



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK

Bundesamt für Energie BFE

Schlussbericht Dezember 2018

Kombiniertes Wärmepumpen- und Klimakälteanlagen-system mit Turbokompressor für Elektrofahrzeuge

Datum: 21.12.2018

Ort: Horw

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie
Forschungsprogramm Mobilität
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Auftragnehmer:

Hochschule Luzern - Technik & Architektur, HSLU T&A
CC Thermische Energiesysteme und Verfahrenstechnik, CCTEVT
Technikumstrasse 21
6048 Horw
www.hslu.ch/tevt

Autoren:

Peter Schärli, BSc FHZ in Maschinentechnik
Lukas Hediger, BSc FHZ in Maschinentechnik
Stefan Flück, BSc FHZ in Maschinentechnik
Beat Wellig, Prof. Dr. sc. techn. ETH, beat.wellig@hslu.ch

BFE-Bereichsleitung: Martin Pulfer, martin.pulfer@bfe.admin.ch
BFE-Vertragsnummer: SI/501347-01

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.

Responsibility for the content and the conclusions of the report lies entirely with the authors.

Bundesamt für Energie BFE

Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen; Postadresse: CH-3003 Bern
Tel. +41 58 462 56 11 · Fax +41 58 463 25 00 · contact@bfe.admin.ch · www.bfe.admin.ch

Zusammenfassung

Der Individualverkehr gehört zu den grössten Verursachern von CO₂-Emissionen und steht deshalb im Fokus verschiedener nationaler und internationaler Initiativen zur Reduktion des CO₂-Ausstosses. Die Hauptstossrichtung ist dabei die Umstellung auf Elektroantriebe. Bei diesen Fahrzeugen haben die Zusatzsysteme einen massgeblichen Einfluss auf die Gesamteffizienz und Reichweite, wobei das Heiz- und Klimatisierungssystem der grösste Zusatzverbraucher darstellt. Rein elektrische Heizsysteme verringern die Reichweite enorm, weshalb bereits heute einige Fahrzeughersteller Wärmepumpen-Systeme zur Beheizung des Fahrgastraumes einsetzen.

Dieses Projekt befasst sich mit der Entwicklung eines kombinierten Wärmepumpen/Klimakälteanlagen-Systems mit Turbokompressor für Elektrofahrzeuge. Hauptziele sind die technische Umsetzbarkeit des Systems zu prüfen und die energetischen Vorteile gegenüber Standardlösungen aufzuzeigen. Es wurde ein Heiz- und Klimatisierungssystem entwickelt, welches die Abluft aus dem Fahrgastraum als Wärmequelle nutzt und damit den Temperaturhub der Wärmepumpe reduziert. Mit Simulationen wird die Leistungsaufnahme des Systems und die damit verbundenen Auswirkungen auf die Reichweite ermittelt.

Die Turbokompressor-Auslegung ist für die Anwendung im Automobilbereich eine Herausforderung, da das Kennfeld begrenzt ist und mit steigendem Druckverhältnis zunehmend schmaler wird. Das Kältemittel R1233zd(E) ist aufgrund der geringen Sauggasdichte für den Turbokompressor gut geeignet. Ein Turbokompressor-Prototyp für die Kompaktklasse wurde hergestellt und experimentell untersucht. Die Performance des Kompressors entspricht den Erwartungen, die Umsetzung des Heiz- und Klimatisierungssystem in einem Fahrzeug ist jedoch aufgrund der zu grossen Abmessungen der Wärmeübertrager und der beschränkten Verfügbarkeit geeigneter Komponenten nicht möglich.

Die Auslegung des Heiz- und Klimatisierungssystem und des Turbokompressors mit den Kältemitteln R1234yf und R1234ze für die Golfklasse hingegen zeigt, dass die Umsetzung in einem Fahrzeug machbar ist. Als Vergleich wird eine Anlage mit einem Scrollkompressor mit dem Kältemittel R1234yf herangezogen. Für die mit der Häufigkeit der Betriebspunkte gewichtete Reichweite bzw. für die relative Reichweitensteigerung ergeben sich aus den Simulationen für den Standort Zürich folgende Werte:

	Golfklasse, Referenzfahrzeug Nissan Leaf, max. Reichweite 199 km gemäss NEFZ				
	<i>ohne</i> WP (el. Heizung)	<i>mit</i> WP (Aussenluft)	Konzept HSLU Scroll R1234yf	Konzept HSLU Turbo R1234yf	Konzept HSLU Turbo R1234ze
Gewichtete Reichweite	113 km	139 km	156 km	156 km	150 km
Reichweitensteigerung	100 % (Ref.)	+ 23 %	+ 38 %	+ 38 %	+ 33 %

Der Einsatz einer Wärmepumpe mit Aussenluft als Quelle ergibt im Vergleich zu einem rein elektrischen Heizsystem eine Reichweitensteigerung von 23%. Durch das entwickelte System mit Abwärmenutzung aus dem Fahrgastraum kann eine Reichweitensteigerung von 38% erzielt werden. Der Einsatz eines Turbokompressors führt im Vergleich zum Scrollkompressor zu keiner Reichweitensteigerung, mit dem Kältemittel R1234ze ist die Reichweite leicht tiefer.

Weiter wurde eine Machbarkeitsstudie für ein Heiz- und Klimatisierungssystem mit Turbokompressor für die Anwendung in Elektro-Lkws durchgeführt. Die Hauptschwierigkeit liegt ebenfalls in der Breite des geforderten Kennfeldes. Die Umsetzung des Systems mit dem Kältemittel R1234yf ist jedoch möglich.

Das entwickelte Heiz- und Klimatisierungssystem mit Nutzung der Abluft aus dem Fahrgastraum ist vielversprechend und sollte weiterverfolgt werden. Die Reduktion des Temperaturhubs sowie der wesentlich geringere Energiebedarf für die Abtaugung führen zu einer deutlich höheren Effizienz. Kleine Turbokompressoren sind eine vielversprechende Technologie, stossen jedoch im Automobilbereich aufgrund des weiten Bereichs von Heiz-/Kühlleistungen und Temperaturhuben an ihre Grenzen. Bezüglich Effizienz sind im Vergleich zu Scrollkompressoren keine markanten Effizienzsteigerungen zu erwarten.

Abstract

In electric vehicles, auxiliary systems have a significant impact on the overall efficiency and range, of which the heating, ventilation and air-conditioning (HVAC) system is the largest additional consumer. This project involves the development of a combined heat pump/air conditioning system that uses a turbo compressor suitable for electric vehicles. The main goals are to evaluate the technical feasibility and to show the energetic advantages compared to standard solutions. The proposed HVAC system uses the exhaust air from the passenger compartment as a heat source resulting in a lower temperature lift within the heat pump. The turbo compressor presents a challenge for automotive applications as the compressor map is limited in size and is narrower as the pressure ratio increases. The performance of a turbocharger prototype using the refrigerant R1233zd (E) is acceptable, but implementation is not possible due to equipment related technical reasons. However, the system design is feasible with the refrigerants R1234yf and R1234ze. The use of a heat pump with outside air as the heat source results in an increase of the weighted vehicle range of 23% compared to a purely electric heating system. More significantly, the developed HVAC system with waste heat recovery from the passenger compartment achieves an increase of 38%. Further results showed that the use of a turbo compressor does not increase the range compared to a scroll compressor. The developed HVAC system using the exhaust air from the passenger compartment is promising and should be further pursued. The reduction of the temperature lift and the lower energy requirement for defrosting lead to a higher efficiency. Turbo compressors are pushed to their boundaries in the automotive sector due to the wide range of heating and cooling capacities and temperature lifts. In terms of efficiency, no significant efficiency gains compared to scroll compressors are expected.

Inhalt

1	Einleitung.....	7
1.1	Ausgangslage	7
1.2	Ziele	7
1.3	Vorgehen	8
2	Stand der Technik	10
2.1	Fahrzeugklimatisierung.....	10
2.2	Klimatisierungssysteme von Elektrofahrzeugen.....	13
2.3	Energieverbrauch und Reichweitenermittlung.....	16
2.4	Kompressorbauarten	19
3	Grundlagen.....	20
3.1	Kreisprozess der Wärmepumpe und Kälteanlage	20
3.2	Bilanzierungen der einzelnen Wärmepumpen-Komponenten.....	20
3.3	Bewertung der Wärmepumpe	24
3.4	Bewertung der Kälteanlage	25
3.5	Feuchte Luft.....	26
3.6	Abtauung.....	29
3.7	Bilanzierung des Fahrzeug-Fahrgastraumes	31
3.8	Antriebsleistung des Ventilators im HVAC-System	35
3.9	Antriebsleistung des Ventilators Wärmeübertrager Motorraum.....	36
3.10	Kühlleistung Batterie	37
3.11	Ermittlung der Reichweite	39
4	Randbedingungen und Anforderungen an das Heiz- und Klimatisierungssystem	40
4.1	Referenzsysteme	40
4.2	Auswirkung der Umgebungsbedingungen und der Fahrzeugparameter auf die Reichweite	40
4.3	Einfluss des Fahrzeug-Nutzungsverhaltens	41
4.4	Betriebspunkt-Analyse	41
4.5	Definition der Betriebspunkte.....	42
4.6	Vorauswahl Kältemittel	43
4.7	Auswahl des Kältemittels	44
5	Wärmepumpen- und Klimakälteanlagen system mit Turbokompressor für Pkws	45
5.1	Konzepterarbeitung.....	45
5.2	Bilanzierung	46
5.3	Detailauslegung des Turbokompressors für das Kältemittel R1233zd(E) - Kompaktklasse.....	49
5.4	Auslegung Prototyp Turbo-WP/KKA-System R1233zd(E) - Kompaktklasse	54
5.5	Kompressorauslegung R1234yf, R1234ze - Golfklasse	56
5.6	Auslegung Prototyp Turbo-WP/KKA-System R1234yf, R1234ze - Golfklasse	63
5.7	Zusammenfassung und Fazit	66
6	Auswertung für Golfklasse	67
6.1	Eis-/Frostbildung und Abtauung	67
6.2	Leistungsaufnahme HVAC-System	69
6.3	Reichweite	70
7	Experimentelle Untersuchung des Turbokompressors.....	73
7.1	Herstellung und Inbetriebnahme des Turbokompressors – R1233zd(E), Kompaktklasse.....	73
7.2	Auslegung und Aufbau Turbokompressor-Prüfstand	73

7.3	Ergebnisse	76
8	Wärmepumpen- und Kälteanlagen-system mit Turbokompressor für Lkws	83
8.1	Bilanzierung der Kabine	83
8.2	Antriebseinheit und Leistungselektronik	84
8.3	Batterie	85
8.4	Konzepterarbeitung	86
8.5	Randbedingungen und Betriebspunktkenndaten	87
8.6	Kompressorauslegung	88
8.7	Zusammenfassung und Fazit der Kompressorauslegung	92
9	Schlussfolgerung und Ausblick	93
10	Symbolverzeichnis	94
10.1	Lateinische Symbole	94
10.2	Griechische Symbole	98
10.3	Abkürzungen und Begriffserklärung	98
11	Literaturverzeichnis	100
A1	Konzeptvarianten	103
A2	Vorauswahl Kältemittel	107
A3	Vereinfachtes Ablaufdiagramm Simulationsprogramm	108
A4	Kennfelder der Turbomaschine bei verschiedenen Betriebspunkten	109
A5	Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten für Detailauslegung des Turbokompressor-Prototyps: Kompaktklasse R1233zd(E)	114
A6	Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten Referenzfahrzeug Nissan Leaf mit Scroll-Kompressor: Golfklasse R1234yf	115
A7	Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten Konzept HSLU mit Scroll-Kompressor: Golfklasse R1234yf	117
A8	Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten für die Grobauslegung des Turbokompressors: Golfklasse R1234yf und R1234ze	118
A9	Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten für die Grobauslegung des Turbokompressors: Lkw R1234yf und R1234ze	121
A10	Abtauung mit Ventilatornachlauf	123
A11	Prüfstand WP/KKA-System	124

1 Einleitung

1.1 Ausgangslage

Der Individualverkehr ist einer der grössten Verursacher von CO₂-Emissionen und daher im Hauptfokus verschiedener nationaler und internationaler Initiativen zur Reduktion des CO₂-Ausstosses. Die Hauptstossrichtung zur Reduktion der CO₂-Emissionen des Individualverkehrs ist die Umstellung des Antriebsstrangs von Fahrzeugen in Richtung Hybrid- oder Elektroantrieb. Als Antriebsmöglichkeiten werden verschiedene Kombinationen von Batterien, Range Extender und Brennstoffzellen propagiert [1]. Bei sämtlichen zukünftigen Fahrzeugkonzepten haben Zusatzsysteme für die Sicherheit und den Komfort einen massgeblichen Einfluss auf die Reichweite, wobei das Heiz- und Klimatisierungssystem der grösste Zusatzverbraucher darstellt.

In heutigen auf dem Markt erhältlichen Elektrofahrzeugen werden für die Klimatisierung elektrisch angetriebene Klimakälteanlagen eingesetzt. Die verwendeten Kompressoren sind üblicherweise Taumelscheiben- oder Scrollkompressoren. Die Beheizung des Fahrgastraums erfolgt infolge geringer Abwärme des Elektromotors üblicherweise durch eine elektrische Beheizung mit PTC-Heizelementen (Positive Temperature Coefficient). Bei tiefen Umgebungstemperaturen im Bereich von unter 0°C kann die Reichweite von Elektrofahrzeugen mit konventioneller PTC-Heizung gegenüber einem Betrieb ohne Beheizung um bis zu 46% reduziert werden [2]. Bei Umgebungstemperaturen von 30°C verringert sich die Reichweite durch die Klimakälteanlage um bis zu 32% [3]. Diese Studien zeigen auf, dass nicht nur die Effizienz des Systems zur Beheizung des Fahrgastraumes, sondern auch die Effizienz der Klimaanlage einen massgeblichen Einfluss auf die Reichweite von Elektrofahrzeugen hat.

1.2 Ziele

Durch den Einsatz eines effizienten, kombinierten Wärmepumpen- und Klimakälteanlagensystem mit Radial-Turbokompressor (nachfolgend Turbo-WP/KKA-System genannt), können der elektrische Energieaufwand zur Beheizung und Kühlung des Fahrgastraums von Elektrofahrzeugen markant reduziert und so deren Reichweite erhöht werden.

Hauptziele dieses Projekts sind die technische Umsetzbarkeit des kombinierten Wärmepumpen- und Klimakälteanlagensystems mit elektrisch angetriebenen Turbokompressor für Elektrofahrzeuge zu prüfen, die energetischen Vorteile gegenüber Standardlösungen aufzuzeigen und anhand eines Laborsystems zu verifizieren. Das im Projekt betrachtete System umfasst in erster Linie den Kältemittelkreislauf. Diese Hauptziele werden in folgende Teilziele und erwartete Ergebnisse aufgeteilt:

- Die technischen Spezifikationen und Anforderungen für das Klimatisierungssystem für Elektrofahrzeuge werden für zwei unterschiedliche zu definierende Fahrzeugklassen (z.B. Kompakt- und Golfklasse) sowie für ebenfalls zu definierende typischen Heiz- und Kühlfälle erarbeitet. Daraus abgeleitet werden eine Liste mit Anforderungen und Spezifikationen für das Turbo-WP/KKA-System als Gesamtsystem sowie für die unterschiedlichen Teilkomponenten.
- Basierend auf dem Anforderungskatalog erfolgt mittels theoretischer Untersuchungen die Entwicklung und Auslegung eines praktisch umsetzbaren Turbo WP/KKA-Systems für den Einsatz in Elektrofahrzeugen. Diesbezüglich wird ein geeignetes Simulationsprogramm entwickelt.
- Das mit Hilfe des Simulationsprogramms berechnete Betriebsverhalten des entwickelten Turbo-WP/KKA-Systems wird mit einem theoretischen Referenzsystem bezüglich Effizienz, d.h. den Einfluss auf die resultierende Reichweite der Elektrofahrzeuge verglichen. Der Vergleich erfolgt für die berücksichtigten Fahrzeugklassen sowie für die zu definierenden typischen Heiz- und Kühlfälle:

- Das Referenzsystem basiert auf der Verwendung von Standardkomponenten mit einem Aufbau gemäss Fachliteratur (Klimakälteanlage mit elektrisch angetriebenem, volumetrisch förderdem Standardkompressor zur Kühlung und PTC-Zuheizer zur Beheizung). Die Festlegung der Spezifikationen des Referenzsystems erfolgt ebenfalls im Rahmen dieses Projekts. Die Ermittlung der Betriebscharakteristik dieses Systems erfolgt ebenfalls mittels Simulationen.
- Im Kühlbetrieb wird eine um 10% höhere Leistungszahl (COP) gegenüber Standardsystemen erwartet und damit der Energieverbrauch für die Fahrzeugklimatisierung um mindestens 10% reduziert. Für die Beheizung der Fahrgastzelle wird eine Leistungszahl von 3.0 bei 0°C Umgebungstemperatur erwartet. Weiter wird eine Gewichtsreduktion gegenüber dem Referenzsystem von mindestens 10% erwartet.
- Ein Prototyp des Turbo-WP/KKA-Systems wird im Labor der HSLU aufgebaut. Mit Hilfe des Prototyps erfolgt unter Berücksichtigung der definierten typischen Heiz- und Kühlfälle die experimentelle Bestätigung der Funktion und Effizienz des Systems. Erwartet werden folgende Ergebnisse:
 - Experimentelle Bestätigung einer vollständigen und einwandfreien Funktion in sämtlichen relevanten Betriebsfällen.
 - Experimentelle Bestätigung der erwarteten Effizienzwerte mit einer maximalen Abweichung der gemessenen gegenüber der gemäss theoretischer Auslegung erwarteten Leistungszahlen von +/- 10%.
- Die wissenschaftlich-technischen Grundlagen werden geschaffen, adressatengerecht dokumentiert und stehen für Anschlussprojekte bereit (z.B. Innosuisse-Projekt zur Realisierung eines Turbo-WP/KKA-Systems für den Einbau in ein Elektrofahrzeug).

1.3 Vorgehen

Zur Erreichung der beschriebenen Zielsetzung erfolgte die Bearbeitung in folgenden Arbeitspaketen:

I. Erarbeitung von Anforderungen und Spezifikationen

Es wird eine umfassende Literaturrecherche zum aktuellen Stand der Forschung bzgl. der theoretischen Beschreibung von Turbo-WP/KKA-Systemen durchgeführt und das Verständnis des Betriebsverhaltens eines der Umgebung ausgesetzten Fahrzeuges erarbeitet. Basierend auf der Recherche werden in einem weiteren Schritt die Spezifikationen und Anforderungen für das Klimatisierungssystem von Elektrofahrzeugen erarbeitet. Es werden drei Fahrzeugklassen (Kompakt, Golf und Lkw) und deren typische Heiz- und Kühlfälle definiert.

II. Theoretische Untersuchungen

Aufbauend auf dem erstellten Anforderungskatalog erfolgt mittels theoretischer Untersuchung die Entwicklung und Auslegung eines praktisch umsetzbaren Turbo-WP/KKA-Systems für den Einsatz in Elektrofahrzeugen. Dabei ist eine zentrale Herausforderung die Entwicklung eines Kältemittelkreislaufs des Turbo-WP/KKA-Systems unter Verwendung von Verdampfern mit Trockenexpansion, was zur Minimierung der Kältemittelfüllmenge unumgänglich ist. Dazu gehört auch die Wahl eines geeigneten Kältemittels für die Komponenten des Kältemittelkreislaufes – insbesondere für die Wärmeübertrager und den Kompressor. Für die Auslegung eines praktisch umsetzbaren Turbo-WP/KKA-Systems wird ein Simulationsprogramm entwickelt.

Das mit Hilfe des Simulationsprogramms berechnete Betriebsverhalten des entwickelten Turbo-WP/KKA-Systems wird mit einem Referenzsystem und der relativen Reichweite verglichen. Der Vergleich wird lediglich für die Golfklasse mit den Kältemitteln R1234yf sowie R1234ze durchgeführt.

Eine Machbarkeitsstudie für ein WP/KKA-System mit einem Turbokompressor für die Anwendung in elektrisch angetriebenen Lkws wird für die Kältemittel R1234ze und R1234yf durchgeführt. Dabei werden die Teilsysteme Kabine, Batterie, Antriebseinheit und Leistungselektronik miteinbezogen.

III. Auslegung WP/KKA-Prüfstand gemäss Pflichtenheft

Aus nachfolgenden Gründen wurde der Turbo-WP/KKA-Prüfstand *nicht* ausgelegt und realisiert. Die Untersuchungen im Zusammenhang mit der Entwicklung und Auslegung des Turbo-WP/KKA-Systems zeigt, dass eine praktische Umsetzung des vielversprechenden Konzepts mit dem ausgewählten Kältemittel R1233zd(E) kaum möglich ist. Grund dafür sind die resultierenden grossen Abmessungen der Wärmeübertrager (Verdampfer und Kondensator), die beschränkte Verfügbarkeit geeigneter Komponenten sowie die Problematik, dass eine über den Kältemittelkreislauf realisierte Umschaltung zwischen Heizen und Kühlen nur durch den Einsatz von teuren, motorisch angetriebenen 2-Weg- oder 3-Weg-Ventilen realisiert werden kann. Weiter zeigen die theoretischen Untersuchungen, dass ein Heizbetrieb unter 0°C aufgrund des beschränkten Einsatzkennfelds des Turbokompressors nicht möglich ist.

IV. Auslegung und Aufbau Turbokompressor-Prüfstand

Zur Messung der Betriebscharakteristik des Turbokompressors wird bei Celeroton im Rahmen des Projektes ein Prüfstand entwickelt und aufgebaut. Mit diesem Prüfstand können Messpunkte des Turbokompressors unabhängig vom Kältemittelkreislauf des Turbo-WP/KKA-Systems aufgenommen werden. So kann die Betriebscharakteristik des Turbokompressors inklusive Pump- und Schluckgrenze ermittelt werden. Der Prüfstand ist mit präziser Messtechnik und Sensorik ausgestattet, um die Betriebscharakteristik mit hoher Genauigkeit experimentell zu ermitteln.

V. Auslegung Turbo-WP/KKA-System

Basierend auf den definierten Anforderungen werden die Komponenten des Kältemittelkreislaufs ausgelegt und evaluiert. Die Komponenten des kombinierten Turbo-WP/KKA-Systems werden so dimensioniert und ausgewählt, dass unabhängig vom jeweiligen Betriebsfall (Heizen, Kühlen) ein einwandfreier Betrieb gewährleistet werden kann.

VI. Auslegung und Fertigung Turbokompressor

Von der Celeroton AG aus Volketswil wird ein ölfreier Turbokompressor-Prototyp für das Kältemittel R1233zd(E) in der Kompaktklasse realisiert, welcher die im Pflichtenheft definierten Anforderungen erfüllt. Es werden Anpassungen der Auslegungstools, Optimierung des Strömungskanals, Auslegung des Antriebsmotors sowie des Kompressor-Gehäuses (Verkapselung, Kühlung, Durchführungen usw.) gemacht. Zur Ansteuerung des Antriebsmotors des Turbokompressors wird ein Frequenzumrichter von Celeroton verwendet. Die Lagerung der Kompressorwelle ist mit Kugellagern mit einer maximalen Betriebszeit von ca. 100 h realisiert.

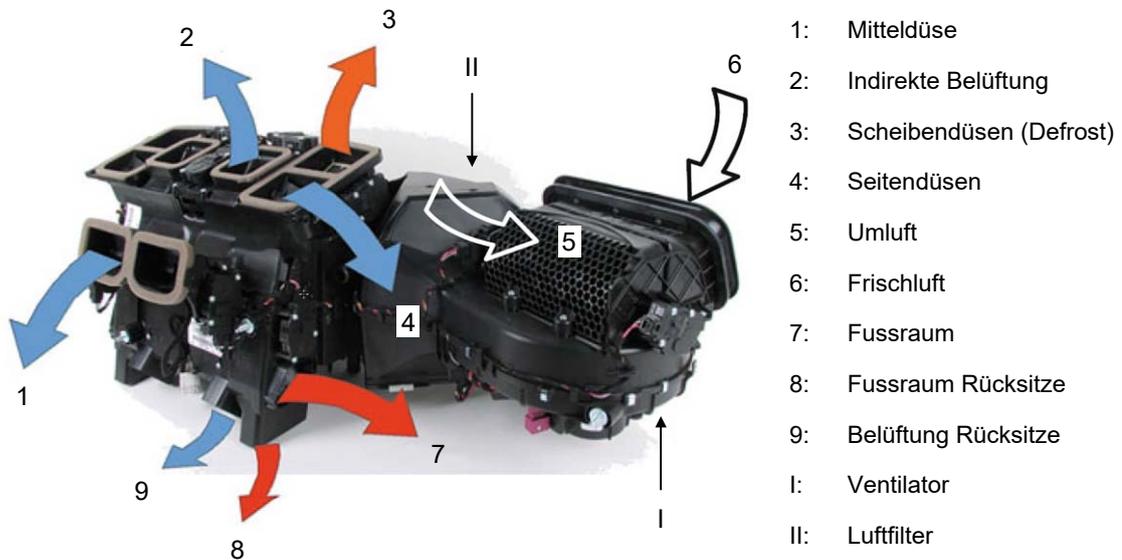


Abbildung 2: Darstellung eines Standard-Luftkonditionierungssystems [8]

Das Motorkühlmittel hat eine Temperatur von ca. 90°C. Durch das hohe Temperaturniveau kann der Wärmeübertrager kleiner als der Verdampfer der Klimakälteanlage ausgelegt werden. Mit der Temperaturmischklappe (V) in Abbildung 3 wird der Massenstrom der Aussenluft (AUL) (2) aufgetrennt, so dass nur ein Teil durch den Wärmeübertrager der Heizung gelangt. Durch das anschliessende Mischen der aufgetrennten Massenströme ergibt sich die gewünschte Mischtemperatur. Die Luft wird anschliessend durch die Klappensteuerung (3-5) der Scheiben-, Mittel- oder Fussdüsen als Zuluft (ZUL) zugeführt. Um ein schnelles Aufheizen oder Abkühlen zu gewährleisten, kann die Aussenluft grösstenteils durch Umluft (UML) (1) aus dem Fahrgastraum ersetzt werden. Weitere Vorteile des Umluftbetriebes sind das Einsparen von Kühl- oder Heizleistung sowie die Reduzierung von Schadstoffen und Gerüchen, die in der Aussenluft vorhanden sind (z.B. bei Tunnelfahrten).

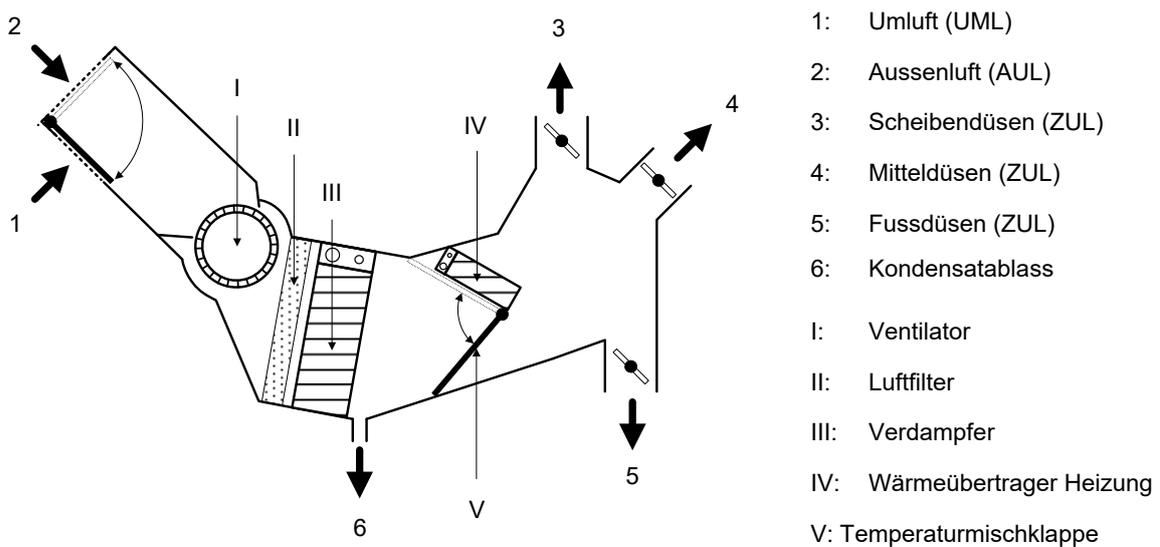


Abbildung 3: Schematisch vereinfachte Darstellung eines Standard-Luftkonditionierungssystems

2.1.3 Klimakälteanlage von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor

Ein wichtiger Teil der Fahrzeugklimatisierung stellt die Klimakälteanlage dar. Durch Abkühlen der Frisch- und/oder Umluft wird die Fahrzeuginnenraumtemperatur gesenkt und so die Komforttemperatur erreicht. Eine weitere Funktion der Klimakälteanlage stellt die Entfeuchtung der Luft dar. Durch Partial-kondensation wird aufgrund der Taupunktunterschreitung Wasserdampf aus der Luft ausgeschieden. In Abbildung 4 ist der prinzipielle Aufbau eines Kältemittelkreislaufes einer Kompressionskälteanlage in einem Fahrzeug dargestellt. Der Kältekreislauf unterscheidet sich grundsätzlich nicht von dem einer Kompressionswärmepumpe.

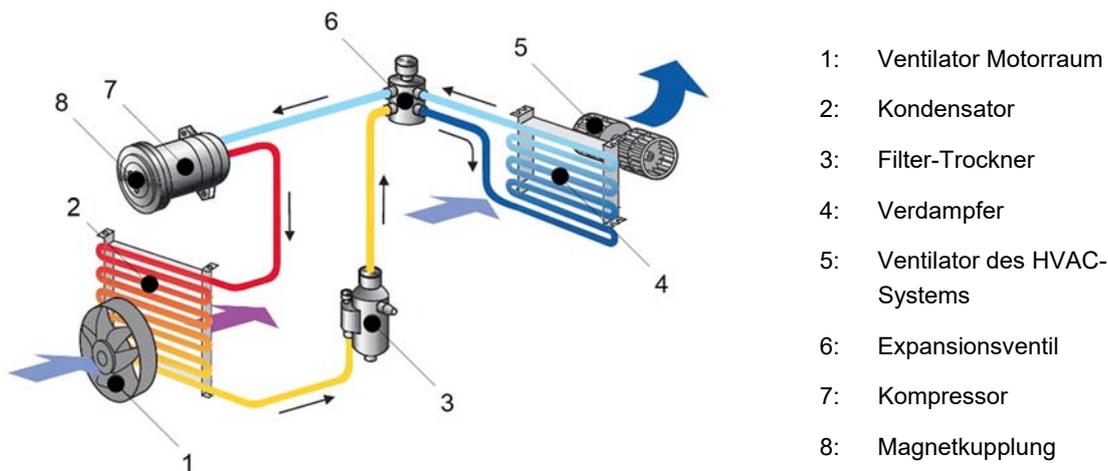


Abbildung 4: Exemplarische Darstellung eines Klimakältekreislaufes eines Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor [9]

Der Kompressor (7) saugt das überhitzte Kältemittel an und verdichtet es. Im Kondensator (2) wird das gasförmige Kältemittel isobar abgekühlt, verflüssigt, unterkühlt und dadurch Wärme abgeführt. Der nachfolgende Filtertrockner (3) nimmt allfällige Verunreinigungen und Wasser aus dem Kreislauf auf. Anschliessend kühlt sich das Kältemittel durch die isenthalpe Expansion im Expansionsventil (6) ab. Im Verdampfer wird dem Kältemittel Wärme zugeführt und kühlt somit die Frisch- und/oder Umluft ab, welche anschliessend dem Fahrgastraum zugeführt wird. Die minimale Luftaustrittstemperatur sollte am Verdampfer 2°C nicht unterschreiten, um Eisbildung am Verdampfer zu vermeiden [8]. Der Kreisprozess der Kälteanlage ist in Kapitel 3.1 detailliert dargestellt. Der Kompressor (7) wird über eine Riemenscheibe mithilfe eines Riementriebes direkt von der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors mit der jeweiligen Motordrehzahl angetrieben. Der Kraftschluss kann durch die Magnetkupplung (8) geschlossen oder unterbrochen werden. Bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen wird der Klimakompressor meistens von drehzahlgeregelten Elektromotoren angetrieben.

2.1.4 Heizsystem von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor

Fahrzeuge mit Verbrennungsmotoren beheizen den Fahrzeuginnenraum mit der Motor-Abwärme. In Abbildung 5 ist der prinzipielle Aufbau des Heizsystems eines herkömmlichen Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor (7) dargestellt. Das warme Motorkühlmittel wird durch die Kühlmittelpumpe (8) dem Thermostat (3) zugeführt, der den Durchfluss zum Frontkühler (1) regelt. Die Aufgabe des Thermostates besteht darin, die Kühlmitteltemperatur auf einer konstanten Temperatur von ca. 90°C zu halten. Dies geschieht über ein im Thermostat eingebautes Ventil, das den Massenstrom zum Frontkühler regelt. Ein Teil des warmen Kühlmittels wird vor dem Thermostat abgezweigt und über ein Regelventil (4) dem Wärmeübertrager (5) im HVAC-System zugeführt.

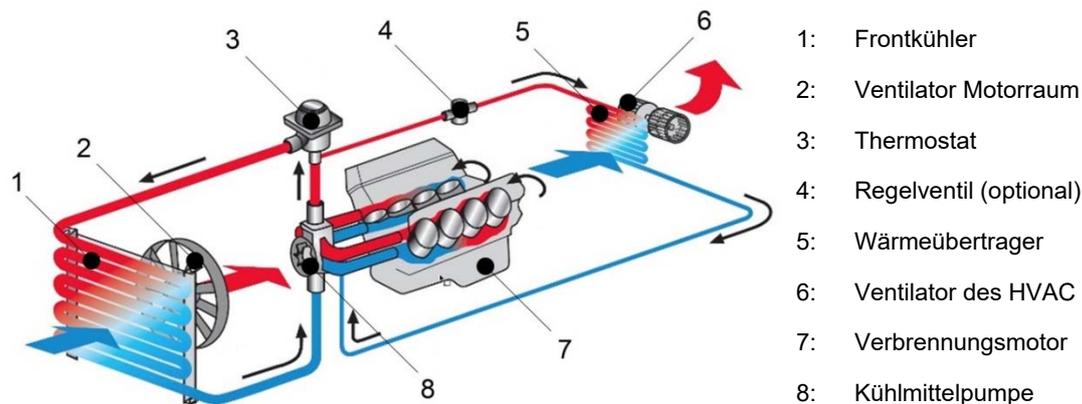


Abbildung 5: Exemplarische Darstellung eines gängigen Heizsystems eines Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor [9]

2.2 Klimatisierungssysteme von Elektrofahrzeugen

2.2.1 Referenzfahrzeuge mit elektrischen Antriebsstrang

Die Anzahl an verschiedenen Elektrofahrzeug-Modellen ist derzeit noch überschaubar. Eine Übersicht von heute auf dem Markt befindlichen Elektrofahrzeuge ist in Tabelle 1 zu finden. In der Tabelle ist unter anderem der Produktionsstart (SoP: Start of Production) des aufgeführten Modells, die Ausführung der Heizung und der Klimaanlage sowie das Innenraumvolumen aufgelistet, sofern die Daten verfügbar sind. Es zeigt sich, dass alle Modelle den Fahrgastraum mit einer elektrisch angetriebenen Klimakälteanlage (KKA) kühlen. Grosse Unterschiede sind aber bei der Heizung vorzufinden. So beheizt der Mitsubishi i-MiEV den Fahrgastraum, indem dieser einen Wasserkreislauf mittels elektrischer Widerstandsheizung erhitzt und die Wärme mit dem im HVAC-System eingebauten Wärmeübertrager an die in den Fahrgastraum strömende Zuluft abgibt. Andere Modelle wie der Renault Fluence erwärmen die Luft direkt mit einer elektrischen Widerstandsheizung (PTC-Heizung), die im HVAC-System eingebaut ist. Wie in der Tabelle ersichtlich ist, existieren auch schon erste Modelle mit einem kombinierten Wärmepumpen- und Klimakälteanlagen-System. Die Verwendung einer Wärmepumpe für die Beheizung des Fahrgastraums wird meist nur als Zusatzausstattung gegen Aufpreis angeboten. Die Fahrzeugmodelle mit Wärmepumpe heizen aufgrund der Vereisungs- oder Verrostungsgefahr des Verdampfers nur bis Umgebungstemperaturen von 0°C mit der Wärmepumpe. Bei tieferen Temperaturen wird hier ebenfalls eine Widerstandsheizung eingesetzt.

	BMW i3	Mitsubishi i-MiEV	Nissan Leaf	Renault Fluence	Renault Zoe
Produktionsstart (SoP)	2013	2009	2013	2012	2013
Heizung	Elektrisch (Wasser), Wärmepumpe	Elektrisch (Wasser)	Elektrisch (Luft), Wärmepumpe	Elektrisch (Luft)	Elektrisch (Luft), Wärmepumpe
Kühlung	Elektrische KKA	Elektrische KKA	Elektrische KKA	Elektrische KKA	Elektrische KKA
Vorkonditionierung an der Steckdose	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja
Innenraum-Volumen	-	2.4 m ³	2.6 m ³	-	-
Sitzplätze	4	4	5	5	5

	Smart ED	Tesla Model S	VW e-UP!	VW e-Golf	Mercedes Benz B-Klasse ED
SoP	2012	2012	2013	2014	2014
Heizung	Elektrisch (Luft)	Elektrisch (Luft und Wasser)	Elektrisch (Wasser)	Elektrisch, Wärmepumpe	Elektrisch (Wasser)
Kühlung	Elektrische KKA	Elektrische KKA	Elektrische KKA	Elektrische KKA	Elektrische KKA
Vorkonditionierung an Steckdose	Ja	Ja	Ja	Ja	Ja
Innenraum-Volumen	1.3 m ³	2.7 m ³	-	2.6 m ³	3.3 m ³
Sitzplätze	2	5	4	5	5

Tabelle 1: Übersicht von einigen auf dem Markt erhältlichen Elektrofahrzeugen mit Heiz- und Kühlprinzip [10]

2.2.2 Analyse bestehender Systeme

Der Aufbau der Klimatisierungssysteme mit Wärmepumpe unterscheidet sich grundlegend zwischen den einzelnen Fahrzeugen. Nachfolgend werden zwei Elektrofahrzeuge genauer betrachtet. Es werden die Klimatisierungssysteme des BMW i3 und des Renault Zoe gegenübergestellt und in den folgenden Abschnitten beschrieben.

BMW i3

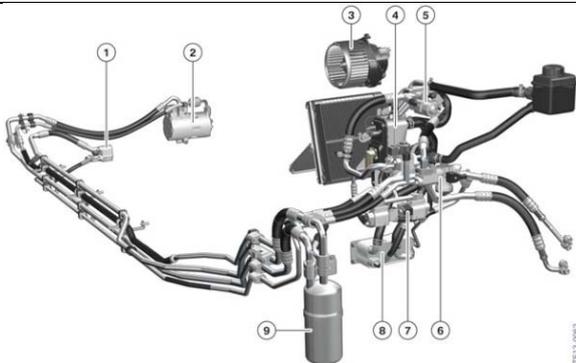


Abbildung 6: Klimatisierungssystem des BMW i3 [11]

- Wärmepumpenmodul optional (Kältemittel R134a)
- Kühlung der Batterie mittels Kältemittel
- Wärmeabgabe von der Wärmepumpe an die Zuluft zum Fahrgastraum erfolgt über zusätzlichen Zwischenkreislauf mit Wasser/Glykol-Gemisch
- Zusätzlich zum Heiz- oder Kühlbetrieb gleichzeitiges Heizen und Kühlen mittels Wärmepumpe möglich, d.h. Entfeuchtungsbetrieb

Renault Zoe



Abbildung 7: Renault Zoe mit Klimatisierungssystem [12]

- Wärmepumpenmodul optional (Kältemittel R1234yf)
- Kühlung der Batterie mit Luft
- Wärmeabgabe von der Wärmepumpe an die Zuluft zum Fahrgastraum erfolgt über kältemitteldurchströmten Wärmeübertrager
- Heizen oder Kühlen mittels Wärmepumpe möglich

2.2.3 Klimatisierungssystem BMW i3

In Abbildung 8 ist das Klimatisierungssystem des BMW i3 schematisch dargestellt. Es verfügt über einen Kältemittelkreislauf mit dem Kältemittel R134a und einen Scrollkompressor, einen Wasser/Glykol-Kreislauf, insgesamt fünf Wärmeübertrager (WÜ), ein Heizelement (gekennzeichnet mit PTC), eine Pumpe und mehrere Ventile zum Umschalten zwischen verschiedenen Betriebsmodi (Heizen, Kühlen und Entfeuchten der Fahrgastzelle) [11]. Der Entfeuchtungsbetrieb ist eine Kombination aus Kühl- und Heizvorgang, der die Zuluft (ZUL) mit dem WÜ_{HVAC1} abkühlt, durch Partialkondensation entfeuchtet und anschließend mit dem WÜ_{HVAC2} erwärmt.

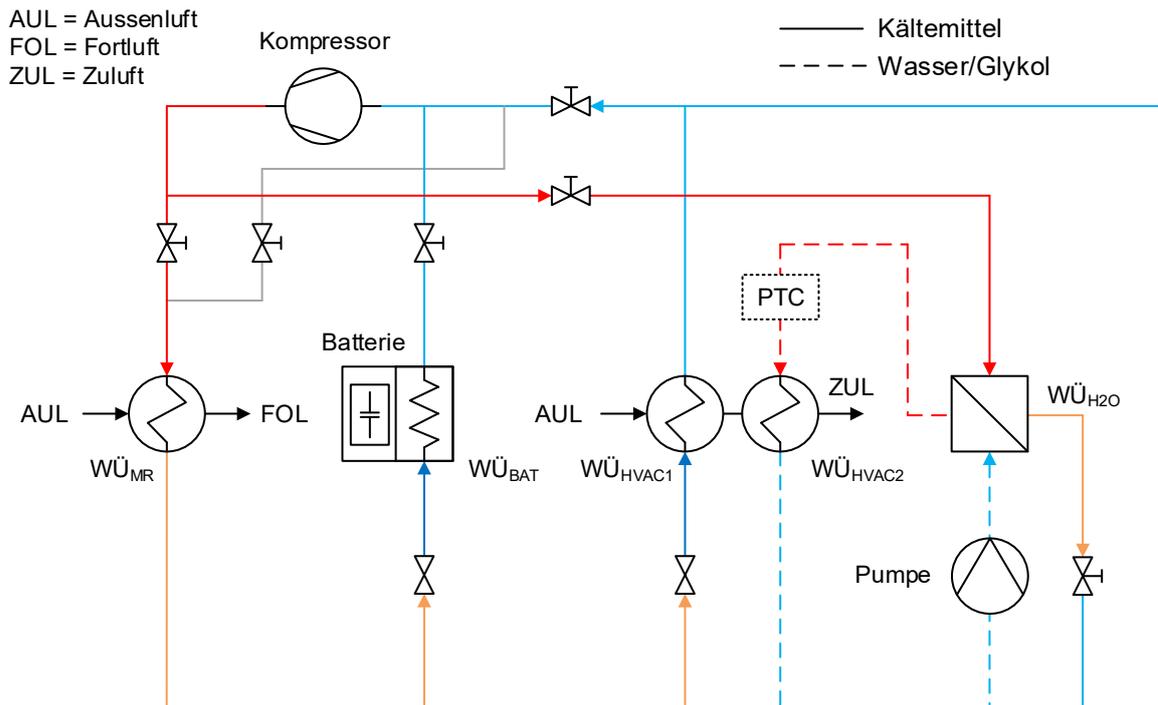


Abbildung 8: Schema des BMW i3 Klimatisierungssystems dargestellt im Entfeuchtungsbetrieb (angepasst aus [11])

Das elektrische Heizelement (PTC) im Wasser/Glykol-Kreislauf mit einer elektrischen Leistung von bis zu 5.5 kW wird benötigt, falls die übertragene Wärme vom Kältemittel- an den Wasser/Glykol-Kreislauf im Wärmeübertrager WÜ_{H2O} nicht ausreicht, um die Zuluft auf die gewünschte Temperatur zu erwärmen. Damit die Batterie vor Überhitzung geschützt ist, kann sie über den integrierten Wärmeübertrager (WÜ_{BAT}) mit dem Kältemittel gekühlt werden. Die Batterie kann so als Wärmequelle genutzt werden. Der WÜ_{MR} dient im Kühlbetrieb als Wärmesenke und im Heizbetrieb als Wärmequelle.

2.2.4 Klimatisierungssystem Renault Zoe

Das Klimatisierungssystem des Renault Zoe ist in Abbildung 9 schematisch dargestellt. Es verfügt über weniger Komponenten verglichen mit dem Klimatisierungssystem des BMW i3, da keine Batteriekühlung integriert und kein zusätzlicher Wasser/Glykol-Kreislauf für die Beheizung der Fahrgastzelle eingebaut ist. Im Wärmepumpenkreislauf wird das Kältemittel R1234yf eingesetzt. Die eingezeichneten Farben zeigen den Kühlbetrieb. Die Zuluft (ZUL) zum Fahrgastraum wird durch den WÜ_{HVAC1} gekühlt. Als Wärmesenke dient der Wärmeübertrager im Motorraum (WÜ_{MR}), der die Wärme an die Aussenluft (AUL) abgibt. Der Wärmeübertrager WÜ_{HVAC2} wird zwar mit dem Kältemittel durchströmt, jedoch wird keine Wärme abgeführt, da die Luftzufuhr vom WÜ_{HVAC1} herkommend unterbrochen ist [12].

Im Heizbetrieb dient der Wärmeübertrager $W\ddot{U}_{MR}$ als Wärmequelle und der Wärmeübertrager $W\ddot{U}_{HVAC2}$ als Wärmesenke, d.h. die Zuluft zur Fahrgastzelle wird durch den $W\ddot{U}_{HVAC2}$ erwärmt. Dabei strömt die Aussenluft durch den $W\ddot{U}_{HVAC1}$, ohne dass diese durch das Kältemittel gekühlt wird. Dies wird erreicht, indem das Kältemittel nicht mehr durch den $W\ddot{U}_{HVAC1}$ geführt, sondern vorgängig durch das Bypassventil direkt zum Verdichter geleitet wird.

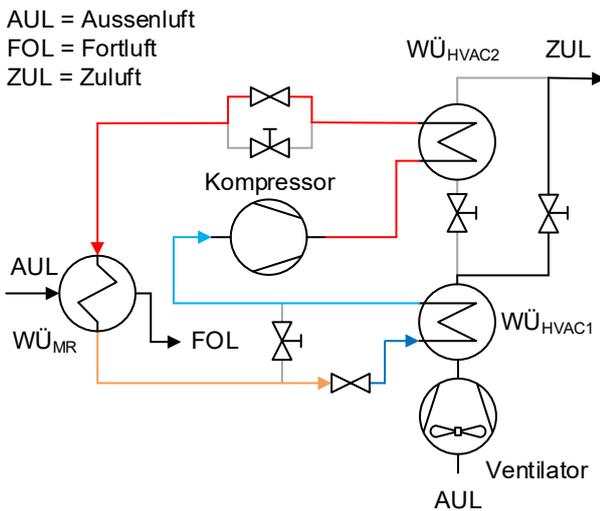


Abbildung 9: Schema des Renault Zoe Klimatisierungssystems dargestellt im Kühlbetrieb (angepasst aus [12])

2.3 Energieverbrauch und Reichweitenermittlung

Der Energieverbrauch sowie die resultierende Reichweite werden mit dem NEFZ (*Neuer Europäischer Fahrzyklus*) ermittelt [13]. Der Zyklus ist in Abbildung 10 dargestellt. Er besteht aus 15 Minuten Stadt- sowie 5 Minuten Überlandfahrt auf dem Rollenprüfstand. Die Zykluslänge beträgt 11 km bei einer durchschnittlichen Geschwindigkeit von 34 km/h. Dabei werden die Einflüsse von Sonderausstattung und der Fahrzeugklimatisierung *nicht* berücksichtigt.

