennstoffzellen-Fahrzeug Sinn macht, hängt von den gesetzten Randbedingungen ab, die zu erfüllen sind. Ein Speicher kann, da er erschöpfbar ist, lediglich unterstützen. Bei der Frage der Dimensionierung sind der Platzbedarf und das Gewicht zu berücksichtigen.

6.8 Kaltstart

Die Zeit zum Start eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs sollte vergleichbar zu der eines konventionellen Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor sein, das heißt in der Größenordnung von Sekunden. Mit der heutigen Brennstoffzellen-Technologie ist das nur bei Umgebungstemperaturen von 25°C möglich, bei Temperaturen knapp über 0°C wächst die Startzeit, bei der ein Losfahren möglich ist, auf wenige Minuten an. Unterhalb von 0°C starten die heute verwendeten Brennstoffzellen noch nicht, was somit im Widerspruch zur Alltagstauglichkeit steht.

Spricht man vom Kaltstart eines Brennstoffzellen-Systems kann einerseits der Start bei 20°C gemeint sein, bei dem es darum geht, das Brennstoffzellen-System schnell auf Betriebstemperatur zu bringen, um den Wirkungsgrad und damit den Verbrauch zu verbessern. Andererseits ist der Start bei Umgebungstemperaturen unterhalb von 0°C der kritischere Fall, der daher im folgenden näher betrachtet werden soll.

Wasser ist bei Temperaturen unterhalb von 0°C bei Atmosphärendruck gefroren. Dies trifft auch auf das Wasser in der MEA der PEM-Brennstoffzelle zu, das unter anderem für den Protonentransport verantwortlich ist. Zudem bedeckt das bei der Reaktion von Wasserstoff und Sauerstoff entstehende und bei diesen Temperaturen gefrierende Wasser die Katalysatorschicht, die somit inaktiv wird und die Reaktion zum Erliegen kommt.

Neuste Brennstoffzellen-Entwicklungen umgehen dieses Problem dadurch, daß durch eine besondere Oberflächenstruktur die MEA so gestaltet ist, daß sich dort keine Wassertröpfchen bilden, wo sie durch Einfrieren zu Beeinträchtigungen führen [Finsterwalder (2005)]. Bis die nächste Generation von Brennstoffzellen jedoch einsatzfähig ist, die auch bei Temperaturen bis -20°C startfähig sind, muß dem Brennstoffzellen-Stack zumindest solange Wärme zugeführt werden, bis sich dieser durch die eigene Abwärme selbst aufheizen kann, das heißt bis der Stack ungefähr 0°C erreicht hat.

Weiterhin hängt die Leistung, die das Brennstoffzellen-System abgeben kann, von der Temperatur der Membran, also somit von der des Stacks ab, da die Beweglichkeit der Ladungsträger hierbei ins Gewicht fällt. Dies ist in Abbildung 6.21 dargestellt.

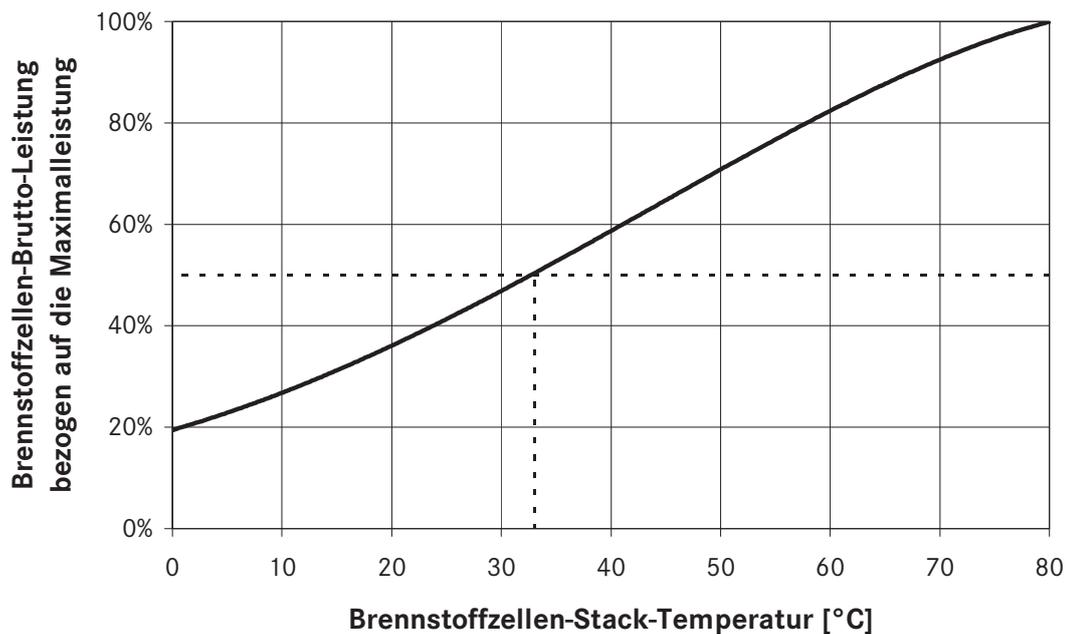


Abbildung 6.21: Anteil der Brennstoffzellen-Brutto-Leistung in Abhängigkeit von der Brennstoffzellen-Stack-Temperatur bezogen auf die Leistung bei 80°C [Schmid (2002)]

Bei 0°C stehen ungefähr 20% der maximalen Brutto-Leistung der Brennstoffzelle zur Verfügung, die in diesem Fall bei 80°C erreicht wird. Als Zielwert für ein Losfahren werden 50% der Leistung gefordert, um das Fahrzeug im Straßenverkehr bewegen zu können, also eine Stack-Temperatur von 33°C.

Liefert das System elektrische Energie, so besteht die Möglichkeit durch eine hohe Belastung das Gesamtsystem schnell durch die eigene Abwärme auf Betriebstemperatur zu heben. Hierzu können zusätzliche Verbraucher dienen, die auch ohne Nutzen elektrische Leistung aufnehmen. Als Beispiel sei hier der Fahrmotor genannt, der je nach Auslegung bis zu 3 kW an Verlusten produzieren kann. Ansonsten stehen auch elektrische Zuheizer zur Verfügung, die Wärme ins Kühlmittel oder auch an die Kabinenzuluft abgeben.

Als weiterer Punkt ist darauf zu achten, daß ein möglichst kleiner Teil des Kühlkreislaufs um den Brennstoffzellen-Stack erwärmt wird, um die benötigte Wärmemenge gering zu halten. Bei Komponenten wie dem Fahrmotor, der eine große

Wärmekapazität besitzt, bringt es keinen Vorteil, diesen mit aufzuheizen. Ideal wäre ein eigener Aufheizkreislauf, der lediglich den Stack enthält.

Eine Isolation des Stacks ebenso wie der Einsatz eines Latentwärmespeichers oder auch eines Dewar-Gefäßes, kann, wie in Abschnitt 6.7 diskutiert, nur zur Unterstützung der Aufheizung dienen, da diese durch lange Standzeiten überfordert sein können. Das bedeutet, das zum Start bei Temperaturen unterhalb von 0°C ein Kaltstart-System benötigt wird, das das Brennstoffzellen-System auf eine Temperatur anhebt, bei der dieses sich selbst erwärmen kann. Auf zwei derartige Systeme wird im folgenden eingegangen, und zwar auf den Einsatz eines Zuheizers und auf die Einbindung einer CO₂-Wärmepumpe in den Kühlkreislauf.

6.8.1 Einsatz eines Zuheizers

Wie in Abschnitt 6.8 diskutiert, besteht der Bedarf eines Zuheiz-Systems, falls man für ein heutiges Brennstoffzellen-System einen Start bei Temperaturen unterhalb von 0°C fordert. In diesem Teil werden zwei Konzepte zum Einsatz eines Zuheizers untersucht und verglichen. Im ersten Fall sitzt der Zuheizer in einem kleinen Aufheizkreislauf, der vom Gesamtkühlkreislauf entkoppelt ist, der zweite zeigt eine direkte Einbindung in den Kühlkreislauf vor dem Stack.

Die Quelle, aus der der Zuheizer seine Energie bezieht, die er dann in Wärme wandelt, ist von der Aufgabenstellung her nicht vorgegeben. Aufgrund der hohen Wärmekapazität im Kreislauf durch Stack, Elektromotor und auch durch das Kühlmittel selbst, sind hohe Leistungen erforderlich, um in annehmbarer Zeit den Stack auf eine startfähige Temperatur zu bringen. Ein elektrischer Heizer kann diese Leistungen im Fahrzeug nicht erbringen, da dieser aus einer Batterie gespeist werden muß, die bei kalten Temperaturen Einschränkungen bezüglich der verfügbaren Leistung aufweist und auch durch wiederholte Kaltstarts versagen kann. Es wird somit in diesem Fall auf ein Wasserstoff-Brenner eingegangen. Hierbei muß allerdings auf Stickoxid-Emissionen, die bei der Verbrennung des Wasserstoffs bei den auftretenden Temperaturen entstehen können, geachtet werden, da ein Brennstoffzellen-Fahrzeug im allgemeinen als Zero-Emission-Fahrzeug gilt. Für die

beiden Konzepten, die in Abbildung 6.22 und Abbildung 6.23 dargestellt sind, wird ein 30 kW-Wasserstoff-Brenner zu Grunde gelegt.

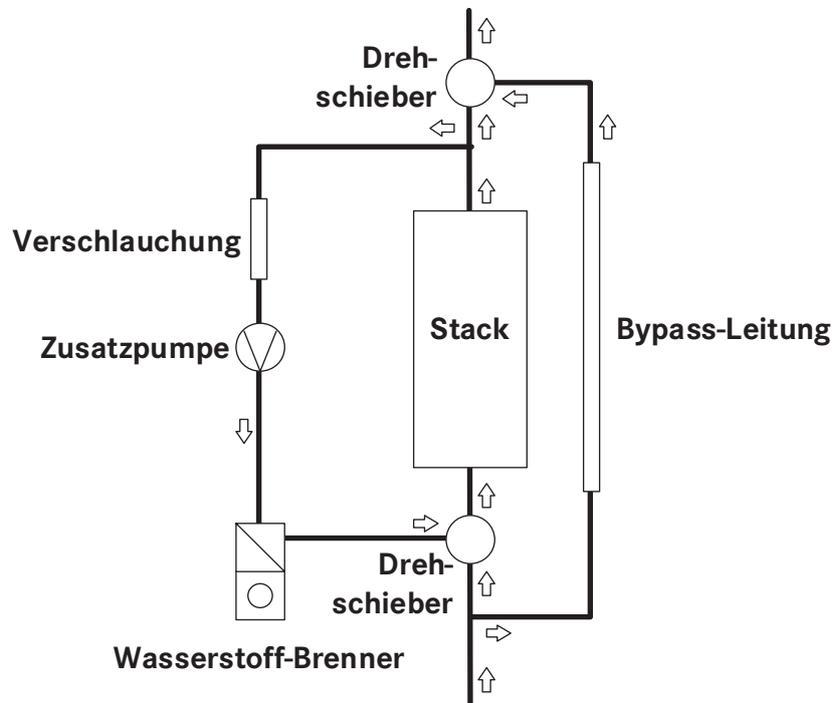


Abbildung 6.22: Einbindung des Zuheizers in einen vom Gesamtkreislauf entkoppelten Aufheizkreislauf

In Abbildung 6.22 ist das Konzept gezeigt, bei dem der Zuheizer über zwei Drehschieber in den Kühlkreislauf aus Abbildung 3.3 integriert ist. Auf die Darstellung der Entlüftungsleitung des Stacks ist zwecks besserer Übersichtlichkeit verzichtet worden.