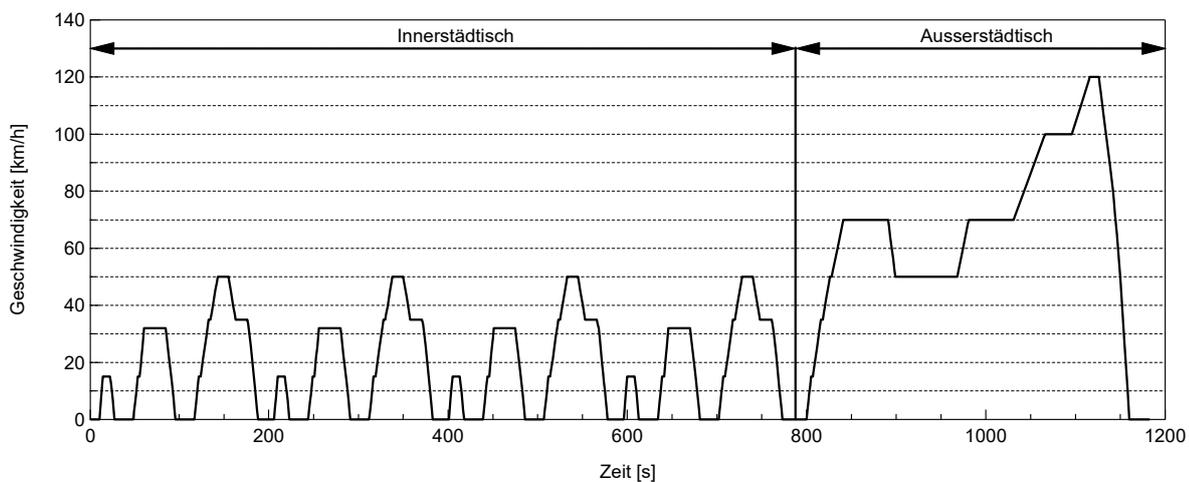


Abbildung 10: Geschwindigkeitsprofil des neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) [13]

Tabelle 2 zeigt den Vergleich zwischen dem NEFZ und *Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure* (WLTP [13]), welcher ab dem 1. September 2018 für alle neu zugelassenen Pkws und leichte Nutzfahrzeuge verpflichtend ist. Änderungen gibt es in der Zykluszeit, Stadtanteil, Zykluslänge, mittlere

Geschwindigkeit und in der Sonderausstattung. Auch beim neuen WLTP-Zyklus wird die Klimatisierung des Fahrzeuges *nicht* berücksichtigt.

	NEFZ	WLTP
Zykluszeit	20 min	30 min
Standzeitanteil	25 %	13 %
Zykluslänge	11 km	23.25 km
Geschwindigkeit	Mittel: 34 km/h, Maximal: 120 km/h	Mittel: 46.5 km/h, Maximal: 131 km/h
Antriebsleistung	Mittel: 4 kW, Maximal: 34 kW	Mittel: 7.5 kW, Maximal: 47 kW
Einfluss Sonderausstattung und Klimatisierung	Wird nicht berücksichtigt	Sonderausstattung werden für Gewicht, Aerodynamik und Bordnetzbedarf (Ruhestrom) berücksichtigt, keine Klimatisierung

Tabelle 2: Vergleich der Testzyklen NEFZ und WLTP [13]

2.3.1 Reichweitenermittlung NEFZ

Die Reichweite wird mithilfe des kompletten NEFZ-Zyklus ermittelt. Dabei wird der Zyklus solange wiederholt, bis eines der folgenden Abbruchkriterien eintritt:

- Das Fahrzeug eine Aufforderung zum Anhalten des Fahrzeuges anzeigt.
- Eine Sollgeschwindigkeit von 50 km/h nicht mehr erreicht werden kann.
- Wenn bei Geschwindigkeiten grösser als 50 km/h die vorgeschriebene Beschleunigung oder die Höchstgeschwindigkeit nicht erreicht wird.

Die zurückgelegte Distanz beim Abbruch der Messung entspricht der Reichweite [14].

2.3.2 Ermittlung kombinierter Energieverbrauch

Zur Ermittlung des kombinierten Energieverbrauchs in kWh/100 km, analog zum Kraftstoffverbrauch von Verbrennungsmotoren in l/100 km, wird der innerstädtische Teil des NEFZ-Zyklus achtmal und der ausserstädtische Teil zweimal durchlaufen [14].

Bei jedem Vergleich von Werten zum Energieverbrauch und zur Reichweite ist Vorsicht geboten; es muss exakt darauf geachtet werden, mit welchem Testzyklus die Werte ermittelt wurden.

2.3.3 Reichweiten aktueller Elektrofahrzeuge nach NEFZ

In Tabelle 3 sind Energieverbrauch, maximale Reichweite und Batteriekapazität von derzeit auf dem Markt befindlicher Elektrofahrzeuge nach dem NEFZ-Zyklus aufgeführt.

	BMW i3	Mitsubishi i-MiEV	Nissan Leaf	Renault Fluence ZE	Renault Zoe
Maximale Reichweite [km]	190	160	199	185	240
Kombinierter Energieverbrauch [kWh/100 km]	12.9	12.5	15.0	14.0	14.6
Batteriekapazität [kWh]	18.8	16.0	24.0	22.0	22.0

	Smart ED	Tesla Motors Model S 70D	VW e-UP!	VW e-Golf	Mercedes Benz B-Klasse ED
Maximale Reichweite [km]	145	470	160	190	200
Kombinierter Energieverbrauch [kWh/100 km]	15.1	21.7	11.7	12.7	16.6
Batteriekapazität [kWh]	17.6	70.0	18.7	24.2	28.0

Tabelle 3: Übersicht von einigen auf dem Markt befindlicher Elektrofahrzeuge mit Reichweiten und Verbrauchsangaben [10]

2.3.4 Reichweitenreduktion durch das HVAC-System bei Elektrofahrzeugen

Die Reichweitenreduktion durch das Klimatisierungssystem ist stark von der Aussenlufttemperatur und der Solarstrahlung abhängig. In einer Studie des Österreichischen Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK) und des Österreichischen Automobil-, Motorrad und Touring Clubs (ÖAMTC) wurde die Reichweitenreduzierung bei unterschiedlichen Aussenlufttemperaturen und einer vordefinierten simulierten Teststrecke untersucht [3]. Diese Studie wurde am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien (TU Wien) durchgeführt. Neben der Reichweitenreduktion infolge des Heiz- und des Kühl-Systems wurde auch der Entlade- und Ladeverlust der Batterie sowie der Energieverbrauch in Abhängigkeit der Fahrsituation (Innerstädtisch, Ausserstädtisch, Autobahn und weitere) untersucht.

Die Messung der Reichweitenreduktion wurde auf einem temperierten Teststand ohne solare Einstrahlung mit dem vom ADAC definierten Eco-Test Fahrzyklus [15] durchgeführt. Dieser Fahrzyklus setzt sich aus dem NEFZ, dem WLTP sowie dem ADAC-Autobahnzyklus zusammen. Wie in Tabelle 4 zu erkennen ist, nimmt die Reichweite bei der Beheizung des Fahrgastraums auf 22°C und einer Umgebungstemperatur von 0°C um bis zu 32% ab.

Reichweite: <ul style="list-style-type: none"> • Ohne solare Strahlungswärme • ± 2% Fahrbahnneigung • 22°C Innenraumtemperatur 	Umgebungstemperatur			Reichweitenreduktion im Heizfall (0°C) und im Kühlfall (30°C)
	30°C Kühlfall mit Klimaanlage	20°C Ohne Heizung und ohne Klimaanlage	0°C Heizfall mit Heizung	
Mitsubishi i-MiEV	101 km	108 km	73 km	-32% (Heizfall) - 6% (Kühlfall)
Mercedes Benz A-Klasse E-Cell	147 km	175 km	126 km	-28% (Heizfall) -16% (Kühlfall)
Smart Fortwo Electric Drive	97 km	125 km	89 km	-29% (Heizfall) -22% (Kühlfall)
Nissan Leaf	95 km	101 km	78 km	-23% (Heizfall) - 3% (Kühlfall)

Tabelle 4: Reichweitenreduktion im Fall Kühlen oder Heizen (mit dem ADAC Eco-Test ohne Strahlungswärme) [3]

2.4 Kompressorbauarten

2.4.1 Taumelscheibenkompressor

In Klimakälteanlagen von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor werden Axialkolbenverdichter mit Taumelscheibe (Abbildung 11) verwendet. Taumelscheibenkompressoren arbeiten volumetrisch fördernd mit mehreren kreisförmig angeordneten Zylindern, die mit Verbindungsstangen mit der Taumelscheibe (8) verbunden sind. Durch die Verringerung des Volumens mithilfe des Kolbens erhöhen sich der Druck und die Temperatur des Kältemittels. Dazu wird die Drehbewegung durch die schräg stehende Taumelscheibe in eine Hubbewegung umgewandelt.

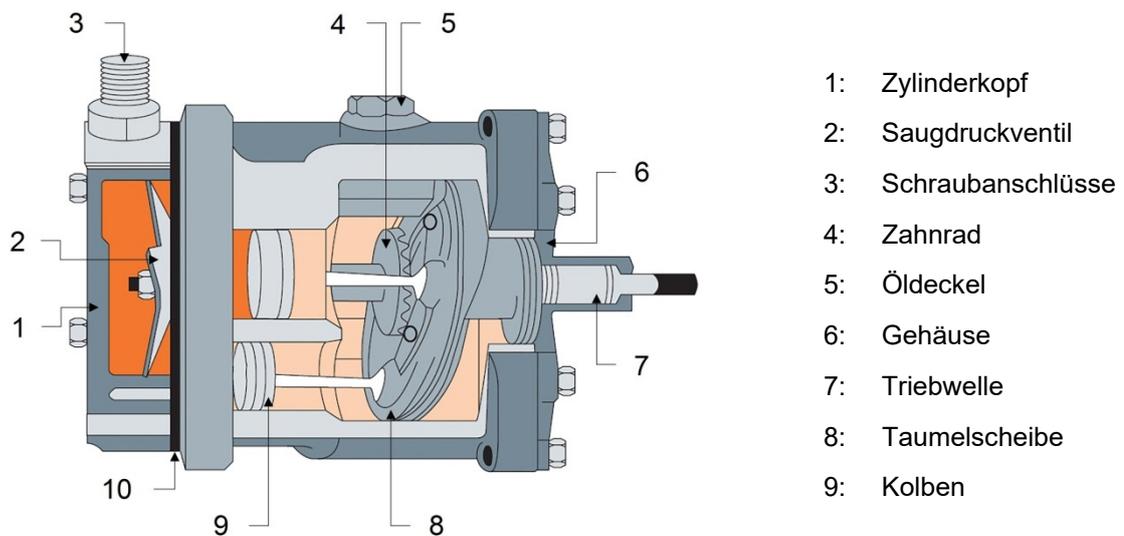


Abbildung 11: Schnittdarstellung Taumelscheibenkompressors für Fahrzeug-Klimakälteanlagen [16]

Das Ansaugen und der Ausstoß des Kältemittels erfolgt über Bohrungen mit Ventilen im Zylinderkopf. Durch Regelung des Kurbelgehäusedruckes kann die Schrägstellung der Taumelscheibe beeinflusst werden. Somit kann der geförderte Kältemittelmassenstrom abhängig von der Schrägstellung stufenlos verändert werden, was eine Leistungsregelung erlaubt. Dabei werden intern und extern geregelte Verdichter unterschieden. Bei intern geregelten Verdichtern wird auf einen fest eingestellten Saugdruck und damit auf eine konstante Verdampfungstemperatur geregelt. Bei extern geregelten Verdichtern wird durch ein Regelventil der Kurbelgehäusedruck so geregelt, dass sich die Verdampfungstemperatur bedarfsgerecht und somit kraftstoffsparend einstellt [8].

2.4.2 Scrollkompressor

Mit der Elektrifizierung von Fahrzeugen kommen elektrisch angetriebene Scrollkompressoren zum Einsatz. Scrollkompressoren sind zweiflutig ausgeführt, zwei gegenüberliegende Kammern saugen das Kältemittel an und verdichten es in den sichelförmigen Kammern zur Mitte hin, wo sich der Auslass befindet. Aufgrund des Druckaufbaus in zwei gegenüberliegenden Kammern ergeben sich nur geringe radiale Kräfte für die Welle. Verglichen mit Hubkolbenverdichtern ergeben sich geringe zeitliche Druckgradienten und ein geräusch- und vibrationsarmer Betrieb [17].

3 Grundlagen

3.1 Kreisprozess der Wärmepumpe und Kälteanlage

Die Wärmepumpe oder Kälteanlage besteht im Wesentlichen aus vier Bauteilen: Kompressor, Kondensator, Expansionsventil und Verdampfer (siehe Abbildung 12), welche durch Kältemittelleitungen miteinander verbunden sind. Die Arbeitsweise der Wärmepumpe und Kälteanlage ist grundsätzlich identisch. Idealisiert betrachtet arbeiten sie nach dem linkslaufenden Kreisprozess nach Clausius und Rankine.

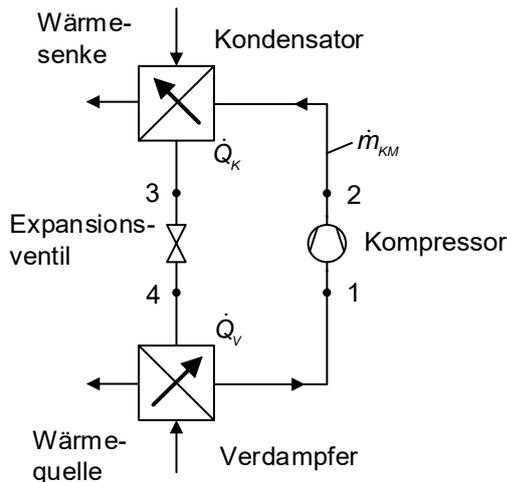


Abbildung 12: Vereinfachtes Schema einer Wärmepumpe/Kälteanlage mit den vier grundlegenden Bauteilen

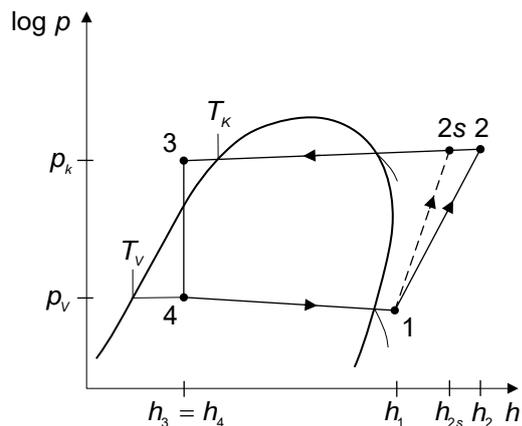


Abbildung 13: Realer linkslaufender Kreisprozess einer Wärmepumpe/Kälteanlage im log p,h-Diagramm

In Abbildung 13 ist der Verlauf des realen Kreisprozesses schematisch aufgezeigt. Die dazugehörigen Zustandsänderungen des realen Kreisprozesses verlaufen wie folgt:

- 1 → 2: adiabate, dissipationsbehaftete (polytrope) Verdichtung des gasförmigen Kältemittels
- 2 → 3: Wärmeabgabe im Kondensator mit Kondensatunterkühlung und Druckverlust
- 3 → 4: adiabate (isenthalpe) Drosselung
- 4 → 1: Wärmezufuhr im Verdampfer mit Sauggasüberhitzung und Druckverlust

3.2 Bilanzierungen der einzelnen Wärmepumpen-Komponenten

Die Erhaltung der Energie beschrieben durch den 1. Hauptsatz der Thermodynamik führt zu folgender allgemeiner Bilanzgleichung:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{\alpha} \dot{E}_{\alpha} - \sum_{\omega} \dot{E}_{\omega} \quad (3-1)$$

Die in ein Bilanzgebiet ein- und austretenden Energieströme \dot{E} setzen sich zusammen aus den Enthalpieströmen $\dot{H} = \dot{m} \cdot h$, den kinetischen Energieströmen $\dot{E}_{kin} = \dot{m} \cdot c^2 / 2$, den potenziellen Energieströmen $\dot{E}_{pot} = \dot{m} \cdot g \cdot z$, den mechanischen Leistungen P_{mech} , den elektrischen Leistungen P_{el} und den Wärmeströmen \dot{Q} .

Somit lautet die Leistungsbilanzgleichung für instationäre Systeme ohne chemische Reaktionen in der allgemeinen Form:

$$\frac{dE}{dt} = \sum P - \sum \dot{Q} + \sum_{\alpha} \dot{m}_{\alpha} \cdot \left(h_{\alpha} + \frac{c_{\alpha}^2}{2} + g \cdot z_{\alpha} \right) - \sum_{\omega} \dot{m}_{\omega} \cdot \left(h_{\omega} + \frac{c_{\omega}^2}{2} + g \cdot z_{\omega} \right) \quad (3-2)$$

Alle Bilanzgebiete, bezeichnet als Systemgrenzen (SG), sind in Abbildung 3 abgebildet. Nachfolgend wird auf die einzelnen Systemgrenzen und deren Bilanzierung eingegangen, dabei werden Wärmeverluste, kinetische und potenzielle Energien vernachlässigt. Für die Bilanzen wird ein stationärer Betriebszustand, d.h. ohne zeitliche Änderungen $dE/dt = 0$, betrachtet.

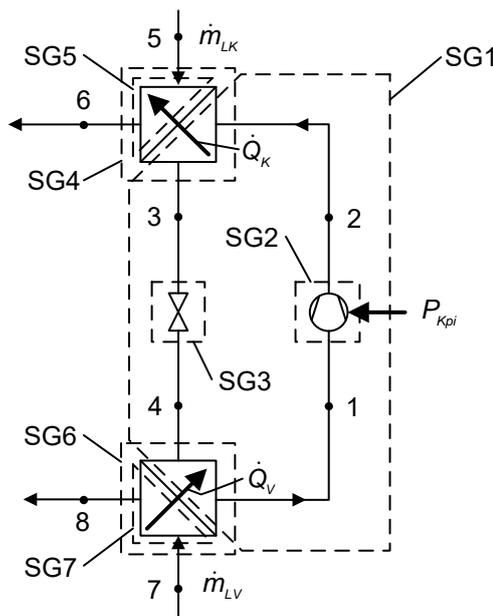


Abbildung 14: Darstellung der Bilanzgrenzen der Wärmepumpe/Kälteanlage und deren Komponenten

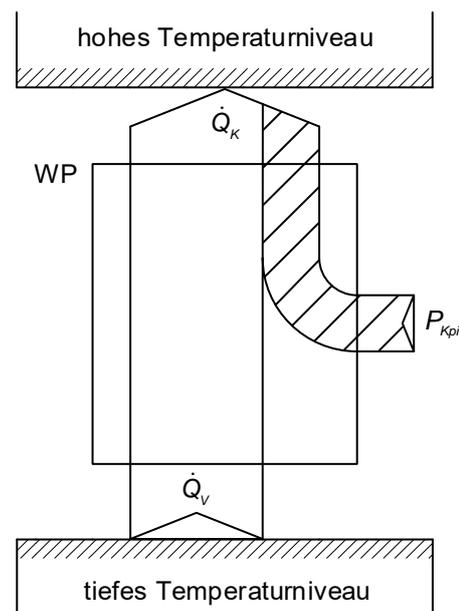


Abbildung 15: Energieflussbild einer Wärmepumpe

Energiebilanz Wärmepumpe (SG1, innere Bilanzierung, d.h. Arbeitsfluid):

Vom tiefen Temperaturniveau der Quelle fließt der Wärmestrom \dot{Q}_V über die Systemgrenze, das Kältemittel verdampft. Das gasförmige Kältemittel wird mit dem Kompressor auf das höhere Temperaturniveau gebracht und anschliessend kondensiert anschliessend in Kondensator. Der Aufwand des Kompressors ist die Kompressorleistung P_{Kpi} . Die Energiebilanz der Systemgrenze 1 lautet:

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_V + P_{Kpi} \quad (3-3)$$

Gleichung (3-3) kann auch durch den Kältemittelmassenstrom und die Enthalpiedifferenzen des Kältemittels im Kondensator, Verdampfer und Kompressor ausgedrückt werden:

$$\dot{m}_{KM} (h_2 - h_3) = \dot{m}_{KM} (h_1 - h_4) + \dot{m}_{KM} (h_2 - h_1) \quad (3-4)$$

Energiebilanz Kompressor (SG2):

Der Kompressor erhöht den Druck des gasförmigen Kältemittels vom Verdampfungsdruck p_V auf den Kondensationsdruck p_K . Mit Systemgrenze 2 in Abbildung 14 kann die innere Kompressorleistung P_{Kpi} über den isentropen Wirkungsgrad η_s und die innere Kompressorleistung $P_{Kpi,s}$ bei isentroper Zustandsänderung berechnet werden:

$$P_{Kpi} = \dot{m}_{KM} (h_2 - h_1) = \frac{P_{Kpi,s}}{\eta_s} = \frac{\dot{m}_{KM} (h_{2s} - h_1)}{\eta_s} \quad (3-5)$$

Der isentrope Wirkungsgrad ist wie folgt definiert:

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3-6)$$

Energiebilanz Expansionsventil (SG3):

Das Expansionsventil entspannt das flüssige Kältemittel vom Kondensationsdruck auf den Verdampfungsdruck. Diese Zustandsänderung kann als adiabat ($q_{34} = 0$) angenommen werden, da die Wärmeverluste im Expansionsventil vernachlässigbar klein sind. Zudem wird am Fluid keine Arbeit ($w_{t34} = 0$) verrichtet. Unter den weiteren Annahmen wie vernachlässigbar kleine Änderungen der kinetischen Energie ($c_4^2 - c_3^2 \approx 0$) und der potentiellen Energie ($z_4 - z_3 = 0$) ergibt sich:

$$q_{34} + w_{t34} = h_4 - h_3 + \frac{1}{2}(c_4^2 - c_3^2) + g(z_4 - z_3) \quad (3-7)$$

Die Zustandsänderung im Expansionsventil erfolgt isenthalp:

$$h_3 = h_4 \quad (3-8)$$

Energiebilanz Kondensator (SG4):

Im Kondensator fließt der Wärmestrom \dot{Q}_K vom Kältemittel an die Luft. Die dazugehörige Bilanzierung mit den Enthalpieänderungen des Kältemittels und der Luft ist:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_{KM} (h_2 - h_3) = \dot{m}_{LK} (h_6 - h_5) \quad (3-9)$$

Die Enthalpiezunahme ($h_6 > h_5$) des Luftmassenstroms am Kondensator \dot{m}_{LK} berechnet sich mit den Grundgleichungen der feuchten Luft in Kapitel 3.5.

Wärmedurchgang im Kondensator (SG5):

Wird der Wärmedurchgang im Kondensator betrachtet, so kann der Wärmestrom am Kondensator durch den Wärmedurchgangskoeffizienten k_K , die Aussenfläche des Kondensators A_K und das mittlere Temperaturgefälle ΔT_K wie folgt beschrieben werden:

$$\dot{Q}_K = k_K \cdot A_K \cdot \Delta T_K \quad (3-10)$$

Zur überschlägigen Ermittlung der Kondensationstemperatur T_K werden die Dampfüberhitzung und die Kondensatunterkühlung vernachlässigt. Das mittlere Temperaturgefälle ΔT_K für reine Kältemittel ohne Temperaturleit wird berechnet aus:

$$\Delta T_K = T_K - (T_s + \frac{1}{2} \Delta T_s) \quad (3-11)$$

Für die detaillierte Berechnung wird die Heissgasüberhitzung und die Kondensatunterkühlung miteinbezogen. Dafür wird der Kondensator wie in Abbildung 16 rechts gezeigt in drei Abschnitte aufgeteilt: Überhitzter Dampf abkühlen (Abschnitt 1), kondensieren (Abschnitt 2) und Kondensat unterkühlen (Abschnitt 3). Der Wärmestrom der einzelnen Anschnitte ergibt sich aus:

$$\dot{Q}_{K,i} = k_{K,i} \cdot A_{K,i} \cdot \Delta T_{K,i} \quad (3-12)$$

Der gesamte Wärmestrom im Kondensator ergibt sich somit wie folgt:

$$\dot{Q}_K = \sum_{i=1}^3 \dot{Q}_{K,i} = \dot{Q}_{K1} + \dot{Q}_{K2} + \dot{Q}_{K3} \quad (3-13)$$

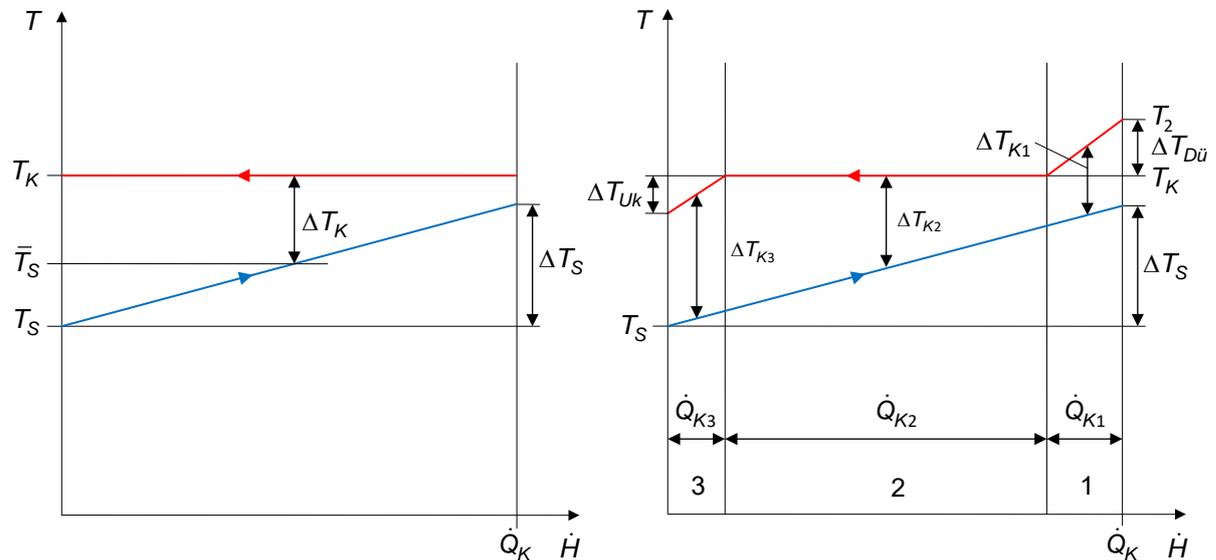


Abbildung 16: Temperaturprofile im Kondensator vereinfacht (links) und detailliert (rechts) [18]

Energiebilanz Verdampfer (SG6):

Im Verdampfer nimmt das Kältemittel den Verdampfungswärmestrom \dot{Q}_V von der Luft auf. Die dazugehörige Bilanzierung mit den Enthalpieänderungen im Kältemittel und der Luft ist:

$$\dot{Q}_V = \dot{m}_{KM} (h_1 - h_4) = \dot{m}_{LV} (h_7 - h_8) \quad (3-14)$$

Der am Verdampfer vom Kältemittel aufgenommene Wärmestrom \dot{Q}_V entspricht dem von der Luft abgegebenen Wärmestrom. Es wird wiederum die Enthalpieänderung des Luftmassenstromes am Verdampfer \dot{m}_{LV} mit den Grundgleichungen der feuchten Luft in Kapitel 3.5 berechnet. Wird am Verdampfer die Taupunkttemperatur der Luft unterschritten, verringert sich der Wasserdampfgehalt in der Luft infolge Partialkondensation.

Wärmedurchgang im Verdampfer (SG7):

Wird der Wärmedurchgang im Verdampfer betrachtet, so kann der Wärmestrom am Verdampfer analog zum Kondensator wie folgt beschrieben werden:

$$\dot{Q}_V = k_v \cdot A_v \cdot \Delta T_v \quad (3-15)$$

Zur überschlägigen Ermittlung der Verdampfungstemperatur wird die Überhitzung vernachlässigt. Das mittlere Temperaturgefälle ΔT_v für reine Kältemittel ohne Temperaturleit wird berechnet mit:

$$\Delta T_v = (T_o - \frac{1}{2} \Delta T_o) - T_v \quad (3-16)$$

Für die detaillierte Berechnung wird die Überhitzung des Sauggases miteinbezogen. Dafür wird der Verdampfer wie in Abbildung 17 rechts gezeigt in zwei Abschnitte aufgeteilt: Im ersten Abschnitt wird das Arbeitsfluid verdampft. Im zweiten Abschnitt wird das gasförmige Arbeitsfluid je nach Einstellung des Expansionsventils um ΔT_{oh} überhitzt. Der Wärmestrom der einzelnen Abschnitte ergibt sich aus:

$$\dot{Q}_{V,i} = k_{v,i} \cdot A_{v,i} \cdot \Delta T_{v,i} \quad (3-17)$$

Der gesamte Wärmestrom im Verdampfer ergibt sich somit wie folgt:

$$\dot{Q}_V = \sum_{i=1}^2 \dot{Q}_{V,i} = \dot{Q}_{V1} + \dot{Q}_{V2} \quad (3-18)$$

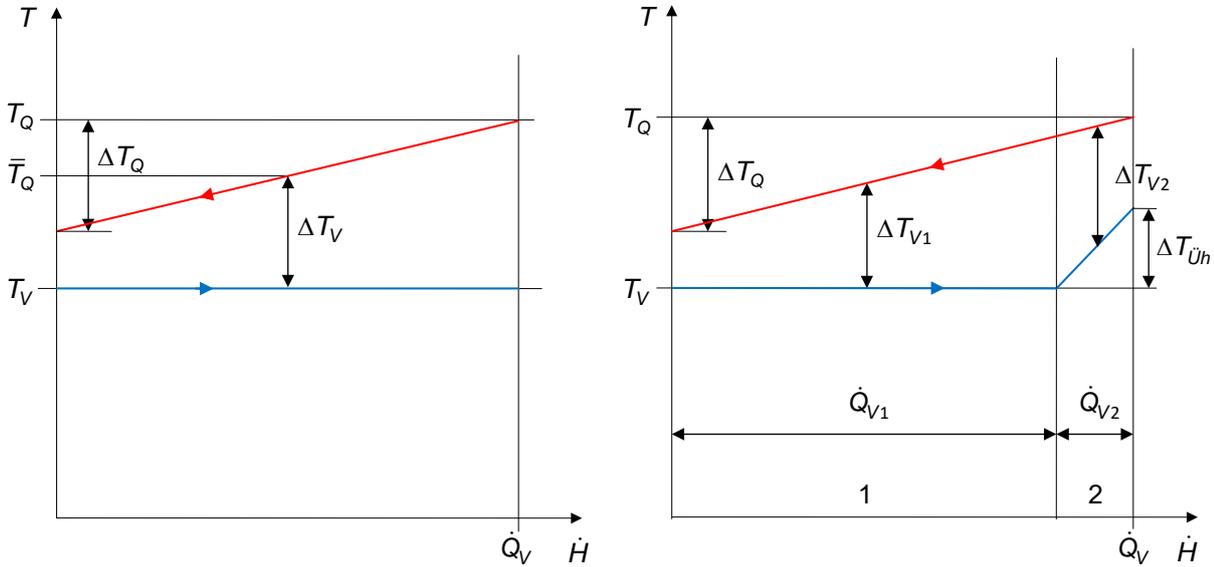


Abbildung 17: Temperaturprofil im Verdampfer vereinfacht (links) und detailliert (rechts), ohne Partialkondensation [18]

3.3 Bewertung der Wärmepumpe

Ideale Wärmepumpe (zwischen T_V und T_K)

Der Kreisprozess der idealen Wärmepumpe entspricht einem linkslaufendem Carnot-Prozess zwischen den beiden Temperaturniveaus T_V und T_K . Die bestmögliche Leistungszahl der reversiblen Wärmepumpe $\varepsilon_{rev,i}$ ist reziprok zum Carnotfaktor, denn die ideale Wärmepumpe ist der Umkehrprozess der idealen Wärmekraftmaschine.

$$\varepsilon_{rev,i} = \varepsilon_{rev,WP} = \frac{T_K}{T_K - T_V} = \frac{T_K}{\Delta T_{Hub}} = \frac{1}{\eta_{Ci}} \quad (3-19)$$

Reale Wärmepumpe

Der Nutzen der Wärmepumpe entspricht dem abgegebenen Wärmestrom auf dem höheren Temperaturniveau. Die innere Leistungszahl ε_{WP} ist definiert durch:

$$\varepsilon_{WP} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3-20)$$

Energetisch werden Wärmepumpen mit der (momentanen) Leistungszahl COP_{WP} bewertet:

$$COP_{WP} = \frac{\dot{Q}_K}{P_{el}} \quad (3-21)$$

Die elektrische Leistungsaufnahme P_{el} des Kompressors lässt sich aus der inneren Kompressorleistung P_{Kpi} und dem mechanischen η_{mech} sowie dem elektrischen Wirkungsgrad η_{el} berechnen:

$$P_{el} = \frac{P_{Kpi}}{\eta_{mech} \eta_{el}} \quad (3-22)$$

Gütegrad

Der Gütegrad einer Wärmepumpe beurteilt die Effizienz einer Wärmepumpe im Vergleich zur idealen Wärmepumpe. Dies erfolgt anhand des Vergleichs der effektiven Leistungszahl COP_{WP} mit derjenigen einer Carnot-Wärmepumpe zwischen den entsprechenden Temperaturniveaus T_V und T_K :

$$\zeta_{WP} = \frac{COP_{WP}}{\mathcal{E}_{rev,WP}} \quad (3-23)$$

3.4 Bewertung der Kälteanlage

Ideale Kälteanlage (zwischen T_V und T_K)

Die Leistungszahl der reversiblen Kälteanlage $\mathcal{E}_{rev,i}$ zwischen den beiden Temperaturniveaus T_V und T_K wird wie folgt definiert:

$$\mathcal{E}_{rev,i} = \mathcal{E}_{rev,KA} = \frac{T_V}{T_K - T_V} = \frac{T_V}{\Delta T_{Hub}} \quad (3-24)$$

Reale Kälteanlage

Der Nutzen der Kälteanlage entspricht dem Wärmestrom auf dem tieferen Temperaturniveau. Die innere Leistungszahl \mathcal{E}_{KA} ist definiert durch:

$$\mathcal{E}_{KA} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3-25)$$

Energetisch werden Kälteanlagen mit der (momentanen) Leistungszahl COP_{KA} bewertet:

$$COP_{KA} = \frac{\dot{Q}_V}{P_{el}} \quad (3-26)$$

Die elektrische Leistungsaufnahme P_{el} des Kompressors lässt sich aus der inneren Kompressorleistung P_{Kpi} und dem mechanischen η_{mech} sowie dem elektrischen Wirkungsgrad η_{el} berechnen:

$$P_{el} = \frac{P_{Kpi}}{\eta_{mech} \eta_{el}} \quad (3-27)$$

Gütegrad

Der Gütegrad beurteilt die Effizienz im Vergleich zur idealen Kälteanlage. Dies erfolgt anhand des Vergleichs der effektiven Leistungszahl COP_{KA} mit der Leistungszahl $\mathcal{E}_{rev,KA}$ zwischen den Temperaturniveaus T_V und T_K :

$$\zeta_{KA} = \frac{COP_{KA}}{\mathcal{E}_{rev,KA}} \quad (3-28)$$

3.4.1 Jahresarbeitszahl (JAZ) der Wärmepumpe / Kälteanlage

Wird das betrachtende Zeitintervall der Arbeitszahl über ein Jahr gewählt, ($t=1a$), so spricht man von der Jahresarbeitszahl JAZ. Die JAZ kann gemäss folgender Gleichung berechnet werden:

$$JAZ_{WP} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\int_0^{1a} \dot{Q}_K \cdot dt}{\int_0^{1a} P_{el} \cdot dt} = \frac{Q_{K,1a}}{W_{el,1a}} \quad JAZ_{KA} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\int_0^{365d} \dot{Q}_V \cdot dt}{\int_0^{365d} P_{el} \cdot dt} = \frac{Q_{V,1a}}{W_{el,1a}} \quad (3-29)$$

3.5 Feuchte Luft

3.5.1 Abkühlung feuchter Luft

Für das bessere Verständnis der physikalischen Vorgänge im Lamellenluftkühler wird die Abkühlung der feuchten Luft phänomenologisch an einem Ausschnitt des Lamellenluftkühlers betrachtet:

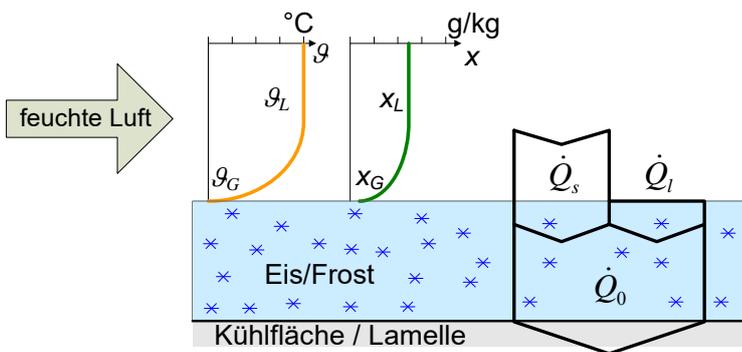


Abbildung 18: Ausschnitt aus dem Luftkühler (Verdampfer) [19]

Strömt feuchte Luft entlang einer gekühlten Fläche, so wird von der Luft an die gekühlte Fläche aufgrund des Temperaturgefälles $\vartheta_L - \vartheta_G$ ein Wärmestrom übertragen. Quer zur Strömung bildet sich analog zum Geschwindigkeitsprofil ein Temperaturprofil aus.

Liegt die Oberflächentemperatur der gekühlten Fläche unterhalb der Taupunkttemperatur der feuchten Luft, kondensiert Wasserdampf aus der feuchten Luft an der Kühlfläche. Es fließt ein Stoffstrom (Wasserdampf) von der feuchten Luft an die Phasengrenzfläche G und es bildet sich das Konzentrationsprofil $x_L - x_G$ aus.

Ist die Oberflächentemperatur tiefer als der Gefrierpunkt von Wasser, desublimiert Wasserdampf aus der feuchten Luft an die Kühlfläche. Im BFE-Forschungsprojekt LOREF 1 [19] wurde beobachtet, dass reine Desublimation nur dann stattfindet, wenn die Temperatur der gekühlten Fläche genügend weit unterhalb des Gefrierpunkts von Wasser liegt. Bei höheren Temperaturen kondensiert der Wasserdampf und das Wasser erstarrt mit Verzögerung.

Der aus der Abkühlung der feuchten Luft resultierende Wärmestrom wird als sensibler Wärmestrom \dot{Q}_s bezeichnet. Der infolge Partialkondensation oder -desublimation von Wasserdampf an die gekühlte Fläche übertragene Wärmestrom wird latenter Wärmestrom \dot{Q}_l genannt. Die Summe aus dem sensiblen und dem latenten Wärmestrom ergibt den totalen an die Kühlfläche übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_0 (detaillierte Erklärungen zum sensiblen und latenten Wärmestrom sind in LOREF 1 [19] aufgeführt).

3.5.2 Eigenschaften der feuchten Luft

In dem für die L/W-WP-Anwendung relevanten Bereich der Luftzustände (Temperatur und Feuchtigkeit) ist die Luft meist ungesättigt. Das in der feuchten Luft enthaltene Wasser ist in diesem Bereich dampfförmig. Feuchte Luft besteht somit aus trockener Luft und Wasserdampf.

- trockene Luft: m_L, \dot{m}_L
- Wasserdampf: m_D, \dot{m}_D
- feuchte Luft: m_{fL}, \dot{m}_{fL}

Die Wasserdampf-Beladung, auch als absolute Feuchte bekannt, ist definiert als:

$$X = \frac{m_D}{m_L} = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_L} = \frac{\text{Masse Wasserdampf}}{\text{Masse trockene Luft}} \quad (3-30)$$

Die absolute Feuchte wird aus den Partialdrücken des Wasserdampfs p_D und der trockenen Luft p_L wie folgt berechnet:

$$X = \frac{R_L}{R_D} \cdot \frac{p_D}{p_L} = \frac{R_L}{R_D} \cdot \frac{p_D}{p - p_D} = 0.622 \cdot \frac{p_D}{p - p_D} \quad (3-31)$$

Dabei wird der Partialdruck p_D des Wasserdampfs bei einer bestimmten Temperatur T durch den Dampfdruck $p_{SD}(\vartheta)$ begrenzt (Sättigungszustand):

$$X_s = 0.622 \cdot \frac{p_{SD}(\vartheta)}{p - p_{SD}(\vartheta)} \quad (3-32)$$

Für die relative Feuchte gilt die Definition:

$$\varphi = \frac{m_D}{m_{SD}(\vartheta)} \quad (3-33)$$

Mit der Verwendung des Gesetzes für ideale Gase erhält man:

$$\varphi = \frac{p_W}{p_{SD}(\vartheta)} = \frac{X}{X_s} \cdot \frac{p - p_D}{p - p_{SD}(\vartheta)} \quad (3-34)$$

Die spezifische Enthalpie der feuchten Luft h_L bezogen auf die Masse der trockenen Luft m_L berechnet sich mit der üblichen Normierung $h_{fL} = 0 \text{ J/kg}$ bei 0°C (flüssiges Wasser):

$$h_{fL} = h = c_{pL} \cdot \vartheta_L + X \cdot (c_{pD} \cdot \vartheta_L + \Delta h_V(0^\circ\text{C})) \quad (3-35)$$

Für die benötigten Stoffdaten von Luft und Wasser bzw. Wasserdampf gilt:

$$c_{pL} = 1.004 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}, \quad c_{pD} = 1.858 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}, \quad \Delta h_V = 2500 \text{ kJ/kg} \quad (3-36)$$

3.5.3 Luftseitige Zustände am Verdampfer

Im Betrieb von Wärmepumpen oder Kälteanlage mit Luft als Quelle können auf der Luftseite folgende drei Zustände vorkommen:

- 1) Trockene Lamellen- und Rohroberflächen
- 2) Kondensatbildung (Partialkondensation)
- 3) Verfrosterung (Partialdesublimation)

Trockene Bedingungen herrschen, wenn die Oberflächentemperatur der Lamellen bzw. der Rohre den Taupunkt der feuchten Luft nicht unterschreiten. Die durchströmende feuchte Luft wird ohne Entfeuchtung abgekühlt. Falls der Taupunkt der Luft an der Oberfläche des Verdampfers unterschritten wird, kondensiert Wasserdampf aus. Liegt die Oberflächentemperatur unter dem Gefrierpunkt von Wasser, desublimiert der Wasserdampf direkt zu Eis- und Frost oder das Kondensat erstarrt mit einer zeitlichen Verzögerung [19].

3.5.4 Mollier h, X -Diagramm und Behaglichkeitsfeld

Die Zusammenhänge $h = f(X, p, T)$ und $\varphi = f(X, p, T)$ können im Mollier h, X -Diagramm übersichtlich dargestellt werden. Das Gebiet oberhalb der Linie $\varphi = 1$ beschreibt den homogenen Zustand (Wasser als Wasserdampf in der Luft), das Gebiet unterhalb den heterogenen Zustand (Wasser als flüssiges Wasser, Tropfen, «Nebelgebiet»). Die Zustandsänderung in Abbildung 19 von Punkt 1 zu Punkt 2 stellt die Änderung der Temperatur, der Enthalpie und der relativen Feuchtigkeit beim Erwärmen von feuchter Luft dar. Abbildung 20 stellt die Zustandsänderung beim Kühlen und Entfeuchten dar, dabei wird Wasserdampf durch Partialkondensation ausgeschieden. Abbildung 21 zeigt das Behaglichkeitsfeld nach DIN 1946:3 [20] und Grossmann et al. [7] im Mollier- h, X -Diagramm. Die Temperaturen befinden sich zwischen 20°C und 26°C und in einem Bereich der relativen Luftfeuchtigkeit von 30-60%. Die maximale Massenbelastung an Wasser in der trockenen Luft sollte 11.5 g/kg nicht überschreiten [7].

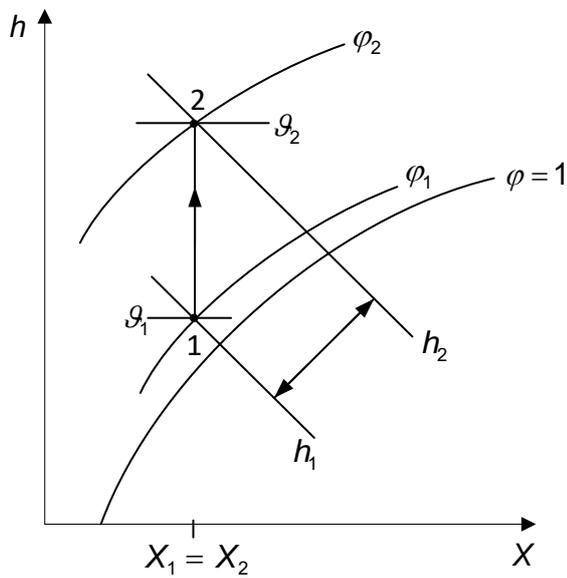


Abbildung 19: Schematische Darstellung der Zustandsänderung beim Aufheizen von feuchter Luft im Mollier- h, X -Diagramm

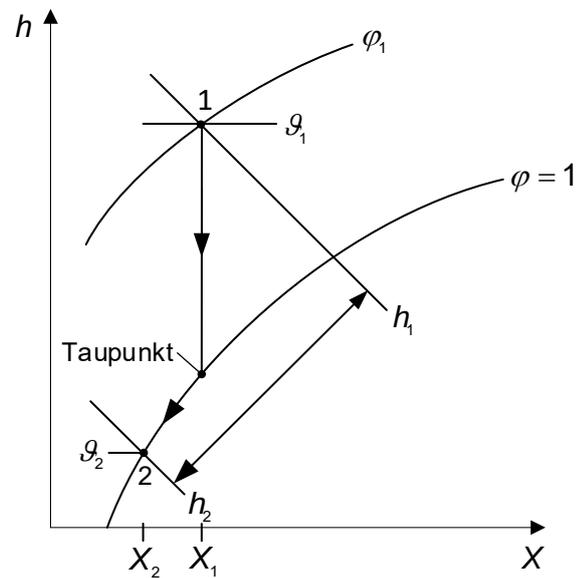


Abbildung 20: Schematische Darstellung der Zustandsänderung beim Kühlen mit Entfeuchtung von feuchter Luft im Mollier- h, X -Diagramm

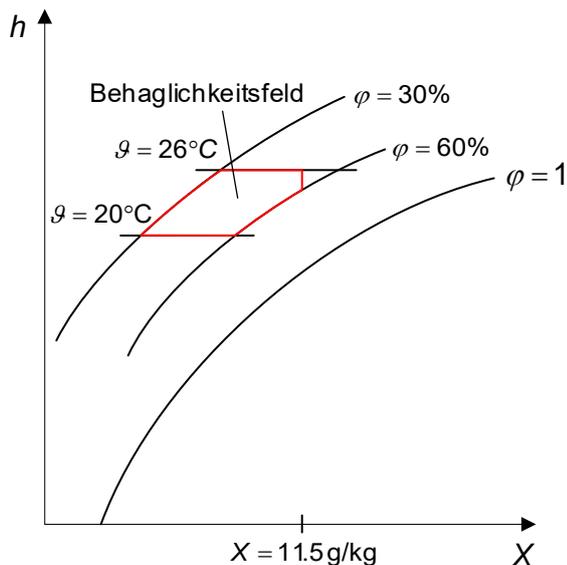


Abbildung 21: Behaglichkeitsfeld im Mollier- h, X -Diagramm [7], [20]

3.6 Abtauung

Der Abtauvorgang einer Frost- oder Eisschicht kann in drei Phasen aufgeteilt werden. Bei den klassischen Abtaumethoden müssen zuerst die Verdampferrohre, Lamellen und der Frost auf 0°C erwärmt und das im Verdampfer enthaltene Arbeitsfluid vollständig verdampft werden. Danach beginnt der eigentliche Schmelzvorgang, wobei die Temperatur bei 0°C verharrt. Ist der Frost geschmolzen, erwärmen sich die Verdampferrohre und die Lamellen weiter. Je nach Ort im Verdampfer ist der Abtauvorgang unterschiedlich weit fortgeschritten. Alle drei Phasen der Abtauung können an verschiedenen Stellen parallel ablaufen, da bei keiner Abtaumethode eine gleichmässig auf den Verdampfer verteilte Wärmeabgabe erfolgt [19].

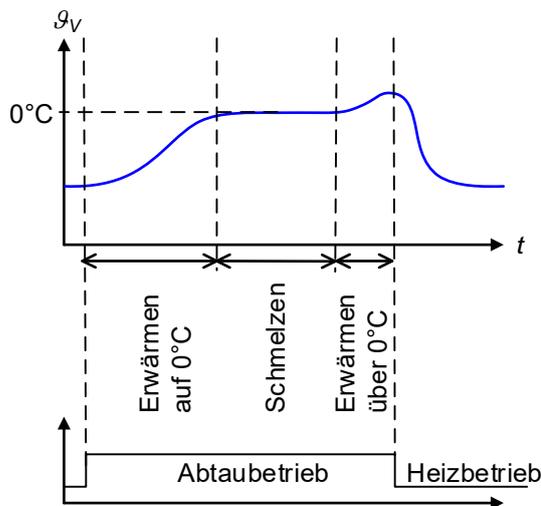


Abbildung 22: Qualitative Darstellung des zeitlichen Temperaturverlaufs eines Verdampfers während der Abtauung [19]

Die Wärmemenge der 1. Phase $Q_{1,Phase}$ zur Erwärmung des Verdampfers und Eises bzw. Frostes auf 0°C berechnet sich mit der Masse des Wärmeübertrager $m_{WÜ}$ und des Frostes m_F , der spezifische Wärmekapazität des Wärmeübertrager $c_{p,WÜ}$ und des Frostes $c_{p,F}$, der Referenztemperatur $T_0 = 273\text{ K}$ und der Verdampfungstemperatur T_V :

$$Q_{1,Phase} = m_{WÜ} \cdot c_{p,WÜ} \cdot (T_0 - T_V) + m_F \cdot c_{p,F} \cdot (T_0 - T_V) \quad (3-37)$$

Die Wärmemenge der 2. Phase $Q_{2,Phase}$ zum Schmelzen des Eises bzw. Frostes berechnet sich mit der Frostmasse m_F und der Schmelzenthalpie Δh_S :

$$Q_{2,Phase} = m_F \cdot \Delta h_S \quad (3-38)$$

Die Wärmemenge der 3. Phase $Q_{3,Phase}$ zum erwärmen des Verdampfers über 0°C berechnet sich mit der Masse des Wärmeübertragers $m_{WÜ}$, der spezifischen Wärmekapazität $c_{p,WÜ}$ des Wärmeübertragers und der Temperaturdifferenz der 3. Phase $\Delta T_{3,Phase}$:

$$Q_{3,Phase} = m_{WÜ} \cdot c_{p,WÜ} \cdot \Delta T_{3,Phase} \quad (3-39)$$

Die gesamte benötigte Wärmemenge zur Abtauung Q_{Abt} ergibt sich aus den drei Phasen der Abtauung:

$$Q_{Abt} = Q_{1,Phase} + Q_{2,Phase} + Q_{3,Phase} \quad (3-40)$$

Die erforderliche Abtauzeit t_{Abt} ergibt sich aus der erforderlichen Wärmemenge Q_{Abt} und der Abtauleistung \dot{Q}_{Abt} :

$$t_{Abt} = \frac{Q_{Abt}}{\dot{Q}_{Abt}} \quad (3-41)$$

3.6.1 Heissgasabtauung

Von Heissgasabtauung spricht man, wenn vom Verdichter direkt in den Verdampfer geförderter heisser Kältemitteldampf zur Abtauung verwendet wird. Detaillierte Untersuchungen dazu wurden in der Studie von Ehrbar et al. durchgeführt [21]–[23].

Durch Messungen von Ehrbar et al. lässt sich die mittlere Abtauleistung \bar{P}_{Abt} durch die Schmelzwassermasse m_{SW} , die Schmelzenthalpie Δh_s des Eises und der Abtropfzeit t_{Abtr} wie folgt berechnen [23]:

$$\bar{P}_{Abt} = \frac{m_{SW} \cdot \Delta h_s}{t_{Abtr}} \quad (3-42)$$

Der Abtauwirkungsgrad η_{Abt} lässt sich nach Ehrbar et al. aus der mittleren Abtauleistung \bar{P}_{Abt} und der elektrischen Kompressorleistung während der Heissgasabtauung $\bar{P}_{el\ Kp\ Hga}$ berechnen, dies ist jedoch nur in einem Betriebspunkt möglich, da keine weiteren Daten angegeben werden. Bei einer Quellentemperatur der Luft von 1.74°C ergibt sich folgender Abtauwirkungsgrad η_{Abt} [23]:

$$\eta_{Abt} = \frac{\bar{P}_{Abt}}{P_{el\ Kp\ HGA}} = \frac{1100\ W}{2166\ W} \approx 0.5 \quad (3-43)$$

Die elektrische Kompressorleistung während der Heissgasabtauung liegt nach Ehrbar et al. bei 80% der Leistung im Heizbetrieb $P_{el\ Kp\ H}$, höhere Leistungen sind durch eine Saugdruckregelung möglich, werden jedoch hier nicht betrachtet. Somit ergibt sich für die elektrische Kompressorleistung $P_{el\ Kp\ Hga}$ im Abtaubetrieb folgende Berechnung [23]:

$$P_{el\ Kp\ HGA} = 0.8 \cdot P_{el\ Kp\ H} \quad (3-44)$$

Mit der Annahme eines konstanten Abtauwirkungsgrades η_{Abt} lässt sich die Abtauleistung \dot{Q}_{Abt} mittels Heissgasabtauung berechnen:

$$\dot{Q}_{Abt} = 0.8 \cdot \eta_{Abt} \cdot P_{el\ Kp\ H} = 0.8 \cdot 0.5 \cdot P_{el\ Kp\ H} = 0.4 \cdot P_{el\ Kp\ H} \quad (3-45)$$

3.6.2 Abtauung mit Prozessumkehr

Bei der Prozessumkehr-Abtauung wird der Kreisprozess bei ausgeschaltetem Ventilator mittels einem Vierweg-Umschaltventil so geschaltet, dass der Verdampfer zum Kondensator und der Kondensator zum Verdampfer wird. Das Heissgas wird dem verrosteten Verdampfer zugeführt und kondensiert, wodurch der Verdampfer erwärmt und die Eis- und Frostsicht geschmolzen wird. Um das im Verdampfer unter hohem Druck kondensierte Kältemittel wieder zu entspannen, muss für die Prozessumkehrung ein zusätzliches Expansionsventil oder ein Biflow-Ventil verwendet werden, welches in beide Richtungen durchströmt werden kann. Das auf tieferen Druck entspannte Kältemittel wird im Kondensator verdampft und nimmt dabei bei einer WP-Gebäudeheizung Wärme aus dem Heizwasserkreislauf auf. Ein beträchtlicher Anteil der mit der Prozessumkehr-Abtauung erzeugten Abtauenergie wird somit dem Gebäude entzogen [24].

Im Vergleich zur Heissgasabtauung zeichnet sich diese Abtaumethode vor allem durch die bessere Effizienz, die höhere Abtauleistung und die daraus resultierenden kürzeren Abtauzeiten aus [22]. Ein Nachteil ist die erhöhte thermische Belastung der Komponenten aufgrund der stark schwankenden

Temperaturen im Verdampfer und Kondensator beim Umschaltvorgang vom Heiz- auf Abtaubetrieb. Je nach Anlage und Kältemittel kann nach dem Umschalten auf Abtauerung, die Temperatur im Verdampfer rasch um bis zu 40 K ansteigen und die Temperatur im Kondensator um bis zu 25 K abfallen. Diese starken thermischen Belastungen können sich nachteilig auf die Materialbeschaffenheit der Komponenten auswirken und im Extremfall zu undichten Lötstellen führen [21].

3.6.3 Abtauerung mit Ventilatornachlauf

Diese Abtauerungsmethode wurde detailliert im BFE-Forschungsprojekt LOREF untersucht [19]. Die Idee bei der Abtauerung mit «Ventilatornachlauf» ist, dass bei geeigneten Bedingungen mit Umgebungsluft abgetaut wird. Der Heizbetrieb wird durch Ausschalten des Kompressors unterbrochen, während der Ventilator weiter Umgebungsluft durch den Verdampfer fördert. Durch Wärmeabgabe von der Umgebungsluft an die Eis- bzw. Frostschrift wird die benötigte Schmelzwärme zum Abtauern aufgebracht. Eine detaillierte Betrachtung dieser Abtauerungsmethode ist in LOREF [19] und Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungssteigerung [24] zu finden.

Die Abtauerungsmethode mit Ventilatornachlauf bringt gegenüber den vorherigen Abtauerungsmethoden eine erhebliche Energieeinsparung, da die Ventilatorleistung effizienter Ventilatoren im Vergleich zu Kompressoren klein ist. Ein zusätzlicher Vorteil gegenüber der Abtauerung mit Prozessumkehr ist, dass beispielsweise einem Gebäude (bzw. hier dem Fahrgastraum) keine Wärmeenergie entzogen wird.

Die spezifische Gesamtwärme q_{sl} bei der Strömung von Luft über eine mit Schmelzwasser und Kondensat überzogene Frostschrift erlaubt die Beurteilung der Abtauerung mit Ventilatornachlauf. Diese setzt sich aus der spez. sensiblen Wärme q_s und der spez. latenten Wärme q_l zusammen [24]:

$$q_{sl} = q_s + q_l \quad (3-46)$$

Die Abtauleistung berechnet sich aus der spez. Gesamtwärme q_{sl} und dem Luftmassenstrom \dot{m}_L :

$$\dot{Q}_{Abt} = q_{sl} \cdot \dot{m}_L \quad (3-47)$$

3.7 Bilanzierung des Fahrzeug-Fahrgastraumes

Die Klimatisierung eines Fahrzeug-Fahrgastraumes wird durch die Umgebungsbedingungen sowie der Wärmeabgabe der Insassen beeinflusst. Wichtige Einflussgrößen sind einerseits der Wärmeeintrag durch solare Bestrahlung der Karosserie $\dot{Q}_{Str, Kar}$ und durch die Scheiben auf die Einbauten $\dot{Q}_{Str, E}$, sowie andererseits die Wärmeaufnahme- oder -abgabe über den Temperaturunterschied von Innenraumluft und Umgebungsluft durch Konvektion \dot{Q}_{Konv} über die Karosserie und die Scheiben an die Umgebung.

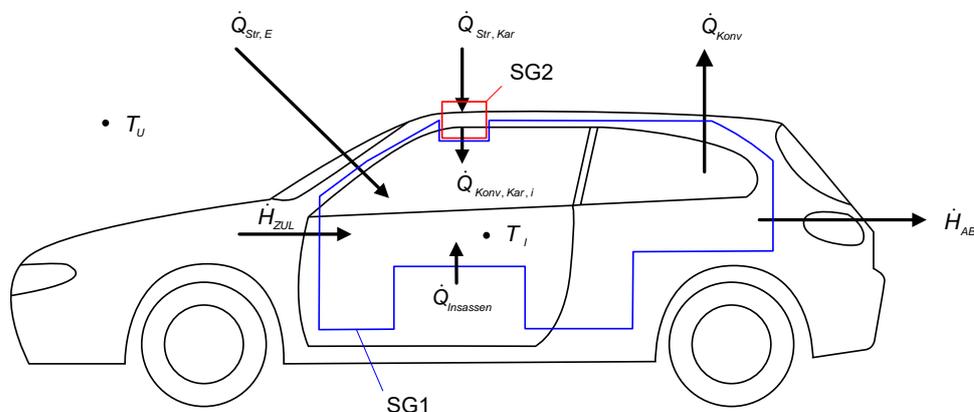


Abbildung 23: Bilanzierung des Fahrgastraumes

Die Systemgrenze des Fahrzeug-Fahrgastraumes SG1 mit allen ein- sowie austretenden Wärme- und Enthalpieströmen ist in Abbildung 23 ersichtlich. Durch die Innenraum-Solltemperatur und den Luftmassenstrom ergibt sich der Zuluft-Enthalpiestrom in den Fahrgastraum, welcher durch das HVAC-System bereitgestellt werden muss, um die gewünschte Innenraumtemperatur konstant zu halten:

$$\dot{H}_{ZUL} = \dot{H}_{ABL} - \dot{Q}_{Str,E} - \dot{Q}_{Insassen} - \dot{Q}_{Konv,Kar,i} + \dot{Q}_{Konv} \quad (3-48)$$

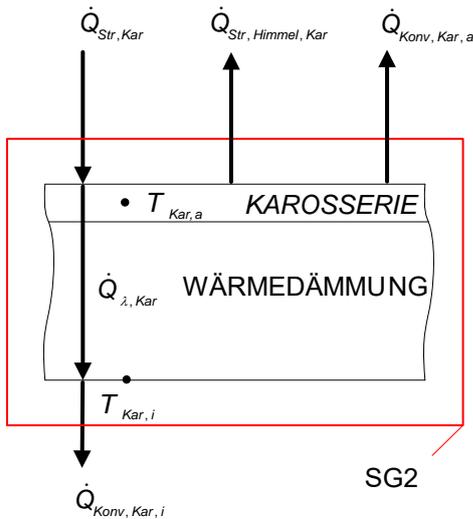


Abbildung 24: Wärmebilanz an einer farbig lackierten Karosserie bei Sonneneinstrahlung [7]

Die solare Einstrahlung $\dot{Q}_{Str,Kar}$ gelangt durch Wärmeleitung $\dot{Q}_{\lambda,Kar}$ durch die Wärmedämmung der Karosserie und Konvektion $\dot{Q}_{Konv,Kar,i}$ in den Innenraum. Der Wärmestrom $\dot{Q}_{W-Str,Kar}$ ergibt sich durch das Emissionsvermögen der Karosserieoberfläche [7].

Die Bilanzierung der in Abbildung 24 für den stationären Fall setzt sich wie folgt zusammen:

$$\dot{Q}_{Str,Kar} - \dot{Q}_{Konv,Kar,i} - \dot{Q}_{W-Str,Kar} - \dot{Q}_{Konv,Kar,a} = 0$$

Wobei gilt:

$$\dot{Q}_{Konv,Kar,i} = \dot{Q}_{\lambda,Kar} \quad (3-49)$$

3.7.1 Wärmeeintrag durch die Insassen

Der Wärmeeintrag durch die Insassen $\dot{Q}_{Insassen}$ trägt einen Teil zu der benötigten Kühlleistung des Fahrgastraumes im Kühlfall bei. Die Wärmeabgabe für eine ruhend sitzende Person \dot{Q}_{Person} beträgt 100 W pro Person [25]. Im Heizfall sollte mit der Anzahl Insassen $N_{Insassen} = 1$ gerechnet werden, da der durch die Insassen abgegebene Wärmestrom die benötigte Heizleistung reduziert.

$$\dot{Q}_{Insassen} = N_{Insassen} \cdot \dot{Q}_{Person} \quad (3-50)$$

$$\dot{Q}_{Person} = 100 \text{ W/Person} \quad (3-51)$$

3.7.2 Solare Einstrahlung durch Scheiben

Der Wärmeeintrag in den Fahrgastraum durch solarer Einstrahlung durch die Scheiben hat neben dem konvektiven Wärmeeintrag über die Karosserie und den Wärmeeintrag der Insassen einen Einfluss auf

die benötigte Kühl- und Heizleistung des Fahrgastraums. Dieser Wärmeeintrag entsteht durch den absorbierten Wärmestrom $\dot{Q}_{Str,E}$ der Einbauten. Für die Berechnung dieses Wärmestromes kann vereinfacht die zur Erdoberfläche senkrecht eingestrahlte Globalstrahlung $I_{\perp,G}$ und die zur Globalstrahlung projizierten Scheibenflächen $A_{\perp,S}$ verwendet werden. Der Wärmestrom ist zusätzlich vom Transmissionskoeffizient der Scheiben τ_S und dem Absorptionskoeffizient der Einbauten α_E abhängig [7].

$$\dot{Q}_{Str,E} = \alpha_E \cdot I_{\perp,G} \cdot A_{\perp,S} \cdot \tau_S \quad (3-52)$$

Material	Tedlar weiss	Tedlar schwarz	Leder	Aluminium	Holz
Absorptionskoeffizient α_E	0.39	0.94	0.5-0.7	0.1-0.25	0.35-0.6

Tabelle 5: Absorptionskoeffizienten unterschiedlicher Materialien [26]–[28]

Der Absorptionskoeffizient der Einbauten ist für unterschiedliche Farben sowie Oberflächen verschieden. Eine Auswahl von Absorptionskoeffizienten ist in Tabelle 5 ersichtlich. Die Summe der projizierten Scheibenfläche $A_{\perp,S}$ sowie der Transmissionskoeffizienten der Scheiben für unterschiedliche Fahrzeugklassen wird von Grossmann et al. beschrieben [7].

3.7.3 Solare Einstrahlung auf Karosserie Systemgrenze 2

Der Wärmeeintrag in den Fahrgastraum über die Systemgrenze 2 infolge solarer Einstrahlung auf die Karosserie geschieht indirekt durch die Aufwärmung der ca. 2 mm dicken Blechschicht der Karosserie. Diese Blechschicht wird durch den Wärmeeintrag der Strahlung $\dot{Q}_{Str,Kar}$ auf die Temperatur $T_{Kar,a}$ erwärmt (Abbildung 24). Vereinfacht kann die Temperatur des Bleches durch die hohe Wärmeleitfähigkeit von Stahl oder Aluminium als konstant betrachtet werden. Der absorbierte solare Wärmestrom des Karosserieblechs kann mit der Globalstrahlung $I_{\perp,G}$, der senkrecht zur Globalstrahlung projizierten Karosserieoberfläche $A_{\perp,Kar}$ und dem Absorptionskoeffizienten der Lackierung α_{Kar} berechnet werden. Der Absorptionskoeffizient ist stark von der Farbe der Lackierung abhängig und beträgt für weisse Lacke 0.14 sowie für schwarze Lacke 0.97 [29].

$$\dot{Q}_{Str,Kar} = \alpha_{Kar} \cdot I_{\perp,G} \cdot A_{\perp,Kar} \quad (3-53)$$

Die Karosserieoberfläche ist bei solarer Einstrahlung wärmer als die Umgebungstemperatur und gibt infolge Strahlung Wärme an die Umgebung ab. Der Wärmestrom infolge Strahlung $\dot{Q}_{Str,Himmel,Kar}$ hängt grundlegend vom Temperaturunterschied zwischen der äusseren Karosserietemperatur $T_{Kar,a}$ und der Strahlungstemperatur des Himmels T_H sowie von dem Emissionskoeffizient der Karosserie ε_{Kar} ab. Die Temperatur des Himmels T_H kann nach Konz et al. vereinfacht der Umgebungstemperatur T_U gleichgesetzt werden [2]. Die Karosserietemperatur kann über die Bilanzierung von $\dot{Q}_{Konv,Kar,a}$ und $\dot{Q}_{Str,Himmel,Kar}$ iterativ berechnet werden. Der Emissionskoeffizient ist von der Farbe und der Beschaffenheit der Oberfläche abhängig und beträgt für weisse Lacke 0.93 sowie für schwarze Lacke 0.97 [29]. Mit der bezogenen Karosserieoberfläche A_{Kar} und der Stefan-Boltzmann-Konstante σ kann der Wärmestrom infolge Strahlung nach Konz et al. wie folgt berechnet werden [2]:

$$\dot{Q}_{Str,Himmel,Kar} = \varepsilon_{Kar} \cdot \sigma \cdot A_{Kar} \cdot (T_H^4 - T_{Kar,a}^4) \quad (3-54)$$

Weiter findet auch eine konvektive Wärmeübertragung an die Umgebung statt. Der konvektive Wärmestrom $\dot{Q}_{Konv,Kar,a}$ berechnet sich mit der Summe der Wärmeübergangskoeffizienten α_a multipliziert mit der dazugehörigen Bauteilfläche A und der treibenden Temperaturdifferenz zwischen der äusseren Karosserietemperatur $T_{Kar,a}$ und der Umgebungstemperatur T_U :

$$\dot{Q}_{Konv,Kar,a} = \sum \alpha_a \cdot A \cdot (T_U - T_{Kar,a}) \quad (3-55)$$

Ein geringer Anteil des absorbierten solaren Wärmestromes gelangt durch die Wärmedämmung und infolge Konvektion mit der Innenraumlufte in den Fahrgastraum. Der Wärmestrom infolge Wärmeleitung $\dot{Q}_{\lambda, Kar}$ durch die Wärmedämmschicht entspricht dem Wärmestrom infolge Konvektion an die Innenraumlufte $\dot{Q}_{Konv, Kar, i}$ und kann somit mit dem Wärmedurchgangskoeffizient k berechnet werden. Dieser setzt sich aus der Wärmeleitfähigkeit λ und der Dicke δ der Wärmedämmung sowie dem Wärmeübergangskoeffizient α_i an die Innenraumlufte zusammen. Der Wärmeeintrag in den Fahrgastraum lässt sich durch das Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient k , Bauteilfläche A und Temperaturdifferenz zwischen Innenraumlufte T_i und Karosserieblech $T_{Kar, a}$ berechnen. Durch die hohe Wärmeabgabe- oder Aufnahme eines fahrenden Fahrzeugs infolge Konvektion wird der Wärmeeintrag in den Fahrgastraum infolge solarer Einstrahlung der Karosserie vernachlässigbar gering und muss somit nur in Fällen von Fahrzeuggeschwindigkeiten unter 30 km/h berücksichtigt werden [10].

$$\dot{Q}_{Konv, Kar, i} = \dot{Q}_{\lambda, Kar} = \sum k \cdot A \cdot (T_i - T_{Kar, a})$$

$$\text{wobei } k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\lambda}{\delta}} \quad (3-56)$$

3.7.4 Wärmeübergangs- und Wärmedurchgangskoeffizient der Karosserie

Die Wärmeübergangskoeffizienten α für die Berechnung der konvektiven Wärmeaufnahme oder Wärmeabgabe in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit w und des in den Fahrgastraum eintretenden Zuluftvolumenstroms \dot{V}_{ZUL} werden durch Konz et al. vereinfacht definiert [2]. Die Wärmeübergangskoeffizienten an der Aussenfläche der Karosserie α_a steigen mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit. Ebenfalls steigen die Wärmeübergangskoeffizienten an der Innenfläche der Karosserie α_i mit zunehmendem Zuluftvolumenstrom \dot{V}_{ZUL} . Durch die unterschiedliche Anströmung der Flächen durch die Luft sind die Wärmeübergangskoeffizienten der unterschiedlichen Bauteile verschieden und müssen gesondert berechnet werden.

Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten α_a von der Karosserie an die Umgebungslufte, exklusiv der Scheiben, sind wie folgt definiert. Wegen fehlenden Angaben zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten des Unterbodens an die Umgebungslufte wurde dieser mit dem Wärmeübergangskoeffizienten der Seiten an die Umgebungslufte gleichgesetzt:

$$\frac{\alpha_{Dach, a}}{[W/(m^2 \cdot K)]} = 4.41 \cdot \left(\frac{w}{[m/s]} \right)^{0.8} \quad \text{Mindestwert: } \alpha_{Dach, a} = 25 W/(m^2 \cdot K) \quad (3-57)$$

$$\frac{\alpha_{Seite, a}}{[W/(m^2 \cdot K)]} = 7.21 \cdot \left(\frac{w}{[m/s]} \right)^{0.8} \quad \text{Mindestwert: } \alpha_{Seite, a} = 25 W/(m^2 \cdot K) \quad (3-58)$$

Die Berechnungen der Wärmeübergangskoeffizienten α_a von den Scheiben an die Umgebungslufte sind wie folgt definiert:

$$\frac{\alpha_{Fronzscheibe, a}}{[W/(m^2 \cdot K)]} = 3.97 \cdot \left(\frac{w}{[m/s]} \right)^{0.8} \quad \text{Mindestwert: } \alpha_{Fronzscheibe, a} = 25 W/(m^2 \cdot K) \quad (3-59)$$

$$\frac{\alpha_{Heckscheibe, a}}{[W/(m^2 \cdot K)]} = 4.65 \cdot \left(\frac{w}{[m/s]} \right)^{0.8} \quad \text{Mindestwert: } \alpha_{Heckscheibe, a} = 25 W/(m^2 \cdot K) \quad (3-60)$$

$$\frac{\alpha_{Seitenscheibe, a}}{[W/(m^2 \cdot K)]} = 7.21 \cdot \left(\frac{w}{[m/s]} \right)^{0.8} \quad \text{Mindestwert: } \alpha_{Seitenscheibe, a} = 25 W/(m^2 \cdot K) \quad (3-61)$$

Die Wärmeübergangskoeffizienten von der Innenfläche der Karosserie (bzw. des Fahrgastraumes) an die Innenraumluft sind vom Zuluftvolumenstrom \dot{V}_{ZUL} der Lüftung abhängig und wie folgt definiert:

$$\frac{\alpha_{\text{Frontscheibe},i}}{[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]} = 0.584 \cdot \sqrt{\frac{\dot{V}_{ZUL}}{[\text{m}^3/\text{s}]}} \quad \text{Mindestwert: } \alpha_{\text{Frontscheibe},i} = 7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (3-62)$$

$$\frac{\alpha_{\text{Heckscheibe},i}}{[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]} = 0.700 \cdot \sqrt{\frac{\dot{V}_{ZUL}}{[\text{m}^3/\text{s}]}} \quad \text{Mindestwert: } \alpha_{\text{Heckscheibe},i} = 7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (3-63)$$

$$\frac{\alpha_{\text{Seitenscheibe},i}}{[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]} = 0.495 \cdot \sqrt{\frac{\dot{V}_{ZUL}}{[\text{m}^3/\text{s}]}} \quad \text{Mindestwert: } \alpha_{\text{Seitenscheibe},i} = 7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (3-64)$$

Die für den Wärmedurchgang benötigten Bauteilflächen A , die Wärmeleitfähigkeit λ und dies dazugehörige Bauteildicke δ können der Tabelle 6 entnommen werden.

	Bauteilfläche A [m ²]		Bauteildicke [mm]		Wärmeleitfähigkeit λ [W/(m K)]	
	Kompakt	Golf	Kompakt	Golf	Kompakt	Golf
Dach	1.0	1.7	0.05	0.05	0.66	0.66
Seitenwand	2.5	3.4	0.05	0.05	0.66	0.66
Unterboden	2.1	2.8	0.05	0.05	0.66	0.66
Frontscheibe	0.8	1.1	0.004	0.004	0.8	0.8
Heckscheibe	0.4	0.8	0.004	0.004	0.8	0.8
Seitenscheiben	0.8	1.2	0.004	0.004	0.8	0.8

Tabelle 6: Bauteilkennwerte von Kompaktklassen- und Golfklassen-Fahrzeugen zur Berechnung der Wärmedurchgangskoeffizienten der Karosserie [2], [10]

Mit den definierten Wärmeübergangskoeffizienten innen und aussen sowie der Wärmeleitfähigkeit kann nun der Wärmedurchgang $k_{\text{Fahrzeug}} \cdot A_{\text{Fahrzeug}}$ des gesamten Fahrzeugs durch die Karosserie und die Scheiben berechnet werden. Die innere und äussere Fläche A_i und A_a können bei der Betrachtung als dünnwandige Hülle der Karosserie als gleich gross angenommen werden.

$$k_{\text{Fahrzeug}} \cdot A_{\text{Fahrzeug}} = \sum \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} + \frac{\lambda}{\delta \cdot \frac{A_i + A_a}{2}} + \frac{1}{\alpha_a \cdot A_a}} \quad (3-65)$$

3.7.5 Konvektiver Wärmestrom

Der konvektive Wärmestrom \dot{Q}_{Konv} über die Systemgrenze 1 entsteht durch das treibende Temperaturgefälle zwischen Innenraum- T_i und Umgebungslufttemperatur T_U . Je grösser dieses treibende Temperaturgefälle ist, desto grösser ist der konvektive Wärmestrom durch die Karosserie in oder aus dem Fahrgastraum:

$$\dot{Q}_{\text{Konv}} = k_{\text{Fahrzeug}} \cdot A_{\text{Fahrzeug}} \cdot (T_U - T_i) \quad (3-66)$$

3.8 Antriebsleistung des Ventilators im HVAC-System

Der Ventilator im HVAC-System stellt ein zentrales Element des Klimatisierungssystems dar. Durch die kompakte Bauweise eines HVAC-Systems wird (siehe Abbildung 2), die Luft mehrmals umgelenkt bis diese schliesslich durch die einzelnen Luftpöden in den Fahrgastraum strömt. Durch das mehrmalige

Umlenken der Luft sowie das Durchströmen der verschiedenen Komponenten entsteht ein Druckverlust. Dieser muss durch den Ventilator überwunden werden. Messungen der Leistungsaufnahme von Ventilatoren im HVAC-System wurden durch Geringer et al. durchgeführt [3].

	Leistungsaufnahme nach Belüftungsstufe [W]		
	Minimal	Mittel	Maximal
Mitsubishi i-MiEV	29	70	200
Nissan Leaf	42	112	193
Smart Fortwo Electric Drive	50	114	203
Mercedes Benz A-Klasse E-Cell	15	107	380

Tabelle 7: Leistungsaufnahme des HVAC-Ventilators von E-Fahrzeugen [3]

Die elektrische Leistungsaufnahme des HVAC-Ventilators $P_{V,HVAC}$ kann mit folgender Gleichung beschrieben werden:

$$\frac{P_{V,HVAC}}{[W]} = 3323 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ZUL}}{[kg/s]} \right)^{1.67} \quad (3-67)$$

3.9 Antriebsleistung des Ventilators Wärmeübertrager Motorraum

Die Antriebsleistung des Ventilators für die Luftförderung durch den Wärmeübertrager im Motorraum hängt grösstenteils vom Druckverlust zwischen Wärmeübertragereintritt und -austritt ab.

Beim fahrenden Fahrzeug entsteht an der Fahrzeugvorderseite ein Staudruck, welcher sich mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit aufbaut. Ab einer Geschwindigkeit von ca. 35 km/h ist der Staudruck genügend gross, so dass der Ventilator im Motorraum auf einem kleineren Leistungsniveau betrieben oder sogar ausgeschaltet werden kann. Der Luftmassenstrom des Ventilators kann nach Braess et al. bis zu 0.6 kg/s betragen [8].

Der luftseitige Druckverlust über einen Lamellen-Wärmeübertrager wird allgemein additiv aus dem Druckverlust entlang den Lamellen und dem Druckverlust über die quer angeströmten Wärmeübertrager-Rohre berechnet. Vereinfacht kann dafür die nachfolgend aufgeführte, von Fahlèn formulierte und praktisch anzuwendende Einheitengleichung verwendet werden [30]. Diese von Fahlèn entwickelte Formel wurde an der HSLU T&A im BFE-Forschungsprojekt LOREF validiert und es wurden gute Ergebnisse erzielt [19]. Die maximale Abweichung zwischen ermittelten und gerechneten Werten betrug rund 10% innerhalb des Luftgeschwindigkeitsbereichs von 1 bis 3 m/s. Der Druckverlust kann mit der Anzahl Rohrreihen N_{Rohr} , mit dem Lamellenabstand s_{Lam} , der Dichte der feuchten Luft und der Luftgeschwindigkeit am Wärmeübertragereintritt w_L nach Formel (3-68) berechnet werden. Die erforderliche Antriebsleistung des Ventilators berechnet sich nach der Formel (3-69):

$$\frac{\Delta p_{V,MR}}{[Pa]} = 5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{N_{Rohr}}{s_{Lam}} \cdot \frac{\rho_{fL}}{[kg/m^3]} \cdot \left(\frac{w_L}{[m/s]} \right)^2 \quad (3-68)$$

$$P = \frac{\Delta p_{V,MR} \cdot \dot{m}_{ZUL}}{\rho_{ZUL} \cdot \eta_V} \quad (3-69)$$

3.10 Kühlleistung Batterie

Die Fahrzeugbatterie besteht aus einzelnen Batteriezellen, die jeweils in sogenannte Stacks («Stapel») aufgeteilt werden. In einem Stack sind so viele Batteriezellen in Serie geschaltet, damit die Summe der Spannungen der einzelnen Zellen die Fahrzeugbetriebsspannung ergibt. Diese Stacks werden anschliessend parallel geschaltet um die gewünschte Batteriekapazität zu erreichen.

Während des Betriebs des Fahrzeuges erwärmen sich die Zellen. Die Batterie sollte nicht bei zu tiefen oder zu hohen Temperaturen in den Zellen betrieben werden, da sich ansonsten die Lebensdauer der Batterie stark verringert. So sollte die Fahrzeugbatterie nach dem nationalen Labor für erneuerbare Energie (NREL: National Renewable Energy Laboratory) möglichst im Temperaturbereich zwischen 15°C und 35°C betrieben werden [31]. Der Betrieb oberhalb von 35°C reduziert die Lebensdauer stark. Die Darstellung der zyklischen Lebensdauer in Abbildung 25 zeigt die maximale Lebensdauer bei 25°C und eine starke Abnahme bei tieferen oder höheren Temperaturen [32]. Weiter nimmt bei tiefen Batterietemperaturen die Verlustleistung über den inneren Batteriewiderstand zu und diese erwärmt sich schneller. Erwärmt sich die Batterie auf eine höhere Temperatur als die Umgebungstemperatur, gibt diese durch Konvektion Wärme an die Umgebung ab. Erwärmt sich die Batterie zu stark oder genügt der konvektive Wärmestrom nicht aus, muss diese aktiv gekühlt werden. So wird z.B. die Fahrzeugbatterie im BMW i-3 bei Bedarf mittels einer Kälteanlage und einem unter den Batteriezellen angebrachten Verdampfer aktiv gekühlt (siehe Kapitel 2.2.3). Eine aktive Beheizung der Batterie findet während der Fahrt in der Regel nicht statt.

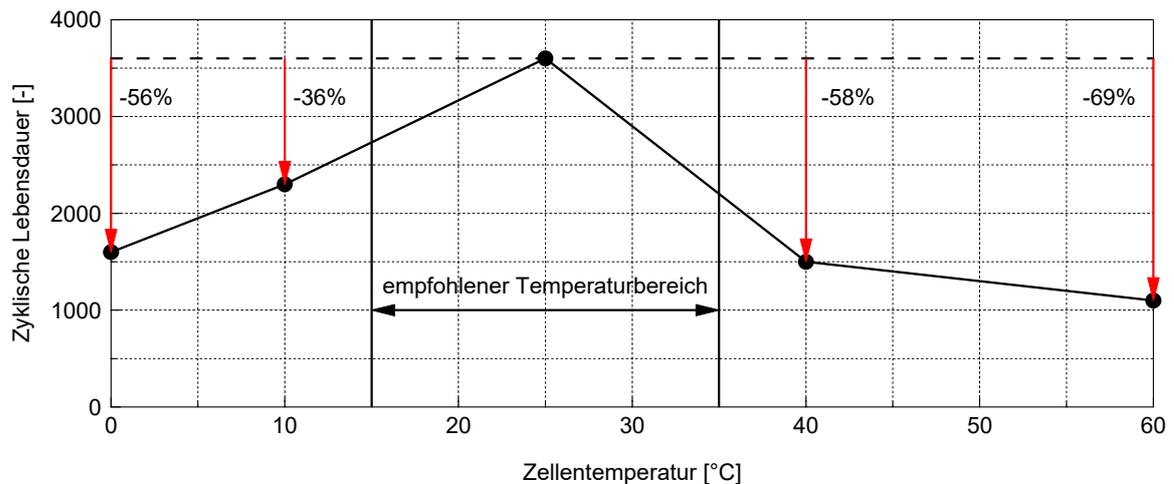


Abbildung 25: Zyklische Lebensdauer in Abhängigkeit der Zelltemperatur [32]

Die Erwärmung einzelner Batteriezellen wurde von Chen et al. untersucht [33]. Die Erwärmung hängt von der Batterietemperatur sowie der Entladerate C ab. Die Entladerate ist das Verhältnis von Entladeleistung in kW zur Kapazität in kWh der Batterie. Besitzt nun eine Batterie eine Kapazität von 100 kWh und wird mit einer Entladerate von $C = 0.25$ (0.25C) entladen, entspricht diese einer abgegebenen Leistung von 25 kW. Die durch Chen et al. untersuchte Wärmeabgabe einer Batteriezelle ist in Abbildung 26 dargestellt.

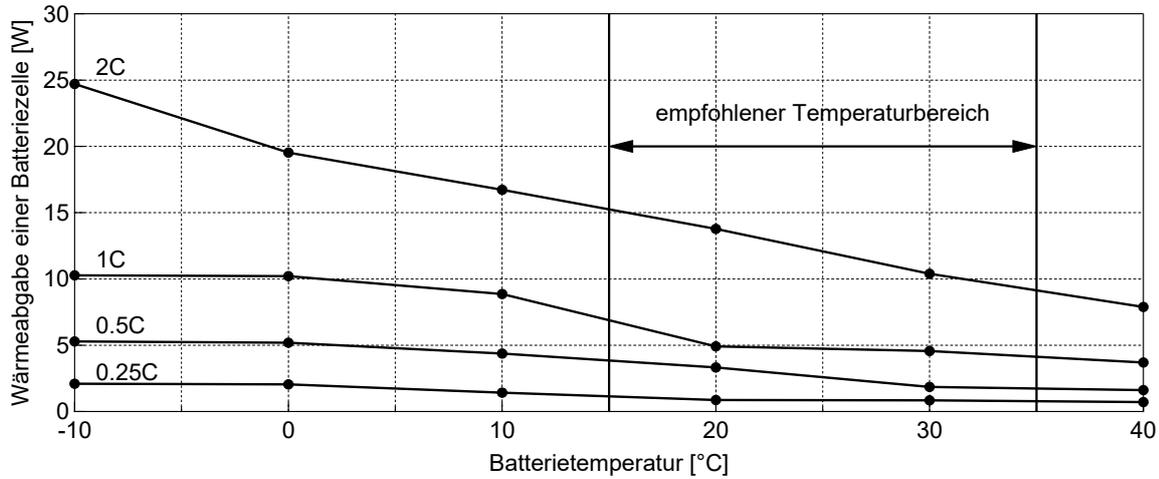


Abbildung 26: Wärmeabgabe einer Batteriezelle bei unterschiedlichen Leistungsentnahmen und Batterietemperaturen [33]

Das Verhalten der Wärmeentwicklung in Abhängigkeit der Batterietemperatur kann approximiert als linear betrachtet werden. Aus diesem Grund wurde die temperaturabhängige Wärmeentwicklung einer Batteriezelle \dot{Q}_{Zelle} in Funktion der Zellentemperatur ϑ_{Zelle} linearisiert. Die dazu benötigten Koeffizienten a und b sind in Tabelle 8 aufgeführt.

$$\dot{Q}_{Zelle} = a \cdot \vartheta_{Zelle} + b \quad (3-70)$$

Entladeleistung		Koeffizient a	Koeffizient b
Entladerate	Entsprechende Entladeleistung bei einem VW e-Golf	[W/°C]	[W]
0.25C	8 kW (11 PS)	-0.0316	1.8073
0.5C	16 kW (22 PS)	-0.0841	4.8709
1C	32 kW (44 PS)	-0.1537	9.3957
2C	65 kW (88 PS)	-0.3271	20.406

Tabelle 8: Daten für die Berechnung der Wärmeentwicklung der Batteriezelle [33]

Wird das Fahrzeug in Betrieb genommen und mit einer bestimmten Leistung betrieben, erwärmt sich die Batterie solange, bis diese eine stationäre Temperatur erreicht. Erwärmt sich die Batterie über die definierte Obergrenze der Batterietemperatur muss diese mit der Kühlleistung $\dot{Q}_{Batt, K\u00fchlen}$ aktiv gek\u00fchlt werden.

$$T_{Batt}(t) = \frac{\int_0^t N_{Zelle} \cdot \overbrace{(a \cdot T_{Zelle}(t) + b)}^{\dot{Q}_{Zelle}} \cdot dt - \int_0^t \overbrace{k_{Batt} \cdot A_{Batt} \cdot (T_{Batt}(t) - T_{AUL})}^{\dot{Q}_{Batt, Konv}} \cdot dt - \int_0^t \dot{Q}_{Batt, K\u00fchlen} \cdot dt}{c_{p, Batt} \cdot N_{Zelle} \cdot m_{Zelle}} + T_{Batt}(t=0) \quad (3-71)$$

Die Batterietemperatur T_{Batt} zum Zeitpunkt t kann mit der Gleichung (3-71) durch die Wärmeabgabe der einzelnen Batteriezellen \dot{Q}_{Zelle} , den konvektiven W\u00e4rmestrom an die Umgebung $\dot{Q}_{Batt, Konv}$, die momentane K\u00fchlleistung $\dot{Q}_{Batt, K\u00fchlen}$ und der W\u00e4rmekapazit\u00e4t $c_{p, Batt}$ sowie der Masse der Batterie m_{Batt} berechnet werden. Die von der Batterie erzeugte W\u00e4rme infolge W\u00e4rmeentwicklung berechnet sich durch das Multiplizieren der W\u00e4rmeentwicklung der einzelnen Zelle nach Gleichung (3-70) mit der Anzahl an Zellen N_{Zelle} . Hier wurde die Annahme getroffen, dass die mittlere Zellentemperatur T_{Zelle} der Temperatur der Batterie T_{Batt} entspricht. Der W\u00e4rmestrom infolge Konvektion an die Umgebung $\dot{Q}_{Batt, Konv}$ berechnet sich mit dem W\u00e4rmedurchgangskoeffizienten der Batterie k_{Batt} , der mit der Umgebungsluft in Kontakt

tretenden Oberfläche der Batterie A_{Batt} und dem Temperaturunterschied zwischen Batterie und Umgebung. Die mit der Umgebungsluft in Kontakt tretende Oberfläche der Batterie kann vereinfacht als die Stirnfläche aller Zellen angenommen werden. Die für die Berechnung benötigten Daten der Batterie sind in Tabelle 9 aufgeführt.

Batteriekapazität E_{Batt}	32 kWh
Anzahl Batteriezellen N_{Zelle}	264
Spezifische Wärmekapazität Batterie c_{pBatt}	900 J/(kg K)
Masse einer Zelle m_{Zelle}	1.333 kg
Mit Umgebungsluft in Kontakt tretende Batterieoberfläche A_{Batt}	0.637 m ²
Wärmedurchgangskoeffizient an Umgebungsluft k_{Batt}	35 W/(m ² K)

Tabelle 9: Daten der Fahrzeugbatterie eines VW e-Golf [31], [34]

3.11 Ermittlung der Reichweite

Die erzielbare Reichweite entspricht der maximalen Strecke, die mit der in der Batterie gespeicherten Energiemenge unter den gegebenen Randbedingungen erreichbar ist. Dabei wird von einem bereits vorkonditionierten Fahrzeug ausgegangen. Die Reichweite ist als relativer Wert zu betrachten, damit die HVAC-Systeme miteinander verglichen werden können. Der hier beschriebene Ansatz für die Ermittlung der Reichweite wird auch von Konz et al. für die Bewertung unterschiedlicher Massnahme zur Reichweitensteigerung von E-Fahrzeugen verwendet, jedoch ohne Betrachtung der Abtaung [2]:

Die Zeit eines Heiz- oder Kühlzyklus mit Abtaung $t_{HIK+Abt}$ ergibt sich aus der Summe der Zeit einer Heiz- oder Kühlphase t_{HIK} und der Zeit für die Abtaung t_{Abt} :

$$t_{HIK+Abt} = t_{HIK} + t_{Abt} \quad (3-72)$$

Die Energie während eines Heiz- und Abtauzyklus $E_{HIK+Abt}$ berechnet sich aus der Summe der Energie der Heiz-/Kühlphase E_{HIK} und der Energie der Abtauphase E_{Abt} . Die Energie E_{HIK} berechnet sich mit der mittleren Antriebsleistung \bar{P}_A , welche durch den NEFZ-Testzyklus vorgegeben ist, mit der Leistung des HVAC-Systems P_{HVAC} nach Gleichung (6-1) und der Zeit der Heiz- oder Kühlphase t_{HIK} . Die Energie der Abtauphase E_{Abt} ergibt sich aus der mittleren Antriebsleistung \bar{P}_A , der Leistungsaufnahme des HVAC-Systems während der Abtaung $P_{HVAC, Abt}$ und der Zeit der Abtauphase t_{Abt} :

$$E_{HIK+Abt} = \underbrace{(\bar{P}_A + P_{HVAC}) \cdot t_{HIK}}_{E_{HIK}} + \underbrace{(\bar{P}_A + P_{HVAC, Abt}) \cdot t_{Abt}}_{E_{Abt}} \quad (3-73)$$

Die erzielbare Reichweite s_{RW} berechnet sich aus der Energie der geladenen Batterie E_{Batt} , der Energie eines Heiz-/Kühlzyklus mit Abtaung $E_{HIK+Abt}$, der Zeit eines Heiz-/Kühlzyklus $t_{HIK+Abt}$ und der mittleren Fahrgeschwindigkeit nach NEFZ \bar{w}_{NEFZ} :

$$s_{RW} = \frac{E_{Batt}}{\underbrace{E_{HIK+Abt}}_{\text{Anzahl Heiz/Kühl- & Abtauzyklen}}} \cdot t_{HIK+Abt} \cdot \bar{w}_{NEFZ} \quad (3-74)$$

Falls *kein* Eis- oder Frost auftritt und nicht abgetaut werden muss ist $t_{Abt} = 0$. Somit entspricht die Zeit der Heiz-/Kühlphase t_{HIK} der Zeit einer Heiz-/Kühlphase *mit* Abtaung $t_{HIK+Abt}$, die Reichweite s_{RW} lässt sich somit berechnen durch:

$$s_{RW} = \frac{E_{Batt}}{\bar{P}_A + P_{HVAC}} \cdot \bar{w}_{NEFZ} \quad \text{falls } t_{Abt} = 0 \quad (3-75)$$

4 Randbedingungen und Anforderungen an das Heiz- und Klimatisierungssystem

4.1 Referenzsysteme

Als Referenzsysteme werden zwei elektrisch angetriebene Personenwagen definiert (Tabelle 10). In der Klasse *Kompaktwagen* wurde der *Mitsubishi i-MiEV* mit einem elektrisch beheizten Wasserkreislauf zur Beheizung und einer Klimakälteanlage zur Kühlung des Fahrgastraums festgelegt. In der *Golfklasse* wurde der *Nissan Leaf* mit einem kombinierten Wärmepumpen- und Klimakälteanlagen-System als Referenzfahrzeug definiert. Der Hauptunterschied zwischen den beiden Referenzsystemen liegt in den Systemen zur Beheizung der Fahrgastzelle. Während die Kompaktklasse Mitsubishi i-MiEV durchgehend mit einem elektrischen Heizwiderstand heizt, wird beim Nissan Leaf bei Umgebungstemperaturen über 0°C eine Wärmepumpe eingesetzt. Bei Umgebungstemperaturen unter 0°C erfolgt die Beheizung ebenfalls rein elektrisch.