Im Kühlfall stehen die beide Drehschieber so, daß das von unten kommende Kühlmittel direkt durch den Stack fließt, weder Bypass-Leitung noch der Zweig mit dem Zuheizer werden durchströmt. Die Zusatzpumpe ist aus.

Im Aufheizfall besteht nun die Möglichkeit, die Stellung der beiden Drehschieber so umzustellen, daß der Kühlmittelstrom im Kühlkreislauf durch die Bypass-Leitung geführt wird, so daß eine Kühlung insbesondere der Elektronik des Elektromotors sichergestellt werden kann, die auch im Falle eines Kaltstarts benötigt wird. Besitzt die Bypass-Leitung den selben Druckverlust wie der Brennstoffzellen-Stack, wird das Gesamt-Kühlsystem durch das Umschalten nicht beeinflußt. Der Stack ist dadurch in

einem kleinen Aufheizkreislauf zusammen mit dem Wasserstoff-Brenner eingebunden, in dem durch die Zusatzpumpe das Kühlmittel umgewälzt wird. Es wird nun durch die Wärme, die vom Brenner eingebracht wird, lediglich der Stack und das Kühlmittel im Aufheizkreislauf erhitzt. Da eine Leckage an den Drehschiebern nicht zu vermeiden ist, wird es jedoch Wärmeverluste an den Kühlkreislauf geben.

Beim Übergang vom Aufheizfall zum Kühlfall, wenn die zu erzielende Temperatur erreicht ist, zum Beispiel 33°C für 50% der Brennstoffzellen-Leistung, wird der Brenner abgeschaltet und der Stack über die Selbsterwärmung auf Betriebstemperatur gebracht. Ist diese erreicht, kann nun über die beiden Drehschieber Kühlmittel aus dem Kühlkreislauf so zugemischt werden, daß sie gehalten wird.

Der Wasserstoff-Brenner ist so konzipiert, daß er über einen Wärmeübertrager die entstehende Wärme größtenteils an das Kühlmittel abgibt. Die Zusatzpumpe kann in der Größenordnung 100 W gewählt werden, da damit ein ausreichend großer Volumenstrom im Aufheizkreislauf sichergestellt werden kann, der die Wärme vom Brenner zum Stack transportiert. Ein Ausgleichsgefäß sollte nicht nötig sein, da durch die Leckage an den Drehschiebern und der Stack-Entlüftungsleitung eine Verbindung zum Kühlkreislauf existiert. Die Verschlauchung ist kurz zu halten, da das Kühlmittel mit erwärmt werden muß.

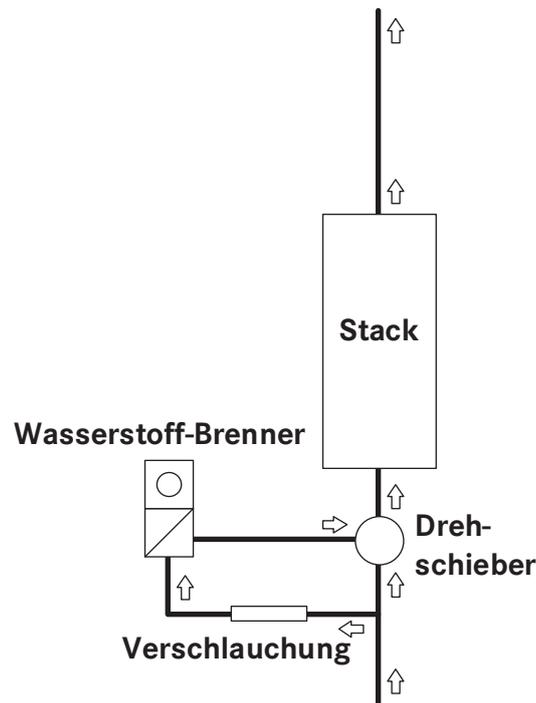


Abbildung 6.23: Einbindung des Zuheizers direkt in den Kühlkreislauf

Im zweiten Konzept, das in Abbildung 6.23 dargestellt ist, ist der Brenner vor dem Stack mit Hilfe eines Wärmeübertragers in den Gesamtkühlkreislauf aus Abbildung 3.3 integriert. Auch hier ist die Entlüftungsleitung des Stacks nicht eingezeichnet. Durch ein Drehschieber kann der Volumenstrom über den Zuheizer und somit auch an diesem vorbei geregelt werden. Die Einbringung der Wärme erfolgt im Aufheizfall durch das Einbeziehen des Brenners in den Kühlkreislauf, im Kühlfall wird der Zweig nicht durchströmt.

Als Randbedingungen für die Berechnung der Auswirkung des 30 kW-Brenners bei einem Kaltstart bei -20°C wird angenommen, daß dieser 250 s in Betrieb ist und dann innerhalb der nächsten 50 s linear auf Null geregelt wird. Zusätzlich kommt die Selbsterwärmung ab 0°C Stack-Temperatur hinzu, die sich aus der vollen Belastung der Brennstoffzelle ergibt, das heißt, es wird maximale Leistung gefordert, die unter anderem zu einer Abwärme von 3 kW im Elektromotor führt. Die Wärmekapazität des Stacks beträgt 115 kJ/K und die des Elektromotors 50 kJ/K . Die Fahrzeugheizung ist nicht in Betrieb und entzieht dem Kreislauf somit keine Wärme. Es wird außerdem

vorausgesetzt, daß das eintretende warme Kühlmittel den kalten Stack nicht beschädigt.

Die Berechnungsergebnisse für die Temperaturen des Brennstoffzellen-Stacks, des Elektromotors und des für die Fahrzeugheizung zur Verfügung stehenden Kühlmittels beim Kaltstart bei -20°C sind für die beiden Konzepte im Vergleich in Abbildung 6.24 bis Abbildung 6.26 dargestellt.

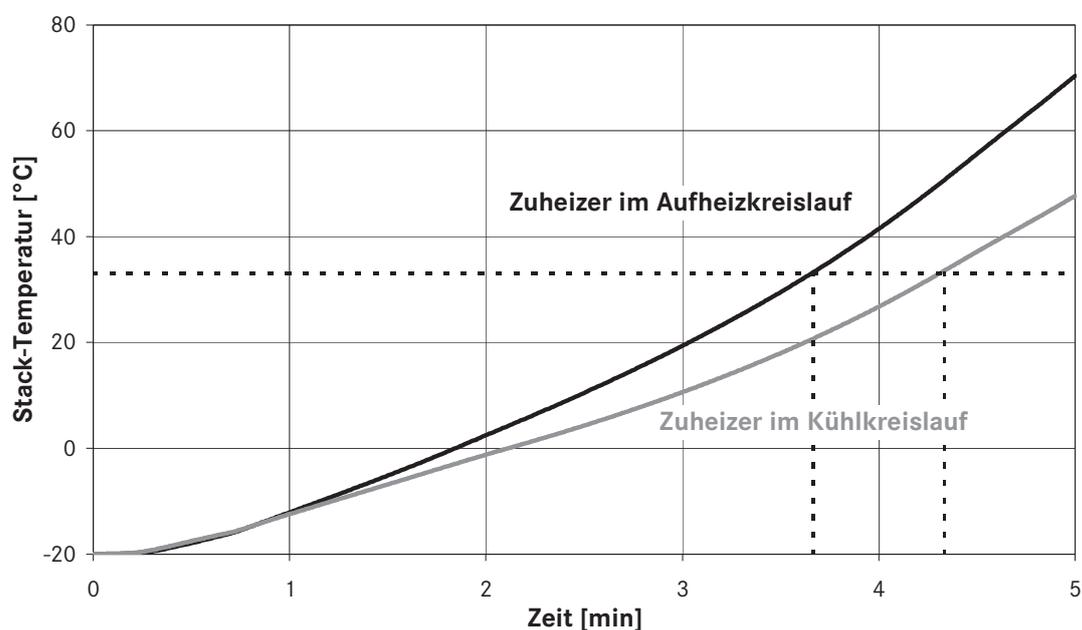


Abbildung 6.24: Vergleich des zeitlichen Verlaufs der Temperatur des Brennstoffzellen-Stacks beim Kaltstart bei -20°C für die beiden Konzepte

Man erkennt in Abbildung 6.24, in der die Temperatur des Brennstoffzellen-Stacks über der Zeit dargestellt ist, daß die Einbindung des Zuheizers in einen abgekoppelten Aufheizkreislauf zu einer schnelleren Erwärmung des Stacks führt als die Positionierung des Brenners vor dem Stack im Kühlkreislauf. Mit einer Zeit von 3 min 40 s erreicht das erste Konzept 40 s schneller die zum Losfahren geforderten 33°C im Stack.

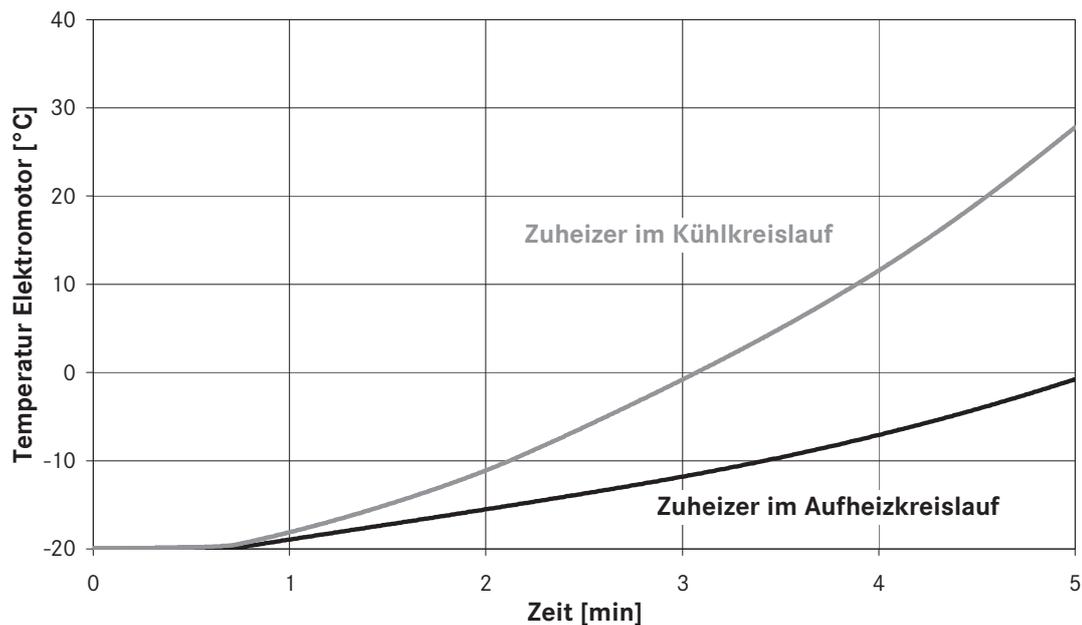


Abbildung 6.25: Vergleich des zeitlichen Verlaufs der Temperatur des Elektromotors beim Kaltstart bei -20°C für die beiden Konzepte

Die Leistung des Elektromotors steigt nicht mit seiner Temperatur. Im Gegensatz zur Brennstoffzelle sind tiefere Temperaturen vorteilhaft für den Betrieb. Die Wärme, die zur Erhöhung seiner Temperatur verloren geht, sollte somit so gering wie möglich gehalten werden, da er zudem eine große thermische Masse besitzt und somit eine große Wärmesenke darstellt. Bei der Temperatur des Elektromotors in Abbildung 6.25 stellt man fest, daß mit dem Konzept des Aufheizkreislaufs weniger Wärmeverluste auftreten, da die Temperatur wesentlich langsamer steigt. Lediglich durch die Leckage der Drehschieber im Aufheizkreislauf und durch die eigene Abwärme erwärmt sich in diesem Fall der Elektromotor. Bei der Einbindung des Zuheizers im Kühlkreislauf werden alle Komponenten, somit auch der Motor, aufgeheizt.

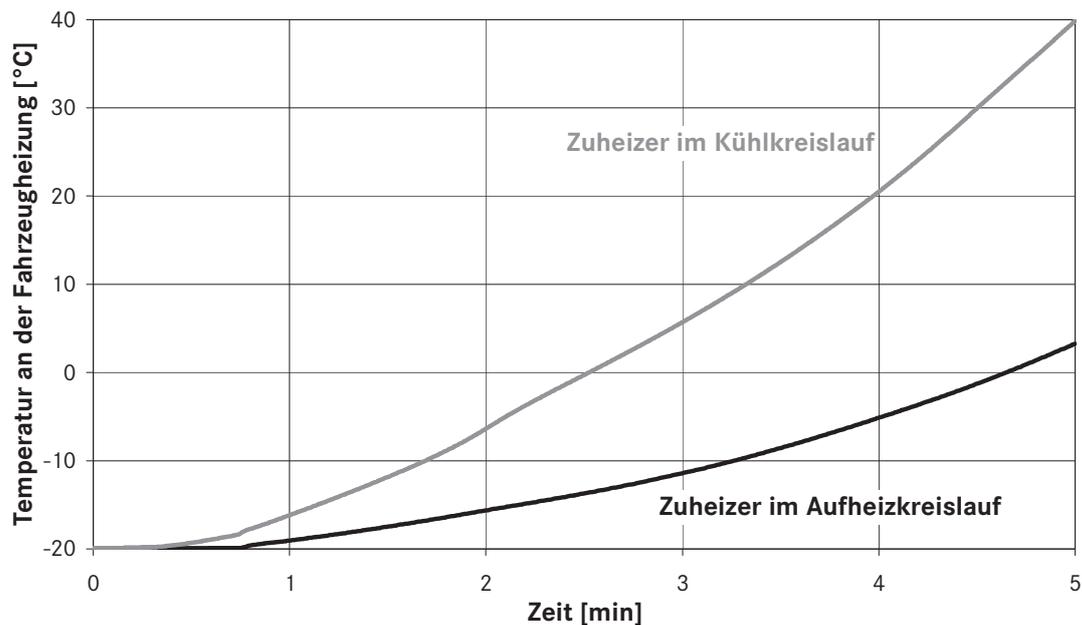


Abbildung 6.26: Vergleich des zeitlichen Verlaufs der Kühlmittel-Temperatur, die für die Fahrzeugheizung zur Verfügung steht, beim Kaltstart bei -20°C für die beiden Konzepte

Der in Abbildung 6.26 gezeigte Verlauf der Kühlmittel-Temperatur beim Eintritt in den Wärmeübertrager der Fahrzeugheizung ist insofern von Interesse, da bei einem konventionellen Fahrzeug, das keine elektrischen Zuheiz-Systeme besitzt, mit der Wärme aus dem Kühlkreislauf die Kabinenaufheizung und die Scheibenenteisung sichergestellt werden muß. Obwohl bei der Rechnung keine Wärme ausgekoppelt wurde, für diesen Fall wäre der Temperaturverlauf noch niedriger, sind die Temperaturen in beiden Fällen zu gering, um hierüber allein den Wärmebedarf für den thermischen Komfort zu decken. Insbesondere liegt für das Konzept mit Aufheizkreislauf die Kühlmittel-Temperatur nach 5 min nur bei 3°C , so daß in dieser Zeit keine Beseitigung einer Eisschicht auf der Scheibe mit Hilfe eines Klimagebläses möglich ist. Hierfür sind zusätzliche elektrische Zuheiz-er nötig, die aus dem Brennstoffzellen-System gespeist werden können.

Die Ergebnisse der dynamischen Kühlkreislauf-Simulation eines Kaltstarts bei -20°C zeigen, daß trotz der eingesetzten hohen Leistung und der somit großen

eingetragenen Wärme, die Zeiten zum Starten nicht im Bereich eines Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor liegen, das innerhalb von Sekunden betriebsbereit ist. Beim Vergleich der beiden Konzepte hat sich ergeben, daß der vom Gesamtkühlkreislauf entkoppelte Aufheizkreislauf eine schnellere Stack-Erwärmung erreicht und auch weniger Wärmeverluste zum Beispiel durch Aufheizung des Elektromotors auftreten. Dem steht jedoch gegenüber, daß die Fahrzeugheizung nicht vom Kühlmittel versorgt werden kann. Zudem ist das System aufwendiger, das heißt, es sind mit der Zusatzpumpe und dem zweiten Drehschieber mehr Komponenten notwendig, die sich in Kosten und Gewicht auswirken. Als Werte für das Zusatzgewicht sind für den Brenner mit Wärmeübertrager 4 kg, für einen Drehschieber ungefähr 2 kg und für die Pumpe 1,5 kg anzusetzen. Mit Verschlauchung und dem zusätzlichen Kühlmittel kommt man somit auf ein Mehrgewicht von ungefähr 11 kg.

Durch das Einbinden des Brenners in den Gesamtkühlkreislauf verlangsamt sich zwar im Vergleich die Aufwärmung des Stacks, und es wird eine größere Pumpleistung beim Kaltstart benötigt, dafür ist das System mit rund 7 kg leichter, wesentlich einfacher, und es ist eine höhere Kühlmitteltemperatur an der Fahrzeugheizung feststellbar, durch die allerdings auch die Wärmeverluste über den Kühler aufgrund der Leckage des Kühler-Bypass-Drehschiebers steigen.

Ein weiteres Problem, das es beim Kaltstart bei tiefen Temperaturen zu lösen gilt, ist die Verringerung der erreichbaren Volumenströme im Kreislauf durch die wesentlich höhere Viskosität des Kühlmittels. Abbildung 6.27 zeigt die Pumpenleistung, die benötigt wird, um einen Volumenstrom von 20 l/min im zu Grunde gelegten Aufheizkreislauf umzuwälzen über der Kühlmitteltemperatur.

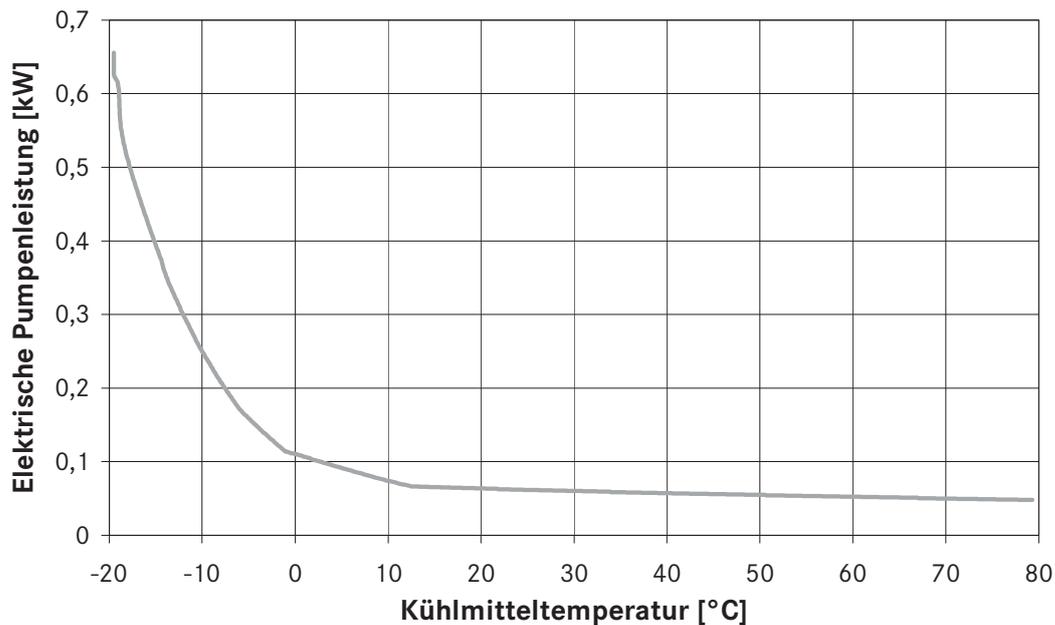


Abbildung 6.27: Pumpenleistung für konstant 20 l/min im Aufheizkreislauf eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs in Abhängigkeit von der Kühlmitteltemperatur

Der elektrischen Pumpenleistung von 50 W bei 70°C stehen im Kaltstartfall bei -10°C eine Leistung von 250 W gegenüber. Bei -20°C wird der Wert mehr als verzehnfacht. Dies liegt an der im gleichen Maße steigenden Viskosität des Wasser/Glykol-Gemischs, das als Kühlmittel im Kreislauf eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs Anwendung findet. Um die Zusatzpumpe auszulegen, muß somit der geforderte Kühlmittel-Massenstrom für eine bestimmte Temperatur festgesetzt werden.