Fahrzeug	Klasse	Heizen	Kühlen	Batteriekühlung	HVAC-Konzept
Mitsubishi i-MiEV	Kompakt	Heizwiderstand	Kälteanlage	Luftkühlung (Normalbetrieb) Kälteanlage (Schnellladung)	Referenzkonzept 1 Anhang A1 Abbildung 76
Nissan Leaf	Golf	Heizwiderstand	Kälteanlage	Wasser/Luft-Kühlung	Referenzkonzept 1 Anhang A1 Abbildung 76
Nissan Leaf	Golf	$\vartheta_{Umg} \geq 0^\circ\text{C}$: Wärmepumpe $\vartheta_{Umg} < 0^\circ\text{C}$: Heizwiderstand	Kälteanlage	Wasser/Luft-Kühlung	Referenzkonzept 2 Anhang A1 Abbildung 77

Tabelle 10: Referenzfahrzeuge mit Klimatisierungssystem, Batteriekonditionierungssystem und Konzeptvariante

4.2 Auswirkung der Umgebungsbedingungen und der Fahrzeugparameter auf die Reichweite

Die grössten Einflüsse auf die Heiz- und Kühlleistung des Fahrgastraums und somit auch auf die Reichweite des elektrisch angetriebenen Fahrzeugs haben meteorologischen Umgebungsbedingungen wie die Umgebungstemperatur, die Luftfeuchtigkeit und die solare Einstrahlung [3].

Die wichtigsten Fahrzeugparameter sind der von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängige Wärmedurchgangskoeffizient durch die Karosserie inklusive Scheiben sowie die Transmission von solarer Strahlung durch die Scheiben. Unterschiedliche Fahrzeugparameter und der Einfluss auf die Innentemperatur wurden von Grossmann et al. untersucht [7].

4.3 Einfluss des Fahrzeug-Nutzungsverhaltens

Einen wichtigen Einfluss auf die benötigte Heiz- oder Kühlleistung hat das Nutzungsverhalten der Fahrzeuglenker. Die Fahrzeugnutzung ist stark abhängig von der Tageszeit [28]. Meteorologische Umgebungsbedingungen in der Nacht haben entsprechend weniger Bedeutung als solche während des Tages mit hohem Verkehrsaufkommen. Abbildung 27 zeigt das stündlich gemittelte Verkehrsaufkommen von Montag bis Sonntag innerhalb eines Jahres. Die Grafik gibt den stündlich vorkommenden prozentualen Anteil aller im Tagesverlauf gezählten Personenkraftfahrzeuge an. Die Erhebung des stündlichen Verkehrsaufkommens erfolgte durch das Bundesamt für Statistik BFS im Jahr 2010 [35].

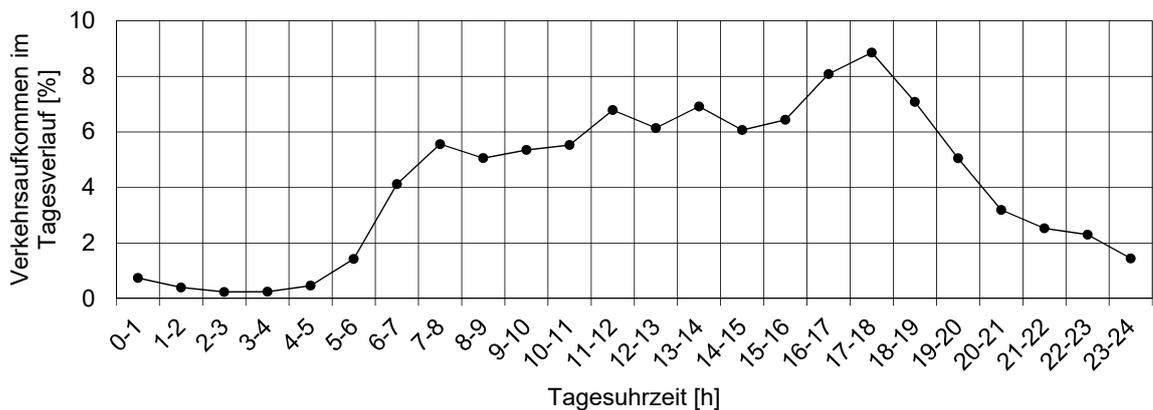


Abbildung 27: Stündlich gemitteltes Pkw-Verkehrsaufkommen innerhalb eines Autojahres in der Schweiz (2010) [35]

4.4 Betriebspunkt-Analyse

Das Nutzungsverhalten hat einen erheblichen Einfluss auf die Häufigkeit der benötigten Heiz- und Kühlleistungen während eines Jahres. Für die Kompressorauslegung ist es von Vorteil, die häufig vorkommenden Bereiche der Kühl- oder Heizleistung des Fahrgastraums und die daraus resultierenden Antriebsleistungen zu kennen, um den Turbokompressor optimal auf diese Bereiche auszulegen. Es kann so eine optimale Auswahl an Betriebspunkten für die theoretischen Untersuchungen definiert werden.

Die Basis dieser Auswertung bilden meteorologische Umgebungsbedingungen wie Lufttemperatur, Luftfeuchtigkeit, solare Globalstrahlung und Luftdruck, welche auf Stundenbasis vorliegen. Die verwendeten Daten wurden mit der Software Meteonorm ermittelt und repräsentieren statistische Mittelwerte.

Für die Auswertung werden die stationären Heiz- und Kühlleistungen mit Hilfe der Bilanzierung des Fahrgastraumes für jede Jahresstunde berechnet. Abbildung 28 zeigt die Summenhäufigkeit der mit dem stündlich gemittelten Verkehrsaufkommen gewichteten Kühl- und Heizleistungen während eines Jahres für den Standort Zürich. Diese Heiz- und Kühlleistungen werden für die Konditionierung der Zuluft benötigt, um eine Innenraumtemperatur von 20°C zu gewährleisten.

Die Heizleistung entspricht der Kondensatorleistung der Wärmepumpe und die Kühlleistung der Verdampferleistung der Kälteanlage. Man beachte: Die beiden Wärmeströme werden im gleichen Wärmeübertrager für die Zuluftkonditionierung übertragen.

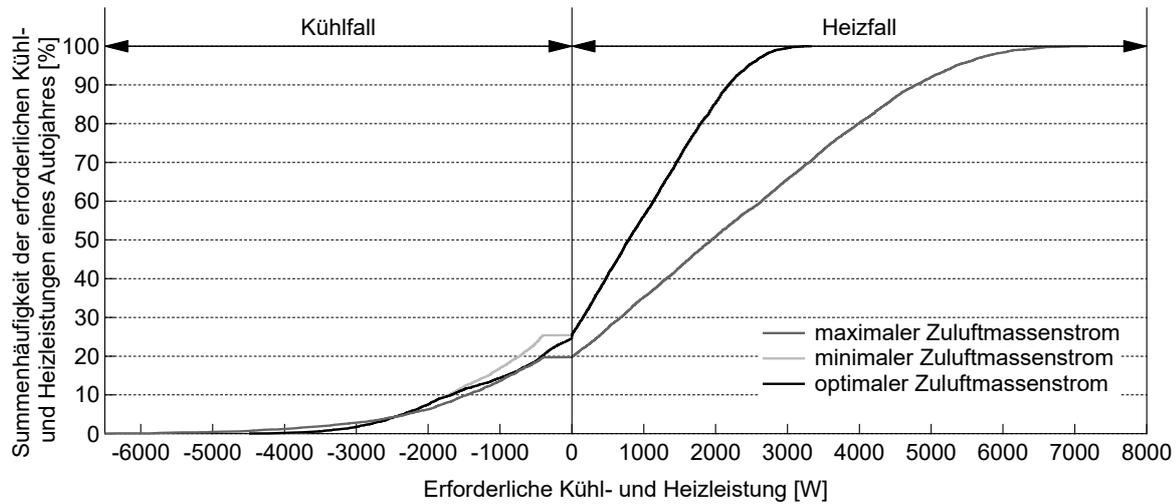


Abbildung 28: Summenhäufigkeit der mit dem stündlich gemittelten Verkehrsaufkommen gewichteten und zur Zuluftkonditionierung benötigten Verdampferleistung im Kühlfall und Kondensatorleistung im Heizfall während eines Jahres; Standort Zürich, $T_{innenraum}=20^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{min,ZUL}=0.067\text{ kg/s}$ (aus minimaler Frischluft rate mit 5 Personen), $\dot{m}_{max,ZUL}=0.18\text{ kg/s}$, Golfklasse, Frischluftbetrieb, weisse Einbauten & Lackierung mit 1 Person im Heizfall, schwarze Einbauten & Lackierung mit 5 Personen im Kühlfall, stationärer Betrieb, $\bar{w} = 34\text{ km/h}$ nach NEFZ

4.5 Definition der Betriebspunkte

Aus der Summenhäufigkeit der zur Zuluftkonditionierung benötigten Kondensator- und Verdampferleistungen wurden die drei Betriebspunkte (4, 5, 6) in Tabelle 11 definiert. Diese Betriebspunkte wurden so gewählt, dass ein möglichst grosser Bereich der real auftretenden Werte abgedeckt werden kann. Vier weitere Betriebspunkte (2, 3, 7, 8) wurden mittels Extremwerten aus der Literatur definiert. Die zwei übrigen Betriebspunkte (1, 9) entsprechen der Norm DIN 1946-3 [20] inklusive instationärer Erwärmung oder Abkühlung. Nach dieser Norm muss die Luft im Fahrgastraum innerhalb von 30 Minuten im Heizbetrieb mit Frischluft von -20°C auf 15°C erwärmt und im Kühlbetrieb mit Umluft von 40°C auf 30°C gekühlt werden. Für den Betriebspunkt 8 wurde aufgrund der sehr hohen Leistungen und somit einer erschwerten Kompressorauslegung die Innenraumtemperatur auf 24°C angehoben. Die aus den Betriebspunkte resultierenden Kühl- und Heizleistungen sind wiederum abhängig von der Fahrzeugklasse und dem Zuluftmassenstrom, welcher die Leistung durch den zugeführten Enthalpiestrom wesentlich beeinflusst.

BP	Betriebsmodus	Quelle	Umgebungsbedingungen			Innenraumtemperatur
			Lufttemperatur	Rel. Luftfeuchtigkeit	Globalstrahlung senkrecht	
			[°C]	[%]	[W/m ²]	[°C]
1	Heizen inst.	DIN 1946-3	-20	k.A. (90)	0	15
2	Heizen	[10]	-10	k.A. (90)	0	20
3	Heizen	[36]	0	90	0	20
4	Heizen	HSLU T&A	3.8	79	0	20
5	Heizen	HSLU T&A	11.2	62	161	20
6	Kühlen	HSLU T&A	18.4	61	383	20
7	Kühlen	[36]	25	50	700	20
8	Kühlen	[10]	35	50	850	24
9	Kühlen inst.	DIN 1946-3	40	40	1000	30

Tabelle 11: Umgebungsbedingungen der 7 stationären und 2 instationären Betriebspunkte inkl. Innenraumtemperatur (k.A. = keine Angabe)

4.6 Vorauswahl Kältemittel

Bei der Wahl des Kältemittels muss in erster Linie die EU-Richtlinie 2006/40/EG (MAC-Richtlinie) berücksichtigt werden, die seit 2011 Kältemittel mit Treibhaus-Potenzial (Global Warming Potential GWP) höher als 150 für die Verwendung in Fahrzeugen mit neuer Typengenehmigung und ab 2017 in allen neu zugelassenen Fahrzeugen untersagt. Brennbare Kältemittel, die im Unterdruck betrieben werden, sollten wegen Explosionsgefahr nicht verwendet werden. Des Weiteren sollte das Kältemittel nicht toxisch sein. Durch die Kriterien Treibhaus-Potenzial, Brennbarkeit und Toxizität wird die Auswahl stark eingeschränkt: In die engere Wahl kommen lediglich die Kältemittel R1270, R152a, R290, R161, R1233zd(E), R1234yf und R1234ze (siehe Anhang A2).

Mithilfe der zu erfüllenden Temperaturhübe und thermischen Leistungen aus der Bilanzierung des Fahrgastraumes können die thermodynamischen Anforderungen an den Kompressor ermittelt werden. Daraus können weitere kältemittelabhängige Größen wie Druckverhältnis, Massen- und Volumenströme abgeleitet werden. Mit diesen Größen wird am kritischen Designpunkt mit dem höchsten Massenstrom und Druckverhältnis die Machbarkeit des Turbokompressors überprüft. Dabei zeigt sich, dass nicht jedes Kältemittel gleich gut für den Einsatz in einem Turbokompressor geeignet ist. Bei den Vorauslegungen des Turbokompressors konnten unter anderem folgende Bewertungspunkte identifiziert werden:

- Über die verschiedenen Kältemittel hinweg zeigt sich, dass die kältemittelabhängigen Druckverhältnisse mit einem zweistufigen Kompressor bedient werden können. Je höher das Druckverhältnis ist, desto aufwändiger gestaltet sich die aerodynamische Auslegung.
- Die aerodynamische Auslegung für Kältemittel mit vergleichsweise geringem Volumenstrom führt zu kleinen Laufraddurchmessern (< 10 mm) und hohen Drehzahlen (> 400'000 U/min). Zusätzlich muss eine hohe Gesamtantriebsleistung (> 1.7 kW) bereitgestellt werden. Damit ergeben sich folgende Nachteile gegenüber Kältemitteln mit verhältnismässig hohen Volumenströmen:

- Bedingt durch Limitationen in der Fertigungsgenauigkeit weisen Kompressoren mit kleinen Laufraddurchmessern eine vergleichsweise grosse Wirkungsgrad-Reduktion auf, welche durch den Spalt zwischen Laufrad und Gehäuse (Tip-Clearance) hervorgerufen wird.
- Hohe Drehzahlen in Kombination mit einem dünnen Rotor (aufgrund der kleinen Laufräder) führen zu zunehmenden Problemen in der Rotordynamik.
- Hohe Druckverhältnisse in Kombination mit einem vergleichsweise hohen Absolutdruck-Niveau führen zu grossen Axialschüben. Diese müssen durch aufwändige Kompensationsmassnahmen verkleinert und der noch verbleibende Axialschub abgefangen werden.

Nach Bewertung der oben genannten Aspekte reduziert sich die Auswahl der für diese Anwendung potenziell am besten geeigneten Kältemittel auf R1233zd(E), R1234yf und R1234ze.

4.7 Auswahl des Kältemittels

Im Rahmen der definitiven Auswahl des Kältemittels wurden insbesondere die Eignung des Kältemittels für den Turbokompressor – nicht zuletzt aber auch die Verfügbarkeit der Kältemittel und von Standardkomponenten wie Wärmeübertrager und Expansionsventile – analysiert. Unter Berücksichtigung der Gaseigenschaften, der aerodynamischen, thermodynamischen, elektrischen und mechanischen Aspekte wird für die Auslegung des Turbokompressor-Prototypen das Kältemittel R1233zd(E) verwendet.

Hierbei handelt es sich um ein Kältemittel, welches sich vor allem durch ein niedriges Absolutdruckniveau und bezogen auf die Kälteleistung grosse Volumenströme aufweist, was für den Betrieb von Turbokompressoren ideal ist. Es eignet sich damit in der vorliegenden Anwendung besonders für die Verwendung mit einem Turbokompressor. Zudem ist es nicht brennbar, es weist eine sehr niedrige Toxizität auf und besitzt einen GWP von weniger als sieben.

Trotz dieser signifikanten Vorteile für den Turbokompressor und der grundsätzlichen Verfügbarkeit technischer Komponenten für die Realisierung des Turbo WP/KKA-Systems weist das Kältemittel R1233zd(E) auch einige Nachteile auf. Eine deutliche Verschlechterung des Betriebsverhaltens verursachen insbesondere die Tatsachen des Unterdruckbetriebs im Verdampfer sowie die stark negativen Auswirkungen bereits geringer Druckverluste in der Sauggas- und Heissgasleitung der Wärmepumpe. Vor diesem Hintergrund müssen im Rahmen der Auslegung des Prototyps des Turbo-WP/KKA-Systems allfällige Strömungsdruckverluste des Kältemittels bestmöglich vermieden werden.

5 Wärmepumpen- und Klimakälteanlagen system mit Turbokompressor für Pkws

5.1 Konzepterarbeitung

Während der Konzeptfindungsphase entstanden insgesamt zwei Referenzkonzepte sowie sechs unterschiedliche Konzepte zur Klimatisierung des Fahrgastraums mit einem kombinierten Wärmepumpen- und Klimakälteanlagen system mit Turbokompressor. Nachfolgend wird nur auf das in diesem Projekt verwendete Konzept eingegangen. Alle anderen entwickelten Konzepte sowie die zwei Referenzkonzepte sind dem Anhang A1 inklusive kurzer Erläuterung zu entnehmen. Das für dieses Projekt ausgewählte Konzept ist in Abbildung 29 dargestellt. Die Gründe für die Wahl dieses Konzeptes sind die sehr gute Anlageneffizienz und die optimal tiefen resultierenden Verdichtungsverhältnisse des Turbokompressors. Die hohe Effizienz kommt zustande, da die Abluft (ABL) mit frischer Aussenluft (AUL) gemischt und anschliessend als Wärmequelle oder Wärmesenke dient, was den Temperaturhub verringert. Nach dem Wärmeübertrager im Motorraum wird diese als Fortluft (FOL) an die Umgebung abgegeben. Im Heizbetrieb wird die Zuluft (ZUL) nach Passieren der Umluftklappe, des Luftfilters und der Temperaturmischklappe mit dem im HVAC-System eingebauten Kondensator erwärmt und strömt anschliessend durch die Austrittsdüsen in den Fahrgastraum. Die Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb geschieht mittels Prozessumkehrung mit vier Einzelventilen oder einem 4-Wege-Ventil im Kältemittelkreislauf. Durch die Umschaltung der Kältemittelfliessrichtung kann dem grossen Platzbedarf einer Luftumschaltung entgegengewirkt werden. Der im HVAC-System eingebaute Kondensator wechselt somit im Kühlfall seine Funktion und wird zum Verdampfer. Dasselbe gilt für den im Motorraum eingebaute Wärmeübertrager, welcher im Kühlfall als Kondensator und im Heizfall als Verdampfer betrieben wird.

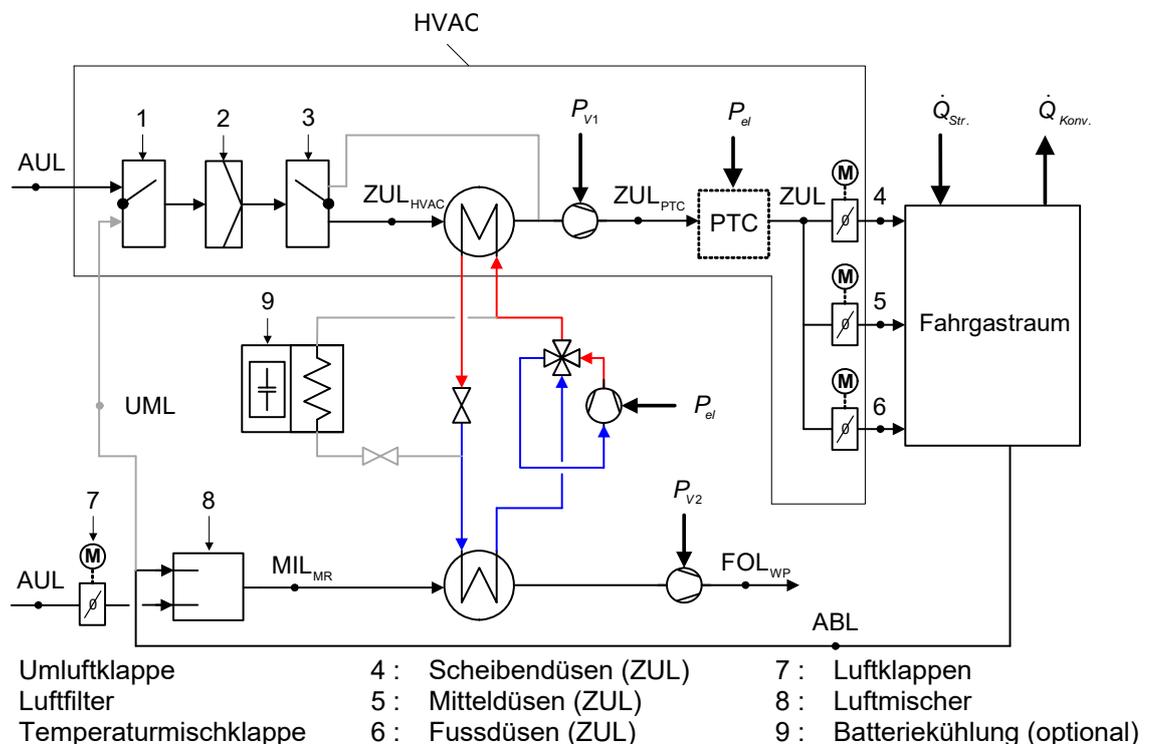


Abbildung 29: Konzept HSLU mit Luftmischung im Heizfall- und Frischluftbetrieb

5.2 Bilanzierung

5.2.1 Frischluft- und Umluftbetrieb

Die Insassen eines Fahrzeuges können zwischen den Klimatisierungseinstellungen Umluft- und Frischluftbetrieb wählen. Durch den Frischluftbetrieb entsteht im Fahrgastraum eine bessere Luftqualität als bei Umluftbetrieb. Daher entscheiden sich die Insassen meist für diese Klimatisierungsoption. Der Umluftbetrieb wird meist bei Fahrten im Tunnel sowie bei unangenehmen Gerüchen oder einer hohen Partikelbelastung der Aussenluft verwendet. Die Belüftungsstufe wird entweder von der Klimaautomatik des Fahrzeugs oder wiederum durch die Insassen gewählt. Die Anzahl Belüftungsstufen unterscheidet sich stark von Hersteller zu Hersteller (typisch sind vier Stufen bis stufenlos). Eine mögliche Teilung der Belüftungsstufen ist in Tabelle 12 ersichtlich. Nach Braess et al. liegt der maximale Luftmassenstrom der eingesetzten HVAC-Systemen bei ca. 0.18 kg/s bei einer Lufttemperatur von 20°C [8].

Das HVAC-System hat die Funktion, ausreichend Frischluft für die Insassen bereitzustellen. Die Einbringung erfolgt dabei mit einem Frischluftmassenstrom durch das HVAC-System und muss jederzeit, sowohl im Frischluftbetrieb als auch im Umluftbetrieb, gewährleistet werden. Der Frischluftmassenstrom ist durch die Norm DIN 1946-2:1994-01 vorgeschrieben und wird als Mindestaussenluft rate bezeichnet. Nach dieser Norm beträgt die erforderliche Mindestaussenluft rate 40 m³/h pro Person. Dies ergibt bei einer Lufttemperatur von 20°C sowie für ein Fahrzeug mit fünf Sitzplätzen einen Frischluftmassenstrom $\dot{m}_{AUL,min}$ von 0.067 kg/s [20].

Belüftungsstufe [-]	1	2	3	4	5	6	7	8
Zuluftmassenstrom [kg/s]	0.067	0.086	0.102	0.118	0.134	0.150	0.166	0.18

Tabelle 12: Zuluftmassenstrom nach [8], [20] aufgeteilt in 8 Belüftungsstufen

Wie erwähnt muss auch im Umluftbetrieb der Mindest-Frischluftmassenstrom dem Fahrgastraum zugeführt werden. Der Umluftbetrieb wird dabei bei den meisten Fahrzeugmodellen entweder komplett ein- oder ausgeschaltet ($UML = 100\%$, $UML = 0$). Sollte jedoch ein System auch andere Klappenstellungen zulassen, kann der Anteil an frischer Aussenluft \dot{m}_{AUL} mit dem Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZUL} gemäss Belüftungsstufe, des Mindest-Frischluftmassenstroms $\dot{m}_{AUL,min}$ und dem Anteil an Umluft UML berechnet werden. Der Anteil des Abluftmassenstroms, der dem System als Umluftmassenstrom \dot{m}_{UML} zugeführt wird, kann aus der Differenz zwischen Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZUL} gemäss Belüftungsstufe und dem Anteil an frischer Aussenluft \dot{m}_{AUL} berechnet werden:

$$\dot{m}_{AUL} = \dot{m}_{ZUL} - \frac{UML}{100} \cdot (\dot{m}_{ZUL} - \dot{m}_{AUL,min}) \quad (5-1)$$

$$\dot{m}_{UML} = \dot{m}_{ZUL} - \dot{m}_{AUL} \quad (5-2)$$

Nach der Umluftklappe mischt sich der Umluftmassenstrom mit dem Aussenluftmassenstrom und wird nachfolgend dem im HVAC-System eingebauten Wärmeübertrager als Zuluft des HVAC $\dot{m}_{ZUL,HVAC}$ zugeführt. Dieser Luftmassenstrom entspricht dem Zuluftmassenstrom des Fahrgastraums \dot{m}_{ZUL} . Die Enthalpie der in den im HVAC eingebauten Wärmeübertrager zugeführten Luft wird mit der Enthalpie der Aussenluft h_{AUL} und der Enthalpie der Umluft h_{UML} sowie den entsprechenden Massenströmen berechnet. Die Enthalpie der Umluft entspricht bei Vernachlässigung von Wärmeverlusten in den Luftkanälen der Enthalpie der Abluft h_{ABL} .

$$h_{ZUL, HVAC} = \frac{(\dot{m}_{AUL} \cdot h_{AUL} + \dot{m}_{UML} \cdot h_{UML})}{\dot{m}_{ZUL}} \quad (5-3)$$

$$\text{wobei: } h_{UML} = h_{ABL} \quad (5-4)$$

5.2.2 Bilanzierung Wärmeübertrager HVAC

Mit dem Wärmeübertrager HVAC wird im Heizbetrieb Wärme an die durchströmende Luft abgegeben und im Kühlbetrieb Wärme aus der durchströmenden Luft aufgenommen. Der für die Klimatisierung des Fahrgastraums benötigte Wärmestrom $\dot{Q}_{WÜ, HVAC}$, kann durch die Differenz der Enthalpie der Luft vor dem Wärmeübertrager $h_{ZUL, HVAC}$ und der Enthalpie der Zuluft des Fahrgastraums h_{ZUL} sowie mit dem Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZUL} berechnet werden. Findet im Kühlfall am Wärmeübertrager Partialkondensation von Wasserdampf aus der durchströmenden Luft statt, verlässt der Wassermassenstrom \dot{m}_w ebenfalls die Bilanzierungsgrenze:

$$\dot{Q}_{WÜ, HVAC} = \dot{m}_{ZUL} \cdot (h_{ZUL} - h_{ZUL, HVAC}) - \dot{m}_w \cdot h_w \quad (5-5)$$

Da der Wassermassenstrom sehr klein ist, kann der «Wärmeaustrag» durch das Wasser vernachlässigt werden.

5.2.3 Bilanzierung Luftmischer

Der Luftmischer mischt Aussenluft mit Abluft. Die Enthalpie der Mischluft nach dem Luftmischer $h_{MIL, MR}$ berechnet sich mit der Enthalpie der Aussenluft h_{AUL} und der Enthalpie der Abluft h_{ABL} sowie den dazugehörigen Massenströmen. Der Luftmassenstrom nach dem Mischer $\dot{m}_{MIL, MR}$ setzt sich aus den Massenstromanteilen der Aussenluft \dot{m}_{AUL} und der nicht für den Umluftbetrieb benötigten Luftmassenstrom der Abluft ($\dot{m}_{ABL} - \dot{m}_{UML}$) zusammen.

$$h_{MIL, MR} = \frac{\dot{m}_{AUL, MIL} \cdot h_{AUL} + \dot{m}_{ABL} \cdot h_{ABL} - \dot{m}_{UML} \cdot h_{ABL}}{\dot{m}_{MIL, MR}} \quad (5-6)$$

5.2.4 Bilanzierung Wärmeübertrager Motorraum

Mit dem im Motorraum eingebauten Wärmeübertrager nimmt die Wärmepumpe von der durchströmenden Luft Wärmeenergie auf (Verdampfer) bzw. die Kälteanlage gibt Wärmeenergie an die durchströmende Luft ab (Kondensator). Der Wärmestrom wird über die Betriebspunktberechnung des Systems im Betriebsmodus Wärmepumpe oder Kälteanlage berechnet. Der aufgenommene oder abgegebene Wärmestrom $\dot{Q}_{WÜ, MR}$ setzt sich aus der Enthalpiedifferenz zwischen der Luft nach dem Luftmischer $h_{MIL, MR}$ und der austretenden Fortluft $h_{FOL, WP}$ sowie dem dazugehörigen Luftmassenstrom $\dot{m}_{MIL, MR}$ zusammen. Die Temperatur der austretenden Fortluft $T_{FOL, WP}$ kann nach Kapitel 3.5 bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{WÜ, MR} = \dot{m}_{MIL, MR} \cdot (h_{MIL, MR} - h_{FOL, WP}) - \dot{m}_w \cdot h_w \quad (5-7)$$

Wie beim HVAC-Wärmeübertrager muss auch hier ein Auskondensieren von Wasserdampf aus der Luft im Wärmepumpenbetrieb berücksichtigt werden. Dafür wird erst die Enthalpie der austretenden Luft $h_{FOL, WP}$ nach Formel (5-7) berechnet. Mit der Wasserdampfbeladung der eintretenden Luft $X_{MIL, MR}$ kann die Taupunkttemperatur sowie die dazugehörige Enthalpie berechnet werden. Ist nun die Enthalpie der austretenden Luft kleiner als die Enthalpie bei der Taupunkttemperatur und Beladung der eintretenden Luft, so kondensiert Wasser aus der Luft. Geschieht dies, wird die Temperatur der austretenden Fortluft $T_{FOL, WP}$ bei einer relativen Luftfeuchtigkeit von 100% berechnet. Findet eine Partialkondensation von Wasserdampf aus der durchströmenden Luft statt, verlässt ebenfalls ein Wassermassenstrom \dot{m}_w die

Bilanzierungsgrenze. Da der Wassermassenstrom sehr klein ist, kann der «Wärmeaustrag» durch das Wasser auch hier vernachlässigt werden.

5.2.5 Ermittlung der Betriebscharakteristik der Wärmepumpe/Kälteanlage

Die zur Ermittlung der Betriebscharakteristik benötigten Prozessgleichungen sind in Kapitel 3 aufgeführt. Anhand der Prozessgleichungen (Gleichung (3-2) bis (3-18)) kann der sich einstellende Zustand des Kältemittelkreislaufes (Verdampfungs- und Kondensationstemperatur, Arbeitsfluid-Massenstrom, Druckverhältnis usw.) in Funktion aller massgebenden Randbedingungen ermittelt werden. Im Rahmen dieses Projektes wurde zur Berechnung der Betriebscharakteristik ein Simulationsprogramm in MATLAB erstellt.

Grober Ablauf des Simulationsprogramms (beispielhaft für Heizbetrieb)

- Einlesen der benötigten Stoffwerte und Konstanten (Flächen der Wärmeübertrager, Wärmedurchgangskoeffizienten, Kompressordaten usw.)
- Festlegen der Startwerte: Als Startwert für den Wärmepumpenbetrieb wird die Verdampfungstemperatur der Zulufttemperatur gleichgesetzt, für die Kondensationstemperatur wird die Innenraumtemperatur verwendet.
- Mit den Startwerten werden die Gleichung (3-2) bis (3-18) berechnet.
- Die Kondensationstemperatur wird so lange erhöht, bis die vorgegebene Innenraumtemperatur durch Aufheizen der Zuluft erreicht werden kann. Die Verdampfungstemperatur wird dabei so lange abgesenkt, bis die geforderte Verdampferleistung dem Kreisprozess zugeführt werden kann.
- Die Berechnung wird durchgeführt, bis das Konvergenzkriterium erreicht wird. Die Berechnungsschleife wird abgebrochen und die relevanten Daten (Verdampfungs- und Kondensationstemperatur, Luftzustände vor und nach den Wärmeübertrager, Kompressorleistung und Drehzahl, Druckverhältnis usw.) werden ausgegeben.

Ein vereinfachter Ablauf des Simulationsprogramms ist in Anhang A3 zu finden. Für sämtliche Berechnungen wurden die Betriebscharakteristika der Wärmeübertrager und weiteren Komponenten implementiert und die Kennfelder der verschiedenen Kompressoren hinterlegt.

5.3 Detailauslegung des Turbokompressors für das Kältemittel R1233zd(E) - Kompaktklasse

Wie bereits im Abschnitt 4.7 beschrieben, wird der Turbokompressor-Prototyp für das Kältemittel R1233zd(E) aufgrund der sehr guten Eignung bezüglich Gaseigenschaften ausgelegt. Die Auslegung des Turbokompressors gliedert sich in die thermodynamische, mechanische, rotordynamische und elektromagnetische Auslegung und Optimierung. Anschliessend folgt die Wahl der Lagerung sowie die thermische Auslegung des Systems und schliesslich die CAD-Modellierung und die Fertigungsplanung. Dabei wird zwischen «Komfortbetrieb» (Frischlufbetrieb) und «effizientem Betrieb» (Umluftbetrieb) unterschieden.

Thermodynamische Auslegung

Analysen bei Celeroton haben gezeigt, dass der Turbokompressor nicht als einstufige Maschine ausgelegt werden sollte. Gründe hierfür sind hohe Effizienz-Einbussen bedingt durch das hohe Druckverhältnis bei einstufiger Kompression, sowie eine ungünstig hohe Kombination aus Drehzahl und Leistung. Zudem weist das resultierende Turbokompressor-Kennfeld eine geringe Kennfeld-Breite auf, was ungünstig für die Wärmepumpen-Anwendung ist. Aus diesen Gründen wird für den Prototyp auf ein zweistufiges Konzept gesetzt. Tabelle 13 listet die grundlegenden Kenndaten für den im Projekt zu realisierenden Kompressor am Auslegungspunkt auf.

Parameter	
Drehzahl	170'000 min ⁻¹
Durchmesser Laufrad Stufe 1	24.0 mm
Druckverhältnis Stufe 1	3.0
Wellenleistung Stufe 1	0.95 kW
Durchmesser Laufrad Stufe 2	19.5 mm
Druckverhältnis Stufe 2	2.0
Wellenleistung Stufe 2	0.60 kW
Gesamt- Druckverhältnis	6.0
Gesamt-Wellenleistung	1.55 kW

Tabelle 13: Kenndatenübersicht der Turbokompressor-Stufen, R1233zd(E) Prototyp.

Bilder der Strömungsberechnung durch die Turbokompressor-Stufen 1+2 können nachfolgenden Abbildungen entnommen werden. Sie zeigen den Verlauf des Druckaufbaus und der Temperatur-Veränderung bei den Randbedingungen an BP8 für die 1. und 2. Kompressorstufe.

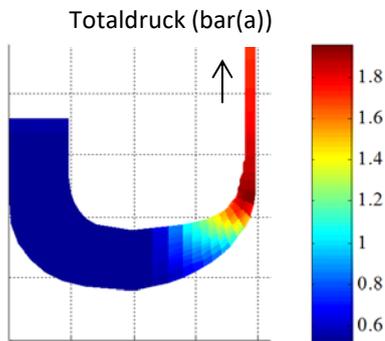


Abbildung 30: Totaldruckerhöhung über Stufe 1.

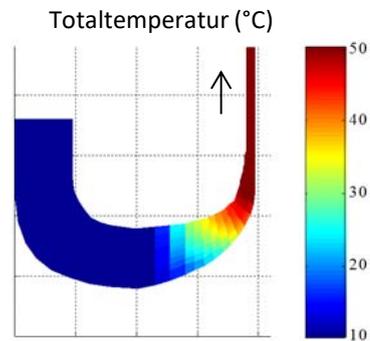


Abbildung 31: Totaltemperaturerhöhung über Stufe 1.

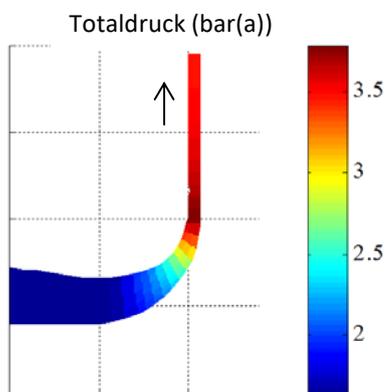


Abbildung 32: Totaldruckerhöhung über Stufe 2.

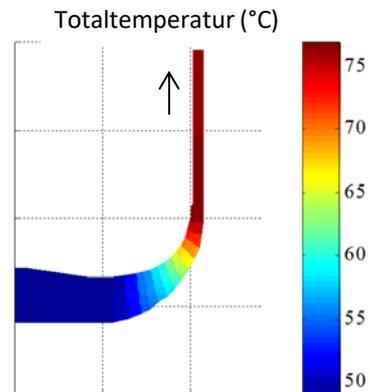


Abbildung 33: Totaltemperaturerhöhung über Stufe 2.

Die berechneten spezifischen Kennfelder des Turbokompressors, welche die Performance des WP/KKA-Systems massgeblich beeinflussen, können im Anhang A3 für die verschiedenen Betriebspunkte entnommen werden. Abbildung 34 stellt die definierten Betriebspunkte im Volumenstrom-/Druckverhältnis-Diagramm dar. Da die Kennfeldbreiten-Anforderungen durch BP1 und BP2 stark vergrössert werden würden, und es andere technische Lösungen zur Abdeckung dieser Punkte gibt (elektr. Zuheizung), sind sie als «Wunschkpunkte» deklariert worden und werden nicht weiter berücksichtigt. Abbildung 35 stellt das reduzierte Turbokompressor-Kennfeld sowie die definierten Betriebspunkte dar.

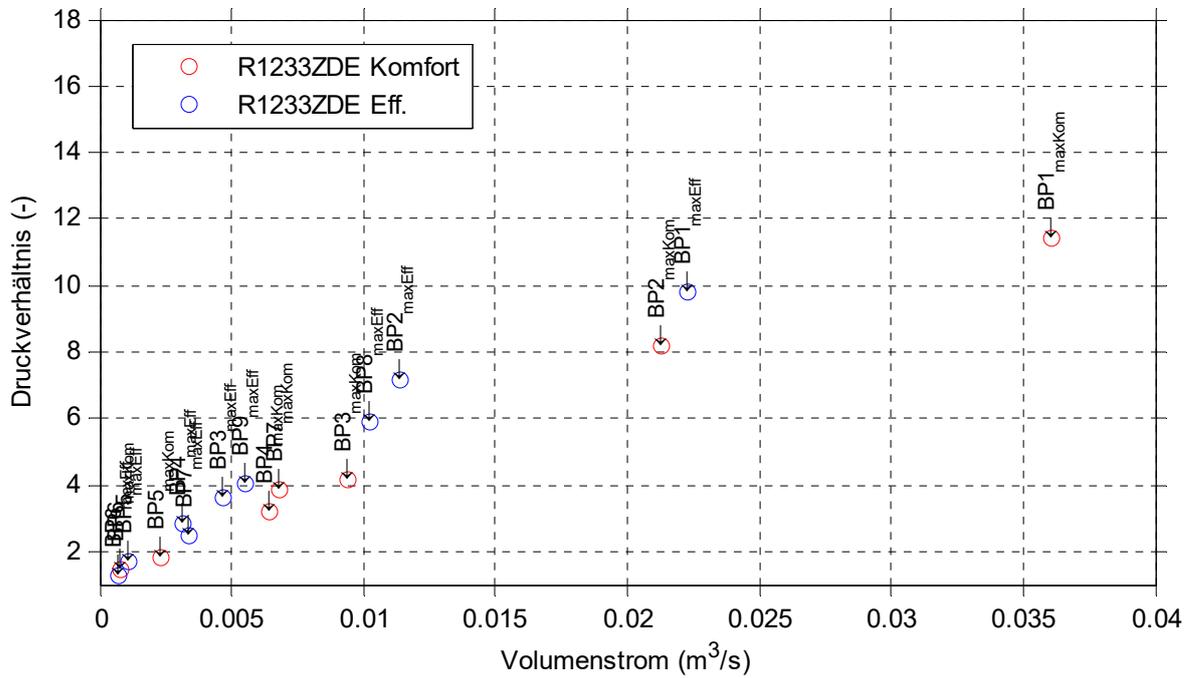


Abbildung 34: Berechnete WP-Betriebspunkte R1233zd(E) im Volumenstrom-/Druckverhältnis-Diagramm. Komfort = Frischluftbetrieb, Eff. = Umluftbetrieb

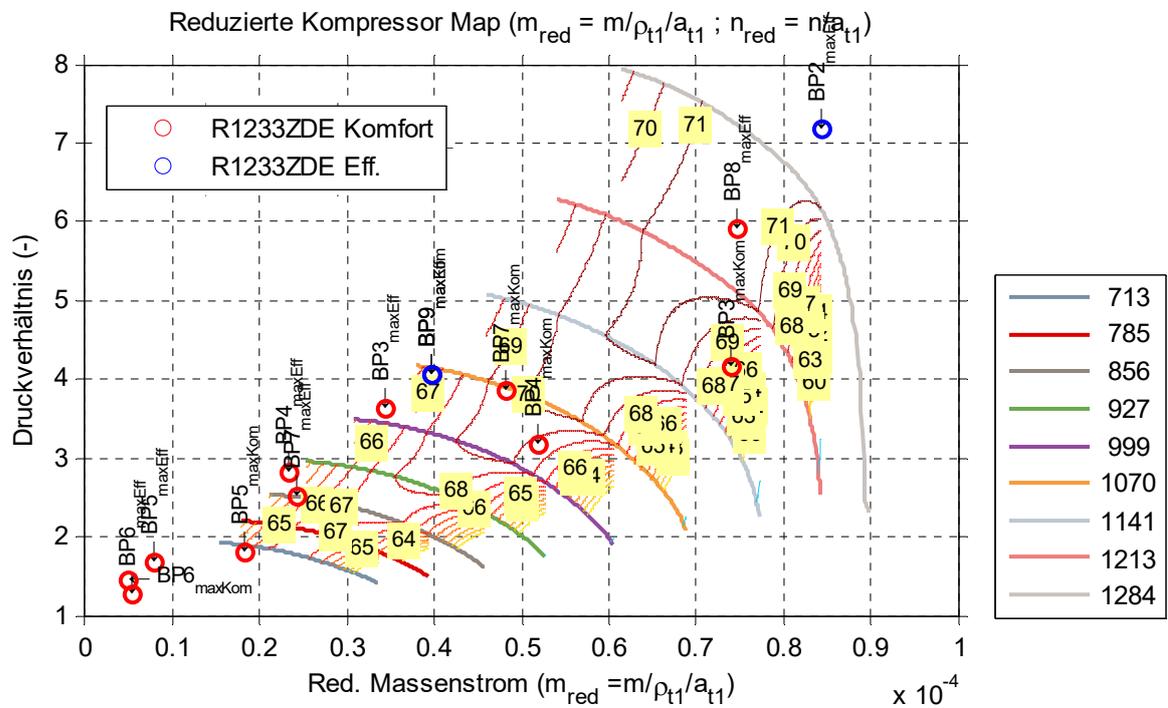


Abbildung 35: Berechnetes Turbokompressor-Kennfeld für R1233zd(E) – Detail-Ausschnitt. Komfort = Frischluftbetrieb, Eff. = Umluftbetrieb

Die berechneten Kenndaten des Turbokompressors sind in Tabelle 14 aufgeführt.

Parameter	
Nominale Drehzahl	170'000 min ⁻¹
Maximale Drehzahl	200'000 min ⁻¹
Nominale Gesamt-Wellenleistung	1.55 kW
Motor-Wirkungsgrad	96.6%
Lagerungsart	Kugellager
Berechnete Maximal-Temperatur in der Wicklung bei BP8 und der Annahme eines idealen Wärmeübergangs zwischen Kühlkörper und Kältemittel (maximal 90°C zulässig)	62.0°C
Kompressor-Hauptmasse	121x110x236 mm
Kompressor-Gewicht	3.0 kg

Tabelle 14: Kenndatenübersicht des Turbokompressors.

Als Lagerungsart werden innerhalb des Projektes Kugellager verwendet. Der Grund hierfür ist die Realisierbarkeit mit limitiertem zeitlichem Aufwand und Kosten. In einem nachfolgenden Schritt ausserhalb dieses Projektes ist die Umstellung auf Gaslager denkbar, um die Lebensdauer auf die geforderten 3000-5000 h im Bereich «Automotive» zu steigern.

Abbildung 36 stellt das innere Konstruktions-Konzept des Kompressors dar. Die Zuströmung erfolgt von rechts und kühlt beim Überströmen des Motorbereichs die Motorkomponenten. Anschliessend wird die Strömung radial einwärts umgelenkt und tritt in die erste Kompressor-Stufe ein. Ein Überstrombogen befördert die Strömung zum Eintritt der 2. Kompressor-Stufe, welche den Druck auf das geforderte Enddruck-Niveau hebt. Der Austritt erfolgt nach Sammlung des Kältemittels in einer Spirale. Der Kompressor ist hermetisch gedichtet, die Ausleitung der elektrischen Anschlüsse erfolgt mittels druckdichter Buchse. Optional kann die Sauggas-Kühlung für Prüfstands-Zwecke durch eine Wasserkühlung ergänzt werden.

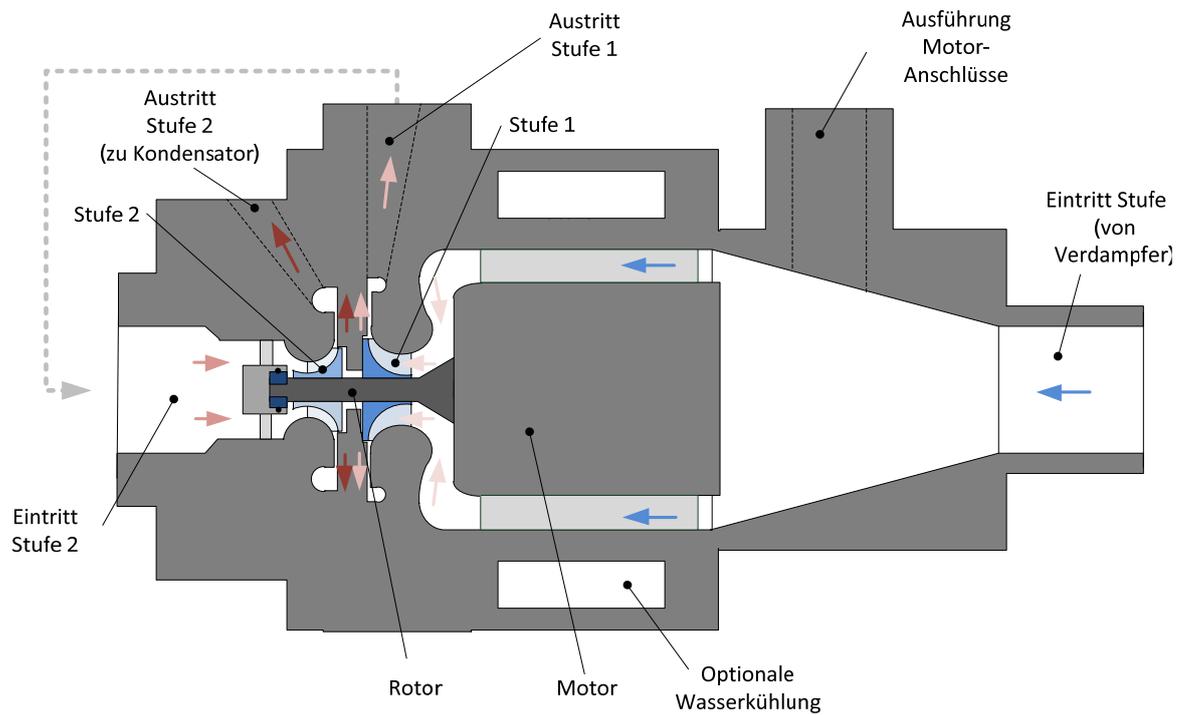


Abbildung 36: Funktions-Konzept des Turbokompressors.

Eine CAD-Visualisierung des Kompressors von aussen ist Abbildung 37 und Abbildung 38 zu entnehmen.

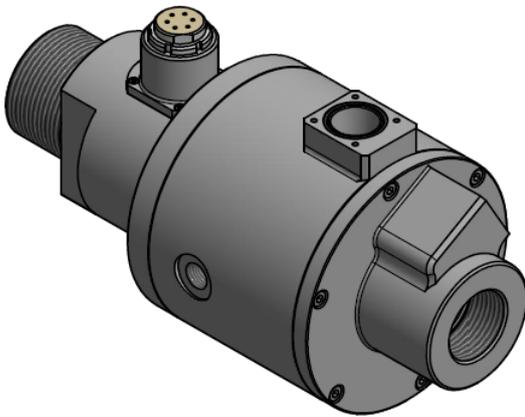


Abbildung 37: CAD-Visualisierung Turbokompressor-Prototyp, Seitenansicht links.

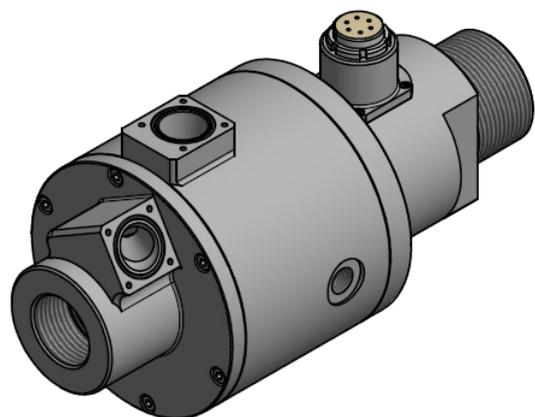


Abbildung 38: CAD-Visualisierung Turbokompressor-Prototyp, Seitenansicht rechts.

5.4 Auslegung Prototyp Turbo-WP/KKA-System R1233zd(E) - Kompaktklasse

Das ausgewählte Kältemittel R1233zd(E), welches eine ideale Eignung für die Auslegung und den Betrieb des Turbokompressors aufweist, stellt bezüglich der Auslegung des Turbo-WP/KKA-Systems eine grosse Herausforderung dar. Die Schwierigkeiten bei der Auslegung der Teilkomponenten des Turbo-WP/KKA-Systems ergeben sich insbesondere durch das tiefe Absolutdruckniveau. Grössere Herausforderungen stellen sich damit bei der Konzeptionierung und Auslegung des Systems für die über den Kältemittelkreislauf realisierte Prozessumschaltung Heizen/Kühlen, der Dimensionierung der Rohrleitungen zur Vermeidung hoher Strömungsdruckverluste sowie bei der Auslegung und Auswahl geeigneter Wärmeübertrager.

5.4.1 Umschaltung Heizen/Kühlen

Zur Realisierung der Prozessumkehrung des Kältemittelkreislaufs (Umschaltung zwischen Heizen und Kühlen) ist der Einsatz eines kostengünstigen differenzdruckgesteuerten 4-Wege-Umkehrventils vorgesehen, welches üblicherweise in Luft/Wasser-Wärmepumpen eingesetzt wird. Die Untersuchungen in diesem Zusammenhang zeigen, dass ein Einsatz solcher 4-Wege-Umkehrventile aufgrund der für die Umschaltung solcher Ventile zu geringen Druckdifferenzen zwischen Kondensations- und Verdampfungsdruck beim Betrieb des Turbo-WP/KKA-Systems nicht möglich ist. Ebenfalls nicht möglich ist der Einsatz von vordruckgesteuerten Magnetventilen, welche im Massenmarkt verhältnismässig kostengünstig angeboten werden. Solche Ventile erfordern minimale Druckdifferenzen über den Ventilkörper von 0.05 bar, damit diese geschaltet werden können. Die minimal erforderlichen Druckdifferenzen über den Ventilkörper von 0.05 bar führen beim Einsatz im Turbo-WP/KKA-System mit dem Kältemittel R1233zd(E) zu unzulässig hohen Druckverlusten in der Sauggas- und Heissgasleitung, was durch ein höheres Druckverhältnis vom Turbokompressor kompensiert werden müsste, damit der erforderliche Temperaturhub in der Wärmepumpe erreicht werden kann.

Das erarbeitete System mit Umschaltung Heizen/Kühlen sieht aufgrund der genannten Gründe die Verwendung von vier motorisch angetriebenen 2-Weg-Ventilen vor. Mit diesem Konzept können die maximal zugelassenen Strömungsdruckverluste in der Sauggas- und Heissgasleitung des Turbo-WP/KKA-Systems eingehalten werden. Nachteil dieser Lösung sind die hohen Kosten für die Umsetzung einer derartigen Lösung und die damit verbundene nur bedingte Eignung für die Anwendung in Fahrzeugen.

5.4.2 Rohrleitungen

Infolge des sehr tiefen Absolutdruckniveaus mit dem gewählten Kältemittel R1233zd(E) führen bereits geringe Druckverluste in der Sauggas- und Heissgasleitung zu einer markanten Vergrösserung des Druckverhältnisses des Turbokompressors. Da das maximale Druckverhältnis des Turbokompressor-Prototyps auf rund 6 limitiert ist, müssen Druckverluste in der Sauggas- und Heissgasleitung durch die optimale Dimensionierung der Rohrleitungen auf ein Minimum reduziert werden. Tabelle 15 zeigt die minimal erforderlichen Rohrleitungsdurchmesser und resultierenden Strömungsgeschwindigkeiten des Kältemittels für die Rohrleitungsabschnitte Sauggasleitung, Heissgasleitung, Flüssigkeitsleitung und Nassdampfleitung.

Leitungsabschnitt	Minimal erforderlicher Rohrleitungs-durchmesser	Resultierende Strömungsgeschwindigkeit Kältemittel bei minimalem Rohrleitungs-durchmesser
Sauggas	32.16 mm / 1 3/8"	13.5 m/s
Heissgas	26.03 mm / 1 1/8"	6.0 m/s
Flüssigkeit/Kondensat	10.92 mm / 1/2"	2.5 m/s
Nassdampf	16.92 mm / 3/4"	ca. 4.5 m/s

Tabelle 15: Minimal erforderliche Rohrleitungsdurchmesser und resultierende Strömungsgeschwindigkeiten der Rohrleitungsabschnitte Sauggasleitung, Heissgasleitung, Flüssigkeitsleitung und Nassdampfleitung

Insbesondere die Rohrleitungsdurchmesser der Sauggas- und Heissgasleitung fallen mit 32 mm (Sauggas) und 26 mm (Heissgas) sehr gross aus. Diese grossen erforderlichen Rohrleitungsdurchmesser und dass damit resultierende Bauvolumen sprechen gegen eine Eignung in der Fahrzeug-Anwendung.

5.4.3 Wärmeübertrager

Für einen optimalen Betrieb des Turbo-WP/KKA-Systems müssen die Wärmeübertrager bestmöglich ausgelegt und evaluiert werden. Ziele sind möglichst geringe Temperaturdifferenzen für die Wärmeübertragung bei gleichzeitig möglichst geringer Baugrösse der Wärmeübertrager. Zur Umsetzung des gewählten Konzepts mit Abwärmenutzung müssen beide Wärmeübertrager in Kanalsystemen eingebaut werden. Eine detaillierte Marktrecherche in diesem Zusammenhang zeigt, dass die maximalen Abmessungen der Anströmflächen der Wärmeübertrager im Fahrzeug infolge der Einbausituation mit maximal 350 mm x 350 mm stark limitiert ist.

Wärmeübertrager	Angestrebter Typ und Baugrösse	Evaluiertes Typ und effektive Baugrösse
Motorraum	Microchannel Verdampfer/Kondensator BxHxT 350x350x150 mm	Lamellen-Verdampfer/Kondensator BxHxT 650x350x550 mm
HVAC	Microchannel Verdampfer/Kondensator BxHxT 350x350x150 mm	Microchannel Verdampfer/Kondensator BxHxT 350x350x50 mm

Tabelle 16: Angestrebte und effektiv evaluierte Typen und Baugrössen der Wärmeübertrager Motorraum und HVAC für R1233zd(E)

Bezüglich des Wärmeübertragers «HVAC» zeigen die Auslegungen, dass Microchannel Verdampfer/Kondensatoren für die vorliegende Anwendung verfügbar sind, welche die gesetzten Spezifikationen bezüglich Wärmeübertragung und Abmessungen erfüllen (Tabelle 16). Der evaluierte Wärmeübertrager «HVAC» ermöglicht einen Betrieb bei geringen Temperaturdifferenzen für die Wärmeübertragung, so dass eine hohe Effizienz ermöglicht wird.

Als kritisch bezüglich der Auslegung und Auswahl erweist sich dagegen der Wärmeübertrager «Motorraum». Eine umfassende Marktrecherche zeigt, dass aktuell keine Microchannel Verdampfer/Kondensatoren, welche im Unterdruckbetrieb einwandfrei betrieben werden können, verfügbar sind. Aus diesem Grund musste für den Wärmeübertrager «Motorraum» der angestrebte Microchannel Verdampfer/Kondensator durch einen konventionellen Lamellen-Verdampfer/Kondensator ersetzt werden. Dieser wurde durch die Firma WTS Produktions AG (Alterswil, CH) ausgelegt und dimensioniert. Bei Verwendung von konventionellen Lamellen-Verdampfer/Kondensatoren können die angestrebten maximalen Abmessungen nicht eingehalten werden. Ursache dafür sind unter anderem die tiefen Absolutdruckniveaus im Wärmeübertrager «Motorraum». Die resultierenden Abmessungen des Wärmeübertragers «Motorraum» von 650x350x550 mm (BxHxT) verunmöglichen einen Einbau des Wärmeübertragers in ein Fahrzeug und damit die Umsetzung des gewählten Konzepts.

5.5 Kompressorauslegung R1234yf, R1234ze - Golfklasse

5.5.1 Aerodynamische Prüfung für die Kältemittel R1234ze und R1234yf - Golfklasse

In diesem Kapitel wird die aerodynamische Machbarkeit von Turbokompressoren für die Kältemittel R1234ze und R1234yf in der Leistungsklasse «Golfklasse» geprüft. Relevante Betriebspunkt-Spezifikationen sind dem Anhang A6 zu entnehmen.

Vergleich der Anforderungen der Kältemittel R1234ze und R1234yf

Zur Beurteilung des Potentials des Turbokompressors für die Kältemittel R1234ze und R1234yf werden die berechneten Betriebspunkte im Volumenstrom-/Druckverhältnis-Diagramm dargestellt, siehe Abbildung 39. Klar erkennbar ist die bei hohen Volumenströmen und Druckverhältnissen angesiedelte Lage der Betriebspunkte BP1+2, welche die Heizsituation bei sehr kalten Bedingungen darstellen.

Diese als «optional» deklarierten Betriebspunkte (siehe Tabelle 18) erfordern ein der Charakteristik des Turbokompressors gegensätzliches Verhalten. So wird exemplarisch bei BP2 und dem Kältemittel R1234ze ein sehr breites Kennfeld bei Druckverhältnissen von 6-8 gefordert. Aufgrund von physikalischen Gegebenheiten verengt sich jedoch die Kennfeld-Breite eines Turbokompressors mit steigendem Druckverhältnis und fixierter Kompressor-Stufen-Anzahl. Aus diesem Grund werden BP1+2 nachfolgend nicht weiter berücksichtigt, eine elektrische Zuheizung ist in diesen Betriebspunkten notwendig.

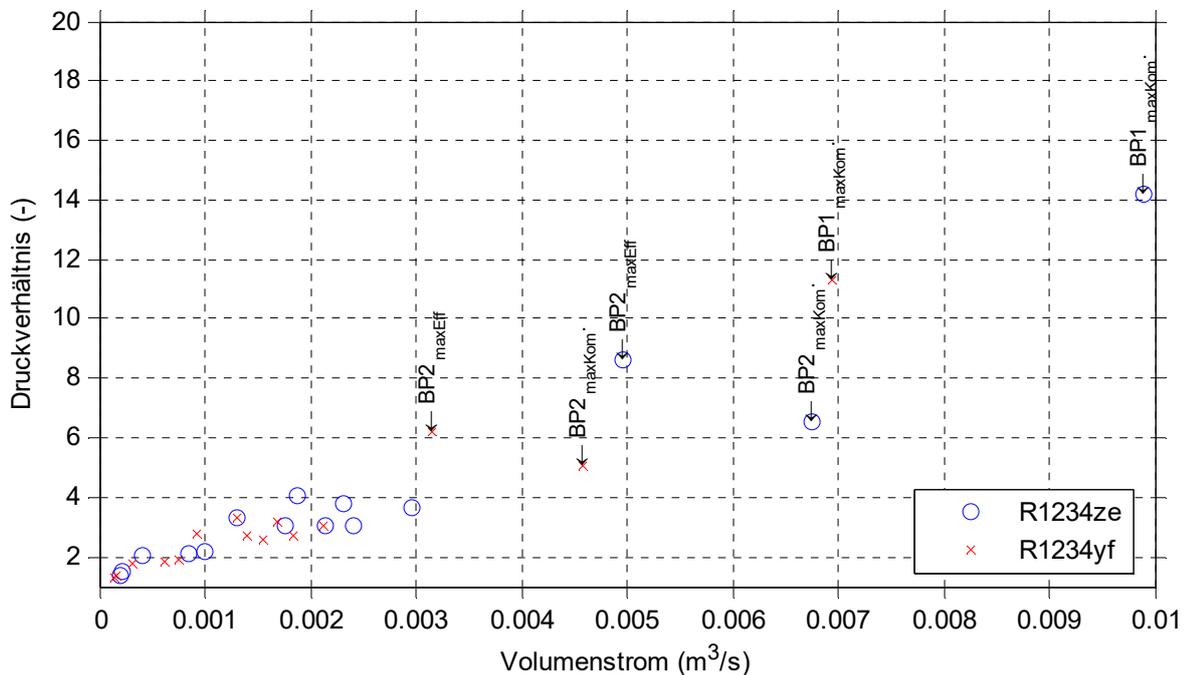


Abbildung 39: Berechnete WP-Betriebspunkte im Volumenstrom-/Druckverhältnis-Diagramm – R1234ze und R1234yf.
maxKom. = Frischluftbetrieb, maxEff. = Umluftbetrieb

Abbildung 40 stellt einen Detailausschnitt von Abbildung 39 dar. Eingefärbt ist hier der von der Anwendung geforderte Betriebsbereich.

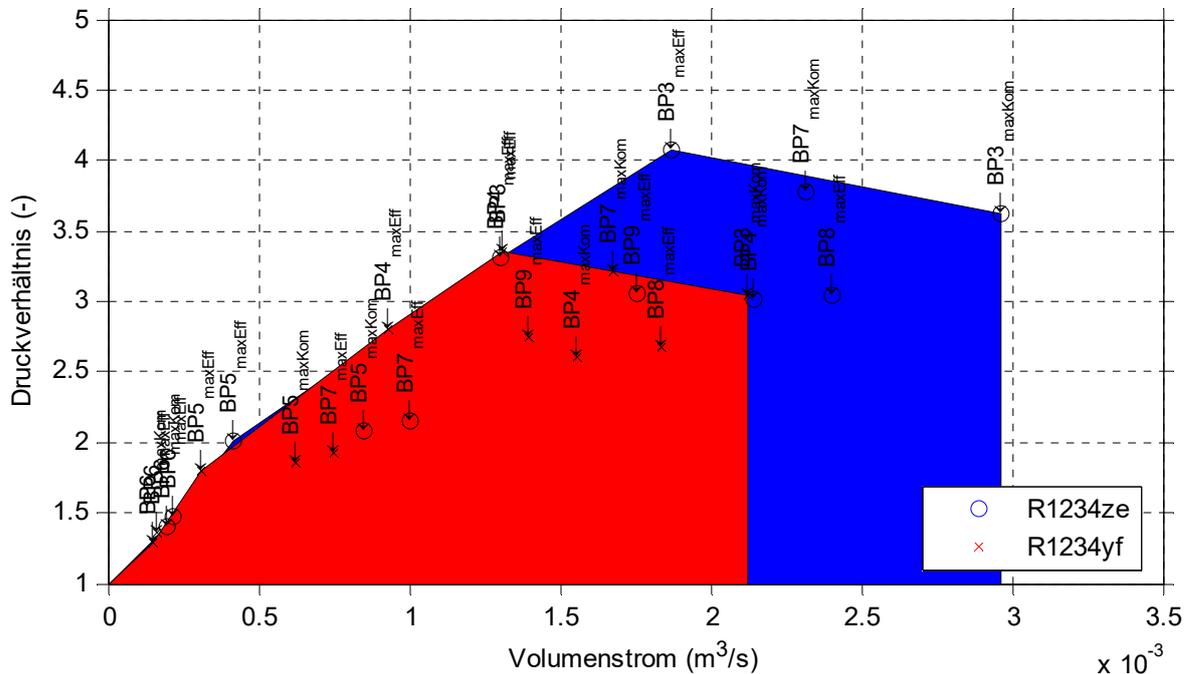


Abbildung 40: Berechnete WP-Betriebspunkte im Volumenstrom-/Druckverhältnis-Diagramm (Detailansicht ohne BP1+2).
maxKom. = Frischluftbetrieb, maxEff. = Umluftbetrieb

Folgende Ergebnisse können aus obiger Abbildung abgeleitet werden:

- Die linke Kennfeld-Grenze ist bei R1234ze und R1234yf nahezu identisch.
- R1234ze erfordert, verglichen mit R1234yf, höhere Druckverhältnisse.
- R1234ze erfordert, verglichen mit R1234yf bei gleichem Druckverhältnis, ein breiteres Kennfeld.
- Die kleinere, erforderliche Kennfeldbreite bei R1234yf wirkt sich positiv auf die Platzierung der Betriebspunkte im Kennfeld aus. Da diese enger beisammen liegen, lässt sich das Kennfeld optimaler bzgl. Wirkungsgrad positionieren. Randbereiche des Kennfeldes, mit stark vermindertem Wirkungsgrad, müssen ggf. nicht zwangsweise verwendet werden um die Erreichbarkeit der Betriebspunkte zu ermöglichen.
- R1234yf erfordert, verglichen mit R1234ze, kleinere Volumenströme was sich positiv auf die Kompressor-Baugröße aber auch auf die Verrohrungs- und Sekundärkomponenten-Baugröße auswirkt.

Aerodynamische Machbarkeits-Prüfung R1234yf und R1234ze – einstufig

Nachfolgender Abschnitt stellt vorerst die Machbarkeits-Prüfung für das Kältemittel R1234yf auf Basis eines einstufigen Turbokompressors dar. Dieses Kältemittel wird vorrangig betrachtet, da die Anforderungen an die Kennfeldbreite hier kleiner sind als bei R1234ze. Hierzu erfolgt eine Vorauslegung der Maschine, ein prognostiziertes Kennfeld ist Abbildung 41 inkl. der geforderten Betriebspunkte zu entnehmen.

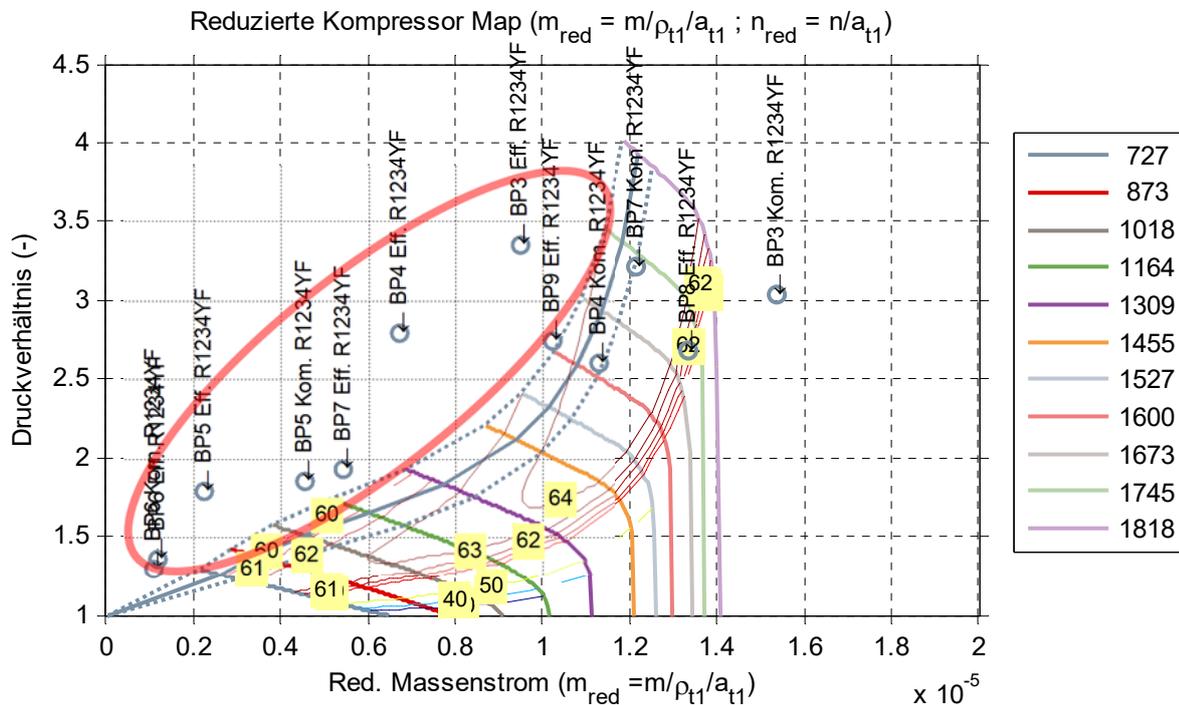


Abbildung 41: Berechnetes Turbokompressor-Kennfeld für R1234yf – einstufiger Turbokompressor
Kom. = Frischluftbetrieb, Eff. = Umluftbetrieb

Folgende Ergebnisse können aus obiger Abbildung abgeleitet werden:

- Die Breite des Kennfeldes (Abstand zwischen der linken und rechten Grenze bei gleichem Druckverhältnis) nimmt mit steigendem Druckverhältnis deutlich ab. Dies ist ein allgemeines Charakteristikum eines Turbokompressors. Dies führt dazu, dass die Mehrzahl der Betriebspunkte nicht direkt erreicht werden kann.
- Eine Erhöhung der Drehzahl führt ab einer gewissen Drehzahl zu keiner signifikanten Erhöhung des Massenstroms mehr. Dieser max. mögliche Massenstrom wird als Sperrgrenze bezeichnet.
- Die Gesamtkennfeld-Breite ist ungenügend, um die Mehrzahl der Betriebspunkte zu erreichen. Die Erreichbarkeit könnte mittels zweier Betriebsmodi verbessert werden:
 - o Die Maschine könnte bei einem höheren Massenstrom betrieben werden. Der nicht notwendige Massenstrom müsste mittels eines Bypasses wieder zum Eintritt zurückgeführt werden. Stark verminderte Wirkungsgrade an diesen Betriebspunkten wären die Folge.
 - o Die Maschine müsste getaktet betrieben werden.

Zusammengefasst muss festgestellt werden, dass ein einstufiges Maschinenkonzept für die vorgegebenen Anforderungen sich als ungenügend geeignet herausstellt. Gründe sind vor allem die eingeschränkte, noch zur Verfügung stehende, Kennfeldbreite bei hohen Druckverhältnissen.

Für R1234ze stellt sich die Situation noch verschärfter dar, da ein noch breiteres Kennfeld bei vergleichbaren Druckverhältnissen gefordert ist. Eine einstufige Lösung für R1234ze wird daher nicht untersucht.

Aerodynamische Machbarkeits-Prüfung R1234yf – zweistufig

Durch Verwendung von zwei Kompressor-Stufen kann die resultierende Gesamtkennfeldbreite gesteigert werden. Abbildung 42 stellt das prognostizierte Kennfeld inklusive der geforderten Betriebspunkte für eine zweistufige Maschinen-Auslegung mit R1234yf dar.

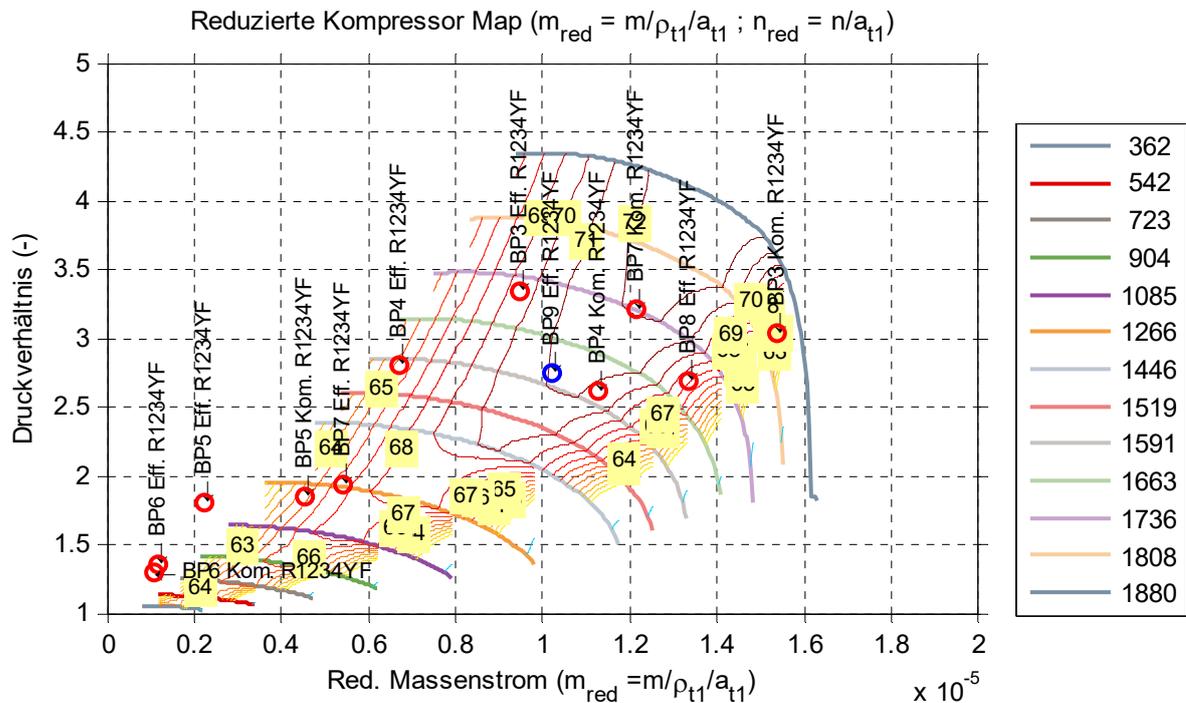


Abbildung 42: Berechnetes Turbokompressor-Kennfeld für R1234yf – zweistufige Kompressor
Kom = Frischluftbetrieb, Eff. = Umluftbetrieb

Folgende Ergebnisse können aus obiger Abbildung abgeleitet werden:

- Die Gesamtkennfeldbreite ist, verglichen mit Abbildung 41, deutlich grösser. Dies kommt den Bedürfnissen der Wärmepumpen-Anwendung entgegen.
- Die Mehrzahl der Betriebspunkte kann durch dieses Kennfeld direkt erreicht werden. Nicht erreicht werden können BP5 Eff, BP6 Kom + Eff. Sie liegen links von der Pumpgrenze.
 - o Die Erreichbarkeit dieser BPs könnte durch die im vorherigen Abschnitt genannte Modi gewährleistet werden. Aufgrund der geringen Leistungen bei diesen Punkten sind die entstehenden Wirkungsgrad-Verluste durch z.B. einen Betrieb im Bypass von vermindertem Einfluss und daher zu prüfen.

Details zur aerodynamischen Vorauslegung können der Tabelle 17 entnommen werden. Abschliessend schlüsselt Tabelle 18 die berechneten Wirkungsgrade und Drehzahlen an den verschiedenen Betriebspunkten mit den Annahmen aus Tabelle 17 auf.

Parameter	
Nominale Drehzahl	240'000 min ⁻¹
Maximale Drehzahl	260'000 min ⁻¹
Durchmesser Laufrad Stufe 1	12.7 mm
Durchmesser Laufrad Stufe 2	12.1 mm
Auf Vergleichsbasis ähnlicher Maschinen ermittelter Motorwirkungsgrad eines Kugellager-Systems	95%
Auf Vergleichsbasis ähnlicher Umrichter ermittelter Umrichter-Wirkungsgrad	95%

Tabelle 17: Kenndatenübersicht des Turbokompressors für R1234yf

BP	Modus	Status	Direkt erreichbar	Aerodyn. isentr. Wirkungsgrad (%)	Kompressor/Umrichter-Wirkungsgrad (%)	Umrichter-Eingangsleistung (W)*	Bemerkung
1		Optional	Nein	-	-	-	Nicht erreichbar
2		Optional	Nein	-	-	-	Nicht erreichbar
3	Max. Kom.	Muss	Ja	65	59	1148	-
	Max. Eff.	Muss	Ja	71	64	615	-
4	Max. Kom.	Muss	Ja	72	65	719	-
	Max. Eff.	Muss	Ja	66	60	452	-
5	Max. Kom.	Muss	Ja	65	59	251	-
	Max. Eff.	Muss	Nein	Taktung.: 65** Bypass: 65/2=32.5	59 29	119 238	-
6	Max. Kom.	Muss	Nein	Taktung.: 65** Bypass: 65/2=32.5	59 29	32 65	-
	Max. Eff.	Muss	Nein	Taktung.: 65** Bypass: 65/2=32.5	59 29	41 82	-
7	Max. Kom.	Muss	Ja	73	66	875	-
	Max. Eff.	Muss	Ja	67	60	334	-
8	Max. Eff.	Muss	Ja	70	63	1211	-
9	Max. Eff.	Optional	Ja	72	65	1120	-

* Berechnet mittels Leistungsberechnung aus Betriebspunkt-Definition und Wirkungsgrad-Berechnungen von Celeroton.

** Idealfall

Max. Kom. = Frischluftbetrieb, Max. Eff. = Umluftbetrieb

Tabelle 18: Betriebspunkt-Daten zweistufige Kompressor-Auslegung R1234yf

Aerodynamische Machbarkeits-Prüfung R1234ze – zweistufig, exkl. BP3 Kom.

Voruntersuchungen haben ergeben, dass ein Turbokompressor für R1234ze aufgrund der geforderten Kennfeldbreite inkl. «BP3, Kom.» und allen anderen Betriebspunkten nicht sinnvoll möglich ist. Der Unterschied zwischen «BP3, Kom.» und «BP3, max. Eff.» ist der Anteil an Frischluft. Für diese Machbarkeitsprüfung wird «BP3, Kom.» daher als «Wunsch» deklariert. Abbildung 43 zeigt das berechnete Kennfeld für eine zweistufige Kompressor-Auslegung mit R1234ze.

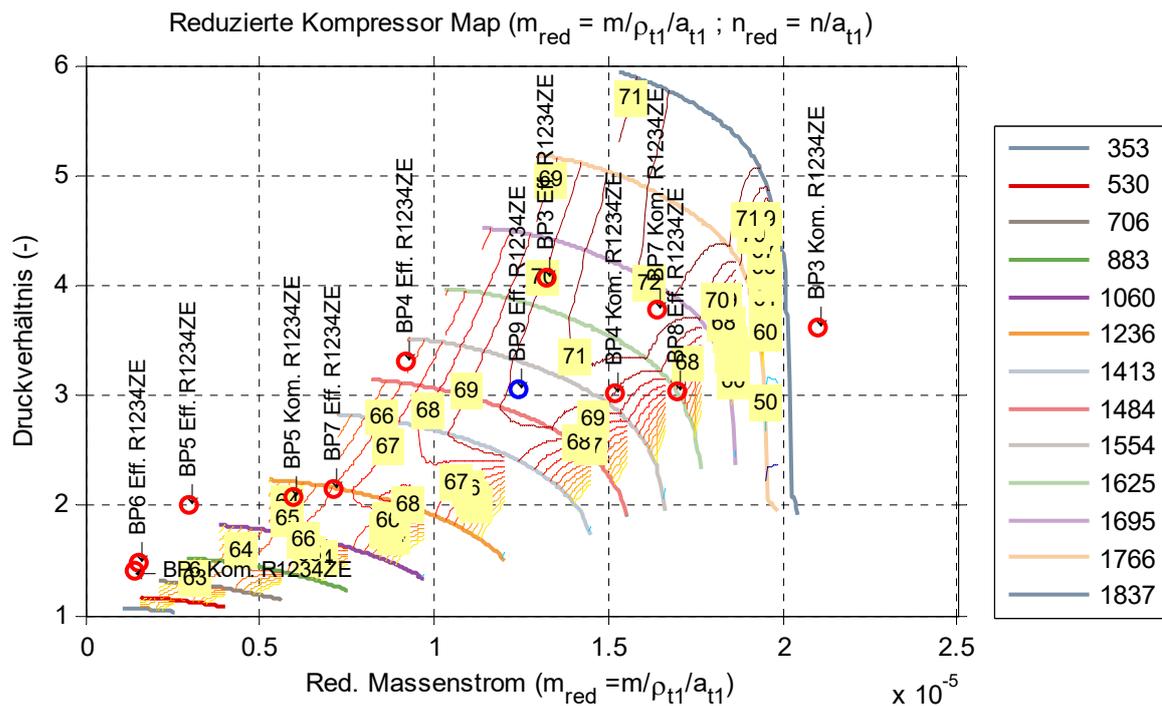


Abbildung 43: Berechnetes Turbokompressor-Kennfeld für R1234ze – zweistufiger Kompressor
Kom = Frischluftbetrieb, Eff. = Umluftbetrieb

Folgende Ergebnisse können aus obiger Abbildung abgeleitet werden:

- Die Mehrzahl der Betriebspunkte kann durch dieses Kennfeld direkt erreicht werden. Nicht erreicht werden können BP3 Kom., BP5 Eff., BP6 Kom. + Eff.
 - o Die Erreichbarkeit von BP5 und BP6 könnte durch die im vorherigen Abschnitt genannte Modi gewährleistet werden.

Details zur aerodynamischen Vorauslegung können Tabelle 19 entnommen werden. Abschliessend schlüsselt Tabelle 20 die berechneten Wirkungsgrade und Drehzahlen an den verschiedenen Betriebspunkten mit den Annahmen aus Tabelle 19 auf.

Parameter	
Nominale Drehzahl	240'000 min ⁻¹
Maximale Drehzahl	260'000 min ⁻¹
Durchmesser Laufrad Stufe 1	14.5 mm
Durchmesser Laufrad Stufe 2	13.8 mm
Auf Vergleichsbasis ähnlicher Maschinen ermittelter Motorwirkungsgrad eines Kugellager-Systems	95%
Auf Vergleichsbasis ähnlicher Umrichter ermittelter Umrichter-Wirkungsgrad	95%

Tabelle 19: Kenndatenübersicht des Turbokompressors für R1234ze

BP	Modus	Status	Direkt erreichbar	Aerodyn. isentr. Wirkungsgrad (%)	Kompressor/Umrichter-Wirkungsgrad (%)	Umrichter-Eingangsleistung (W)*	Bemerkung
1		Optional	Nein	-	-	-	Nicht erreichbar
2		Optional	Nein	-	-	-	Nicht erreichbar
3	Max. Kom.	Optional	Nein	-	-	-	Nicht erreichbar
	Max. Eff.	Muss	Ja	70	63	652	-
4	Max. Kom.	Muss	Ja	70	63	769	-
	Max. Eff.	Muss	Ja	65	59	482	-
5	Max. Kom.	Muss	Ja	64	58	276	-
	Max. Eff.	Muss	Nein	Taktung.: 65** Bypass: 65/2=32.5	59 29	129 258	-
6	Max. Kom.	Muss	Nein	Taktung.: 65** Bypass: 65/2=32.5	59 29	39 78	-
	Max. Eff.	Muss	Nein	Taktung.: 65** Bypass: 65/2=32.5	59 29	48 95	-
7	Max. Kom.	Muss	Ja	71	64	926	-
	Max. Eff.	Muss	Ja	66	60	361	-
8	Max. Eff.	Muss	Ja	66	60	1303	-
9	Max. Eff.	Optional	Ja	70	63	1136	-

* Berechnet mittels Leistungsberechnung aus Betriebspunkt-Definition und Wirkungsgrad-Berechnungen von Celeroton.

** Idealfall

Max. Kom. = Frischluftbetrieb, Max. Eff. = Umluftbetrieb

Tabelle 20: Betriebspunkt-Daten zweistufige Kompressor-Auslegung R1234ze

5.5.2 Zusammenfassung

Die aerodynamischen Prüfungen für R1234yf und R1234ze zeigen, dass ein Grossteil der geforderten Betriebspunkte erreicht werden kann. R1234yf bietet Vorteile bzgl. der Betriebspunkt-Erfüllung von «BP3 Kom.», R1234ze führt zu leicht grösseren Laufrad-Durchmessern, was der Fertigungs-Tauglichkeit und TipClearance-Sensitivität entgegenkommt. Die Kombination von Drehzahl (max. ca. 260 krpm) und Leistung (max. ca. 1.1 kW) erscheint als realistisch machbar, verglichen mit anderen bereits von Celeroton realisierten Systemen, siehe [37].

Abschliessend sei auf folgende Punkte explizit hingewiesen:

- Es sollte in einem nachfolgenden Schritt detailliert über die Priorisierung und Notwendigkeit der Betriebspunkte aus Systemsicht diskutiert werden, um essentiell notwendige Betriebspunkte und flexible Betriebspunkte voneinander zu trennen. Diese Untersuchungen haben einen wertvollen Beitrag geleistet und aufgezeigt, dass diese Trennschärfe für die optimale Platzierung des Turbokompressor-Kennfeldes notwendig ist.
- Die Laufräder sind mit ca. 13-15 mm Laufrad-Durchmesser verhältnismässig klein. Dies hat Vorteile hinsichtlich der Gesamtkompressor-Grösse, stellt jedoch vergleichsweise hohe Anforderungen auf Seite der Fertigungstechnik und einzuhaltender Toleranzen. Celeroton kann Erfahrungen für Laufräder in dieser Grössenordnung ausweisen, siehe Celeroton Produkt-Kompressor CT-15-150 [38].
- Zur Fixierung der finalen Kompressor-Drehzahl sollte vor einer Detailauslegung eine Sensitivitäts-Analyse obiger Designs hinsichtlich des Einflusses der TipClearance und des Wirkungsgrades erfolgen.
- Aufgrund der miniaturisierten Bauform ist der Einfluss etwaiger Leckage- und Spülgas-Pfade innerhalb des Kompressors potenziell gross. Dies ist im Rahmen dieser Untersuchungen nicht bewertet worden und muss innerhalb einer Detail-Auslegung zusammen mit System-Konzept-Aspekten geprüft werden.

Aufgrund dieser Thematik ist speziell die Anordnung der Impeller auf der Welle des Antriebsmotors detailliert zu untersuchen. Denkbar sind beispielsweise die Anordnung der Impeller auf einer Seite, wie innerhalb des Prototyps mit R1233zd(E) gewählt, oder eine Anordnung mit je einem Impeller auf einer Wellenseite. Beide Konzepte bieten Vor- und Nachteile – es ist innerhalb einer Detailauslegung zu eruieren, welches Konzept die meisten Vorteile bietet.

5.6 Auslegung Prototyp Turbo-WP/KKA-System R1234yf, R1234ze - Golfklasse

Die Kältemittel R1234yf und R1234ze eignen sich gut für die Auslegung und den Betrieb des Turbo-WP/KKA-Systems. Für beide Kältemittel sind Wärmepumpen-Komponenten auf dem Markt verfügbar. Des Weiteren weisen beide Kältemittel ein grösseres Absolutdruckniveau auf als R1233zd(E), was sich positiv auf die Auslegung und Dimensionierung von Komponenten auswirkt.

5.6.1 Umschaltung Heizen/Kühlen

Die Prozessumkehrung des Kältemittelkreislaufs (Umschaltung zwischen Heizen und Kühlen) kann mittels einem differenzdruckgesteuerten 4-Wege-Umkehrventil realisiert werden. Die minimal erforderlichen Öffnungsdruckdifferenzen zwischen Kondensations- und Verdampfungsdruck von 3 bar (für beispielsweise 4-Wege-Umkehrventilen der Firma Danfoss) werden bei den meisten Betriebspunkten für die Kältemittel R1234yf und R1234ze eingehalten, womit ein Betrieb des Turbo-WP/KKA-Systems möglich ist. Lediglich bei den BP5 und BP6 sind die Druckdifferenzen kleiner 3 bar, so dass ein sicheres Umschalten kritisch ist (Daten gemäss Anhang A6).

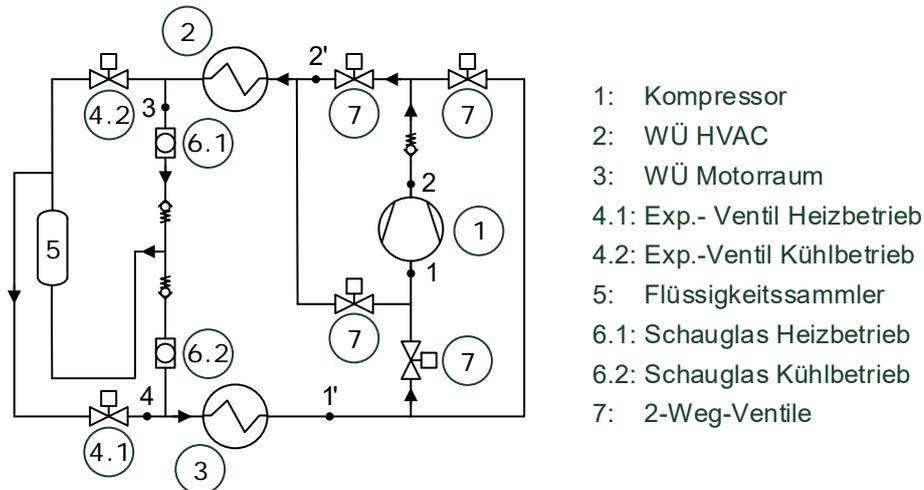


Abbildung 44: Aufbau Turbo-WP/KKA-System mit vier 2-Weg-Ventilen zur internen Umschaltung Heizen/Kühlen; Strömungsrichtung eingezeichnet im **Heizbetrieb**

Die Verwendung der Kältemittel R1234yf und R1234ze erlauben des Weiteren den Einsatz von vordruckgesteuerten Magnetventilen, die eine minimale Druckdifferenz von 0.05 bar über den Ventilkörper erfordern. Diese können aufgrund der vergleichsweise hohen Absolutdrücke (Vergleiche BP8 für Kältemittel R1234yf: $p_V = 4.3 \text{ bar(a)}$, $p_K = 11.5 \text{ bar(a)}$) eingesetzt werden. Die dadurch verursachten Druckverluste beim Einsatz von vordruckgesteuerten Magnetventilen sind vertretbar klein und würden die Effizienz des Turbo-WP/KKA-Systems nicht stark beeinflussen (siehe Abschnitt 5.6.2).

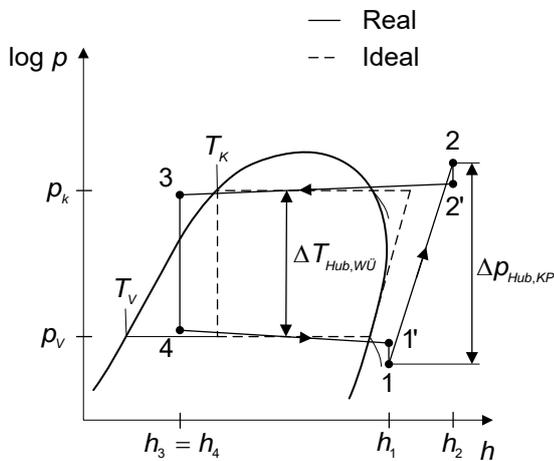


Abbildung 45: Wärmepumpen Kältemittelkreislauf eingezeichnet im $\log p, h$ -Diagramm mit qualitativer Darstellung möglicher Systemdruckverluste

Abbildung 45 zeigt den idealen und realen Verlauf des Kältemittelkreislaufes auf. Mit dem realen Verlauf soll aufgezeigt werden, dass sich die Druckverluste vor und nach dem Kompressor durch die Ventile für die Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb direkt auf das Druckverhältnis des Kompressors auswirken und somit auch auf die Effizienz des Systems. Auf die Druckverluste in der Sauggasleitung und die damit benötigten Rohrdurchmesser wird im nächsten Abschnitt eingegangen.

5.6.2 Systemdruckverluste und Rohrleitungsdimensionen

Systemdruckverluste im Kältemittelkreislauf beeinflussen die Gesamteffizienz des WP/KKA-Systems. Nebst den Druckverlusten in den Wärmeübertragern verursachen zusätzlich Einbauten wie Ventile (wie in vorgängigem Abschnitt 5.6.1 beschrieben), Rohrkrümmungen und Rohrdimensionen weitere Systemverluste. Je nach dem wo die Systemdruckverluste im Kältemittelkreislauf anfallen, haben sie einen direkten Einfluss auf das Druckverhältnis, welches vom Kompressor aufgebracht werden muss, damit die geforderten Temperaturniveaus erreicht werden können. Aus diesem Grund sind die Druckverluste so gering wie möglich zu halten und die Komponenten entsprechend zu dimensionieren.

Durch die niedrige Dichte und Temperatur des gasförmigen Kältemittels treten die höchsten Volumenströme in der Sauggasleitung auf. Der Rohrdurchmesser der Sauggasleitung muss im Vergleich zu den anderen Rohrleitungen im Kältemittelkreislauf am grössten gewählt werden, so dass der Druckverlust, welcher unter anderem eine Funktion der Strömungsgeschwindigkeit ist, minimiert werden kann. Abbildung 46 zeigt den Druckverlust in Abhängigkeit des Rohrdurchmessers ermittelt für den BP8 für verschiedene Kältemittel. Die Kältemittel R1234yf und R1234ze erfordern kleinere Rohrdurchmesser verglichen mit dem Kältemittel R1233zd(E). Diese Tatsache ist auf das geringe Absolutdruckniveau von R1233zd(E) zurückzuführen, was sich direkt in einer kleineren Dichte und folglich einem vergleichsweise grossen Volumenstrom beziehungsweise Strömungsgeschwindigkeit widerspiegelt. Bei den Kältemitteln R1234yf und R1234ze sind die Strömungsgeschwindigkeiten geringer und die Rohrdurchmesser können entsprechend kleiner dimensioniert werden.

In Abbildung 47 wird veranschaulicht, wie sich die Druckverluste auf das Druckverhältnis auswirken. Hierbei wurden nur die Druckverluste in der Sauggasleitung berücksichtigt – also jene Verluste, die zwischen Verdampfer-Austritt und Kompressor-Eintritt entstehen und z.B. durch Rohrkrümmen, vordruckgesteuerte Magnetventile oder durch Reibungsverluste an der Rohrwand verursacht werden. Gerade diejenigen Druckverluste, welche bei einem tiefen Absolutdruckniveau auftreten, beeinflussen das Druckverhältnis mehr als diejenigen auf einem hohen Absolutdruckniveau. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Druckverhältnisse der Kältemittel R1234yf und R1234ze nur geringfügig ansteigen.