Wird der Kaltstart durch ein Kaltstart-System ermöglicht, muß auch der Einfluß des Systems im Sommerbetrieb und somit die Auswirkungen auf den Kühlfall betrachtet werden. Für das Konzept mit dem Aufheizkreislauf sitzen im Vergleich zum Basis-Kühlkreislauf aus Abbildung 3.3 zusätzlich zwei Drehschieber im Zweig mit dem Brennstoffzellen-Stack, die einen weiteren Druckverlust und auch durch Leckage eine Bypass-Strömung am Stack vorbei bedeuten. Die Folge, nämlich eine Änderung

des höchstmöglichen Volumenstroms im Kühlfall bei 80°C und maximaler Pumpenleistung, ist in Tabelle 6.1 zusammengestellt.

| | Basis-System | System mit Aufheizkreislauf | Änderung |
|---|--------------|-----------------------------|----------|
| Kühlmittel-Volumenstrom über Stack | 124 l/min | 105 l/min | -15% |
| Kühlmittel-Volumenstrom durch Pumpe | 147 l/min | 131 l/min | -11% |
| Kühlmittel-Volumenstrom über Kompressor | 10 l/min | 11 l/min | +10% |

Tabelle 6.1: Maximaler Kühlmittel-Volumenstrom durch Brennstoffzellen-Stack, Pumpe und Kompressor für den Kühlkreislauf mit Aufheizkreislauf im Vergleich zum Basis-System [Schmid (2002)]

Die Verringerung des maximalen Kühlmittel-Volumenstroms über den Brennstoffzellen-Stack um 15% bedeutet für den Kühlfall eine Einbuße an Kühlleistung [Schmid (2002)]. Dies muß durch eine höhere Pumpenleistung wieder kompensiert werden. Da hier die maximale Fördermenge betrachtet wurde, ist somit auch eine stärkere Pumpe zu verwenden. Das heißt, daß das Kaltstart-System zu einem höheren parasitären Verbrauch führt, der den Gesamtwirkungsgrad verschlechtert.

Für den Luft-Kompressor des Brennstoffzellen-Systems, der sich in einem parallelen Zweig zum Brennstoffzellen-Stack befindetet, bedeutet der höhere Druckverlust eine Zunahme des Kühlmitteldurchsatzes. Da dies nicht gewünscht ist, muß der Volumenstrom durch eine Drossel, die durch ihren Druckverlust dem entgegenwirkt, wieder auf den Auslegungswert gebracht werden.

6.8.2 Einbindung einer CO₂-Wärmepumpe in den Kühlkreislauf

Neben dem in Abschnitt 6.8.1 diskutierten Konzept mit einem Wasserstoff-Brenner besteht auch die Möglichkeit, eine im Fahrzeug vorhandene Klimaanlage als Wärmepumpe zu betreiben und dadurch Wärme in das System einzubringen. Wie in Kapitel 6.3 bereits behandelt, wird ausschließlich auf eine CO₂-Klimaanlage mit einem elektrischen Verdichter Bezug genommen. Zudem ist bei der R744-Kälteanlage mit wenig Mehraufwand ein Wärmepumpenbetrieb unter Fahrzeugbedingungen machbar.

Es wurde bereits erläutert, daß hohe Leistungen erforderlich sind, um die Brennstoffzelle innerhalb kürzester Zeit zu erwärmen, und daß die verfügbare elektrische Leistung aus der Batterie für einen direkten elektrischen Zuheizer zu gering ist. Da eine aus der CO₂-Klimaanlage abgeleitete Wärmepumpe bei -15°C eine maximale Wärmeleistung von 5 - 6 kW bereitstellt [Schmid (2002)], ist auch diese unmittelbar für einen Kaltstart nicht ausreichend. Sie kann somit lediglich zur Unterstützung oder für die thermische Konditionierung der Kabine dienen, da hierbei die eingesetzte elektrische Energie effizienter genutzt wird als bei einem elektrischen Zuheizer. Dies ist in Abbildung 6.28 und in Abbildung 6.29 dargestellt.

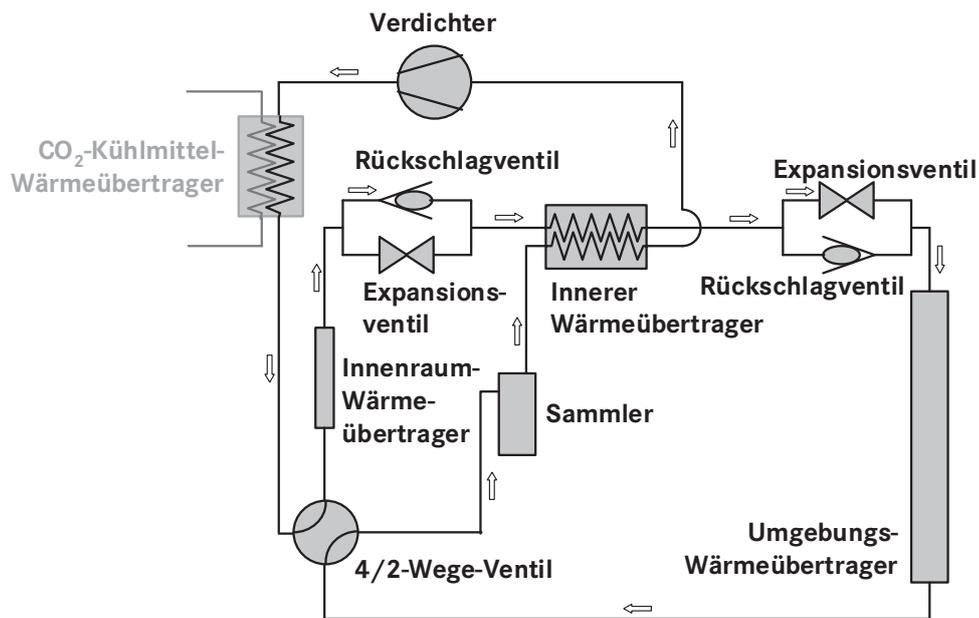


Abbildung 6.28: Wärmepumpenbetrieb der R744-Klimaanlage mit Wärmeauskopplung an den Kühlkreislauf

In Abbildung 6.28 ist der Kältekreislauf aus Abbildung 6.13 um das 4/2-Wege-Ventil und die Rückschlagventile in Kombination mit den Expansionsventilen ergänzt, die durch das Ändern der Reihenfolge der durchströmten Komponenten das Umschalten in den Wärmepumpenbetrieb ermöglichen. Um die Einbindung in den Kühlkreislauf zu erreichen, ist nach dem Verdichter ein CO₂-Kühlmittel-Wärmeübertrager integriert. Dieser sollte im Kühlkreislauf nach dem Stack positioniert sein, damit neben der Verwendung beim Kaltstart auch die Möglichkeit besteht, im Kühlfall Wärme abzugeben, ohne die Brennstoffzelle zu beeinflussen. Das durch die Komprimierung im Verdichter erhitzte Gas gibt seine Wärme in den entsprechenden Komponenten sowohl an den Kühlkreislauf als auch an die Kabinenzuluft ab, bevor noch ein geringer Teil in dem im Gleichstrom durchflossenen inneren Wärmeübertrager im Kreislauf übergeben wird. Nach der Entspannung fällt die Temperatur unter die Außentemperatur, so daß eine Wärmeaufnahme im Umgebungs-Wärmeübertrager stattfindet, die somit den Wärmepumpenprozeß vervollständigt.

Da, wie erwähnt, die Leistung der CO₂-Wärmepumpe nicht zum schnellen Kaltstart ausreicht, besteht trotzdem die Möglichkeit diese als Standheizung für eine effiziente

thermische Vorkonditionierung aus der Batterie zu verwenden. Zudem kann während der Fahrt der zusätzliche Wärmeeintrag ins Kühlmittel ein eventuelles Wärmedefizit im Winter ausgleichen und somit die Kühlmitteltemperatur auf einem höheren Niveau halten, bei dem die Brennstoffzelle einen besseren Wirkungsgrad oder auch mehr Leistung besitzt. Natürlich steht dann diese Wärme dem Innenraum nicht mehr zur Verfügung.

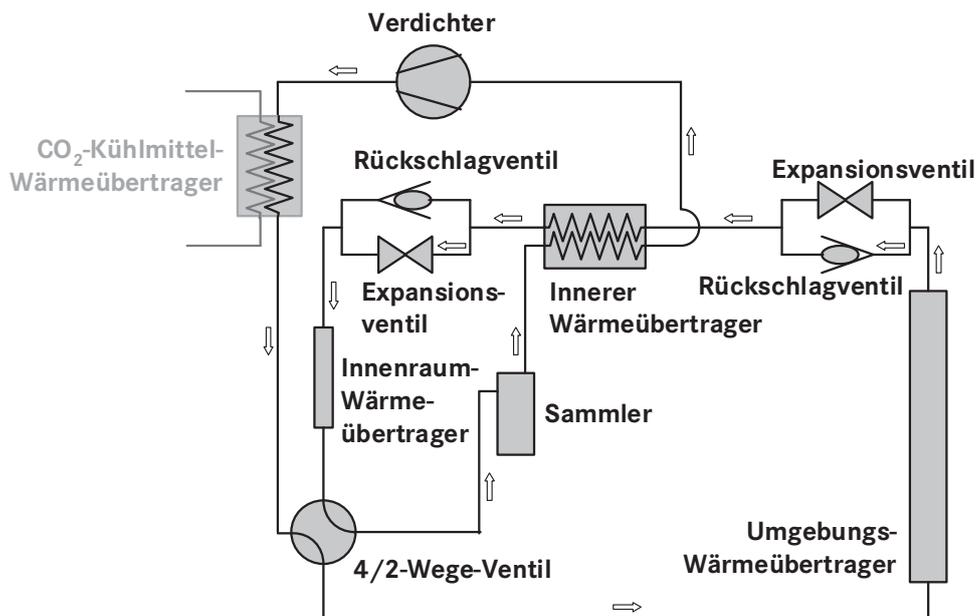


Abbildung 6.29: Sommerbetrieb der R744-Klimaanlage

Das oben beschriebene System arbeitet durch das Umschalten des 4/2-Wege-Ventils im Sommerbetrieb als Klimaanlage. Dabei erfolgt entsprechend Abbildung 6.29 die Wärmeabfuhr nach dem Verdichter im Anschluß an den Kühlkreislauf-Wärmeübertrager durch den Umgebungs-Wärmeübertrager ebenso wie über den nun im Gegenstrom durchflossenen inneren Wärmeübertrager. Die Entspannung vor dem Innenraum-Wärmeübertrager sorgt für den Temperaturabfall, so daß der Kabinenzuluft die gewünschte Kälte bereitgestellt werden kann.

Der CO₂-Kühlmittel-Wärmeübertrager bietet auch im Sommerbetrieb den Vorteil einer Umverlagerung von Abwärme aus dem Kältekreis in den Kühlkreislauf. Diese Wärme gelangt somit nicht über den Gaskühler der R744-Anlage in die Kühlluft vor dem Fahrzeugkühler, sondern hebt die Kühlmitteltemperatur von 80°C um weitere 1 - 2 K

an, und wird dann somit über den Kühler abgeführt. Zudem ist der Wärmeeintrag ein Gewinn für den Sommer-Kaltstart, da das Kühlmittel schneller auf Betriebstemperatur gehoben wird, und somit die Brennstoffzelle schneller bessere Wirkungsgrade erzielt, was sich wiederum positiv auf den Verbrauch auswirkt.