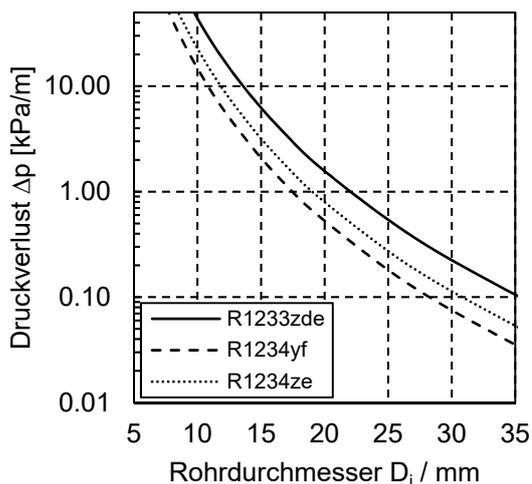


Abbildung 46: Druckverlust in Abhängigkeit des inneren Rohrdurchmessers ermittelt für BP8 in der Sauggasleitung

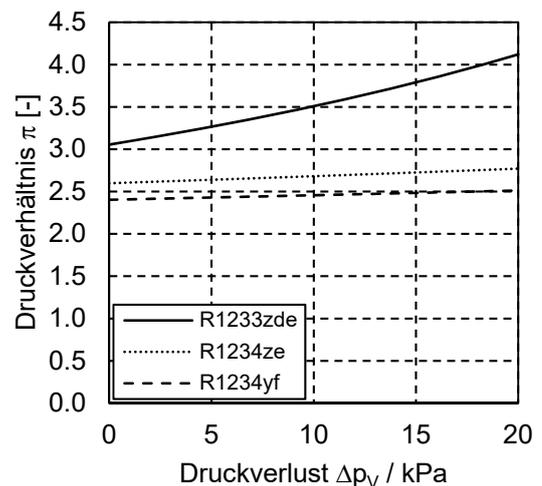


Abbildung 47: Druckverhältnis in Abhängigkeit des Druckverlustes ermittelt für den BP8; hierbei werden mögliche Druckverluste nur beim tiefen Druckniveau berücksichtigt, d.h. nach dem Verdampfer und vor dem Kompressor

5.6.3 Wärmeübertrager

Mit der EVAPCO MicroChannelSELECT™ Software [39] der Firma EVAPCO Alcoi, Inc. (Pennsylvania, USA) zur Auslegung von Microchannel Wärmeübertrager, konnten die in Tabelle 21 aufgeführten Baugrößen der Wärmeübertrager für die Kältemittel R1234yf und R1234ze definiert werden. Für beide Kältemittel betragen die effektiven Baugrößen 400x400x32 mm (BxHxT) und liegen somit über der angestrebten Baugröße.

Wärmeübertrager	Angestrebter Typ und Baugröße (BxHxT)	Evaluiertes Typ und effektive Baugröße (BxHxT) gemäss EVAPCO MicroChannelSELECT™ Software [39]	
		R1234yf	R1234ze
Motorraum	Microchannel 350x350x150 mm	Microchannel 400x400x32 mm	Microchannel 400x400x32 mm
HVAC	Microchannel 350x350x150 mm	Microchannel 400x400x32 mm	Microchannel 400x400x32 mm

Tabelle 21: Angestrebte und effektiv evaluierte Typen und Baugrößen der Wärmeübertrager Motorraum und HVAC für R1234yf und R1234ze

Zur Umsetzung des gewählten Konzepts mit Luftmischung des Wärmeübertragers «Motorraum» müssen beide Wärmeübertrager in ein Luft-Kanalsystem eingebaut werden. Bedingt durch diese Einbausituation sind die angestrebten Abmessungen der Anströmflächen der Wärmeübertrager mit 350x350 mm stark limitiert. Die Auslegung erfolgte im Betriebspunkt 8.

5.7 Zusammenfassung und Fazit

Für die Umsetzung des WP/KKA-Systems wurde ein Konzept mit Abwärmenutzung entwickelt, welches den Temperaturhub durch die Rückführung der bereits konditionierten Luft im Innenraum reduziert. Die Auslegung des Systems erfolgte mit den maximalen Zuluftmassenströmen, da diese die grösste Heiz- bzw. Kühlleistungen ergeben, dabei wurde eine allfällige Kühlung der Batterie nicht berücksichtigt.

Der Turbokompressor-Prototyp wurde für die Kompaktklasse mit dem Kältemittel R1233zd(E) thermodynamisch, mechanisch, rotodynamisch und elektromagnetisch ausgelegt. Das WP/KKA-System beinhaltet vier motorisch angetriebene 2-Wege-Ventile für die Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb. Der Wärmeübertrager im Innenraum erfüllt die Anforderungen an die Abmessungen nicht und kann nicht im Unterdruck betrieben werden, was eine Umsetzung des gewählten Konzeptes verunmöglicht. Aus diesem Grund wird der Aufbau des Prüfstandes im Labor nicht durchgeführt (das erarbeitete Konzept ist in Anhang A11 zu finden).

Die Grobauslegung des Turbokompressors für die Kältemittel R1234ze und R1234yf erfolgte für die Golfklasse. Die aerodynamische Prüfung in Kapitel 5.5 für diese beiden Kältemittel zeigt, dass ein Grossteil der geforderten Betriebspunkte erreicht werden kann. R1234yf bietet den Vorteil, dass auch BP3 erreicht werden kann. R1234ze führt zu grösseren Laufrad-Durchmessern, was der Fertigungstauglichkeit und Tip-Clearance-Sensitivität entgegenkommt. Das WP/KKA-System für die Golfklasse beinhaltet ein 4-Wege-Ventil für die Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb. Die notwendigen Rohrdurchmesser sind deutlich geringer als mit dem Kältemittel R1233zd(E) (Abbildung 46 & Abbildung 47). Die Wärmeübertrager sind als Microchannel-Variante verfügbar, die Anforderungen an die Abmessungen ergeben jedoch leicht grössere Wärmeübertrager, um die erforderlichen Kühl- und Heizleistungen übertragen zu können.

6 Auswertung für Golfklasse

Die Auswertung für das HVAC-System wurde lediglich für die beiden Kältemittel R1234yf und R1234ze, jedoch *nicht* für das Kältemittel R1233zd(E) durchgeführt, da die Umsetzung und der Betrieb des Systems mit diesem Kältemittel nicht möglich sind.

Die Reichweite setzt sich aus der Batteriekapazität, der Antriebsleistung und dem Leistungsbedarf des HVAC-Systems zusammen. Die Abtaugung des Verdampfers und der damit verbundene erhöhte Energiebedarf wird berücksichtigt. Aus den stationären Betriebspunkten ergibt sich mithilfe der Summenhäufigkeitsverteilung eine «gewichtete Reichweite» für die verschiedenen Systeme.

6.1 Eis-/Frostbildung und Abtaugung

Zur Berechnung der Eis- und Frostbildung wurde auf das Simulationsprogramm aus LOREF [19] zurückgegriffen. Als Eingaben wurden die Abmessungen der Verdampfer aus Kapitel 5.6.3, die Verdampferleistungen aus Tabelle 45 in Anhang A6 und die Luftzustände aus Tabelle 47 in Anhang A6 verwendet. Damit kann der optimale Zeitpunkt der Abtaugung, die Frostmasse und die benötigte Abtauzeit ermittelt werden (Tabelle 23).

Beim Betrieb der Kälteanlage wird die Entstehung von Eis und Frost verhindert, um den Kühlbetrieb nicht zu unterbrechen und so die Innenraumtemperatur konstant zu halten. Dies wird nach Braess et al. durch die Begrenzung der Luftaustrittstemperatur am Verdampfer realisiert [8].

Während des Abtauvorgangs kann die Wärmepumpe nicht genutzt werden und es ist eine elektrische Beheizung erforderlich. Im Referenzfahrzeug Nissan Leaf *mit* WP wird eine Heissgas-Abtaugung eingesetzt. Das «Konzept HSLU» sieht eine Abtaugung mittels Abluft (ABL) aus dem Fahrzeuginnenraum vor: Die «warme» Abluft durchströmt bei ausgeschalteter Wärmepumpe den verrosteten Verdampfer und taut das Eis bzw. den Frost ab (Ventilatornachlauf). Während des Abtauvorgangs wird die Zuluft (ZUL) durch ein PTC-Heizelement erwärmt, um den Insassenkomfort zu gewährleisten.

System	Abtauverfahren	$m_{wü}$	Abmessungen Verdampfer BxHxT Lamellenabstand
Nissan Leaf <i>ohne</i> WP	Keine Abtaugung	-	-
Nissan Leaf <i>mit</i> WP	Heissgas-Abtaugung (HGA) Annahme: Verdampfer kann während der Fahrt abgetaut werden	3.14 kg	650x350x25 mm 1.1 mm
Konzept HSLU	Abtaugung mit Ventilatornachlauf und Abluft aus Fzg-Innenraum (VNL) Annahme: Verdampfer kann während der Fahrt abgetaut werden	3.9 kg	400x400x32 mm 1 mm

Tabelle 22: HVAC-Systeme, Abtauverfahren, Masse und Abmessungen des Verdampfers

Folgende Annahmen wurden für die Abtaugung getroffen:

- Frost ist gleichmässig verteilt und unterkühlt
- Verdampfer wird auf 10°C erwärmt um sicherzustellen, dass der gesamte Frost abgetaut wird
- $c_{p,wü} = 908 \text{ J/(kgK)}$, $c_{p,F} = 2.05 \text{ kJ/(kgK)}$, $\Delta h_s = 333.5 \text{ kJ/kg}$

Die Ergebnisse aus den Simulationen sind in Tabelle 23 aufgelistet. Die Berechnungen beziehen sich auf Kapitel 3.6. Die Abtauleistung der Heissgasabtaugung berechnet sich mit Gleichung (3-45). Für BP4 wird ebenfalls die elektrische Kompressorleistung aus BP3 verwendet (Anhang A6 Tabelle 42).

Die Abtauleistung mit Ventilatornachlauf berechnet sich mit Gleichung (3-46), die resultierende spezifische Wärme q_{sj} für die Betriebspunkte ist in Anhang A10 ersichtlich. Der Massenstrom der Luft \dot{m}_L wird mit 0.18 kg/s als maximal angenommen (siehe Tabelle 12).

	BP	g_U	Zeit Heizbetrieb bis zur Abtauung t_H	Frostmasse m_F	Abtauleistung \dot{Q}_{Abt}	Abtauzeit t_{Abt}
Nissan Leaf mit WP (HGA)	2	-10°C	Kein WP Betrieb	0	-	-
	3	0°C	9 min	200 g	655 W	ca. 4 min
	4	4°C	10 min	200 g	655 W	ca. 3 min
	5	11°C	Kein Frost vorhanden	0	-	-
Konzept HSLU Scroll R1234yf (VNL)	2	-10°C	17 min	100 g	2300 W	< 1 min
	3	0°C	11 min	105 g	3000 W	< 1 min
	4	4°C	15 min	93 g	3400 W	< 1 min
	5	11°C	Kein Frost vorhanden	0	-	-
Konzept HSLU Turbo R1234yf (VNL)	2	-10°C	Kein WP Betrieb	0	-	-
	3	0°C	11 min	105 g	2300 W	< 1 min
	4	4°C	15 min	105 g	3000 W	< 1 min
	5	11°C	Kein Frost vorhanden	0	3400 W	-
Konzept HSLU Turbo R1234ze (VNL)	2	-10°C	Kein WP Betrieb	0	-	-
	3	0°C	Kein WP Betrieb	0	-	-
	4	4°C	14 min	90 g	3400	< 1 min
	5	11°C	Kein Frost vorhanden	0	0	-

Tabelle 23: Ergebnisse der Verfröstungs- und Abtausimulation Golfklasse Frischluftbetrieb

Vergleichbare Simulationen für ein Wärmepumpensystem in E-Fahrzeugen wurden durch Steiner et al. [40] durchgeführt. Dabei entsprechen die Abmessungen des Verdampfers fast jenem im «Konzept HSLU» ausgewählten Verdampfer, auch der Luftvolumenstrom ist vergleichbar. Die Randbedingungen und Ergebnisse des transienten Modelica Simulationsmodells für das CO₂-Wärmepumpensystem von Steiner et al. sind in Tabelle 24 aufgeführt. Der Prozess der Heissgasabtauung wird nicht beschrieben, die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors ist während des Abtauvorgangs annähernd gleich wie im Heizbetrieb [40].

KM	g_U	φ_U	Zeit Heizbetrieb bis zur Abtauung t_H	Frostmasse m_F	Abtauverfahren	Abtauzeit t_{Abt}	Abmessungen-Verdampfer Lamellenabstand
CO ₂	0°C	80%	14 min	160 g	Heissgas	ca. 9 min	395x385x20 mm 1.1 mm

Tabelle 24: Randbedingungen und Ergebnisse der Simulationen von Steiner et al. [40]

Der Vergleich soll dazu dienen, die Ergebnisse der Verfröstungs- und Abtausimulationen auf deren Plausibilität zu prüfen. Es kann festgehalten werden, dass der Verdampfer im «Konzept HSLU» ähnliche Abmessungen sowie Lamellenabstände aufweist und die Ergebnisse in Betriebspunkt 3 nicht weit auseinanderliegen.

6.2 Leistungsaufnahme HVAC-System

Die Leistungsaufnahme des HVAC-Systems P_{HVAC} in Abbildung 48 berechnet sich mit den Leistungsaufnahmen des Ventilators im HVAC-System $P_{V,HVAC}$, des Ventilators im Motorraum $P_{V,MR}$, des PTC-Heizelementes P_{PTC} und des Kompressors $P_{el,Kp}$. Die Leistungen beziehen sich auf die Verweise in Tabelle 25. Falls kein Wärmepumpenbetrieb möglich ist, wird die erforderliche Heizleistung durch das PTC-Heizelement erzeugt.

$$P_{HVAC} = P_{V,HVAC} + P_{V,MR} + P_{PTC} + P_{el,Kp} \quad (6-1)$$

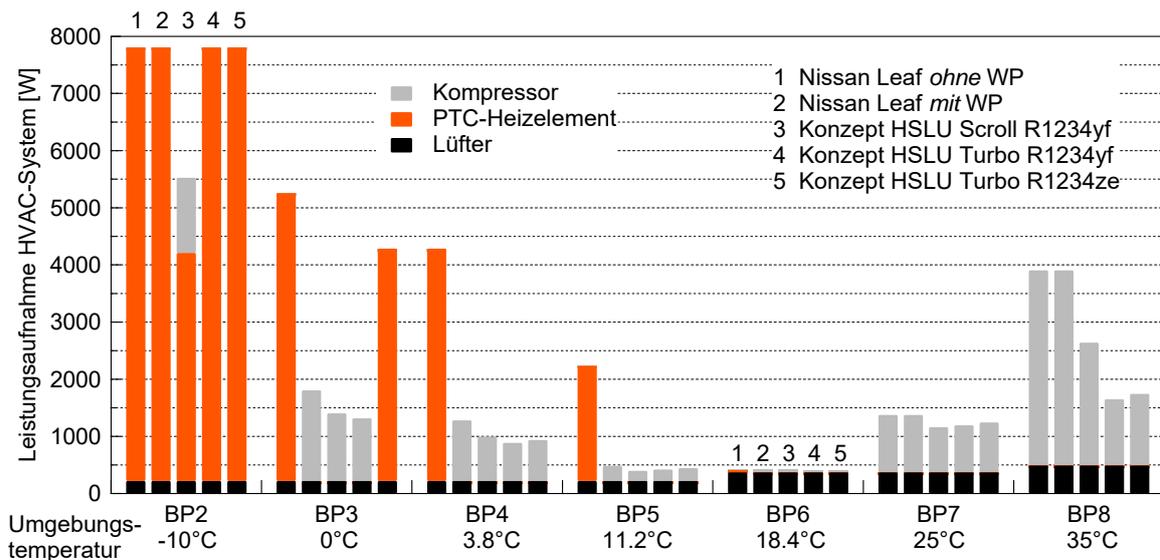


Abbildung 48: Elektrische Leistungsaufnahme der HVAC-Komponenten für die Golfklasse (Nissan Leaf) im Frischluftbetrieb, mit Abtaugung, Standort Zürich, $\dot{m}_{ZUL,max} = 0.18 \text{ kg/s}$, weisse Einbauten & Lackierung mit 1 Person im Heizfall, schwarze Einbauten & Lackierung mit 5 Personen im Kühlfall, stationärer Betrieb, $\bar{w}_{NEFZ} = 34 \text{ km/h}$

Die Leistungsaufnahme kann in erster Linie durch den Einsatz einer Wärmepumpe reduziert werden. Das «Konzept HSLU» reduziert die Leistungsaufnahme weiter – sowohl im Heizbetrieb als auch im Kühlbetrieb. Die Hauptgründe für die höhere Effizienz des «Konzept HSLU» sind die kleineren Temperaturhübe und der geringere Energieaufwand für die Abtaugung.

System	
Nissan Leaf ohne WP	Anhang A6 Tabelle 41 & Tabelle 43
Nissan Leaf mit WP	Anhang A6 Tabelle 42 & Tabelle 43
Konzept HSLU Scroll R1234yf	Anhang A7 Tabelle 44 & Tabelle 47
Konzept HSLU Turbo R1234yf	Kapitel 5.5.1 Tabelle 18 & Tabelle 47
Konzept HSLU Turbo R1234ze	Kapitel 5.5.1 Tabelle 20 & Tabelle 47

Tabelle 25: Verweise der Leistungen in Abbildung 48

6.3 Reichweite

Die Reichweiten für die jeweiligen Betriebspunkte in Abbildung 49 sind nach Kapitel 3.11 mit den Parametern in Tabelle 26, den Leistungen P_{HVAC} aus Abbildung 48 und den Ergebnissen der Verfröstungs- und Abtauberechnung aus Tabelle 23 berechnet.

Batteriekapazität	\bar{w}_{NEFZ}	\bar{P}_{ANEFZ}	\bar{P}_{Aerm}
24 kWh	34 km/h	4 kW	4.1 kW

Tabelle 26: Randbedingungen für die Reichweitenberechnung der Golfklasse im Frischluftbetrieb, $\bar{P}_{Antr\ erm}$ nach Gleichung (3-74) mit einer NEFZ-Reichweite von 199 km berechnet [10], [13]

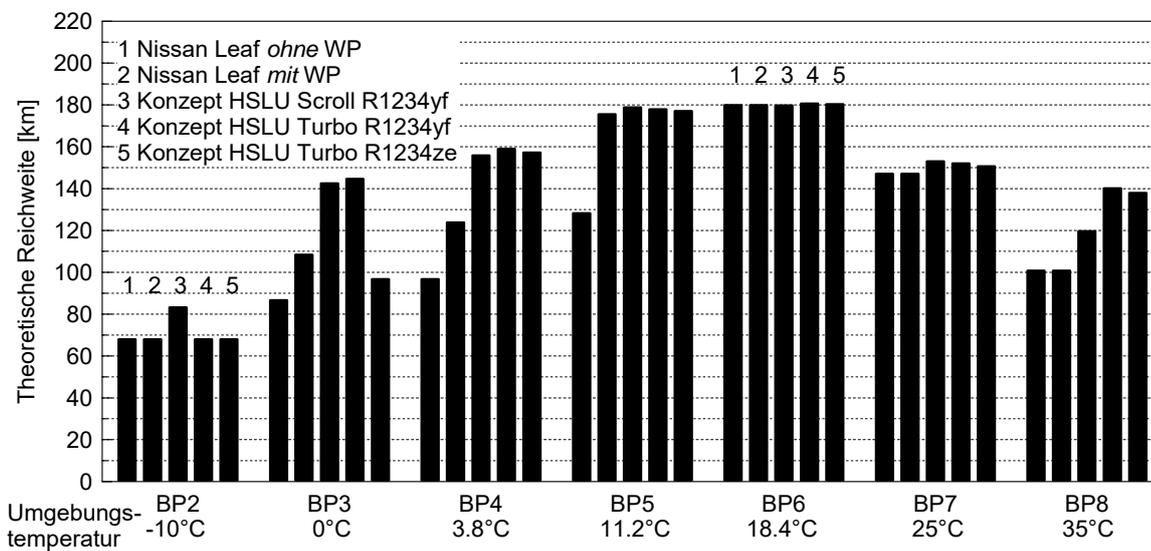


Abbildung 49: Reichweite aus der Simulation für die Golfklasse (Nissan Leaf) im Frischluftbetrieb, mit Abtaung, Standort Zürich, $\dot{m}_{ZUL,max} = 0.18 \text{ kg/s}$, weisse Einbauten & Lackierung mit 1 Person im Heizfall, schwarze Einbauten & Lackierung mit 5 Personen im Kühlfall, stationärer Betrieb, $\bar{w}_{NEFZ} = 34 \text{ km/h}$

Abbildung 50 zeigt die Summenhäufigkeit der erforderlichen Kühl- und Heizleistungen für den Standort Zürich während eines Autojahres der Golfklasse im Frischluftbetrieb. Dazu wurde auf die Summenhäufigkeitskurve aus Abbildung 28 mit maximalem Zuluftmassenstrom die erforderlichen Heiz- und Kühlleistungen für die Golfklasse (Anhang A7/A8) gelegt.

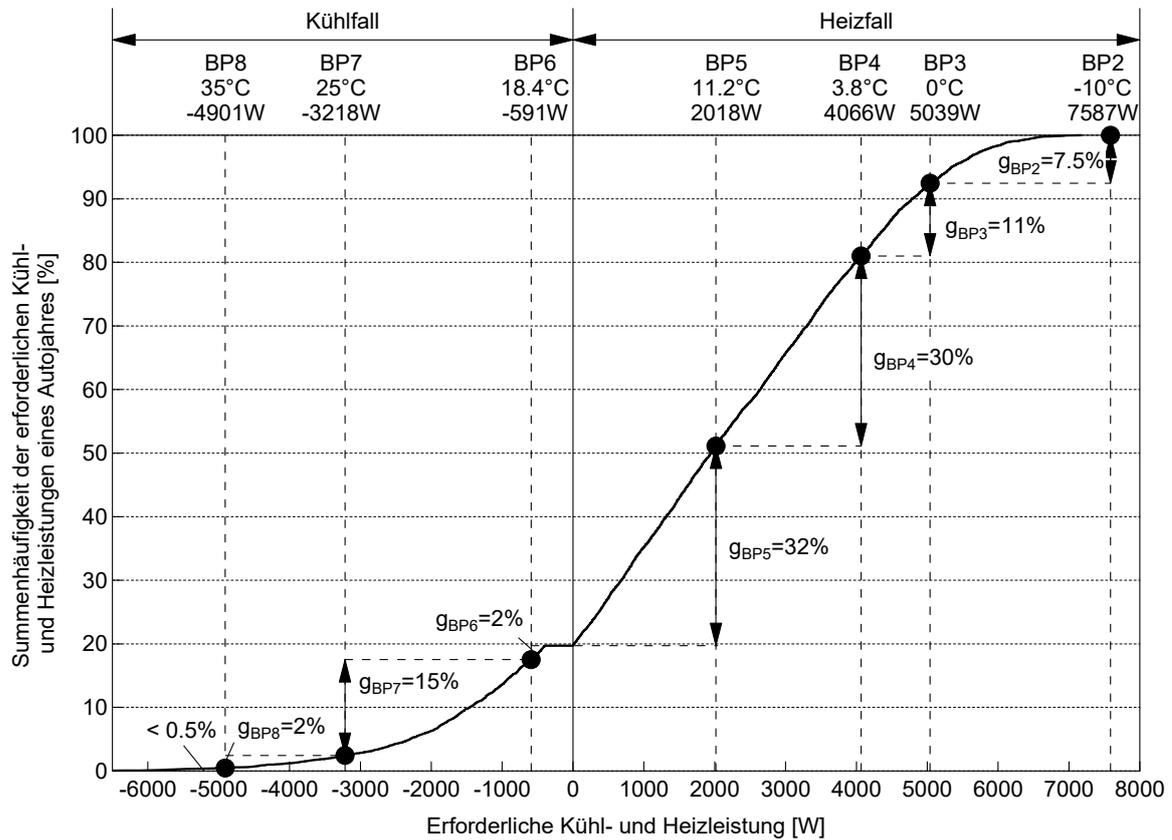


Abbildung 50: Summenhäufigkeit der mit dem stündlich gemittelten Verkehrsaufkommen gewichteten und zur Zuluftkonditionierung benötigten Kühl- und Heizleistungen während eines Jahres, Standort Zürich, $\dot{m}_{ZUL}=0.18$ kg/s, Golfklasse (Nissan Leaf), Frischluftbetrieb, weisse Einbauten & Lackierung mit 1 Person im Heizfall, schwarze Einbauten & Lackierung mit 5 Personen im Kühlfall, stationärer Betrieb, $\bar{v}_{NEFZ} = 34$ km/h

Um die gewichtete Reichweite s_G während eines Jahres zu bestimmen, werden die Betriebspunkte mit deren Häufigkeit g_{BPI} gewichtet. Die Kühlleistungen grösser als 4901 W mit einer Summenhäufigkeit von $< 0.5\%$ werden vernachlässigt.

$$s_G = \sum_{i=2}^8 S_{BPI} \cdot g_{BPI} \quad (6-2)$$

	Golfklasse, Nissan Leaf, max. Reichweite 199 km gemäss NEFZ				
	<i>ohne WP</i>	<i>mit WP</i>	Konzept HSLU Scroll R1234yf	Konzept HSLU Turbo R1234yf	Konzept HSLU Turbo R1234ze
Gewichtete Reichweite	113	139	156	156	150
Reichweitensteigerung	100 % (Ref.)	+ 23 %	+ 38 %	+ 38 %	+ 33 %

Tabelle 27: Gewichtete Reichweiten, mit Abtauung, Standort Zürich, $\dot{m}_{max,ZUL}=0.18$ kg/s, Golfklasse (Nissan Leaf), Frischluftbetrieb, weisse Einbauten & Lackierung mit 1 Person im Heizfall, schwarze Einbauten & Lackierung mit 5 Personen im Kühlfall, stationärer Betrieb, $\bar{w}_{NEFZ} = 34$ km/h

Die Ergebnisse in Tabelle 27 zeigen eine Reichweitensteigerung von 23% durch den Einsatz einer Wärmepumpe mit Umgebungsluft als Wärmequelle im Vergleich zum Fall *ohne* Wärmepumpe.

Eine weitere Reichweitensteigerung von 12% ergibt sich mit dem «Konzept HSLU» im Vergleich zum Nissan Leaf *mit* Wärmepumpe. Durch die Nutzung der Abwärme aus dem Fahrgastraum kann der Temperaturhub der Wärmepumpe reduziert werden und es ergeben sich kleinere Kompressorleistungen. Weiter kann die Abtauung des Verdampfers später eingeleitet werden und die für die Abtauung benötigte Energiemenge ist geringer.

Das «Konzept HSLU» mit Scroll- und Turbokompressor hat mit dem Kältemittel R1234yf eine identische Reichweite von 156 km und somit eine Reichweitensteigerung von rund 38% gegenüber dem Referenzsystem Nissan Leaf *ohne* WP. Die Reichweite des Systems mit Turbokompressor und R1234ze fällt aufgrund der höheren Systemleistung in Betriebspunkt 3 tiefer aus als jene mit dem Kältemittel R1234yf, da sich der Betriebspunkt ausserhalb des Kennfeldes des Turbokompressors befindet und somit elektrisch geheizt werden muss (siehe Abbildung 48).

7 Experimentelle Untersuchung des Turbokompressors

7.1 Herstellung und Inbetriebnahme des Turbokompressors – R1233zd(E), Kompaktklasse

Im Rahmen des Projekts wurden drei Turbokompressor-Prototypen gefertigt und hergestellt. Abbildung 51 und Abbildung 52 zeigen den gefertigten und zusammengebauten Prototypen in der Seitenansicht von links und rechts.



Abbildung 51: Foto Turbokompressor-Prototyp für das Kältemittel R1233zd(E), Seitenansicht links.



Abbildung 52: Foto Turbokompressor-Prototyp für das Kältemittel R1233zd(E), Seitenansicht rechts.

Eine Detailansicht der Kompressor-Laufräder ist Abbildung 53 zu entnehmen.



Stufe 1



Stufe 2

Abbildung 53: Detail-Ansicht der Kompressor-Laufräder des R1233zd(E) Prototypen

7.2 Auslegung und Aufbau Turbokompressor-Prüfstand

Zur Messung der Betriebscharakteristik des Turbokompressors wurde bei Celeroton ein Prüfstand entwickelt und aufgebaut. Mit diesem Prüfstand können Messpunkte des Turbokompressors unabhängig vom Kältemittelkreislauf des Turbo-WP/KKA-Systems aufgenommen werden. So kann die Betriebscharakteristik des Turbokompressors inklusive Pump- und Schluckgrenze gemessen werden. Der Prüfstand ist mit präziser Messtechnik und Sensorik ausgestattet, um die Betriebscharakteristik mit hoher Genauigkeit experimentell zu ermitteln.

Abbildung 54 stellt eine Prinzip-Skizze des Turbokompressor-Prüfstandes dar. Das Kältemittel wird im Kompressor verdichtet, anschliessend werden Druck und Temperatur im Hochdruckteil gemessen. Die Regelung des Druckverhältnisses erfolgt über ein Proportionalventil, anschliessend erfolgt die Temperierung auf die vorzugebenden Eintrittsbedingungen für den Kompressor in einem Wärmeübertrager. Nach Filterung und Messung des Massenstroms wird erneut die Temperatur und der Druck des Kältemittels ermittelt. Anschliessend strömt das Kältemittel wieder in den Kompressor.

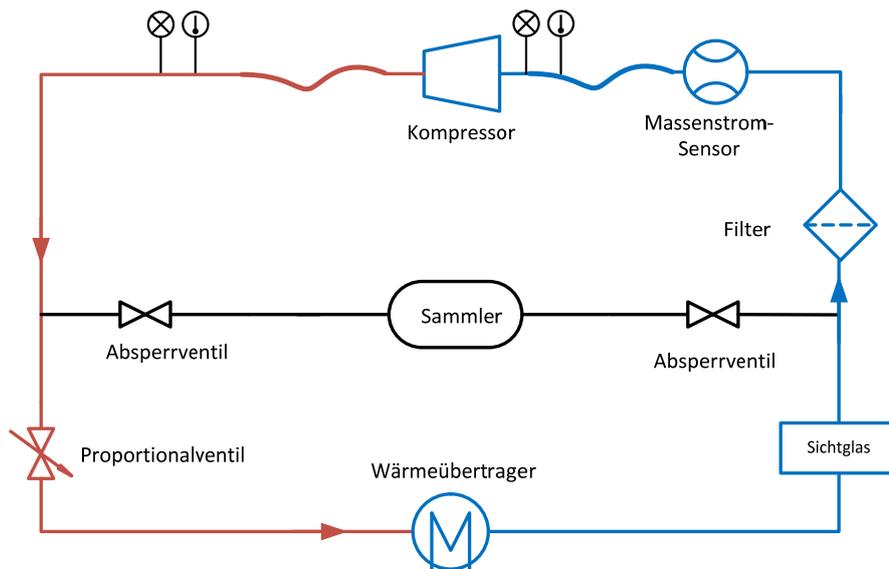


Abbildung 54: Prinzip-Skizze des Turbokompressor-Prüfstandes

Im mittleren Teil der Skizze ist ein Sammler samt Absperrventilen eingezeichnet. Dieser dient zur Regelung des Absolut-Druck-Niveaus am Eintritt in den Kompressor und ermöglicht eine Zwischenspeicherung des Kältemittels. Dies vermindert ein zusätzliches Ablassen oder Hinzufügen von Kältemittel während des Versuchsbetriebs beim Ausmessen einer Kennlinie des Turbokompressors. Innerhalb des Prüfstandes wird der Kompressor rein in der Gasphase betrieben, d.h. es findet keine Kondensation und Verdampfung statt.

Folgende Hauptkomponenten für die Sensorik wurden im Rahmen des Projektes verwendet:

Sensor-Typ	Bezeichnung
Massenstrom-Sensor	Endress+Hauser: Promass Q300
Absolutdruck-Sensor	Endress+Hauser: Cerabar T PMC131
Differenzdruck-Sensor	Endress+Hauser: Cerabar S PMC71
Temperatur-Sensoren	PT100

Tabelle 28: Auflistung Sensorik-Komponenten des Turbokompressor-Prüfstands.

Die Ansteuerung und Regelung des Prüfstandes erfolgt mittels entwickelter Hard- und Software von Celeroton. Abbildung 55 stellt den aufgebauten Prüfstand inklusive Sensorik dar.

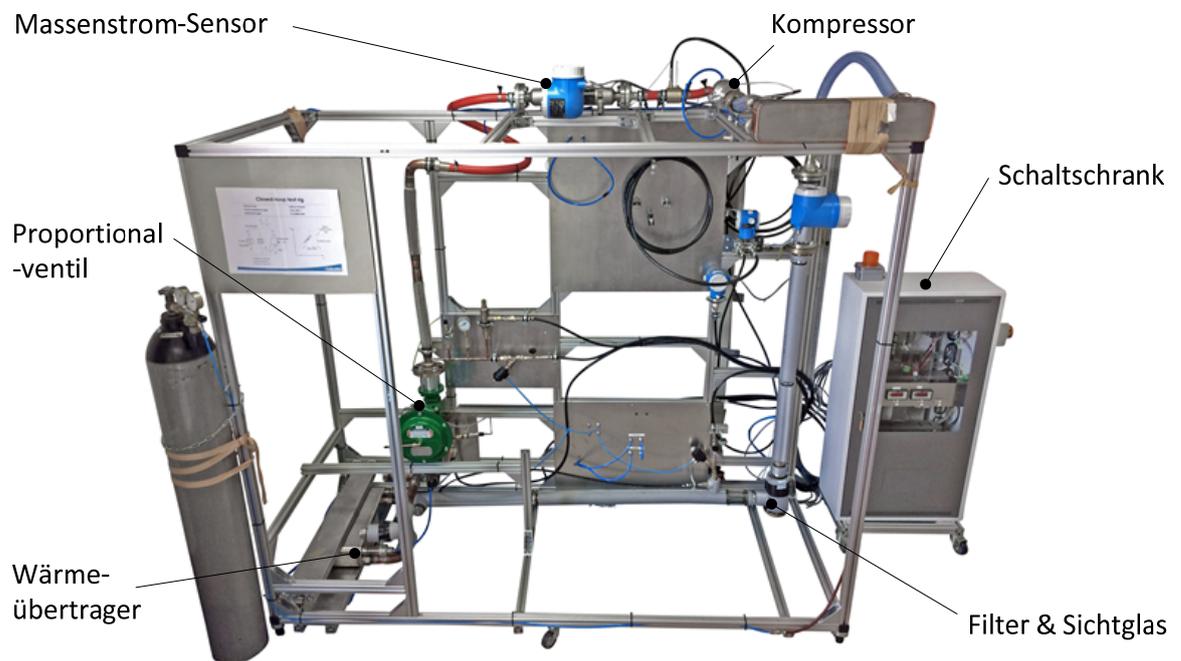


Abbildung 55: Foto des Turbokompressor-Prüfstands zur Bestimmung der Betriebscharakteristik des Turbokompressors

7.3 Ergebnisse

Dieser Abschnitt stellt die Ergebnisse der Inbetriebnahme des Prototypen mit R1233zd(E) dar. Hierbei erfolgt zuerst eine Darstellung der Leerlauf-Inbetriebnahme, welche ohne Impeller auf der Welle durchgeführt wird. Sie gibt Aufschluss über das Betriebsverhalten des Motors. Anschliessend werden Ergebnisse des Turbokompressors mit Impellern aufgezeigt, welche unter Verwendung der Prüfstandes aus Kapitel 7.2 zustande gekommen sind.

7.3.1 Leerlauf-Inbetriebnahme

Zur Ermittlung der Betriebs-Charakteristika des Motors werden Auslaufversuche durchgeführt. Diese Messungen geben Aufschluss über die Leerlaufverluste und die Flussverkettung des Motors. Tabelle 29 schlüsselt die berechnete und gemessene Flussverkettung auf, diese bestimmt den Spannungs- und Strombedarf des Motors.

Flussverkettung, gemessen	9.1 mVs
Flussverkennung, berechnet	9.8 mVs

Tabelle 29: Auflistung der Flussverkettung des Motors.

Die Abweichung der Flussverkettung kann auf Fertigungstoleranzen, sowohl in der Wicklung als auch beim Magneten zurückgeführt werden und liegt innerhalb gängiger Toleranzen.

Nachfolgende Abbildung 56 bis Abbildung 58 zeigen Auslauf-Versuche des Rotors ohne Impeller bei verschiedenen Betriebsgasen und Drücken.

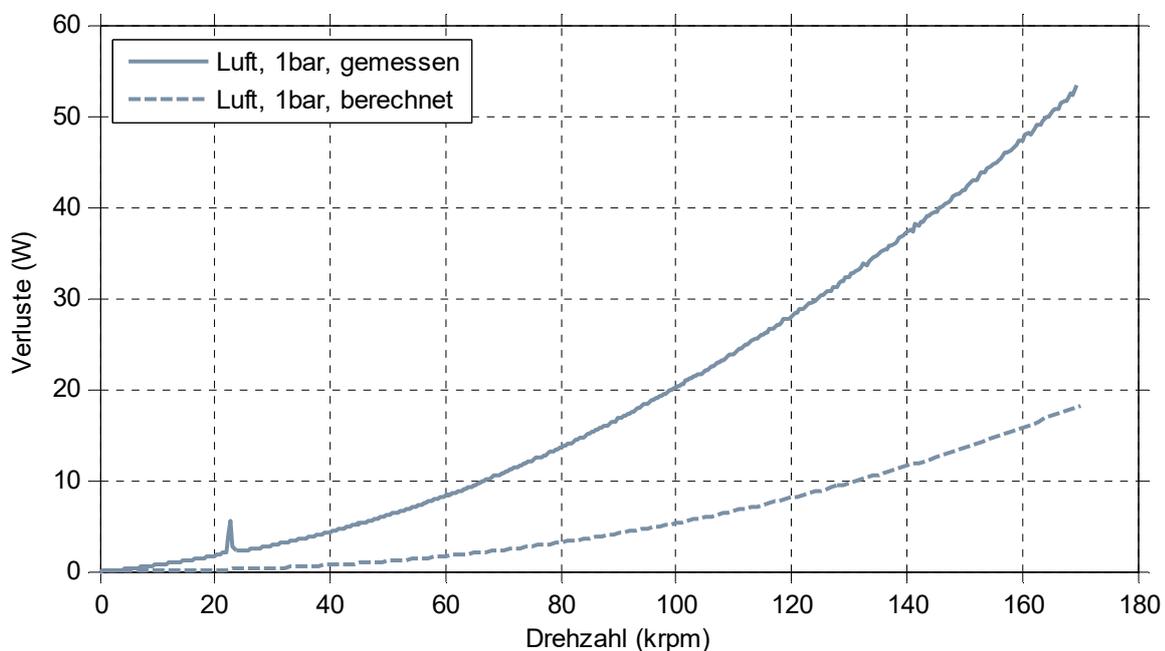


Abbildung 56: Berechnete und gemessene Verluste des Rotors ohne Impeller in Luft bei 1 bar(a)

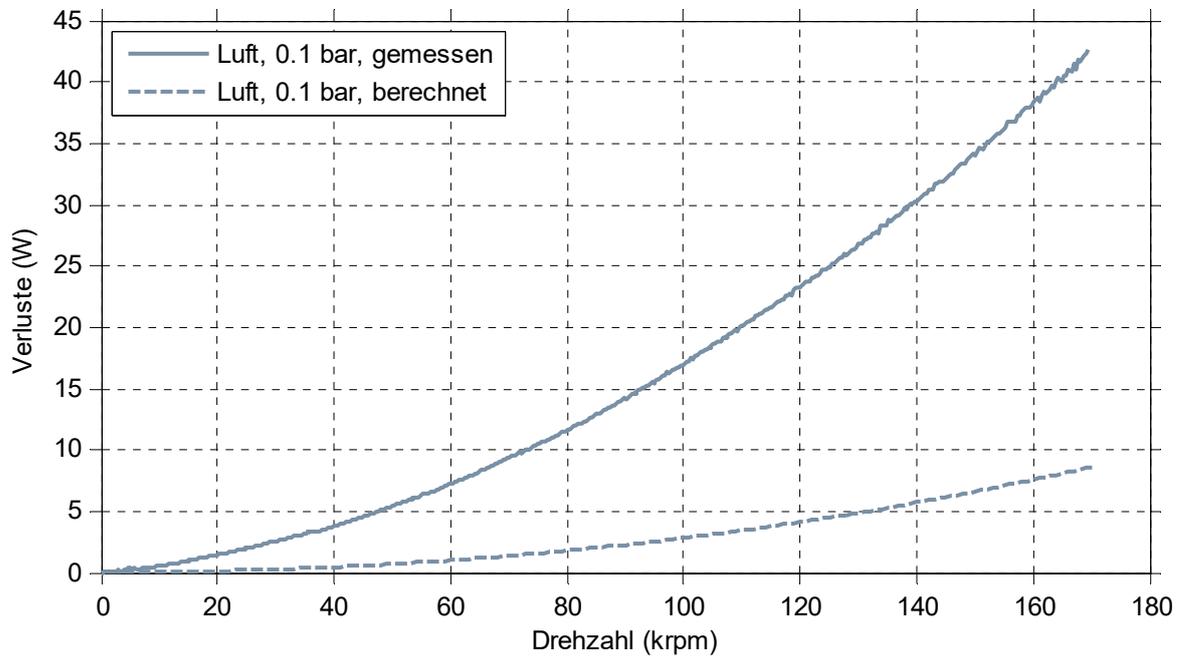


Abbildung 57: Berechnete und gemessene Verluste des Rotors ohne Impeller in Luft bei 0.1 bar(a)

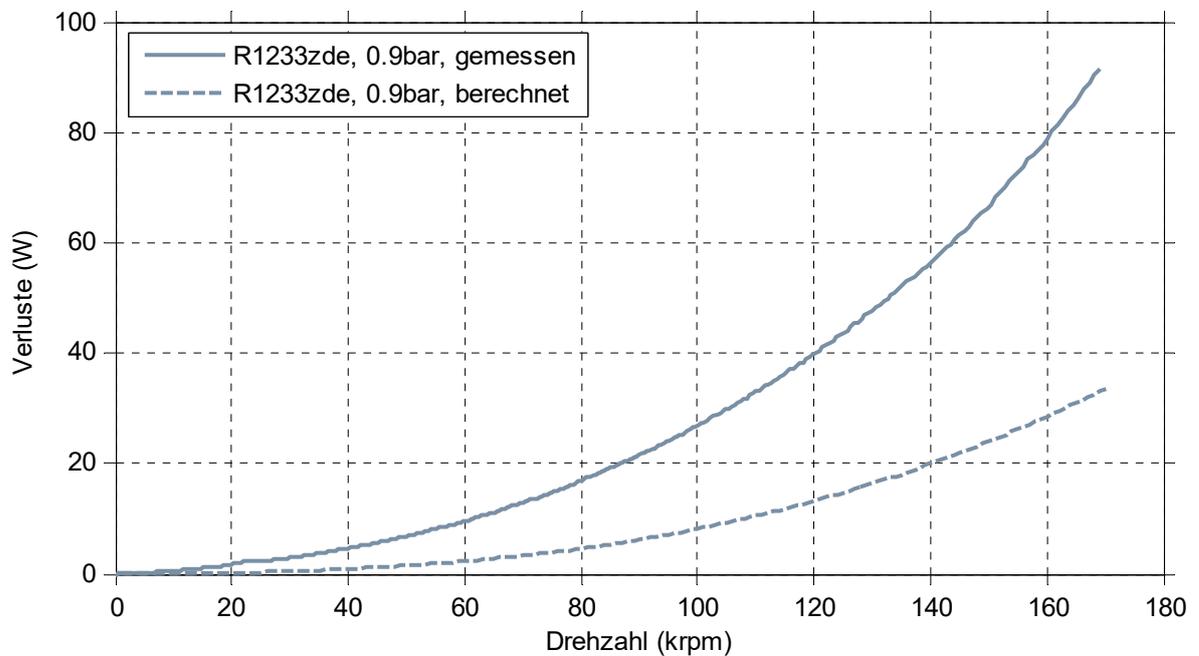


Abbildung 58: Berechnete und gemessene Verluste des Rotors ohne Impeller in R1233zd(E) bei 0.9 bar(a)

Folgende Ergebnisse lassen sich aus obigen Abbildungen ableiten:

- Die Abweichungen in den Verlusten zwischen Rechnung und Messung gemäss Auslauf-Versuche des Rotors ohne Impeller sind über den üblichen Toleranzen.
- Die Abweichungen in den Verlusten zwischen Rechnung und Messung sind mutmasslich auf Modellabweichungen und nicht berücksichtigte Effekte wie Kreisströme in der Wicklung und/oder Wirbelströme im Gehäuse zurückzuführen. Weitere mögliche Ursachen sind zusätzliche Lagerverluste in Folge von Fertigungstoleranzen oder durch die Bearbeitung veränderte Verlusteigenschaften des Eisenrückschlusses. Die Untersuchung dieser Ursachen ist aufwändig und kann daher nicht innerhalb dieses Projektes durchgeführt werden.
- Die Auswirkungen von um Faktor 3 höheren Verlusten im Motor als berechnet sind vor allem thermischer Natur. Aus diesen Gründen wird der Kompressor für die nachfolgend dargestellten Leistungstests zusätzlich mittels Kühlwasser gekühlt.

7.3.2 Kompressor-Inbetriebnahme

Das berechnete Kennfeld ist Abbildung 35 und im Detail den Abbildungen im Anhang A3 zu entnehmen. Abbildung 59 bis Abbildung 63 zeigen das Kennfeld der Turbomaschine an ausgewählten Betriebspunkten und demonstrieren die Erreichbarkeit der Betriebspunkte. Die schwarzen Punkte in den Abbildungen symbolisieren aufgenommene Messdaten.

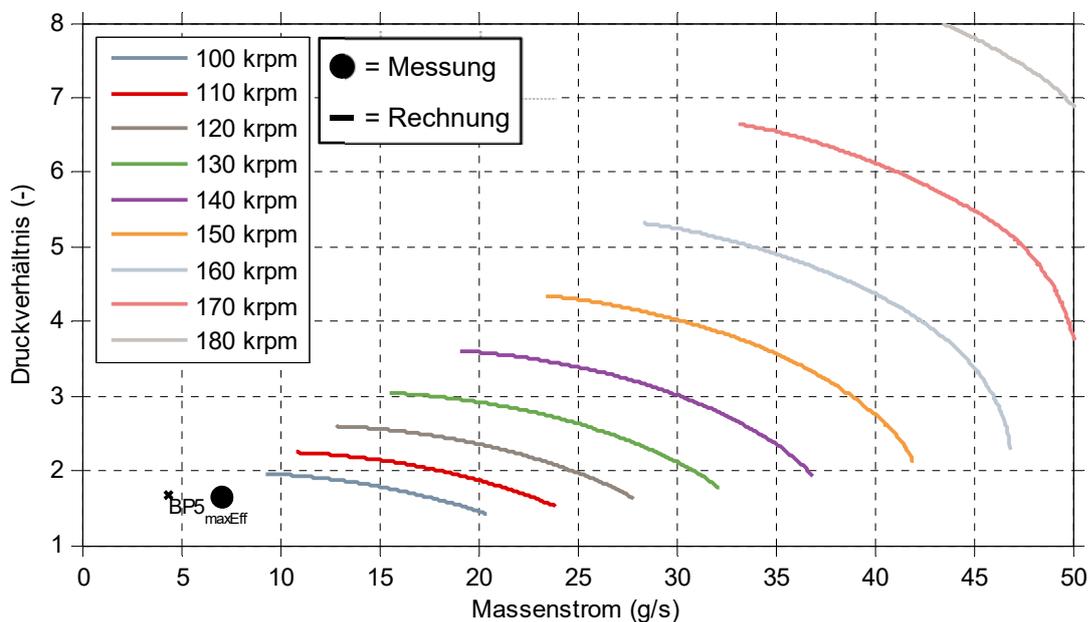


Abbildung 59: Berechnetes und gemessenes Kennfeld des Turbokompressors mit R1233zd(E), BP5 max Eff. , Messpunkt ist mit 98 krpm aufgenommen. BP5 max Eff. liegt links der Pumpgrenze und kann nicht direkt erreicht werden

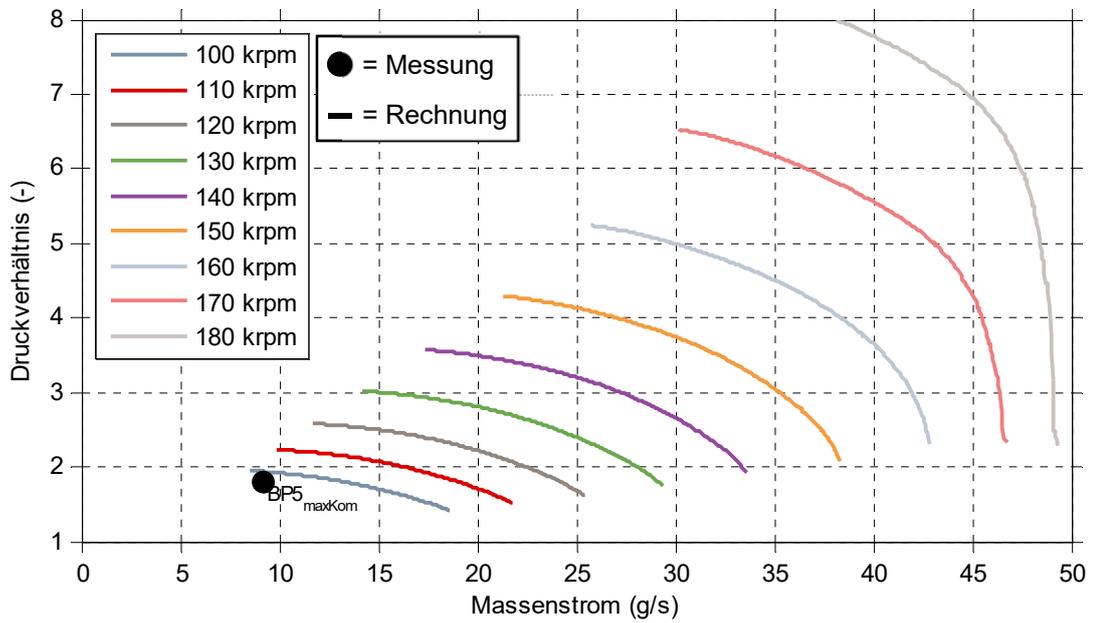


Abbildung 60: Berechnetes und gemessenes Kennfeld des Turbokompessors mit R1233zd(E), BP5 max Kom., Messpunkt ist mit 105 krpm aufgenommen

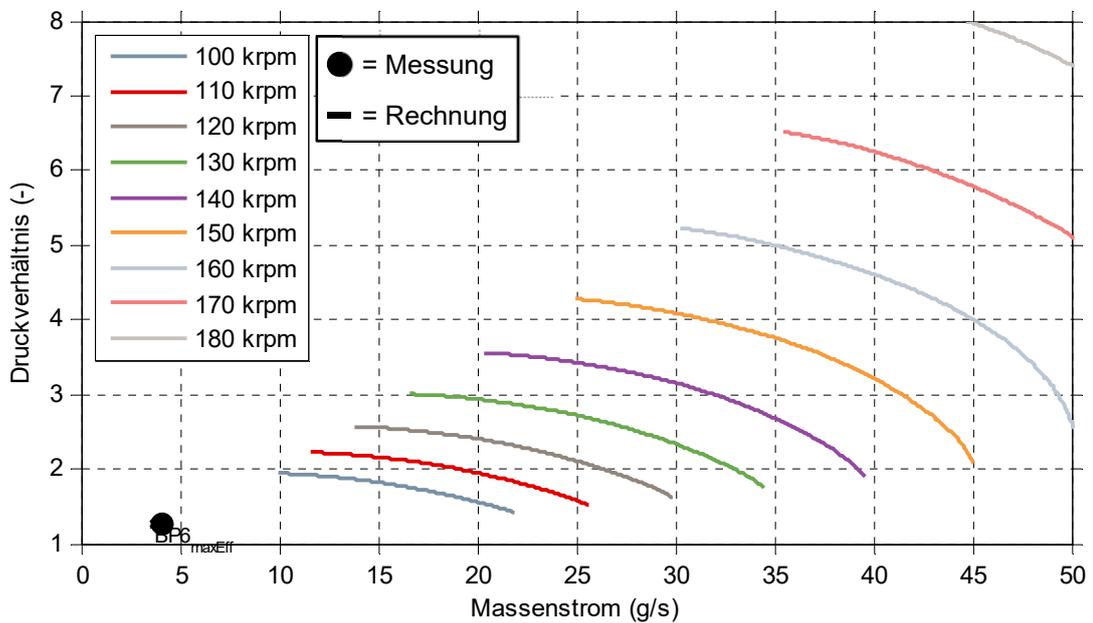


Abbildung 61: Berechnetes und gemessenes Kennfeld des Turbokompessors mit R1233zd(E), BP6 max. Eff, Messpunkt ist mit 60 krpm aufgenommen

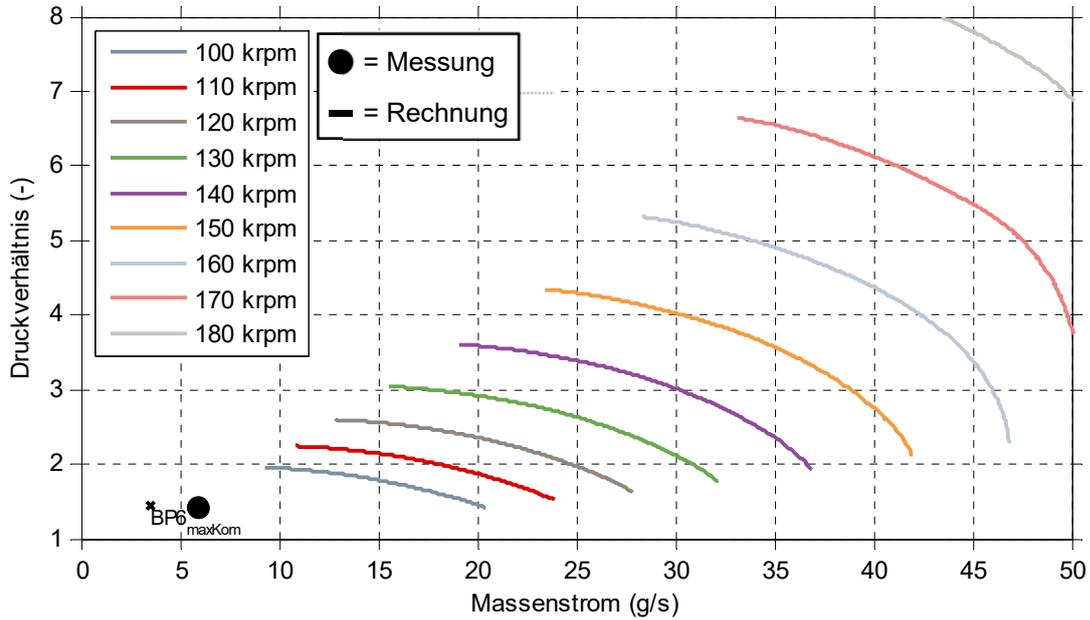


Abbildung 62: Berechnetes und gemessenes Kennfeld des Turbokompessors mit R1233zd(E), BP6 max. Kom., Messpunkt ist mit 80 krpm aufgenommen. BP6 max Kom. liegt links der Pumpgrenze und kann nicht direkt erreicht werden

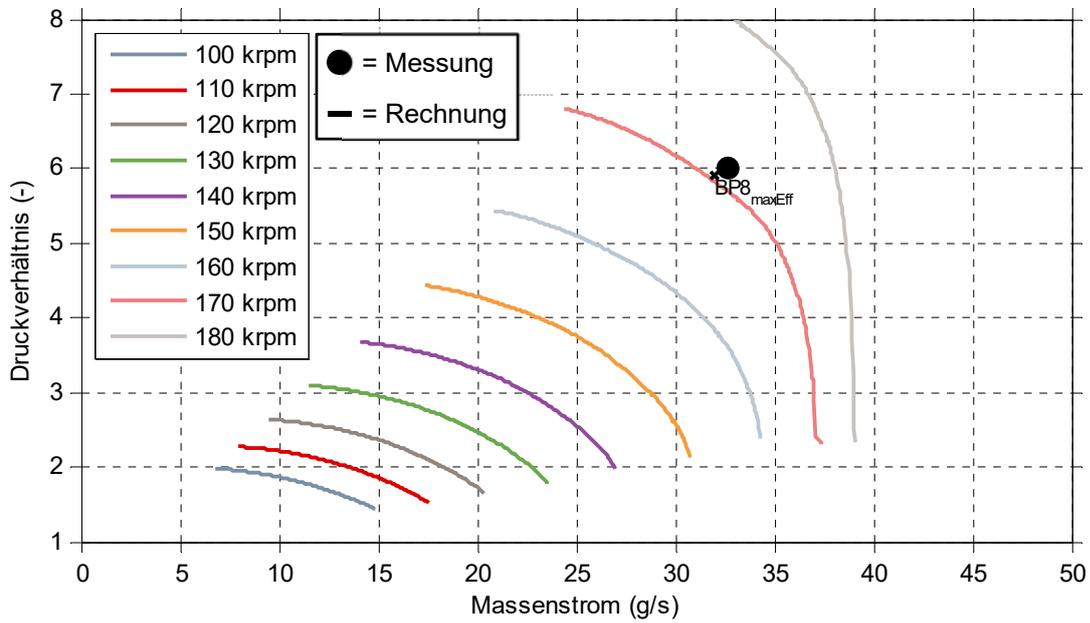


Abbildung 63: Berechnetes und gemessenes Kennfeld des Turbokompessors mit R1233zd(E), BP8 max. Eff., Messpunkt ist mit 165 krpm aufgenommen

Abbildung 64 bis Abbildung 66 zeigen das Kennfeld der Turbomaschine an Betriebspunkten (angelehnt an BP9) zur Beurteilung der Form des Kennfeldes der Turbomaschine.

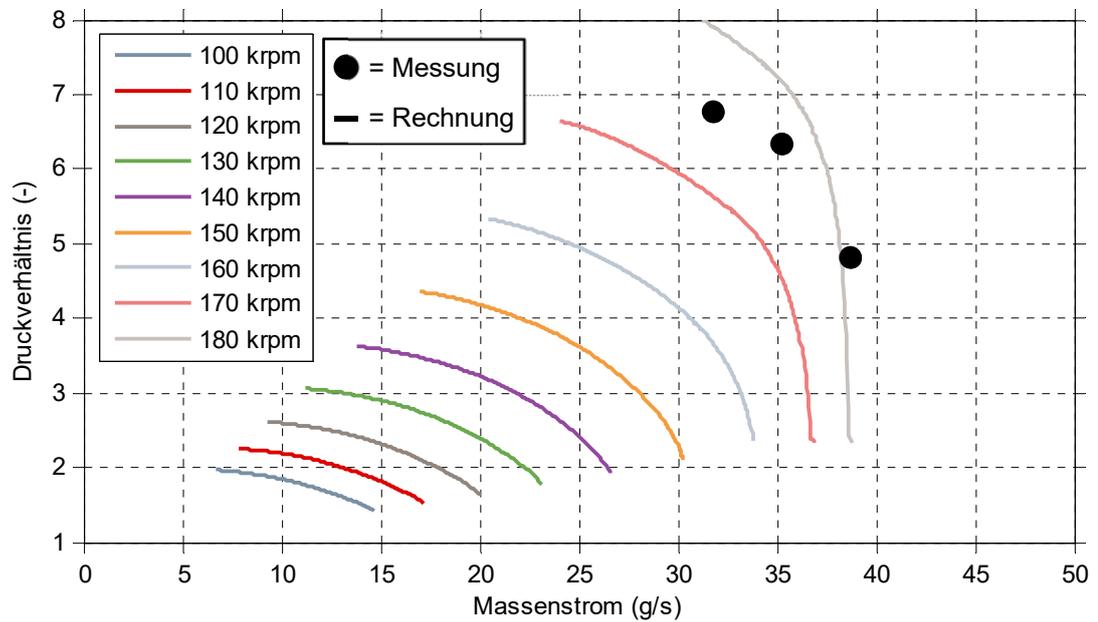


Abbildung 64: Berechnetes und gemessenes Kennfeld des Turbokompressors mit R1233zd(E), 0,55 bar(a), 13°C. Messdaten sind bei 170 krpm aufgezeichnet

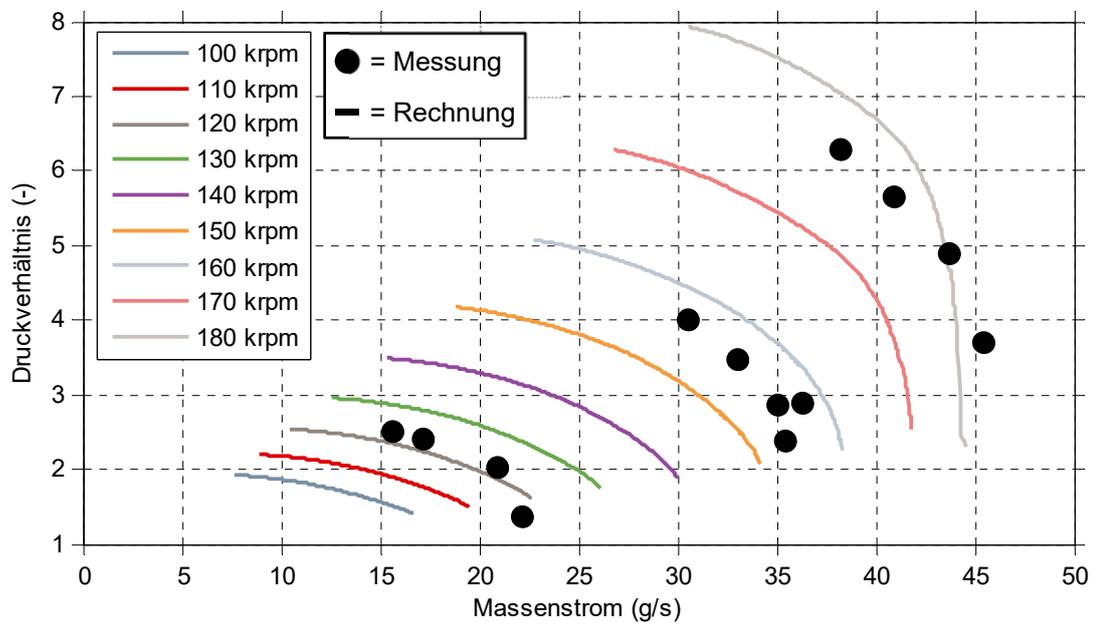


Abbildung 65: Berechnetes und gemessenes Kennfeld des Turbokompressors mit R1233zd(E), 0,65 bar(a), 25°C. Messdaten sind bei 120, 150 und 170 krpm aufgezeichnet

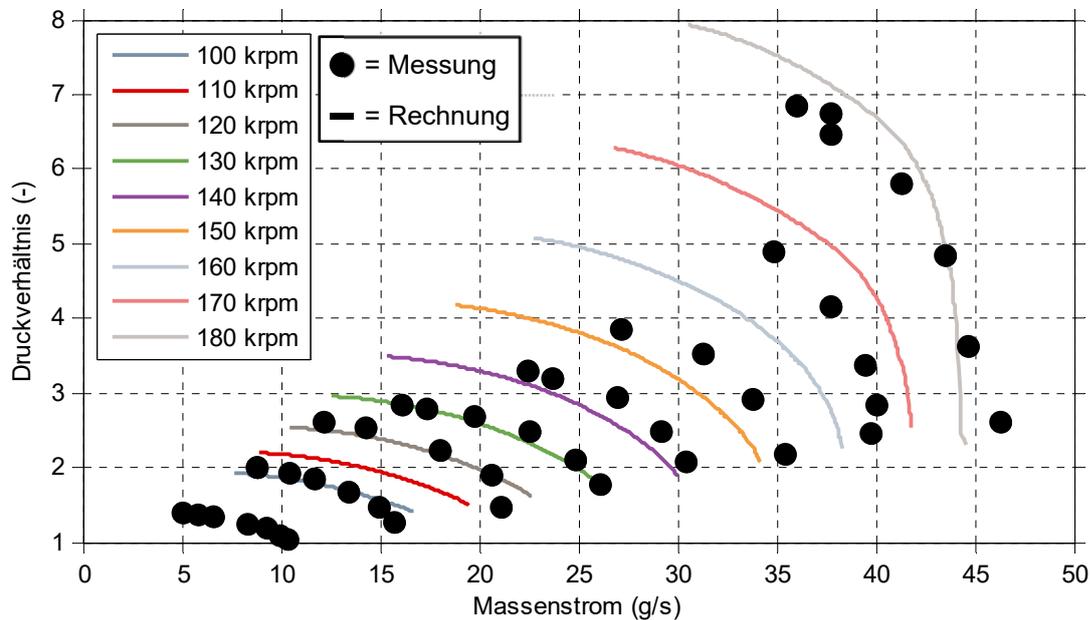


Abbildung 66: Berechnetes und gemessenes Kennfeld des Turbokompressors mit R1233zd(E), 0.65 bar(a), 25°C. Messdaten sind bei 50, 100, 120, 130, 140, 150, 160 und 170 krpm aufgezeichnet. Der Punkt pro Kennlinie mit geringstem Massenstrom stellt die Pumpgrenze dar

Generell sei den Messungen anzumerken:

- Grundlegend stimmen die gemessenen und berechneten Kompressor-Kennlinien in Anbetracht der Systemkomplexität gut überein. Die Messergebnisse sind ca. 15-20% zu höheren Massenströmen gegenüber den berechneten Ergebnissen verschoben.
 - o Gründe hierfür könnten in den speziellen Gaseigenschaften und den damit verbundenen Unsicherheiten in den numerischen Berechnungsmodellen liegen.
 - o Des Weiteren hat die Verwendung von Kühlwasser und interne Wärmeflüsse einen Einfluss auf die Eintrittsbedingungen vor der ersten Verdichterstufe und den Verdichtungsprozess, da das Gas zusätzlich gekühlt/geheizt wird. Dies wurde in bisherigen Kennfeld-Berechnungen nicht berücksichtigt.
- Die Pumpgrenze ist, vor allem bei mittleren und hohen Druckverhältnissen ($PI > 3$), deutlich weiter rechts als berechnet.
 - o Gründe hierfür könnten
 - in der Abstimmung der Kompressor-Stufen 1 und 2,
 - in der Einzelperformance der Stufe (z.B. generell schmaleres Kennfeld als berechnet) oder
 - in der Funktionsweise der Kennfeld-Erweiterung (Inlet-Recirculation) liegen.
 Diese Punkte wären innerhalb von Nachfolgeprojekten detaillierter zu untersuchen.
- Belastbare Messungen der Kompressor- oder Umrichter-Eingangsleistung sind ausstehend.

Abschliessend kann gesagt werden, dass die Performance des Kompressors grundlegend den Erwartungen entspricht – die relevanten Betriebspunkte können erreicht werden. Innerhalb von detaillierteren Untersuchungen müsste der Kompressor nun weiter getestet werden, um die Performance und vor allem den Wirkungsgrad im realen Heiz- und Kühlbetrieb zu beurteilen.

8 Wärmepumpen- und Kälteanlagen-System mit Turbokompressor für Lkws

Als weitere Fahrzeugklasse sollen elektrisch betriebene Lkws berücksichtigt und untersucht werden. Für die Untersuchungen werden die gleichen Betriebspunkte aus Kapitel 0 zugrunde gelegt. Eine ergänzende Literaturrecherche definiert die Anforderungen an elektrisch betriebenen Lkws.

8.1 Bilanzierung der Kabine

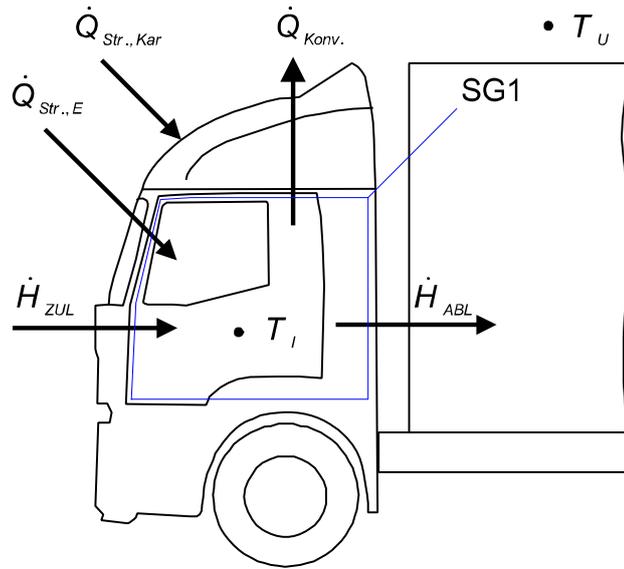


Abbildung 67: Bilanzierung der Kabine

Abbildung 67 zeigt die Systemgrenze SG1 der Kabine mit den ein- sowie austretenden Wärme- und Enthalpieströmen. Die Abmessungen der Kabine sind in nachfolgender Tabelle 30 aufgelistet.

	Dach	Seitenwand	Unterboden	Frontscheibe	Seitenscheiben	Front
Bauteilfläche [m ²]	2.75	2.9	2.75	2.4	1.6	7.5
Wärmedurchgangskoeffizient [W/(m ² K)]	0.66	0.66	0.66	0.8	0.8	-
Bauteildicke [m]	0.05	0.05	0.05	0.004	0.004	-

Tabelle 30: Abmessungen einer Lkw-Kabine Iveco Stralis [41]

Die erforderlichen Heiz- und Kühlleistungen der Fahrerkabine des Lkws in Tabelle 31 wurden nach Kapitel 3.7 ermittelt.

BP		Heizleistung [W]	BP		Kühlleistung [W]
1	Heizen instationär	5100	6	Kühlen	350
2	Heizen	8000	7	Kühlen	2500
3	Heizen	5300	8	Kühlen	4300
4	Heizen	4300	9	Kühlen instationär	2700
5	Heizen	2200			

Tabelle 31: Erforderliche Heiz-/Kühlleistungen der Kabine für die definierten Betriebspunkte im Frischluftbetrieb, 1 Person im Heizbetrieb, 2 Personen im Kühlbetrieb, $\bar{w} = 34$ km/h nach NEFZ

8.2 Antriebseinheit und Leistungselektronik

Um den Leistungsbedarf für den Antrieb abschätzen zu können, wurden Berechnungen nach Hoepke et al. durchgeführt [42]. Einflüsse auf den Leistungsbedarf haben der Rollwiderstand, der Luftwiderstand der «Steigungswiderstand» und der Beschleunigungswiderstand.

Die Antriebsleistung P_A berechnet sich aus der Antriebskraft F_A und der Fahrgeschwindigkeit w :

$$P_A = F_A \cdot w \quad (8-1)$$

Die Antriebskraft F_A setzt sich zusammen aus der Rollreibung F_{RR} , dem Luftwiderstand F_{LW} , dem Steigungswiderstand F_S und dem Beschleunigungswiderstand F_B :

$$F_A = F_{RR} + F_{LW} + F_S + F_B \quad (8-2)$$

Der Rollwiderstand F_{RR} ist insbesondere von den Reifen abhängig und berechnet sich mit der Masse des Lkws m_{Lkw} , der Erdbeschleunigung g und dem Rollwiderstandsbeiwert f_R :

$$F_{RR} = m_{Lkw} \cdot g \cdot f_R \quad (8-3)$$

Der Luftwiderstand F_{LW} berechnet sich durch die Dichte der Luft ρ_L , dem Luftwiderstandsbeiwert c_w , dem Frontfläche des Fahrzeuges A_{Front} und der Fahrgeschwindigkeit w :

$$F_{LW} = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_w \cdot A_{Front} \cdot w^2 \quad (8-4)$$

Der Steigungswiderstand F_S ist von der Topologie abhängig und berechnet sich mit der Masse des Lkws m_{Lkw} , der Erdbeschleunigung g und dem Steigungswinkel α :

$$F_S = m_{Lkw} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (8-5)$$

Der Beschleunigungswiderstand F_B ist von der Verkehrssituation sowie der Fahrweise des Fahrers abhängig und berechnet sich mit der Masse des Lkws m_{Lkw} sowie der Beschleunigung a :

$$F_B = m_{Lkw} \cdot a \quad (8-6)$$

Tabelle 32 zeigt die Widerstandsbeiwerte von Nutzfahrzeugen. Der Rollwiderstandsbeiwert f_R von Nutzfahrzeugreifen steigt mit zunehmender Geschwindigkeit geringfügig linear an, wobei durch unterschiedliche konstruktive Gestaltung des Reifens ein Streuband entsteht. Der Luftwiderstandsbeiwert c_w ist wiederum vom Fahrzeugtyp abhängig.

	Rollwiderstandsbeiwert f_R	Luftwiderstandsbeiwert c_w
Wertebereich	0.006...0.013	0.5...0.85
Berechnung	0.013	0.85

Tabelle 32: Widerstandsbeiwerte von Nutzfahrzeugen [42]

Abbildung 68 zeigt die Antriebsleistung P_A , an der Achse des Lkws nach Gleichung (8-1) berechnet, in Abhängigkeit des Gewichtes, der Fahrbahnsteigung und der Geschwindigkeit.

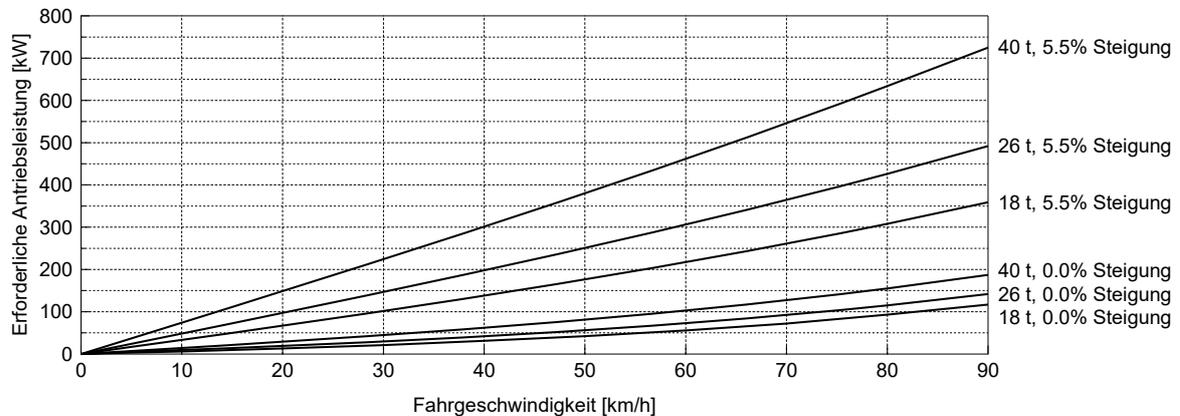


Abbildung 68: Abschätzung der erforderliche Antriebsleistung eines Lkws nach [42]

Für das geringste Gesamtgewicht von 18 Tonnen ergibt sich bei einer konstanten Geschwindigkeit von 80 km/h und horizontaler Fahrt eine konstante Antriebsleistung von 93 kW. Die Steigung von 5.5% entspricht der Gotthardroute zwischen Amsteg und Göschenen. Bei einem Gesamtgewicht von 40 Tonnen und einer maximalen Antriebsleistung von 300 kW könnte ein Lkw diese Strecke maximal mit einer Geschwindigkeit von ca. 40 km/h befahren.

Die Antriebseinheit und Leistungselektronik (AE & LE) haben nach Stalter et al. eine maximale Betriebstemperatur von 60°C [43]. Diese Komponenten müssen je nach Leistungsbedarf und Wirkungsgrad zusätzlich gekühlt werden. Da die maximale Betriebstemperatur oberhalb der Umgebungstemperatur liegt, kann die AE & LE im Kühlbetrieb (BP6-BP9) über einen Aussenluft-Wärmeübertrager gekühlt werden. Falls im Heizbetrieb (BP1-BP5) Abwärme anfällt, kann diese als Quelle für das WP/KKA-System genutzt werden oder allenfalls die Kabine direkt beheizt werden.

8.3 Batterie

Um den Anforderungen an die Transport- und Dienstleistungsbranche zu genügen, werden im Vergleich zu Personenwagen deutlich grössere Batterien benötigt. Um eine Reichweite von 200 bis 300 km zu erreichen, wird im bereits erhältlichen E-Lkw von der E-Force One AG eine Kapazität von rund 300 kWh verwendet [44]. Die Anzahl der Batteriezellen N_{Zelle} für die Lkw-Batterie wurde aus den Angaben für Pkw aus Tabelle 9 berechnet. Die Berechnung der benötigten Kühlleistung erfolgt nach Kapitel 3.10.

Kapazität E_{Batt}	Anzahl Zellen N_{Zelle}	Max. Zellentemperatur ϑ_{Zelle}	Entlade-/Laderate C	Kühlleistung \dot{Q}_{Batt}
300 kWh	2475	30°C	0.5C	9 kW
300 kWh	2475	25°C	1C	13.7 kW

Tabelle 33: Auslegung der Lkw-Batterie (Entlade-/Laderate $C = E_{Batt} / P_{Entladen/Laden}$)

Bei einer maximalen Zellentemperatur von 25°C und einer Lade- bzw. Entladerate von 1C wird mit der Analogie zur Pkw-Batterie eine Kühlleistung von 13.7 kW benötigt. Aktuelle Ladestationen ermöglichen eine Ladeleistung von 150 kW, jedoch wird bereits von Ladeleistung von bis zu 300 kW gesprochen [45]. Nicht untersucht wurde eine erhöhte Entlade- oder Ladeleistung grösser 1C.

8.4 Konzepterarbeitung

Die Komponenten des Konzeptes umfassen die Batterie, die Antriebseinheit und Leistungselektronik (AE & LE) sowie einen Aussenluft-Wärmeübertrager. Diese Teilsysteme werden mit einem Wasser/Glykol-Kreislauf verbunden. Die Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb geschieht im Wasser/Glykol-Kreislauf, so kann der Kältemittelkreislauf möglichst einfach aufgebaut werden.

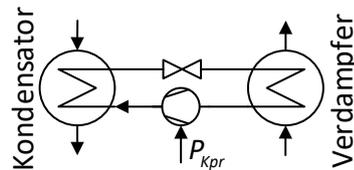
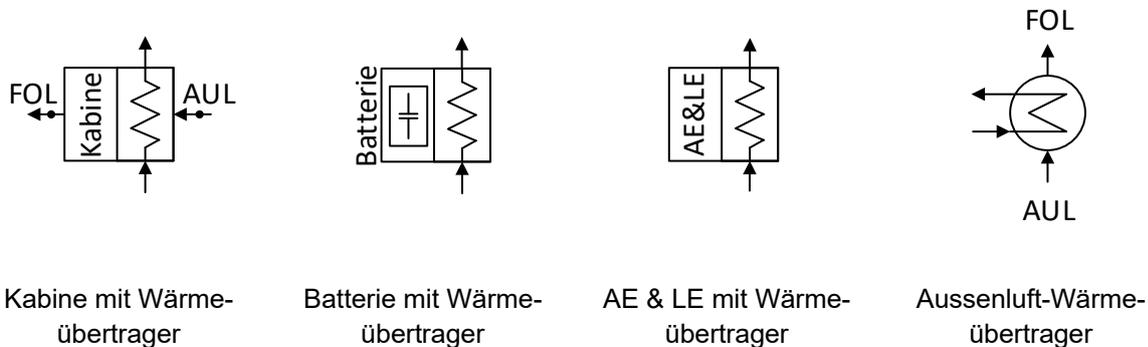


Abbildung 69: WP/KKA-System Lkw



Kabine mit Wärmeübertrager

Batterie mit Wärmeübertrager

AE & LE mit Wärmeübertrager

Aussenluft-Wärmeübertrager

Abbildung 70: Komponenten Konzept Lkw

Das WP/KAA-System übernimmt in den Betriebspunkten 1 bis 5 lediglich die Beheizung der Kabine, wobei die Batterie als Wärmequelle für das WP/KKA-System dient (siehe Tabelle 34). Falls erforderlich wird die Batterie zusätzlich über den Aussenluft-Wärmeübertrager gekühlt. Ab Betriebspunkt 6 ist die Umgebungstemperatur mit 25°C zu hoch um direkt mittels Aussenluft zu kühlen, somit ist eine Kühlung der Batterie mit der Kälteanlage erforderlich.

BP	Kabine	Antriebseinheit & Leistungselektronik	Batterie
2-5	Heizen mit WP	Quelle für WP ¹	Quelle für WP ²
6-8	Kühlen mit KA	Kühlen mit Aussenluft	Kühlen mit KA

Tabelle 34: Übersicht Betriebsmodi WP/KKA-System Lkw

¹ Als Quelle in Abhängigkeit vom Leistungsbedarf und Wirkungsgrad nutzbar

² Falls die Wärmepumpe quellenseitig weniger Leistung benötigt als von der Batteriekühlung abgegeben wird, kann die Batterie zusätzlich mit dem Aussenluft-Wärmeübertrager gekühlt werden

Weiter sind bei optimaler Verbindung der einzelnen Komponenten folgende Betriebsmodi möglich:

- Batterie heizen, Kabine heizen oder kühlen
- Direkte Beheizung der Kabine durch Abwärme der Batterie und AE & LE, falls das Temperaturniveau genügend hoch ist

Die Verbindung der Systemkomponenten ist mit Rohrleitungen oder Schläuchen, welche mit einem Wasser/Glykol-Gemisch durchströmt werden angedacht. Kühlwasserpumpen stellen die Wasserrumwälzung sicher. Die Umschaltung zwischen Heizen und Kühlen geschieht mittels 3/2-Wegeventilen. Zur Temperierung der Batterie ist ein Mischventil am Eintritt der Batterie angedacht, welches je nach Bedarf

Kühlmittel auf einem tieferen oder höheren Temperaturniveau in den Batteriekreislauf beimischt und somit die Batterietemperatur regelt.

In Tabelle 35 sind die Wärmeübertrager des Systems mit den dazugehörigen Kennwerten aufgelistet. Die Wärmeübertrager wurden mit dem Online-Tool von SWEP [46] ausgelegt.

	WÜ Innenraum	Verdampfer SWEP V80 R1234yf/ze	Kondensator SWEP B20 R1234yf/ze
Medien	Wasser/Luft	Wasser/KM	Wasser/KM
Fläche A [m ²]	10	4.68	3.86
Wärmedurchgangskoeffizient k [W/(m ² K)]	40	600	800
Abmessungen BxHxT [mm]	382x188x39	526x119x22	324x94x210

Tabelle 35: Dimensionierung Wärmeübertrager, Auslegung Wärmeübertrager Innenraum nach [47], Auslegung Verdampfer und Kondensator mit SWEP Online-Tool [46]

8.5 Randbedingungen und Betriebspunktkenndaten

Die Betriebspunktkenndaten für die Auslegung des Turbokompressors in Anhang A9 wurden mit den Annahmen aus Tabelle 36 berechnet. Die spezifische Wärmekapazität des Wasser/Glykol-Gemisches $c_{p, \text{Wasser/Glykol}}$ wurde nach VDI-Wärmeatlas [48] für ein Gemisch von Wasser und Ethylenglykol mit einer Frostsicherheit bis -20°C bestimmt. Die Temperaturdifferenz ΔT_{Batt} ist die Differenz zwischen der maximalen Zellentemperatur ϑ_{Zelle} und der Wasser/Glykol-Temperatur am Austritt der Batterie. Die Temperaturdifferenz $\Delta T_{\text{WÜ AUL}}$ ist die Differenz zwischen der Umgebungstemperatur und der Wasser/Glykol-Temperatur am Austritt des Aussenluft-Wärmeübertragers. Weiter wird die Batterie als adiabat betrachtet. Der Wirkungsgrad der Antriebseinheit und Leistungselektronik $\eta_{\text{AE\&LE}}$ wird als maximal angenommen, da die Kabine auch ohne Anfall von Abwärme beheizt und die benötigte Wärmeenergie durch die Wärmepumpe bereitgestellt werden muss. Der Luftmassenstrom der Kabine $\dot{m}_{\text{ZUL Kabine}}$ wird analog zu den Pkws als maximal angenommen.

$\dot{m}_{\text{Wasser/Glykol}}$	$c_{p, \text{Wasser/Glykol}}$	ΔT_{Batt}	$\Delta T_{\text{WÜ AUL}}$	Wirkungsgrad AE&LE $\eta_{\text{AE\&LE}}$	$\dot{m}_{\text{ZUL Kabine}}$
0.5 kg/s	3.5 kJ/(kg K)	2K	5K	100%	0.18 kg/s

Tabelle 36: Randbedingungen für die Berechnungen des WP/KKA-Systems für elektrisch angetriebene Lkws

8.6 Kompressorauslegung

In der Untersuchung für die Wärmepumpe in der Lkw-Anwendung werden, wie bereits in der Pkw-Anwendung, die zwei Kältemittel R1234ze und R1234yf in Betracht gezogen. Ein Vergleich der zwei Kältemittel in Abbildung 71 zeigt, dass das R1234ze Kältemittel eine höhere Anforderung an die Breite des Kompressoren-Kennfelds stellt.

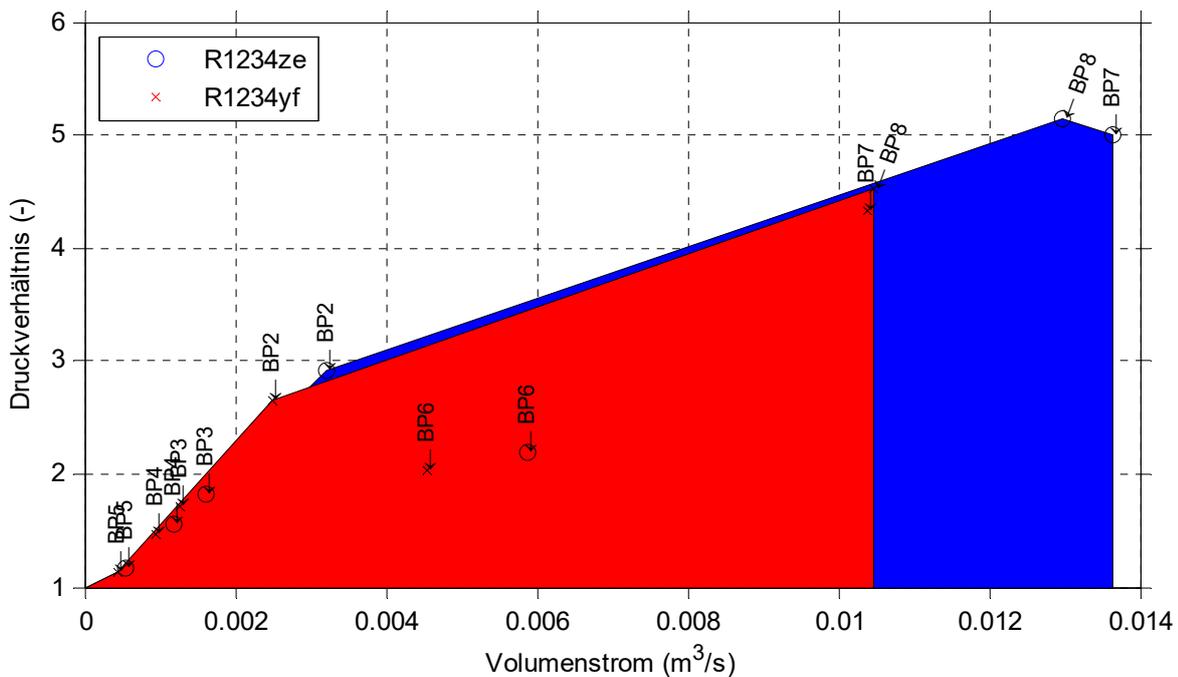


Abbildung 71: Berechnete WP-Betriebspunkte (LKW-Anwendung) im Volumenstrom-/Druckverhältnis-Diagramm, Vergleich R1234ze und R1234yf.

Herausforderungen stellen vor allem die Betriebspunkte BP7 und BP8 beider Kältemittel dar, da diese ein hohes Druckverhältnis bei hohem Volumenstrom erfordern. Die Analyse der Betriebspunkte führt zu ähnlicher Schlussfolgerung wie bereits in der Anwendung des Pkws im Kapitel 5.5.1:

- Die linke Kennfeld-Grenze ist bei R1234ze und R1234yf nahezu identisch.
- R1234ze erfordert, verglichen mit R1234yf, höhere Druckverhältnisse.
- R1234ze erfordert, verglichen mit R1234yf bei gleichem Druckverhältnis, ein breiteres Kennfeld.
- Die kleinere, erforderliche Kennfeldbreite bei R1234yf wirkt sich positiv auf die Platzierung der Betriebspunkte im Kennfeld aus. Da diese enger beisammen liegen, lässt sich das Kennfeld optimaler bzgl. Wirkungsgrad positionieren. Randbereiche des Kennfeldes, mit stark vermindertem Wirkungsgrad, müssen ggf. nicht zwangsweise verwendet werden, um die Erreichbarkeit der Betriebspunkte zu ermöglichen.
- R1234yf erfordert, verglichen mit R1234ze, kleinere Volumenströme was sich positiv auf die Kompressor-Baugröße aber auch auf die Verrohrungs- und Sekundärkomponenten-Baugröße auswirkt.

Um die geforderte Kennfeldbreite weiter zu reduzieren, wurden Anstrengungen unternommen um die Betriebspunkte BP7 und BP8 zu tieferen Volumenströmen und Druckverhältnissen zu bringen. Dies konnte erreicht werden, in dem die zulässige Batterietemperatur um fünf Grad von 298 K auf 303 K erhöht wird. Eine weitere Reduktion des Volumenstromes kann erreicht werden, in dem die Entladerate der Batterie auf 0.5C halbiert wird. Abbildung 72 und Abbildung 73 stellen die Ergebnisse für R1234ze

und R1234yf dar. Es ist gut ersichtlich, dass diese beiden Massnahmen die notwendige Kennfeldbreite um nahezu 40% reduzieren.

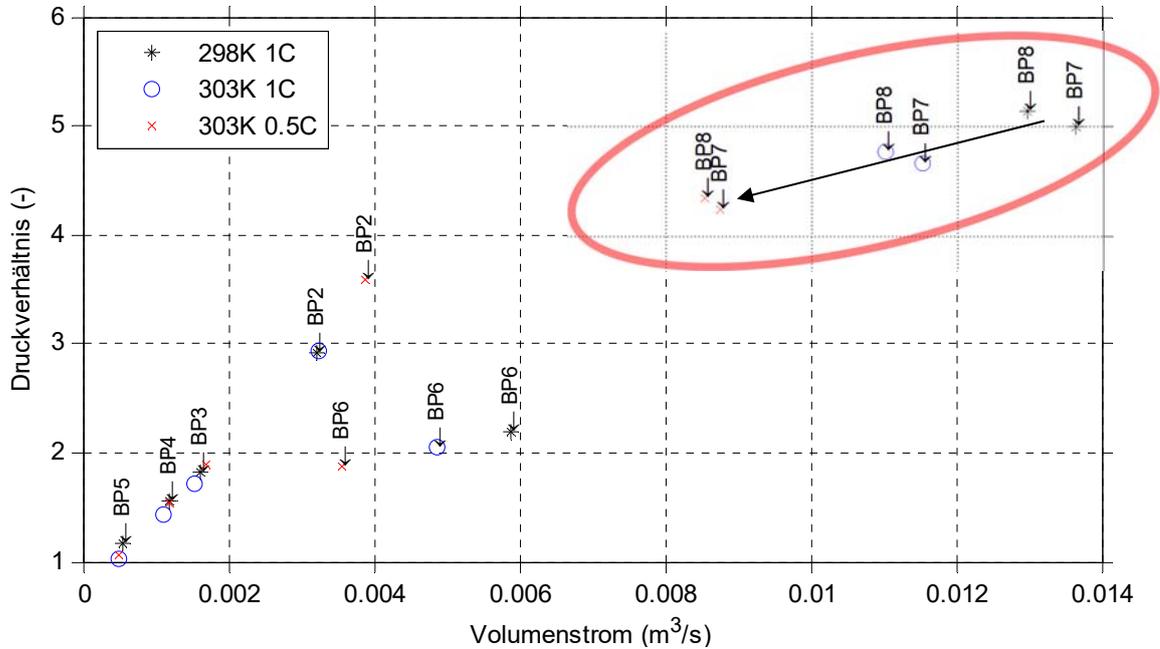


Abbildung 72: Berechnete WP-Betriebspunkte (LKW-Anwendung) im Volumenstrom-/Druckverhältnis-Diagramm, R1234ze

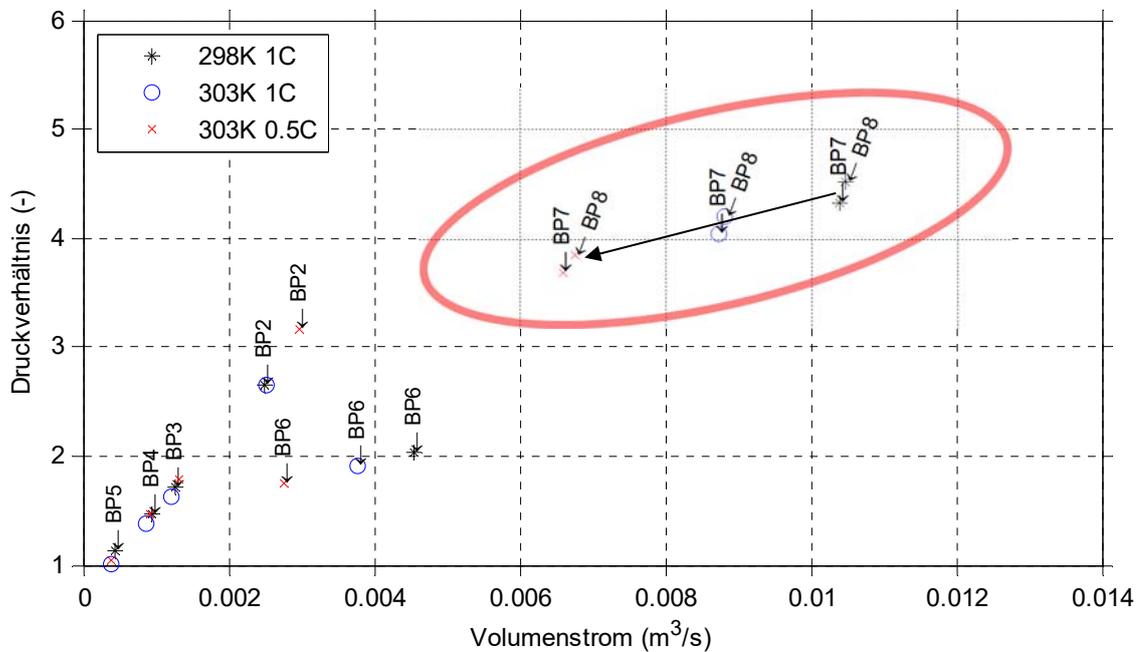


Abbildung 73: Berechnete WP-Betriebspunkte (LKW-Anwendung) im Volumenstrom-/Druckverhältnis-Diagramm, R1234yf

In den weiteren Untersuchungen und der Analyse der aerodynamischen Machbarkeit werden auf Grund der reduzierten Kennfeldbreite nur noch die Betriebspunkte bei 303 K Batterietemperatur berücksichtigt.

Die geforderte Kennfeldbreite und die hohen Druckverhältnisse fordern, wie bereits beim Pkw, ein zweistufiges Kompressor-System. Details zur Herausforderung mit einstufigen Systemen und den verwendeten Kältemitteln kann dem Kapitel 5.5.1 entnommen werden.

8.6.1 Aerodynamische Machbarkeits-Prüfung R1234yf – zweistufig

Mit einem zweistufigen Kompressor-Design können die Betriebspunkte BP7 und BP8 des 0.5C Entlade-rate-Systems und eine Vielzahl der Betriebspunkte abgedeckt werden. Das resultierende zweistufige Kennfeld ist in Abbildung 74 dargestellt. Ausser BP2 können alle Betriebspunkte rechnerisch knapp abgedeckt werden.