Als Ergebnis der Diskussion um die Einbindung einer CO₂-Wärmepumpe in den Kühlkreislauf, kann man feststellen, daß das Konzept nicht ausreicht, um den schnellen Kaltstart sicherzustellen und somit nur als Zusatzlösung Verwendung finden kann. Wenn die Komponenten einer R744-Klimaanlage im Fahrzeug schon verplant sind, besteht die Möglichkeit durch wenige zusätzliche Bauteile diese als Wärmepumpe zu betreiben, die die elektrische Energie aus der Batterie als Standheizung effizienter nutzt als ein elektrischer Zuheizung. Zudem kann dadurch ein während des Fahrbetriebs auftretendes Wärmedefizit ausgeglichen werden. Es ergeben sich außerdem auch Vorteile im Sommerbetrieb zum Beispiel durch ein schnelleres Erreichen der Betriebstemperatur.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines optimierten ganzheitlichen Wärmemanagements für ein Brennstoffzellen-Fahrzeug. Dies umfaßt die Kühlung der Komponenten, die Klimatisierung und auch das Aufheizverhalten beim Kaltstart. Dadurch wird die Funktionalität auch unter extremen Umgebungsbedingungen sichergestellt.

Die Anforderungen, die an das Kühlsystem gestellt werden, sind bei Umgebungstemperaturen von bis zu 40°C die Wärmeabfuhr für eine uneingeschränkte Fahrleistung in der Ebene und eine zu erreichende Geschwindigkeit von 100 km/h für eine Bergfahrt mit 6% Steigung. Da jedoch eine heutige Brennstoffzelle trotz des besseren Wirkungsgrads bei gleicher Antriebsleistung mehr Wärme über den Kühlkreislauf an die Umgebung abführen muß als ein Verbrennungsmotor, und hinzu kommt, daß die Kühlmitteltemperatur hierbei 80°C nicht übersteigen darf, wird für dieselben Randbedingungen die dreifache Kühlfläche benötigt. Obwohl in dem Modell für das in dieser Arbeit zugrunde gelegte Brennstoffzellen-Fahrzeug der Bauraum vollständig ausgenutzt wurde, werden die Zielwerte nicht erreicht. Die berechneten Umgebungstemperaturen, für die der Wärmeeintrag und die Kühlleistung im Gleichgewicht sind, liegen mit 28°C in der Ebene und 25°C am Berg weit unter dem geforderten Wert von 40°C.

Für den Kaltstart bei Temperaturen unterhalb von 0°C wird ebenfalls eine zu einem Verbrennungsmotor vergleichbare Startzeit gefordert. Zudem wird eine schnelle Aufheizung verlangt, um durch das Erreichen der Betriebstemperatur den bestmöglichen Wirkungsgrad zu erzielen und eine Aufwärmung der Fahrzeugkabine inklusive einer möglichen Scheibenteisung sicherzustellen.

Um das Thema zu bearbeiten, wurden Berechnungsmodelle für ein heutiges Brennstoffzellen-Fahrzeug erstellt, in denen das gesamte Kühlsystem mit dem Hoch- und Niedertemperatur-Kreislauf, den kühlungsrelevanten Komponenten, dem Kühlmodul mit den einzelnen Wärmeübertragern, dem Klima-Kondensator und dem

Kühlluftpfad abgebildet wurde. Mit Hilfe der Modelle wurde das System analysiert, und daraus Konzepte und Regelstrategien abgeleitet.

Die zur strömungs- und wärmetechnischen Untersuchung des Kühlkreislaufs und des Kühlmoduls verwendeten Simulationstools FLOWMASTER und KULI wurden in dieser Arbeit bezüglich ihrer physikalischen Basis dargestellt und auf ihre Anwendbarkeit für die Bearbeitung der Problemstellung diskutiert. Zudem sind die neu erstellten Modelle beschrieben.

Die Analyse der Wärmequellen und Wärmesenken für stationäre Betriebspunkte, ebenso wie für transiente Berechnungen der Aufheizung, ergab Potentiale für eine Verbesserung des Kühlsystems und der Komponenten.

Die Erhöhung der Betriebstemperatur der Brennstoffzelle führt durch eine höhere Kühlmittelaustrittstemperatur zu einer Vergrößerung der Eingangstemperaturdifferenz am Kühler und somit zu einem Anstieg der Kühlleistung. Es wurde für die fahrbare Umgebungstemperatur in der Ebene eine Steigerung von den bereits erwähnten 28°C auf 38°C berechnet, wobei hierbei die zulässige Kühlmittelhöchsttemperatur von 80°C auf 90°C angehoben wurde. Für 100°C sind es sogar 47°C. Auch bei der Bergfahrt steigen die Werte von 25°C auf 33°C bzw. 41°C, so daß auch hier für 90°C eine deutliche Steigerung und für 100°C eine Erreichung des Zielwerts festgestellt werden kann.

Da die Brennstoffzellen-Membran im Betrieb einen ausreichenden Wassergehalt aufweisen muß, werden die zugeführten Wasserstoff- und Luftströme befeuchtet. Um hierfür Wasser aus der Abluft zurückzugewinnen, ist ein Abluft-Kondensator mit einem Kühlmitteltemperaturniveau von ungefähr 50°C notwendig. Bei Verzicht auf eine externe Befeuchtung der Brennstoffzelle, das heißt, indem das Wasser innerhalb des Brennstoffzellen-Systems übertragen wird, kann die bisher für die Niedertemperatur-Kühlung verwendete Kühlfläche die Kühlleistung des Hochtemperatur-Kühlkreislaufs bei 160 km/h um 28% erhöhen, wobei die anfallende Abwärme durch eine dann notwendige Ladeluftkühlung zunimmt.

Da die im Brennstoffzellen-Fahrzeug eingesetzten Wärmeübertrager bereits zu den leistungsfähigsten Geräten auf dem Markt gehören, wurde hierbei kein weiteres Optimierungspotential gefunden. Lediglich der Übergang von einem Flüssigkeitskühler zu einem Kondensator eröffnet eine weitere Steigerungsmöglichkeit.

Die Untersuchung des Lüfters ergab, daß ein konventioneller Lüfter, der hinter dem Fahrzeugkühler sitzt, bei hohen Geschwindigkeiten von ungefähr 170 km/h verblockend auf den Luftstrom wirkt, so daß durch ihn der Luftmassenstrom reduziert wird.

Für die Hilfsaggregate des Brennstoffzellen-Systems und die Fahrzeugkomponenten gilt die allgemeine Aussage, daß eine Senkung des parasitären Verbrauchs sich positiv auf den Gesamtwirkungsgrad auswirkt, und somit auch die Abwärmebilanz verbessert. Dies kann zum Beispiel durch eine Reduzierung des Druckniveaus der Zuluft im Stack von 3 bar auf 2 bar geschehen.

In einer Sensitivitätsanalyse des Kühlkreislaufs wurde für eine Erhöhung des Wasser-Anteils im Wasser-Glykol-Gemisch des Fahrzeugkühlmittels eine Abnahme des Druckverlusts festgestellt, was zu einer Zunahme des maximalen Volumenstroms führt. Zudem wurde das Verhalten der abführbaren Wärme bezüglich der Abhängigkeit von Kühlereintrittstemperatur und der Temperaturdifferenz über den Kühler diskutiert.

Auf Basis der Analyse wurden für das Gesamtsystem und für die einzelnen Komponenten Konzepte und Regelstrategien abgeleitet, die ein optimiertes Wärmemanagement in Aussicht stellen.

Für die konventionelle Kühlung wurde ein Wärmeübertrager in Kreuz-Gegenstrom-Anordnung untersucht. Hierbei wurde bei einem Kühler mit doppelter Tiefe für eine Umlenkung des Kühlmittelmassenstroms in der Tiefe eine Kühlleistungssteigerung im Auslegungspunkt von 35% errechnet. Diese bewirkt eine Erhöhung der fahrbaren Umgebungstemperatur von 28°C auf 37°C in der Ebene. Bei der Bergfahrt mit 6% Steigung ist die Zunahme von 25°C auf 28°C nicht ganz so groß, da der Kühlluftmassenstrom geringer ist, und somit die Kühllufttemperaturen stärker ansteigen.

Für einen Graphit-Schaum-Wärmeübertrager wurde ebenfalls eine deutliche Verbesserung der Fahrbarkeit errechnet, die zudem mit einer Gewichtseinsparung verbunden ist, jedoch sprechen die mechanischen Eigenschaften gegen den Einsatz in einem Fahrzeug.

Der Einsatz von Nanofluiden als Kühlmittel hat nur ein geringes Steigerungspotential für die Kühlung gezeigt. Obwohl die Verwendung einfach durch das Ersetzen des

Kühlmediums zu bewerkstelligen wäre, besitzen die betrachteten Nanofluide eine zu hohe elektrische Leitfähigkeit, so daß diese für ein heutiges Brennstoffzellen-Fahrzeug nicht in Frage kommen.

Die Optimierung der Motorraumdurchströmung zeigt mit bis zu 3% einen geringen Zuwachs des Kühlluftmassenstroms für das untersuchte Brennstoffzellen-Fahrzeug, wobei festgestellt wurde, daß sich die Vermeidung von Rückströmungen um den Kühler innerhalb des Motorraums positiv auf die Wärmeabfuhr auswirkt.

Die Untersuchung eines neuartigen Lüfterkonzepts mit dem Namen EVITA ergab eine Zunahme der abführbaren Wärme von ungefähr 5 kW für den gesamten Geschwindigkeitsbereich. Bei 160 km/h entspricht das einer Leistungssteigerung von 10%. Es wird hierbei auf ein zentral sitzendes Lüfterrad verzichtet. Statt dessen ist in eine abgedichtete Kassette eine Jalousie integriert, die das Abströmen der Kühlluft nach hinten ermöglicht. Seitlich sitzen zwei Hochleistungslüfter, die frei in den Radkasten abblasen. Im Lüfterbetrieb bei niedrigen Geschwindigkeiten ist die Jalousie geschlossen. Diese öffnet bei höheren Geschwindigkeiten, so daß die Kühlluft durch den Motorraum abströmt. Besteht zudem noch eine Lüfteranforderung, so addieren sich die Massenströme. Zusätzlich zum Anstieg des Kühlluftmassenstroms ergibt sich eine Einsparung elektrischer Leistung, da die beiden Lüfter mit je 400 W einen geringeren Verbrauch haben als der konventionelle 2 kW Lüfter.

Es wurde dargestellt, daß die Integration der CO₂-Kälteanlage in das Kühlsystem nur dann sinnvoll ist, wenn das Gesamtsystem dadurch vereinfacht wird, wie zum Beispiel durch den Wegfall des Niedertemperatur-Kühlkreislaufs, oder wenn neue Kühlflächen im Heck gewonnen werden.

Für die 2-Phasen-Verdampfungskühlung hat sich nach einer ausführlichen Diskussion der Randbedingungen und des Aufbaus gezeigt, daß das alternative Kühlkonzept für ein heutiges Brennstoffzellen-System mit den entsprechenden Anforderungen nicht umsetzbar ist. Obwohl das Potential einer Kühlleistungssteigerung mit 18% angegeben wurde, wurde kein Kühlmittel gefunden, das einsetzbar wäre. Es bleibt jedoch die Möglichkeit die Verdampfungskühlung für eine zukünftige Brennstoffzelle mit höheren Temperaturen und Drücken mit Hilfe eines natürlichen Kältemittels zu realisieren.

Die Idee eines direkt-luftgekühlten Stacks und der Einsatz einer Verdunstungskühlung wurden ebenfalls für ein heutiges Brennstoffzellen-Fahrzeug verworfen.

Ein Purpose Design Fahrzeug, dessen struktureller Aufbau speziell auf die Brennstoffzelle angepaßt ist, bietet die Möglichkeit die benötigte Kühlfläche im Bauraum unterzubringen. Aufgrund der Entwicklungskosten für ein derartiges Fahrzeug sind in naher Zukunft jedoch eher Serienfahrzeuge zu erwarten, bei denen der Verbrennungsmotor durch einen Brennstoffzellen-Antrieb ersetzt wird.

Die Betrachtung eines Wärmespeichers führte zu dem Schluß, daß die Lösung der Kühlungsproblematik nicht im Puffern von Kühlleistungsspitzen liegen kann, so daß er nur als Zusatzsystem sinnvoll ist. Auch im Kaltstartfall kann er lediglich zur Unterstützung der Aufheizung dienen.

Bei der Behandlung der Kaltstart-Konzepte mit Zuheizung oder mit der Einbindung einer CO₂-Wärmepumpe in den Kühlkreislauf hat sich gezeigt, daß ein schneller Kaltstart nicht sichergestellt werden kann. Vielmehr liegen die Zeiten auch bei hohen Zuheizleistungen von 30 kW bei über 3 Minuten für einen Start bei -20°C. Es wird also ein kaltstartfähiger Stack benötigt, der über die Abwärme der abgegebenen Leistung die Betriebstemperatur erreicht. Es besteht dabei die Möglichkeit durch das Zuschalten elektrischer Verbraucher, zum Beispiel eines elektrischen Zuheizers, dies zu beschleunigen.

Es kann nun als Schlußfolgerung aus der Diskussion der Ergebnisse ein geschlossenes Gesamtkonzept für ein optimiertes ganzheitliches Wärmemanagement für ein Brennstoffzellen-Fahrzeug abgeleitet werden, das die Alltagstauglichkeit sicherstellt.

Da noch für kein alternatives System die Aussicht besteht, in einem Brennstoffzellen-Fahrzeug zum Einsatz zu kommen, wird ein konventionelles Kühlsystem vorgeschlagen, das mit Hilfe der erarbeiteten Verbesserungen in der Lage ist, auch unter den vorgegebenen extremen Umgebungsbedingungen, die benötigte Kühlleistung zu erbringen. Diese Verbesserungen umschließen eine bedarfsweise Erhöhung der Kühlmitteltemperatur und somit der Brennstoffzellen-Betriebstemperatur um mindestens 10 K. Es müssen hierbei die weiteren Komponenten im Kühlkreislauf wie der Elektromotor und der Luftkompressor diese Temperaturanhebung verkraften, damit das Kühlsystem auf einen Kühlkreislauf reduziert werden

kann. Hierzu gehört auch die Vereinfachung des Kühlsystems durch den Wegfall des Niedertemperatur-Kreislaufs durch die Befeuchtung der Zuluft innerhalb des Brennstoffzellen-Systems. Ist dies nicht umsetzbar, so bietet sich die CO₂-Kälteanlage an, das Prozeßwasser aus der Abluft zu gewinnen, wobei der Klimakondensator im Heck des Fahrzeugs positioniert werden muß, um das Kühlmodul vorn zu entlasten.

Eine Wirkungsgradverbesserung der Brennstoffzelle und des Brennstoffzellen-Systems trägt durch weniger Abwärme bei gleicher elektrischer Netto-Leistung zur Kühlung bei. Die Reduktion des Verbrauchs der Nebenaggregate kann zum Beispiel durch eine Absenkung des Drucks der Zuluft im Stack erreicht werden. Eine auf die Kühlung abgestimmte Hybridstrategie kann ohne Mehraufwand genutzt werden, um kurzzeitige Kühlleistungsspitzen abzudecken, indem die kühlungsbedingte Leistungsreduktion aus der Batterie gedeckt wird.

Als Fahrzeugkühler wird ein größtmöglicher, leistungsfähiger konventioneller Wärmeübertrager empfohlen, der, wenn es der Bauraum ermöglicht, mit einer Umlenkung in der Tiefe ausgestattet ist. Zudem muß mit dem vorgestellten Lüfterkonzept EVITA dem Kühlmodul ein höherer Kühlluftmassenstrom zur Verfügung gestellt werden. Hierzu gehört auch eine optimale Abströmung der Kühlluft aus dem Fahrzeug.

Der Stack muß kaltstartfähig sein, um auch bei tiefen Temperaturen Leistung erbringen zu können. Zur Aufheizung und zur höheren Belastung des Brennstoffzellen-Systems wird ein elektrischer Zuheizung in der Größenordnung von 3 kW bis 5 kW gefordert, der auch dazu dient, das Heizleistungsdefizit eines Brennstoffzellen-Fahrzeugs im Vergleich zu einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor auszugleichen.

Da die Brennstoffzelle die Technologie ist, die nach heutigen Gesichtspunkten langfristig den größten Erfolg verspricht, muß die Alltagstauglichkeit für die Zukunft gesichert werden. Die Umsetzung des vorgestellten Gesamtkonzepts trägt dazu bei. Für das Lüfterkonzept EVITA existieren bereits Muster-Bauteile, die für eine Erprobung im Fahrzeug vorgesehen sind. Als Entwicklungsziel für die nächste Brennstoffzellen-Generation ist die zumindest kurzzeitige Anhebung der zulässigen Betriebstemperatur vorgesehen. Eine Steigerung auf das Temperaturniveau eines

Verbrennungsmotors ist jedoch unumgänglich. Ein großes Themenfeld für die Brennstoffzellen-Forschung bietet der Stack, insbesondere hierbei der kaltstartfähige Stack. Hierzu sind schon erste Erfolge für Starts im Labor bei -20°C kommuniziert worden.

Die Verdampfungskühlung kann eine Alternative bieten, wenn Temperatur- und Druckniveau der Brennstoffzelle angehoben und dadurch natürliche Kältemittel mit passenden thermodynamischen Eigenschaften verwendbar sind. Damit sind Kühlleistungssteigerungen von bis zu 20% bei gleicher Kühlfläche möglich.

8 Literaturverzeichnis

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)

Anzenberger, Th.: KULI AC, 3rd KULI User Meeting, Steyr (2001)

Baehr, H.D.; Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung, 2. Auflage, Springer (1996)

Beitz, W.; Grote, K.-H. (Hrsg.): Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau, 19. Auflage, Springer (1997)

Bohl, W.: Technische Strömungslehre, 12. Auflage, Vogel (2002)

Braess, H.-H.; Seiffert, U. (Hrsg.): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 1. Auflage, Vieweg (2000)

Brotz, F.; Pantow, E.; Uhl, B. (Behr GmbH & Co.): Kühlsystem für Fahrzeuge und Verfahren zum Steuern mindestens eines einen Kühler durchströmenden Luftmassenstroms, Patent WO 03/013894 A2 vom 20.02.2003 (2003)

Choi, S.U.S.; Zhang, Z.G.; Yu, W.; Lockwood, F.E.; Grulke, E.A.: Anomalous thermal conductivity enhancement in nanotube suspensions, Applied Physics Letters, 79, 2252-2254 (2001)

DaimlerChrysler: Die Brennstoffzelle - Antrieb für die Zukunft, DaimlerChrysler AG (2002)

DaimlerChrysler - Homepage: www.daimlerchrysler.com (2005)

- Das, S.K.; Putra, N.; Thiesen, P.; Roetzel, W.: Temperature Dependence of Thermal Conductivity Enhancement for Nanofluids, *ASME Journal of Heat Transfer*, 125, 567-574 (2003)
- 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, 718-720 (2001)
- Eichlseder, W.; Hager, J.; Raup, M.; Dietz, S.: Auslegung von Kühlsystemen mittels Simulationsrechnung, *ATZ 99*, 10, 638-647 (1997)
- Eichlseder, W.; Raab, G.; Hager, J.; Raup, M.: Einsatz von Simulationswerkzeugen mit integrierter Kühlmittelströmungsberechnung zur Auslegung von Kühlsystemen, *Motorensymposium Wien, VDI Forschungsbericht Reihe 12, Nr. 306* (1997)
- Eichlseder, W.; Marzy, R.; Hager, J.; Raup, M.: Optimierung des Wärmemanagements von Kraftfahrzeugen mit Hilfe von Simulationswerkzeugen, *Tagung Wärmemanagement, Im Haus der Technik, Essen* (1998)
- Eichlseder, W.; Marzy, R.; Hager, J.; Haidinger, M.: Optimization of Heat Management of Vehicles Using Simulation Tools, *VTMS 4 Conference, London* (1999)
- Emmenthal, K.-D.; Grabe, H.-J.; Oppermann, W.; Schäpertöns, H.: Motor mit Benzin-Direkteinspritzung und Verdampfungskühlung für das VW-Forschungsauto IRVW-Futura, *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 50, 426-430 (1989)
- Evans, J.W.; Sharon, C.: Verfahren und Kühlsystem zur Verdampfungskühlung von Verbrennungsmotoren, *Patent DE 33 90 316 C2 vom 01.06.1994* (1994)
- Finsterwalder, F.; Späh, R.; Maass, S.: Forschungspreis 2004 – Start aus der Kälte, *DaimlerChrysler TIMES*, Jan./Febr., 3 (2005)

- Fronk, M.H.; Wetter, D.L.; Masten, D.A.; Bosco, A.: PEM Fuel Cell System Solutions for Transportation, SAE Paper 2000-01-0373 (2000)
- Gallego, N.C.; Klett, J.W.: Carbon foams for thermal management, Carbon, 41, 1461-1466 (2003)
- Gentile, D.; Zidat, S.: Advanced engine cooling system, ImechE C389/281 (1992)
- Glober: Betriebsverhalten Motorkühler: Rechenprogramm zur Erstellung von Kühlerkennfeldern, Technischer Bericht, Forschung und Entwicklung Daimler-Benz AG (1987)
- Goarin, R.: Aufbau eines Prüfstandes zur Untersuchung von Kühlmittelströmungen in Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen, Diplomarbeit, Fachhochschule Karlsruhe (2000)
- Grigull, U.; Sandner, H.: Wärmeleitung, Springer (1986)
- Hamilton, R.L.; Crosser, O.K.: Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems, Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals, 1, 187-191 (1962)
- Heeren, H.: Kühlung von Maschinen, insbesondere Verbrennungskraftmaschinen, Offenlegungsschrift DT 25 58 194 A1 vom 07.07.1977 (1977)
- Höhlein, B.; Grube, T.; Menzer, R.: Energiemanagement für Pkw mit Brennstoffzellen, Fachkonferenz IIR Deutschland GmbH: Innovative Konzepte im Kfz, Thermomanagement, Stuttgart (2002)
- Hager, J.; Marzy, R.; Anzenberger, Th.: Simulation von KFZ-Klimaanlagen im Rahmen des Fahrzeug-Wärmemanagements, DKV-Tagung, Bremen (2000)
- Hahne, E.: Technische Thermodynamik: Einführung und Anwendung, 1. Auflage, Addison-Wesley (1991)

- Hampele, V.: Anwendungsmöglichkeit eines Verdampfungsprinzips bei der Kühlung eines Pkw's, Diplomarbeit, Universität Stuttgart (1986)
- Hellwig, M.: Energieumwandlungsketten vom Bohrloch bis zum Rad am Beispiel eines mit Flüssigwasserstoff betriebenen Brennstoffzellenfahrzeugs, Diplomarbeit, Technische Universität München (1999)
- Heuer: Kühler-Lüftersysteme: Berechnung des Betriebsverhaltens von Fahrzeugkühlern, Technischer Bericht, Forschung und Entwicklung Daimler-Benz AG (1984)
- Hovland, V.; Pesaran, A.; Mohring, R.M.; Eason, I.A.; Smith, G.M.; Tran, D.; Schaller, R.; Smith, T.: Water and Heat Balance in a Fuel Cell Vehicle with a Sodium Borohydride Hydrogen Fuel Processor, SAE Paper 2003-01-2271 (2003)
- Kays, W.M.; London, A.L.: Compact Heat Exchangers, 3. Auflage, McGraw-Hill (1984)
- Klett, J.W.: High Thermal Conductivity, Mesophase Pitch-Derived Carbon Foam, Journal of Composites in Manufacturing, 14, 4 (1999)
- Klett, J.W.: Process for making carbon foam, United States Patent 6,033,506 (2000a)
- Klett, J.W.; Tee, C.-C.; Stinton, D.P.; Yu, N.A.: Heat Exchangers Based on High Thermal Conductivity Graphite Foam, Proceedings of the 1st World Conference on Carbon, 244-245 (2000b)
- Klett, J.W.; McMillan, A.D.; Gallego, N.C.; Walls, C.A.: The Role of Structure on the Thermal Properties of Graphitic Foams, Journal of Material Science, 39, 3659-3676 (2004)
- Kumar, D.H.; Patel, H.E.; Kumar, V.R.R.; Sundararajan, T.; Pradeep, T.; Das, S.K.: Model for Heat Conduction in Nanofluids, Physical Review Letters, 93, 144301 (2004)

- Larminie, J.; Dicks, A.: Fuel Cell Systems Explained, John Wiley & Sons, Ltd (2000)
- Ledjeff-Hey, K.; Mahlendorf, F.; Roes, J. (Hrsg.): Brennstoffzellen: Entwicklung, Technologie, Anwendung, 2. Auflage, C.F. Müller (2001)
- Lee, S.; Choi, S.U.-S.; Li, S.; Eastman, J.A.: Measuring Thermal Conductivity of Fluids Containing Oxide Nanoparticles, ASME Journal of Heat Transfer, 121, 280-289 (1999)
- Magna Steyr Engineering, Engineering Center Steyr GmbH: KULI 5.0 Theory (2002a)
- Magna Steyr Engineering, Engineering Center Steyr GmbH: KULI 5.0 User Manual (2002b)
- Martin, H.: Wärmeübertrager, Thieme (1988)
- Miller, D.S.: Internal Flow Systems, 2nd Edition, BHR Group Limited (1990)
- Moos, O.: Motorinnenraumdurchströmung BZ-Fahrzeuge, Bericht, DaimlerChrysler AG (2002)
- Müller, P.; Müller, P.; Heck, E.; Sebbeße, W.: Verdampfungskühlung - eine Alternative zur Konvektionskühlung?, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 56, 714-721 (1995)
- Noreikat, K.E.; Panik, F.; Franck, M.: Brennstoffzellenfahrzeuge: NEBUS, NECAR I, NECAR II,..., 6. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik (1997)
- Palier, P.; Ap, N.S.; Bouyer, T.: Optimization of Nucleate Boiling Engine Cooling Systems - Condenser Study, SAE Paper 910642 (1991)

- Patel, H.E.; Sundararajan, T.; Pradeep, T.; Dasgupta, A.; Dasgupta, N.; Das, S.K.:
A micro-convection model for thermal conductivity of Nanofluids, *Pramana – Journal of Physics*, 65, 863-869 (2005)
- Raab, G.; Hager, J.; Raup, M.: Kühlsystementwicklung im PKW mit Unterstützung von Simulationswerkzeugen, 8. Internationaler Kongress Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau, Würzburg, VDI Forschungsbericht Nr. 1283 (1996)
- Reichler, M.: Innovative Kühltechnologien und Systeme zur Steigerung der Wärmeübertragung zwischen Kühlmittel und Umgebung bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen, 1. Statusbericht zum Projekt, Universität Stuttgart (2002)
- Reichler, M.: Innovative Kühltechnologien und Systeme zur Steigerung der Wärmeübertragung zwischen Kühlmittel und Umgebung bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen, 2. Statusbericht zum Projekt, Universität Stuttgart (2003a)
- Reichler, M.: Innovative Kühltechnologien und Systeme zur Steigerung der Wärmeübertragung zwischen Kühlmittel und Umgebung bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen, 3. Statusbericht zum Projekt, Universität Stuttgart (2003b)
- Reichler, M.: Innovative Kühltechnologien und Systeme zur Steigerung der Wärmeübertragung zwischen Kühlmittel und Umgebung bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen, 4. Statusbericht zum Projekt, Universität Stuttgart (2004a)
- Reichler, M.: Innovative Kühltechnologien und Systeme zur Steigerung der Wärmeübertragung zwischen Kühlmittel und Umgebung bei Brennstoffzellen-Elektrofahrzeugen, Abschlußbericht, Universität Stuttgart (2004b)
- Reitbauer, R.; Hager, J.; Marzy, R.: Numerical Simulation of Vehicle Cooling Systems, JSAE Spring Convention, Yokohama, Paper N° 5326 (2000)
- Rogg, S.; Höglinger, M.; Zwittig, E.; Pfender, C.; Kaiser, W.; Heckenberger, T.: Cooling Modules for Vehicles with a Fuel Cell Drive, *Fuel Cells*, 3, 153-158 (2003)

- Schäfer, H.-J.: Verdampfungskühlsysteme für PKW-Motoren, Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt (1992)
- Schedwill, H.: Thermische Auslegung von Kreuzstromwärmetauschern, VDI Forschungsbericht Reihe 6, Nr. 19 (1968)
- Schlenz, D. (Hrsg.): PKW-Klimatisierung: Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden heute und in Zukunft, expert-Verlag (2002)
- Schmid, K.-H.; Harm, K.: Brennstoffzellensysteme - Rapid Power: Thermal Management, Abschlußbericht, DaimlerChrysler AG (2002)
- Shukla, R.K.; Dhir, V.K.: Study of the effective thermal conductivity of nanofluids, Proceedings of 2005 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE05-80281 (2005)
- Spindler, K.: Thermodynamische, wärmetechnische und ökologische Betrachtungen für Kältemittel beim Einsatz in Wärmepumpen und Kältemaschinen, Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 68 (2003)
- Stroh, C.; Hager, J.: Optimizing Thermal Management of Vehicles Using Advanced Simulation Tools, SAE World Congress, Detroit (2002)
- TÜV Süddeutschland Holding AG: Energiewelt Wasserstoff: Wissen, Technologie, Perspektive (2003)
- VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, 4. Auflage, VDI-Verlag GmbH (1984)

- Vester, D.: Strömungstechnische und wärmetechnische Betrachtung eines Kühlsystems für Brennstoffzellenfahrzeuge mit einer 1-D Strömungssimulationssoftware, Diplomarbeit, Fachhochschule für Technik Esslingen (2000)
- Vielstich, W.; Lamm, A.; Gasteiger, H.A. (Editors): Handbook of Fuel Cells: Fundamentals, Technology and Applications, Volume 1: Fundamentals and Survey of Systems, John Wiley & Sons, Ltd (2003a)
- Vielstich, W.; Lamm, A.; Gasteiger, H.A. (Editors): Handbook of Fuel Cells: Fundamentals, Technology and Applications, Volume 3/4: Fuel Cell Technology and Applications, John Wiley & Sons, Ltd (2003b)
- Weid, D.: Grundlagenuntersuchungen Verdampfungskühlung: Transportfluide, mathematische Modelle, Versuchseinrichtung, Studienarbeit, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen (1988)
- Werner, M.: Abänderung des Aggregatepackage zwecks Optimierung der thermischen Bedingungen an einem Fahrzeug mit Brennstoffzellen-Antrieb, Diplomarbeit, Fachhochschule für Technik und Wirtschaft Berlin (2003)
- Zhang, X.; Gu, H.; Fujii, M.: Effective thermal conductivity and thermal diffusivity of nanofluids containing spherical and cylindrical nanoparticles, Journal of Applied Physics, 100, 044325 (2006)
- Zobel, W.; Strähle, R.: Heat Storage Battery for Car Applications, C496/017/95, VTMS 2 Conference Proceedings, 379-385 (1995)

Anhang

A Brennstoffzellen-Fahrzeuge

Die Brennstoffzellen-Technologie wurde innerhalb der letzten Jahre von den großen Fahrzeugkonzernen durch zahlreiche Demonstrationsfahrzeuge vorangetrieben und weiterentwickelt. Als ersten seiner Art präsentierte Daimler-Benz 1994 den NECAR 1 (New Electric Car) der Weltöffentlichkeit. Auf Basis eines MB 100 Transporters wurde ein Forschungsfahrzeug mit einem Brennstoffzellen-System aufgebaut, das 50 kW leistete und mit seinen 800 kg den gesamten Laderaum ausfüllte.

2001 wurde von DaimlerChrysler der in Abbildung A.1 gezeigte Brennstoffzellen-Sprinter ANNE vorgestellt. Das Brennstoffzellen-System lieferte eine Leistung von 70 kW, mit dem das Fahrzeug eine Höchstgeschwindigkeit von 120 km/h erreichte. Die Kraftstoffmenge der Druckwasserstoff-Tanks war ausreichend für eine Distanz von 150 km, die von dem Transporter im täglichen Paketdienst zurückgelegt wurde.



Abbildung A.1: Brennstoffzellen-Sprinter ANNE

Mit dem F-Cell präsentierte DaimlerChrysler im Oktober 2002 eine Mercedes-Benz A-Klasse mit Brennstoffzellen-Technologie, die seit 2003 mit einer Flotte von insgesamt 60 Fahrzeugen im Kundenbetrieb eingesetzt wird. Ein F-Cell wie in Abbildung A.2 erzielt mit einer Leistung von 65 kW eine Beschleunigung von 0 auf 100 km/h in 14 Sekunden und eine Höchstgeschwindigkeit von 140 km/h. Dabei liegt der Verbrauch umgerechnet ins Benzinäquivalent bei 3,8 Liter/100 km, der mit Druckwasserstoff aus 350 bar-Tanks gedeckt wird. Anfang 2005 wurde das Konzept zur zweiten F-Cell-Generation auf Basis der Mercedes-Benz B-Klasse vorgestellt.



Abbildung A.2: Mercedes-Benz A-Klasse F-Cell [DaimlerChrysler (2005)]

B Allgemeine Berechnungsgleichungen für Wärmeübertrager

Die allgemeinen Berechnungsgleichungen sowie die Beschreibung der dimensionslosen Kennzahlen für Wärmeübertrager sind ausführlich in [Baehr (1996)] oder auch [Martin (1988)] diskutiert. Dieser Abschnitt soll als Zusammenfassung und zur Festlegung der Größen dienen.

Abbildung B.1 zeigt das Schema eines Wärmeübertragers mit dem Wärmeübertragungsvermögen kA . Es ist \dot{m} der Massenstrom des jeweiligen Mediums, T' die Ein- und T'' die Austrittstemperatur sowie h' und h'' die Ein- und Austrittsenthalpie der beiden Fluidströme 1 und 2. Es wird $T_1' > T_2'$ vorausgesetzt.

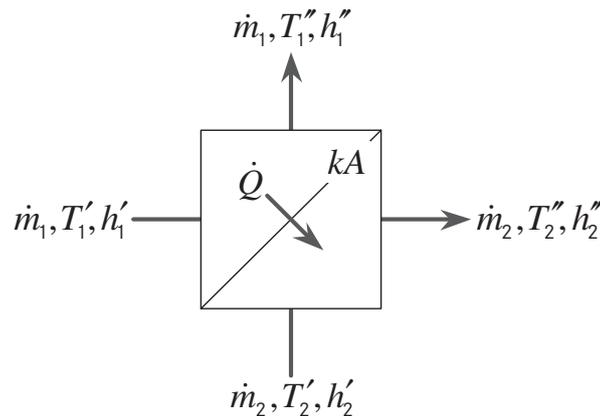


Abbildung B.1: Schema eines Wärmeübertragers

Der Zusammenhang zwischen der übertragenen Wärme \dot{Q} und den genannten Größen ist durch

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot (h_1' - h_1'') = \dot{m}_2 \cdot (h_2'' - h_2') \quad (\text{B.1})$$

gegeben. \dot{Q} bewirkt somit die Enthalpieabsenkung des wärmeren Fluids 1 und die Enthalpieerhöhung des kälteren Mediums 2. Mit Hilfe des Wärmekapazitätsstroms

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p, \quad (\text{B.2})$$

wobei c_p die mittlere spezifische Wärmekapazität des Mediums zwischen T' und T'' darstellt, kann \dot{Q} unter der Annahme, daß kein Phasenwechsel auftritt, auch in der Form

$$\dot{Q} = \dot{W}_1 \cdot (T_1' - T_1'') = \dot{W}_2 \cdot (T_2'' - T_2') \quad (\text{B.3})$$

geschrieben werden.

Für den Wärmeübertrager können nun vier dimensionslose Kenngrößen gebildet werden, die beiden dimensionslosen Temperaturänderungen

$$\varepsilon_1 := \frac{T_1' - T_1''}{T_1' - T_2'} \quad \text{und} \quad \varepsilon_2 := \frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_2'}, \quad (\text{B.4})$$

sowie die dimensionslosen Übertragungsfähigkeiten

$$N_1 := \frac{kA}{\dot{W}_1} \quad \text{und} \quad N_2 := \frac{kA}{\dot{W}_2}. \quad (\text{B.5})$$

Letztere werden in der englisch-sprachigen Literatur als ‚Number of Transfer-Units (NTU)‘ bezeichnet. Ebenso gebräuchlich ist anstelle von N_2 die Verwendung von

$$C_1 := \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{bzw.} \quad C_2 := \frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1} = \frac{1}{C_1}. \quad (\text{B.6})$$

Es besteht zwischen diesen Größen der Zusammenhang

$$\frac{\varepsilon_1}{N_1} = \frac{\varepsilon_2}{N_2} \quad \text{bzw.} \quad \varepsilon_2 = C_1 \varepsilon_1. \quad (\text{B.7})$$

Die Funktion

$$F(\varepsilon_1, N_1, N_2) = 0 \quad (\text{B.8})$$

wird Betriebscharakteristik des Wärmeübertragers genannt.

Bei einem Phasenwechsel im Fluid i bleibt bei der Verdampfung bzw. der Kondensation die Temperatur konstant, was zu $\varepsilon_i \rightarrow 0$ führt, ebenso wie $(c_p)_i \rightarrow \infty$, woraus $N_i \rightarrow 0$ folgt. Die Betriebscharakteristik vereinfacht sich in diesen Fällen um die Kennzahlen des Mediums.

In [Baehr (1996)] oder [Martin (1988)] sind analytische Lösungen einiger Stromführungen, unter anderem für Gegenstrom, Gleichstrom und einseitig quervermischten Kreuzstrom, aufgeführt. Zudem wird auf die graphische Darstellung der Lösungen in Diagrammen eingegangen.

Mit Hilfe der mittleren Temperaturdifferenz ΔT_m , die sich über

$$\dot{Q} = kA \cdot \Delta T_m \quad (\text{B.9})$$

definiert, kann durch

$$\Theta := \frac{\Delta T_m}{T_1' - T_2'} \quad (\text{B.10})$$

die dimensionslose mittlere Temperaturdifferenz Θ gebildet werden, mit der sich (B.9) auch als

$$\varepsilon_i = N_i \cdot \Theta \quad \text{mit } i = 1,2 \quad (\text{B.11})$$

schreiben läßt. Es ist somit möglich einen Wärmeübertrager kompakt und übersichtlich bezüglich seiner Übertragungsleistung zu beschreiben.

C Stoffwerte

Anstatt einer Aufzählung aller möglichen Stoffwerte von vielen teils unbekanntenen Fluiden soll hier eine Zusammenfassung der Werte erfolgen, die für Standardrechnungen verwendet werden oder die benötigt werden, um überschlägig die Größenordnung von Ergebnissen abzuschätzen. Gemeint sind hiermit beispielsweise die Dichte ρ und die spezifische Wärmekapazität c_p eines Kühlmittels, um aus der Temperaturdifferenz bei gegebenem Volumenstrom die übertragene Wärme zu berechnen.

Die Werte beziehen sich auf die angegebene Temperatur und einen Druck von 1 bar und stammen aus [VDI-Wärmeatlas (1984)]. In Tabelle C.1 bezeichnet λ die Wärmeleitfähigkeit, der Zusammenhang der dynamischen Viskosität η mit der kinematischen Viskosität ν ist gegeben durch

$$\eta = \rho \cdot \nu. \quad (\text{C.1})$$

| | Temperatur [°C] | ρ [kg/m ³] | c_p [J/kgK] | λ [10 ⁻³ W/m K] | η [10 ⁻⁶ kg/m s] |
|-----------------------|--------------------|--------------------------------|------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|
| Wasser (Dampf) | 20 | 998,3 | 4182 | 599,6 | 1002,6 |
| | 100 | 0,5895 | 2032 | 24,78 | 12,28 |
| Luft (trocken) | 40 | 1,1120 | 1008 | 27,49 | 18,81 |
| Frostschutzmittel (*) | 80 | 1045 | 3490 | 390 | 1050 |
| Methanol | 50 | 765 | 2680 | 193 | 396 |

Tabelle C.1: Stoffwerte ausgewählter Fluide bei gegebener Temperatur und einem Druck von 1 bar [VDI-Wärmeatlas (1984)] (* Monoethylglykol-Wasser-Gemisch 52% Vol., korrosionsinhibiert)

Das mit (*) bezeichnete Frostschutzmittel ist ein handelsübliches, korrosionsinhibiertes Monoethylenglykol-Wasser-Gemisch mit einem Volumenanteil von 52%. Es besitzt einen Schmelzpunkt von -40°C .

Als Vertreter der Alkohole ist Methanol genannt mit einem Siedepunkt von $64,65^{\circ}\text{C}$ und einer Verdampfungsenthalpie von 1100 kJ/kg . Der Wert von Wasser liegt zum Vergleich bei 2257 kJ/kg .

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit im Ressort Forschung und Technologie der DaimlerChrysler AG in Zusammenarbeit mit dem Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart. An dieser Stelle möchte ich all denen danken, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Insbesondere gilt mein Dank

Herrn Prof. Dr. H. Müller-Steinhagen für die kompetente Betreuung dieser Arbeit.

Herrn Prof. Dr. H. E. Friedrich für die Übernahme des Mitberichts.

Herrn Dr. F. Frühauf für den Einstieg bei DaimlerChrysler in der Abteilung ‚Klimatisierung‘.

Herrn J. Maué für die Aufnahme in das Team ‚Simulationstechnik Klimatisierung‘ und für die vielen Anregungen und Diskussionen bis zur endgültigen Fertigstellung dieser Arbeit.

Herrn A. Rennefeld für Aufnahme in das Team ‚Antriebskomponenten und Systeme‘, für die interessante Aufgabenstellung und für die fachliche Einführung in das Thema.

Herrn Prof. K.-E. Noreikat für die Möglichkeit die Arbeiten in der Abteilung ‚Alternative Antriebstechnik‘ durchzuführen.

den Herren PD Dr. K. Spindler und Dr. W. Heidemann vom Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik für die Ratschläge, die zum zustande kommen dieser Arbeit beigetragen haben.

Herrn M. Reichler für die vielen Diskussionen zur Verdampfungskühlung und für die fruchtbare Zusammenarbeit.

den „Daimler“-Kollegen M. Ehmer, W. Schwienbacher, U. Paulus, R. Rossmann, K. Harm, M. Sommer, J. German, B. Stiller und allen anderen für die anregenden Gespräche, die gute Zusammenarbeit und die gute Arbeitsatmosphäre.

meiner Schwester Sibylle und allen Freunden, die mir stets treu zur Seite standen, vor allem Yvonne, für die Hilfe, nicht nur in der Zeit der Entstehung dieser Arbeit.

Schließlich bedanke ich mich bei meinen Eltern Heinz und Erna Schmid, die mir mit ihrer vielfältigen Unterstützung den Weg zur Promotion ermöglicht haben.

Lebenslauf

| | |
|-------------|--|
| Name: | Karl-Heinz Schmid |
| geboren am: | 10. September 1973 in Heilbronn |
| Eltern: | Heinz Schmid Erna Schmid, geb. Hörnstein |
| 1979 - 1983 | Grundschule Leingarten |
| 1983 - 1992 | Elly-Heuss-Knapp-Gymnasium Heilbronn |
| 1992 - 1993 | Wehrdienst |
| 1993 - 2000 | Studium an der Universität Stuttgart im Diplom- Studiengang Physik |
| 1999 - 2000 | Diplomarbeit am Institut für Strahlenphysik der Universität Stuttgart zum Thema ‚Strahlenschädigung von Chalkopyrit-Halbleitern durch energetische schwere Ionen‘ |
| 2001 - 2004 | Doktorandenstelle bei DaimlerChrysler, Ressort Forschung und Technologie, Stuttgart-Untertürkheim in Zusammen- arbeit mit dem Institut für Thermodynamik und Wärme- technik der Universität Stuttgart |
| seit 2004 | Berechnungsingenieur bei DaimlerChrysler (jetzt Daimler), Entwicklung Pkw, Thermisches Energiemanagement, Sindelfingen |