Um sicherzustellen, dass die Betriebspunkte BP3, BP4 und BP5 stabil innerhalb des Kennfeldes liegen, müsste in einer detaillierteren aerodynamischen Auslegung spezifisch die Breite des Kennfeldes erreicht und weiter verbessert werden. Ziel einer weiteren Untersuchung sollte die genauere Abschätzung der Pumpgrenze und eine mögliche Verbreiterung des Kennfeldes im Bereich des BP2 sein.

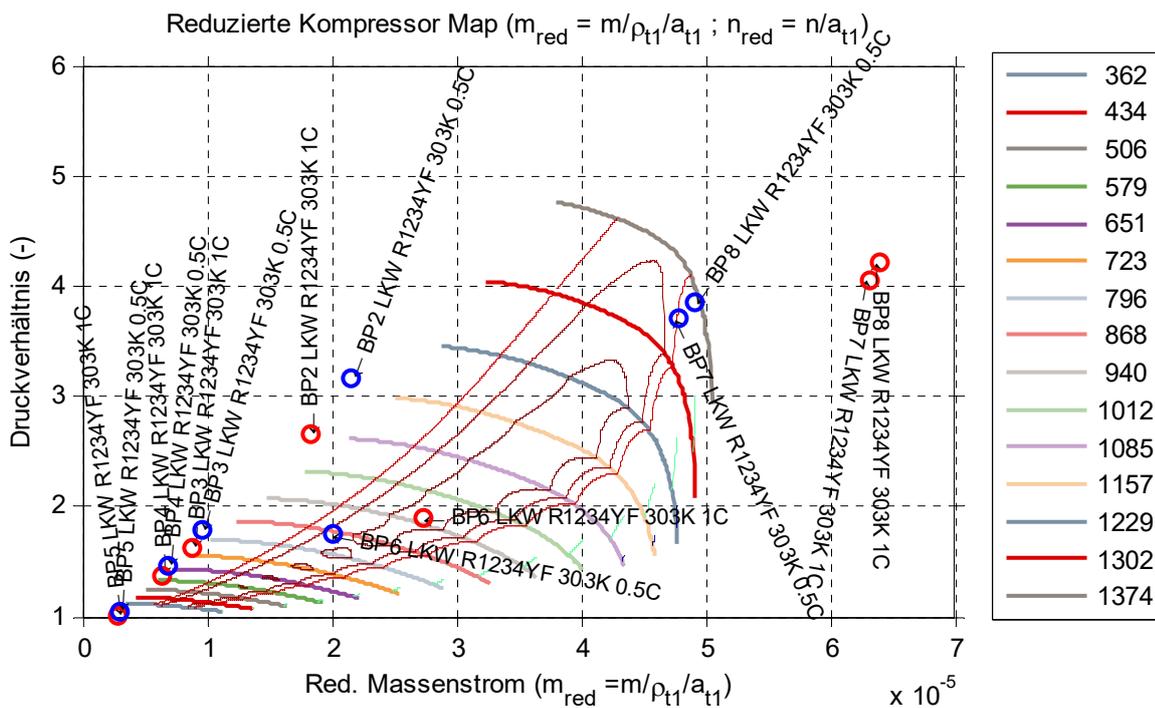


Abbildung 74: Berechnetes Turbokompressor-Kennfeld (LKW-Anwendung) mit R1234yf – zweistufige Maschine.

Details zur aerodynamischen Vorauslegung können Tabelle 37 entnommen werden.

Parameter	
Nominale Drehzahl	180'000 min ⁻¹
Maximale Drehzahl	190'000 min ⁻¹
Durchmesser Laufrad Stufe 1	20.5 mm
Durchmesser Laufrad Stufe 2	15.5 mm
Nominale Gesamt-Wellenleistung	Ca. 5 kW

Tabelle 37: Kenndatenübersicht des Turbokompressors für LKW-Anwendung mit R1234yf

8.6.2 Aerodynamische Machbarkeits-Prüfung R1234ze – zweistufig

Die Machbarkeits-Prüfung für das R1234ze Kältemittel zeigt ein ähnliches Bild wie bereits im vorherigen Kapitel dargestellt. In einem zweistufigen Kompressor-Design, welches die 0.5C Betriebspunkte BP7 und BP8 abdeckt, kommt der BP2 im instabilen Betriebsbereich des Kompressors zu liegen und ist nicht direkt erreichbar.

Durch die grössere Streubreite der Betriebspunkte im R1234ze Kältemittel kommen zudem weitere Betriebspunkte im instabilen Betriebsbereich zu liegen und können rechnerisch nicht direkt erreicht werden, siehe BP3.

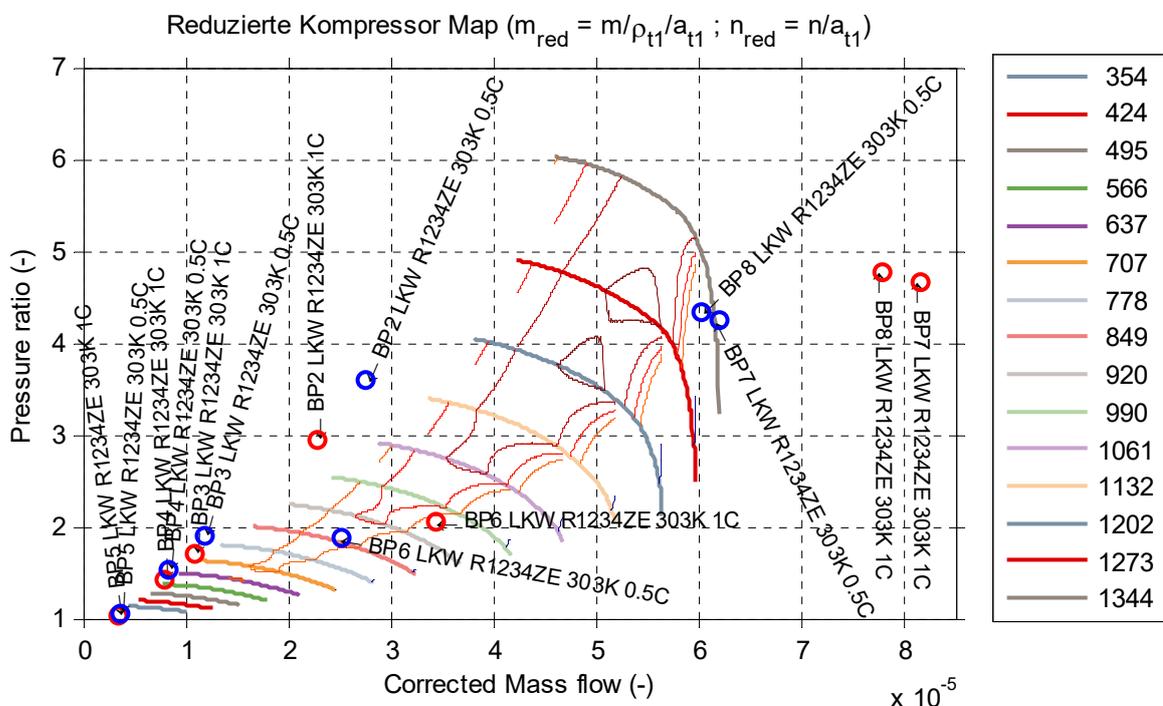


Abbildung 75: Berechnetes Turbokompressor-Kennfeld (LKW-Anwendung) mit R1234ze – zweistufige Maschine.

Auch für die zwei Kompressor-Stufen für das R1234ze Kältemittel müsste eine detailliertere aerodynamische Analyse durchgeführt werden, um die Pumpgrenze zu bestimmen und die Breite des Kennfeldes zu erweitern.

Details zur aerodynamischen Vorauslegung können Tabelle 38 entnommen werden.

Parameter	
Nominale Drehzahl	180'000 min ⁻¹
Maximale Drehzahl	190'000 min ⁻¹
Durchmesser Laufrad Stufe 1	22 mm
Durchmesser Laufrad Stufe 2	17 mm
Nominale Gesamt-Wellenleistung	Ca. 5 kW

Tabelle 38: Kenndatenübersicht des Turbokompressors für LKW-Anwendung mit R1234ze

8.7 Zusammenfassung und Fazit der Kompressorauslegung

Eine Machbarkeitsstudie für ein zweistufiges Turbokompressor WP/KKA-System für die Anwendung in Lkws wurde für die Kältemittel R1234ze und R1234yf durchgeführt. Es zeigt sich, dass die Schwierigkeit für den Turbokompressor in der Breite des geforderten Kennfeldes durch die spezifizierten Betriebspunkte liegt. Eine Reduktion der hohen Volumenströme der Betriebspunkte BP7 und BP8, durch eine höhere zulässige Zelltemperatur von 30°C anstatt 25°C und eine niedrigere Entladerate von 0.5C anstatt 1C, schiebt die geforderten Betriebspunkte für den Turbokompressor zusammen. Aus aerodynamischer Sicht ist die Realisierbarkeit denkbar. Die Umsetzbarkeit von Motor, Gaslagerung und thermischem Verhalten ist in separaten Projekten zu prüfen. Das Kältemittel R1234yf ist aufgrund der geringeren Anforderungen an die Kennfeldbreite zu bevorzugen. Das WP/KKA-System scheint umsetzbar, bedingt jedoch durch die wasserseitige Umschaltung zwischen Heizen und Kühlen der einzelnen Komponenten einige Umschaltventile, damit alle Komponenten optimal konditioniert werden können. Eine Auswertung wie bei den Pkw-Klassen für die Reichweite wurde nicht angestellt, da kaum elektrisch angetrieben Lkws und Daten vorhanden sind, um einen Vergleich anzustellen.

9 Schlussfolgerung und Ausblick

Die Reichweite von Elektrofahrzeugen wird massgeblich von der Leistungsaufnahme des HVAC-Systems beeinflusst. Der Einsatz einer Wärmepumpe mit Aussenluft als Quelle ergibt für die Golfklasse (Referenzfahrzeug Nissan Leaf) im Vergleich zu einem rein elektrischen Heizsystem eine relative Reichweitensteigerung von 23%. Durch das entwickelte WP/KKA-System mit Abwärmenutzung aus dem Fahrzeuginnenraum kann der Temperaturhub reduziert, die Abtauzeit verkürzt und damit eine Reichweitensteigerung von 38% erzielt werden (im Vergleich zum elektrischen Heizsystem).

Ein Turbokompressor-Prototyp mit dem Kältemittel R1233zd(E) wurde für die Kompaktklasse ausgelegt, hergestellt, in Betrieb genommen und getestet. Die Messergebnisse zeigen, dass sich ca. 20% grössere Massenströme bei gleichem Druckverhältnis gegenüber den berechneten Ergebnissen ergeben. Die Performance des Kompressors entspricht grundsätzlich den Erwartungen, die relevanten Betriebspunkte können erreicht werden. Das Turbo WP/KKA-System wurde nicht aufgebaut und experimentell untersucht. Grund dafür sind die resultierenden grossen Abmessungen der Wärmeübertrager, die beschränkte Verfügbarkeit geeigneter Komponenten sowie die Problematik, dass eine über den Kältemittelkreislauf realisierte Umschaltung zwischen Heizen und Kühlen nur durch den Einsatz von teuren, motorisch angetriebenen Umschaltventilen realisiert werden kann. Weiter zeigen die Untersuchungen, dass ein Heizbetrieb unter 0°C aufgrund des beschränkten Einsatzkennfeldes des Turbokompressors nicht möglich ist. Wichtige Erkenntnisse daraus sind, dass die Druckverluste einen grossen Einfluss auf das erforderliche Druckverhältnis und die damit verbundene Effizienz des WP/KKA-Systems haben.

Die Auslegung des WP/KKA-Systems und des Turbokompressors mit den Kältemitteln R1234yf und R1234ze für die Golfklasse zeigt auf, dass die Umsetzung grundsätzlich machbar ist. Die Wärmeübertrager sind verfügbar, überschreiten jedoch die Anforderungen an die Abmessungen. Kostengünstige Umschaltventile sind ebenfalls verfügbar. Die Auswertung ergibt keine Reichweitensteigerung durch den Einsatz des Turbokompressors gegenüber einem Scrollkompressor.

Weiter wurde eine Machbarkeitsstudie für ein WP/KKA-System mit Turbokompressor für die Anwendung in E-Lkws durchgeführt. Es zeigt sich, dass die Schwierigkeit für den Turbokompressor in der Breite des geforderten Kennfeldes liegt. Aus aerodynamischer Sicht ist die Realisierbarkeit denkbar. Das Kältemittel R1234yf ist aufgrund der geringeren Anforderungen an die Kennfeldbreite zu bevorzugen. Das WP/KKA-System für elektrisch angetriebene Lkws ist für die gegebenen Randbedingungen grundsätzlich umsetzbar.

Der Aufbau eines Prüfstands für das WP/KKA-System der Pkw-Klassen sowie Lkws wäre für die Bestätigung der gewonnenen Erkenntnisse von Bedeutung. Auf dem Prüfstand könnten zusätzlich optimale Regelstrategien ausgearbeitet und überprüft werden. Weiter könnte die Eis- und Frostbildung im Verdampfer untersucht und eine optimale Abtauregelung entwickelt werden.

Das entwickelte kombinierte Wärmepumpen- und Klimakälteanlagen-system mit Nutzung der Abluft aus dem Fahrgastraum ist vielversprechend und sollte weiterverfolgt werden. Die Reduktion des Temperaturhubs sowie der wesentlich geringere Energiebedarf für die Abtauung führen zu einer deutlich höheren Effizienz. Kleine Turbokompressoren sind eine vielversprechende Technologie, stossen jedoch im Automobilbereich aufgrund des weiten Bereichs von Heiz-/Kühlleistungen und Temperaturhuben an ihre Grenzen. Bezüglich Effizienz sind im Vergleich zu Scrollkompressoren keine markanten Effizienzsteigerungen zu erwarten.

10 Symbolverzeichnis

10.1 Lateinische Symbole

a	m/s^2	Beschleunigung
A	m^2	Fläche
A_{Batt}	m^2	Mit Umgebungsluft in Kontakt tretende Batterieoberfläche
A_E	m^2	Oberfläche der Einbauten
A_{Front}	m^2	Frontfläche
$A_{Fahrzeug}$	m^2	Aussenfläche des Fahrzeugs
A_K	m^2	Fläche des Kondensators
A_{Kar}	m^2	Fläche der Karosserie
A_V	m^2	Fläche des Verdampfers
$A_{\perp,S}$	m^2	Senkrecht zur Strahlungsquelle projizierte Bauteiloberfläche Scheiben
$A_{\perp,Kar}$	m^2	Senkrecht zur Strahlungsquelle projizierte Bauteiloberfläche Karosserie
c	m/s	Geschwindigkeit
C	-	Entladerate
$c_{p,Batt}$	$J/(kg\ K)$	Spezifische Wärmekapazität der Batterie
c_{pD}	$J/(kg\ K)$	Spezifische Wärmekapazität Dampf
$c_{p,E}$	$J/(kg\ K)$	Spezifische Wärmekapazität der Einbauten
$c_{p,F}$	$J/(kg\ K)$	Spezifische Wärmekapazität Frost
c_{pL}	$J/(kg\ K)$	Spezifische Wärmekapazität trockene Luft
$c_{p,Kar}$	$J/(kg\ K)$	Spezifische Wärmekapazität des Karosseriebauteils
c_{pW}	$J/(kg\ K)$	Spezifische Wärmekapazität von Wasser
$c_{p,WÜ}$	$J/(kg\ K)$	Spezifische Wärmekapazität Wärmeübertrager
C_W	-	Luftwiderstandsbeiwert
$C_{p,Wasser/Glykol}$	-	Spezifische Wärmekapazität Wasser/Glykol-Gemisch
COP_{KA}	-	Äussere Leistungszahl der Kälteanlage
COP_{WP}	-	Äussere Leistungszahl der Wärmepumpe
E	J	Energie
E_{Abt}	J	Energie der Abtauphase
E_{Batt}	Wh	Energiekapazität der Fahrzeugbatterie
E_{HIK}	J	Energie der Heiz-/Kühlphase
$E_{HIK+Abt}$	J	Energie eines Heiz- und Abtauzyklus
f_R	-	Rollwiderstandsbeiwert
F_A	N	Antriebskraft
F_B	N	Beschleunigungswiderstand
F_{LW}	N	Luftwiderstand
F_{RR}	N	Rollreibung
F_S	N	Steigungswiderstand
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
g_{BPi}	%	Summenhäufigkeit
h	J/kg	Enthalpie
h_{ABL}	J/kg	Enthalpie der Abluft
h_{AUL}	J/kg	Enthalpie der Aussenluft

$h_{FOL,WP}$	J/kg	Kältemittelseitige Wärmeübertragerfläche
$h_{f,L}$	J/kg	Enthalpie von feuchter Luft
$h_{MIL,MR}$	J/kg	Enthalpie der Mischluft nach dem Luftmischer
h_{UML}	J/kg	Enthalpie der Umluft
h_{ZUL}	J/kg	Enthalpie der Zuluft
$h_{ZUL,HVAC}$	J/kg	Enthalpie der Zuluft zum Wärmeübertrager HVAC
Δh_S	J/kg	Schmelzenthalpie Eis
Δh_V	J/kg	Verdampfungsenthalpie von Wasser bei 0°C
\dot{H}_{ABL}	W	Enthalpie der Abluft aus dem Fahrgastraum
\dot{H}_{ZUL}	W	Enthalpie der Zuluft in den Fahrgastraum
$I_{\perp,G}$	W/m ²	Solare Globalstrahlung auf eine horizontale Fläche
k	W/(m ² K)	Wärmedurchgangskoeffizient
k_{Batt}	W/(m ² K)	Wärmedurchgangskoeffizient Batterie zu Umgebung
$k_{Fahrzeug}$	W/(m ² K)	Wärmedurchgangskoeffizient des Fahrzeugkarosserie
k_K	W/(m ² K)	Wärmedurchgangskoeffizient Kondensator
k_V	W/(m ² K)	Wärmedurchgangskoeffizient Verdampfer
m	kg	Masse
m_D	kg	Masse Wasserdampf
m_E	kg	Masse der Einbauten
m_F	kg	Frostmasse
$m_{f,L}$	kg	Masse feuchte Luft
m_{Kar}	kg	Masse Karosserie
m_L	kg	Masse Luft
m_{Lkw}	kg	Masse Lkw
m_{SW}	kg	Masse Smelzwasser
m_W	kg	Masse Wasser
$m_{WÜ}$	kg	Masse Wärmeübertrager
m_{Zelle}	kg	Gewicht einer Batteriezelle
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{m}_{AUL}	kg/s	Luftmassenstrom der Aussenluft
$\dot{m}_{AUL,min}$	kg/s	Luftmassenstrom der Aussenluft
\dot{m}_{KM}	kg/s	Kältemittelmassenstrom
\dot{m}_{LV}	kg/s	Luftmassenstrom am Verdampfer
\dot{m}_{LK}	kg/s	Luftmassenstrom am Kondensator
$\dot{m}_{MIL,MR}$	kg/s	Massenstrom der Mischluft nach dem Luftmischer
\dot{m}_{UML}	kg/s	Luftmassenstrom der Umluft
\dot{m}_W	kg/s	Massenstrom Wasser
$\dot{m}_{Wasser/Glykol}$	kg/s	Massenstrom Wasser/Glykol-Gemisch
\dot{m}_{ZUL}	kg/s	Zulufmassenstrom
$\dot{m}_{ZUL,min}$	kg/s	Mindest-Frischlufmassenstrom
$N_{Insassen}$	-	Anzahl Insassen im Fahrzeug
N_{Rohr}	-	Anzahl Rohrreihen hintereinander geschalten
N_{Zelle}	-	Anzahl Zellen in der Fahrzeugbatterie

$\Delta p_{V, MR}$	Pa	Druckverlust Wärmeübertrager Motorraum
p	Pa	Absolutdruck
p_{SD}	Pa	Sättigungsdruck (Dampfdruck) Wasserdampf in Luft
p_K	Pa	Kondensationsdruck
p_V	Pa	Verdampfungsdruck
p_W	Pa	Partialdruck von Wasser
P	W	Leistung
\bar{P}_A	W	Mittlere Antriebsleistung
\bar{P}_{Aerm}	W	Ermittelte mittlere Antriebsleistung
\bar{P}_{ANEFZ}	W	Mittlere Antriebsleistung nach NEFZ
\bar{P}_{Abt}	W	Mittlere Abtauleistung
P_{el}	W	Elektrische Leistung
$P_{el Kp}$	W	Elektrische Kompressorleistung
$P_{el Kp H}$	W	Elektrische Kompressorleistung im Heizbetrieb
$P_{el Kp HGA}$	W	Elektrische Kompressorleistung im Heissgasabtaubetrieb
P_{HVAC}	W	Elektrische Leistung HVAC-System
P_{HVAC}	W	Leistungsaufnahme des HVAC-Systems
$P_{HVAC, Abt}$	W	Leistungsaufnahme des HVAC-Systems während der Abtaung
P_{Kpi}	W	Innere Kompressorleistung
$P_{Kpi, s}$	W	Innere Kompressorleistung bei isentroper Zustandsänderung
P_{PTC}	W	Leistung PTC-Heizelement
$P_{V, HVAC}$	W	Elektrische Leistung HVAC-Ventilator
$P_{V, MR}$	W	Elektrische Leistung HVAC-Motorraum
q_s	J/kg	Spezifische sensible Wärme
q_l	J/kg	Spezifische latente Wärme
q_{sl}	J/kg	Spezifische Gesamtwärme
Q_{Abt}	J	Erforderliche Wärmemenge für die Abtaung
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\dot{Q}_{Abt}	W	Abtauleistung
$\dot{Q}_{Batt, Konv}$	W	Konvektiver Wärmestrom Batterie zu Umgebung
$\dot{Q}_{Batt, Kühlen}$	W	Kühlleistung Batterie
\dot{Q}_{E-L}	W	Wärmeeintrag oder Wärmeaustrag von den Einbauten zur Innenraumluft
$\dot{Q}_{Insassen}$	W	Von Insassen abgegebener Wärmestrom
\dot{Q}_K	W	Kondensatorwärmestrom
$\dot{Q}_{Konv.}$	W	Konvektiver Wärmestrom Karosserie zu Umgebung
\dot{Q}_l	W	Latenter Wärmestrom
$\dot{Q}_{Konv., Kar, a}$	W	Konvektiver Wärmestrom Karosserie Aussenwand-Umgebung
$\dot{Q}_{Konv., Kar, i}$	W	Konvektiver Wärmestrom Karosserie Innenwand-Innenraum
\dot{Q}_{Person}	W	Von einer Person abgegebener Wärmestrom
\dot{Q}_S	W	Sensibler Wärmestrom
$\dot{Q}_{Str, E}$	W	Von Einbauten absorbiertes Wärmestrom infolge Strahlung

$\dot{Q}_{Str, Himmel, Kar}$	W	Wärmestrom Karosserie infolge Strahlung
$\dot{Q}_{Str, Kar}$	W	Von Karosserie absorbiertes Wärmestrom infolge Strahlung
\dot{Q}_V	W	Verdampfungswärmestrom
$\dot{Q}_{WÜ, HVAC}$	W	Wärmestrom am Wärmeübertrager im HVAC
$\dot{Q}_{WÜ, MR}$	W	Vom im Motorraum auf- oder abgegebene Wärmeleistung
\dot{Q}_{Zelle}	W	Wärmeabgabe einer Batteriezelle
$\dot{Q}_{i, Kar}$	W	Wärmestrom durch Karosserie infolge Wärmeleitung
\dot{Q}_0	W	Totaler Wärmestrom
R_L	J/(kg K)	Spezifische Gaskonstante von Luft
R_D	J/(kg K)	Spezifische Gaskonstante von Wasserdampf
s_{BPi}	km	Reichweite Betriebspunkt
s_G	km	Gewichtete Reichweite
s_{Lam}	m	Lamellenabstand
s_{NEFZ}	km	Reichweite nach NEFZ
s_{RW}	km	Erzielbare Reichweite
t	s	Zeit
t_{Abt}	s	Abtauzeit
t_{Abtr}	s	Abtropfzeit
t_{HIK}	s	Zeit einer Heiz- oder Kühlphase
$t_{HIK+Abt}$	s	Zeit eines Heiz- oder Kühlzyklus mit Abtauung
T	K	Absolute Temperatur
T_{Batt}	K	Absolute Temperatur Batterie
T_E	K	Absolute Temperatur der Einbauten
T_i	K	Absolute Temperatur des Fahrgastraumes (Innenraumlufttemperatur)
T_H	K	Absolute Strahlungstemperatur des Himmels
T_K	K	Kondensationstemperatur
$T_{Kar, a}$	K	Absolute Temperatur der Karosserie aussen
T_Q	K	Temperatur Quelle
T_S	K	Temperatur Senke
T_U	K	Absolute Umgebungstemperatur
T_V	K	Verdampfungstemperatur
$\Delta T_{DÜ}$	K	Gasüberhitzung im Kondensator
ΔT_{Hub}	K	Temperaturhub
ΔT_K	K	Mittleres Temperaturgefälle im Kondensator
ΔT_Q	K	Temperaturgefälle Quelle
ΔT_S	K	Temperaturgefälle Senke
$\Delta T_{Üh}$	K	Gasüberhitzung im Verdampfer
ΔT_{Uk}	K	Flüssigkeitsunterkühlung im Kondensator
ΔT_V	K	Mittleres Temperaturgefälle im Verdampfer
\dot{V}	m ³ /s	Volumenstrom
\dot{V}_{ZUL}	m ³ /s	Luftvolumenstrom
w	m/s	Geschwindigkeit
\bar{w}_{NEFZ}	km/h	Durchschnittliche Fahrzeuggeschwindigkeit nach NEFZ

w_L	m/s	Luftgeschwindigkeit
W_{el}	J	Elektrische Arbeit
X	kg/kg	Massenbeladung
X_G	kg/kg	Massenbeladung Grenzschicht
X_L	kg/kg	Massenbeladung Luft
X_s	kg/kg	Massenbeladung gesättigte Luft
z	m	Höhe

10.2 Griechische Symbole

α	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
α_E	-	Absorptionskoeffizient Einbauten
α_{E-L}	W/(m ² K)	Wärmeübertragungskoeffizient von den Einbauten zur Innenraumluft
α_{Kar}	-	Absorptionskoeffizient Karosserie
α_i	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient des Bauteils innen
α_a	W/(m ² K)	Wärmeübertragungskoeffizient des Bauteils aussen
δ	m	Bauteildicke
ε_{Kar}	-	Emissionskoeffizient der Karosserie
$\varepsilon_{rev,KA}$	-	Innere Leistungszahl der reversiblen Kälteanlage
ε_{KA}	-	Innere Leistungszahl der realen Kälteanlage
$\varepsilon_{rev,i}$	-	Innere Leistungszahl
$\varepsilon_{rev,WP}$	-	Innere Leistungszahl der reversiblen Wärmepumpe
ε_{WP}	-	Innere Leistungszahl der realen Wärmepumpe
ϑ	°C	Temperatur
ϑ_{Batt}	°C	Temperatur der Batterie
ϑ_L	°C	Lufttemperatur
ϑ_U	°C	Umgebungstemperatur
ϑ_{Zelle}	°C	Temperatur Batteriezelle
ζ_{KA}	-	Gütegrad der Kälteanlage
ζ_{WP}	-	Gütegrad der Wärmepumpe
η_{Abt}	-	Abtauwirkungsgrad
η_{Ci}	-	Carnotfaktor
η_{el}	-	Elektrischer Wirkungsgrad
η_{mech}	-	Mechanischer Wirkungsgrad
η_s	-	Isentroper Wirkungsgrad des Kompressors
η_V	-	Ventilatorwirkungsgrad
λ	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
ρ_{fL}	kg/m ³	Dichte der feuchten Luft
ρ_{ZUL}	kg/m ³	Dichte Zuluft
σ	-	Stefan-Boltzmann-Konstante
τ_s	-	Transmissionskoeffizient der Scheiben
φ	-	Relative Luftfeuchtigkeit

10.3 Abkürzungen und Begriffserklärung

ADAC	Allgemeine Deutsche Automobil-Club
AE & LE	Antriebseinheit und Leistungselektronik

AUL	Aussenluft
ABL	Abluft
BAT	Batterie
BFE	Bundesamt für Energie
COP	Coefficient of Performance
FOL	Fortluft
GWP	Global Warming Potential
HVAC	Heating Ventilation and Air-Conditioning
HSLU	Hochschule Luzern
JAZ	Jahresarbeitszahl
KKA	Klimakälteanlage
KM	Kältemittel
Kp	Kompressor
Lkw	Lastkraftwagen
MIL	Mischluft
MR	Motorraum
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
Pkw	Personenkraftwagen
PTC	Positive Temperature Coefficient
RPM	Revolutions per Minute
SoP	Start of Production
SG	Systemgrenze
UML	Umluft
WLTP	Worldwide Light Duty Test Procedure
WP	Wärmepumpe
WRG	Wärmerückgewinnung
WÜ	Wärmeübertrager
ZUL	Zuluft

11 Literaturverzeichnis

- [1] A. Ravey, N. Watrin, B. Blunier, und A. Miraoui: Energy-Source-Sizing Methodology for Hybrid Fuel Cell Vehicles Based on Statistical Description of Driving Cycles, IEEE Transactions on Vehicular Technology 60(9), S. 4164-4174, 2011
- [2] M. Konz, N. Lemke, S. Försterling, und M. Eghtessad: Spezifische Anforderungen an das Heiz-Klimasystem elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge, FAT Schriftenreihe 233, S. 1/16-20/74-76, 2011
- [3] B. Geringer und W. K. Tober: Batterieelektrische Fahrzeuge in der Praxis - Kosten, Reichweite, Umwelt, Komfort, S. 18-41, 2012
- [4] Europäische Union: VERORDNUNG (EG) Nr. 661/2009 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen, EUR-Lex, S. 6, 2009
- [5] U.S. Department of Transportation: Laboratory Test Procedure for FMVSS 103 Windshield Defrosting and Defogging Systems, Washington DC, 1996
- [6] W.-H. Hucho: Hucho - Aerodynamik des Automobils, Springer Vieweg, S. 194-196/488/663, 2013
- [7] H. Grossmann: Pkw-Klimatisierung: Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung, Springer Verlag, S. 23/34-35/103-133/143, 2013
- [8] H.-H. Braess und U. Seiffert: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik 6. Edition, Vieweg + Teubner, S. 464-472, 2011
- [9] Behr Hella Service GmbH: Easy answers to customer questions, 2009
- [10] F. Schüppel: Optimierung des Heiz- und Klimakonzepts zur Reduktion der Wärme- und Kälteleistung im Fahrzeug, Cuvillier Verlag, S. 12/25-33/51, 2015
- [11] BMW Group University: Technical training and Product information: I01 Heating and A/C Systems, München, 2014
- [12] Renault Zoe Information: [Online]. Verfügbar unter: <http://myrenaultzoe.com/index.php/zoe-description/>, [Zugegriffen: 30-Apr-2018]
- [13] J. Seiler: Emissionsmessung beim Pkw, Verband der Automobilindustrie, 2018
- [14] UNITED NATIONS: UNECE Addendum 100: Regulation No. 101 Revision 3, S. 50-64, 2013
- [15] C. Gauss: ADAC-EcoTest: Das verbraucherorientierte Umweltbewertungsverfahren, nicht nur für Elektrofahrzeuge, Allgemeiner Deutscher Automobil-Club e.V., S. 1-8, 2014
- [16] Behr Hella Service GmbH: Vehicle Air Conditioning Compact Knowledge, 2013
- [17] T. Maurer: Kältetechnik für Ingenieure, VDE Verlag GmbH, S. 398, 2016
- [18] L. Gasser, B. Wellig, und K. Hilfiker: WEXA: Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, 2008
- [19] L. Berlinger, M. Imholz, M. Albert, B. Wellig, und K. Hilfiker: LOREF: Luftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung - Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen - Teil 1: Teoretische und Experimentelle Untersuchungen, Bundesamt für Energie, 2008
- [20] DIN 1946-3: Raumluftechnik - Teil 3: Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen, Beuth Verlag, 2006

-
- [21] M. Ehrbar und P. Hubacher: Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern (Phase 1), Bundesamt für Energie, 2000
- [22] M. Ehrbar, S. Bertsch, und P. Hubacher: Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern (Phase 2), Bundesamt für Energie, 2002
- [23] M. Ehrbar, S. Bertsch, und P. Hubacher: Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern (Phase 3), Bundesamt für Energie, 2005
- [24] L. Gasser, I. Wyssen, M. Albert, M. Häusermann, M. Kleingries, und B. Wellig: Effiziente Luft / Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung, Bundesamt für Energie, 2011
- [25] E.-R. Schramek, H. Recknagel, und E. Sprenger: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, Oldenbourg Industrieverlag, S. 151, 2012
- [26] A. Marsh: THE FRIDGE: Thermal Properties of Materials, The University of Western Australia: School of Architecture and Fine Arts, 2001 [Online] Verfügbar unter: <http://web.archive.org/web/20001209172600/http://fridge.arch.uwa.edu.au/materials/SolarAbsorption.html>
- [27] I. Martinez: Thermal Properties of Materials, Ciudad Universitaria: ETSIAE-UPM, [Online], Verfügbar unter: <http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/>
- [28] J. Henninger: Solar absorptance and thermal emittance of some common spacecraft thermal-control coatings, NASA reference publication 1121, 1984
- [29] R. Marek und K. Nitsche: Praxis der Wärmeübertragung: Grundlagen - Anwendungen - Übungsaufgaben, S. 248, 2015
- [30] P. Fahlèn: Frosting and Defrosting of Air Coils, Swedish National Testing and Research Institute, 1996
- [31] J. Rugh, A. Pesaran, und K. Smith: Electric Vehicle Battery Thermal Issues and Thermal Management Techniques, Alternative Refrigerant and System Efficiency Symposium, 2011
- [32] B. Mayer: Kältemittelbasierte Direkttemperierung von Batteriesystemen: Ein alternatives Kühlkonzept zur Schnellladung von zwei- und vierrädrigen E-Fahrzeugen, 15. Karlsruher Fahrzeugklima-Symposium, 2018
- [33] K. Chen: Heat Generation Measurements of Prismatic Lithium Ion Batteries, University of Waterloo, 2013
- [34] A. Pesaran, A. Vlahinos, und S. Burch: Thermal Performance of EV and HEV Battery Modules and Packs, Proceedings of the 14th International Electric Vehicle Symposium, 1997
- [35] Bundesamt für Statistik: Mobilität in der Schweiz: Ergebnisse des Mikrozensus Mobilität und Verkehr 2010, 2010 [Online], Verfügbar unter: <http://www.portal-stat.admin.ch/mz10/files/de/03.xml>
- [36] K. Umezumi und H. Noyama: Air-Conditioning system For Electric Vehicles (i-MiEV), SAE Automotive Refrigerant & System Efficiency Symposium 2010, 2010
- [37] Celeroton AG: Datenblatt CT-17-1000.GB, Volketswil, 2018
- [38] Celeroton AG: Datenblatt CT-15-150, Volketswil, 2018
- [39] Evapco Alcoil: EVAPCO MicroChannelSELECTTM, 2018
- [40] A. Steiner und R. Rieberer: Simulation based identification of the ideal defrost start time for a heat pump system for electric vehicles, International Journal of Refrigeration 57, S. 87–93, 2015

- [41] Iveco Schweiz AG: Technische Beschreibung Iveco Stralis, 2018 [Online], Verfügbar unter: <https://www.iveco.com/switzerland-de/Pages/ConfiguratorPage.aspx> [Zugegriffen: Feb. 2018]
- [42] E. Hoepke und S. Breuer: Nutzfahrzeugtechnik, Springer Vieweg, S. 38-58, 2016
- [43] M. Stalter und R. Burger: Anforderungen an das Thermomanagement von Hybrid-und Elektro-Fahrzeugen, 15. Karlsruher Fahrzeugklima-Symposium, 2018
- [44] E-Force One AG: Datenblatt-Traktionsbatterien, 2018
- [45] EVTEC AG: espresso and charge - Der 150 kW Lader, 2018 [Online], Verfügbar unter: <http://www.evtec.ch/de/produkte/espressoandcharge/>, [Zugegriffen: Juli 2018]
- [46] SWEP International AB: SSP calculation software [Online] Verfügbar unter: <http://ssponline.swep.net> [Zugegriffen: Juni 2018]
- [47] Behr Hella Service GmbH: Thermo Management Produkt-Sortiment 2017-18 Nkw und Bus, S. 115, 2017
- [48] VDI-Wärmeatlas, 11. bearbeitete und erweiterte Auflage, Springer Verlag, 2013
- [49] Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH: Kältemittel-Report 19, 2016
- [50] Honeywell: Technical Information Honeywell Solstice® 1233zd(E), 2013
- [51] A. Korshetti, V. Raibhole, und N. More: Performance and Parametric analysis of Vapour Compression Cycle with Refrigerant R22 and R161, International Journal of Researchers - Scientists and Developers, 2014
- [52] T. H. Lim, Y. Shin, S. Kim, und C. Kwon: Predictive control of car refrigeration cycle with an electric compressor, Applied Thermal Engineering 127, S. 1223–1232, 2017
- [53] C. Cuevas, N. Fonseca, und V. Lemort: Automotive electric scroll compressor: Testing and modeling, International Journal of Refrigeration 35, 2012
- [54] X. Feng, M. Ouyang, X. Liu, L. Lu, Y. Xia, und X. He: Thermal runaway mechanism of lithium ion battery for electric vehicles: A review, Energy Storage Materials, S. 246–267, 2018
- [55] L. Mardorf, P. Menger, und M. Heiker: Elektrischer Scrollverdichter in PKW Klimaanlage mit Wärmepumpe, KI Kälte-Luft-Klimatechnik 47(April), S. 18–22, 2011

A1 Konzeptvarianten

Referenzkonzept 1 (Mitsubishi i-MiEV und Nissan Leaf *ohne WP*): Klimakälteanlage und elektrische Widerstandsheizung

Das Referenzkonzept 1 basiert auf heute üblicherweise in E-Fahrzeugen eingesetzten elektrischen Widerstandsheizungen (PTC) zur Beheizung und Klimakälteanlagen zur Kühlung des Fahrgastraums. Die elektrische Widerstandsheizung kann als Luftherhitzer oder als Wassererhitzer und einem separaten Wasserkreislauf ausgeführt werden. Bei der Klimakälteanlage handelt es sich um eine Standard-Klimakälteanlage mit elektrisch angetriebenen Taumelscheiben- oder Scroll-Kompressor. Als Senke der Klimakälteanlage wird die Umgebungsluft (Aussenluft, AUL) verwendet.

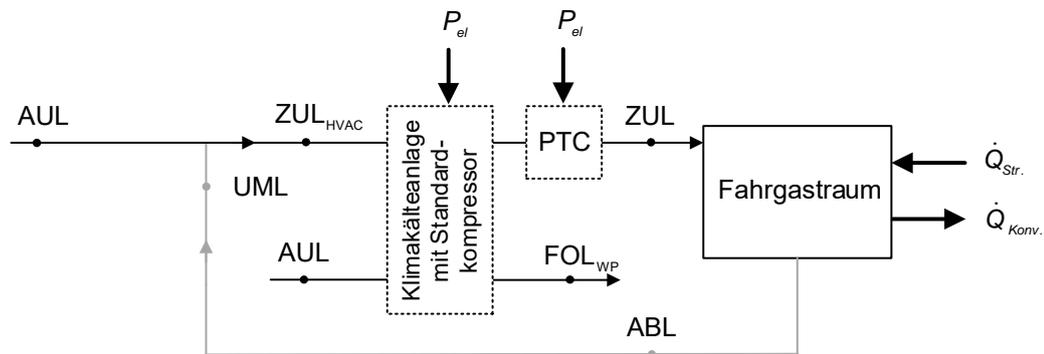


Abbildung 76: Referenzkonzept 1

Referenzkonzept 2 (Nissan Leaf mit WP): Kombiniertes Kälteanlagen- und Wärmepumpensystem mit Standard-Kompressor

Bei vielen Fahrzeugmodellen wird heutzutage optional eine Ausstattung mit Wärmepumpe angeboten. So ist dies auch beim Nissan Leaf der Fall, der gegen Aufpreis mit einer Wärmepumpe ausgestattet wird. Hierbei handelt es sich jedoch um ein kombiniertes Klimakälteanlagen- und Wärmepumpen-System mit Prozessumkehrung zwischen Heiz- und Kühlfall. Als Senke im Kälteanlagenbetrieb sowie als Quelle im Wärmepumpenbetrieb wird wiederum die Umgebungsluft verwendet. Bei Verdampfungstemperaturen unter 0°C wird aufgrund von Vereisungs- oder Verfrosterungs-Gefahr ausschliesslich mit der Widerstandsheizung die Luft erwärmt.

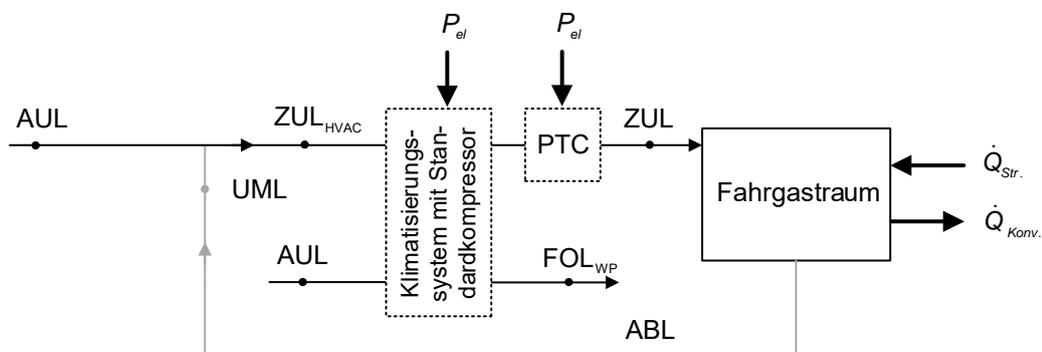


Abbildung 77: Referenzkonzept 2

HSLU Konzept 1: Kombiniertes Kälteanlagen- und Wärmepumpensystem mit Turbokompressor AUL als Quelle (Heizfall) oder Senke (Kühlfall)

Das erste definierte Konzept ist gleich aufgebaut wie das Referenzkonzept 2. Jedoch wird hier anstelle des Klimatisierungssystems mit Standard-Kompressor ein auf das Fahrzeug optimiertes Klimatisierungssystem mit Turbokompressor eingesetzt. Bei Verdampfungstemperaturen unterhalb von $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ wird ein sporadisches Abtauen durchgeführt. Bei sehr tiefen Umgebungstemperaturen von unter $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ steigt der Temperaturhub und somit das Druckverhältnis der Wärmepumpe derart an, dass dieses Druckverhältnis durch den zweistufigen Turbokompressor nicht mehr zur Verfügung gestellt werden kann. Aus diesem Grunde wird bei sehr tiefen Umgebungstemperaturen oder bei kurzfristigen Wärmeleistungsspitzen die Beheizung des Fahrgastraums mittels elektrischer Widerstandsheizung ausgeführt.

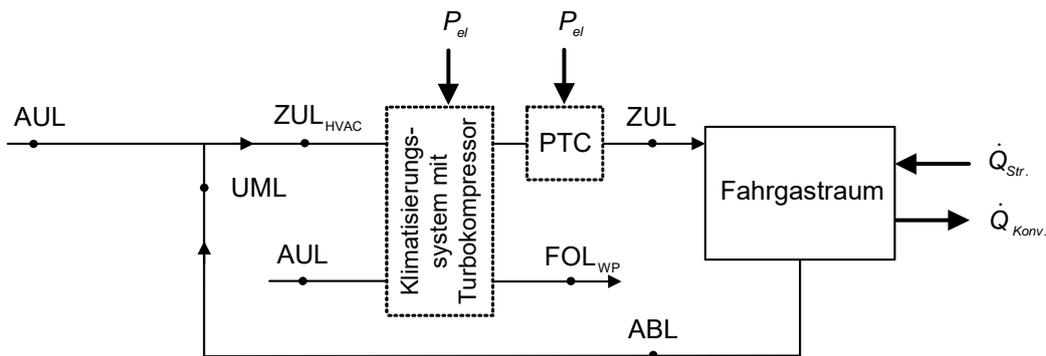


Abbildung 78: HSLU Konzept 1

HSLU Konzept 2 Kombiniertes Kälteanlagen- und Wärmepumpensystem mit Turbokompressor ABL als Quelle (Heizfall) oder Senke (Kühlfall)

Als zweiten Konzeptentwurf wurde als Senke im Kälteanlagenbetrieb sowie als Quelle im Wärmepumpenbetrieb die Abluft (ABL) aus dem Fahrgastraum verwendet. Dies bringt ein Vorteil im Frischluftbetrieb, da die konditionierte Abluft den Temperaturhub der Kälteanlage bzw. der Wärmepumpe deutlich reduziert und somit die Effizienz steigert. Wird jedoch der Umluftbetrieb betrachtet, genügt der noch vorhandene Luftmassenstrom nicht mehr aus und der Temperaturhub wird unrealistisch gross. Durch den erhöhten Temperaturhub sinken die Leistungszahl und die Effizienz drastisch ab. Aus diesem Grunde sollte dieses Konzept nicht im Umluftbetrieb betrieben werden und ist somit für ein Elektrofahrzeug nicht geeignet.

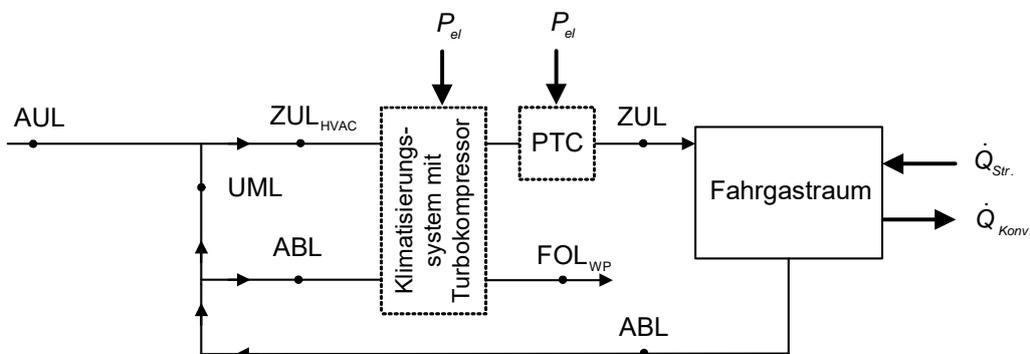


Abbildung 79: HSLU Konzept 2

HSLU Konzept 3: Kombiniertes Kälteanlagen- und Wärmepumpensystem mit Turbokompressor – AUL mit vorgeschalteter WRG als Quelle (Heizfall) oder Senke (Kühlfall)

Mit dem Konzept 3 wird das Problem des zu geringen Massenstromes im Umluftbetrieb von Konzept 2 mittels einer WRG gelöst. Die Frischluft die im Kälteanlagenbetrieb als Senke und im Wärmepumpenbetrieb als Quelle dient wird mittels Kreuzstrom-Wärmeübertrager durch die Verwendung der Abluft im Kühlbetrieb abgekühlt sowie im Heizbetrieb erwärmt. Somit reduzieren sich wiederum der Temperaturhub und die Leistungszahl sowie die Effizienz steigt. Der Wirkungsgrad eines solchen Kreuzstrom-Wärmeübertragers beträgt zwischen 40 % und 60 %. Das Konzept ist jedoch durch das Grosse Bauvolumen eines Kreuzstrom-Wärmeübertragers für die Verwendung in einem Elektrofahrzeug weniger geeignet.

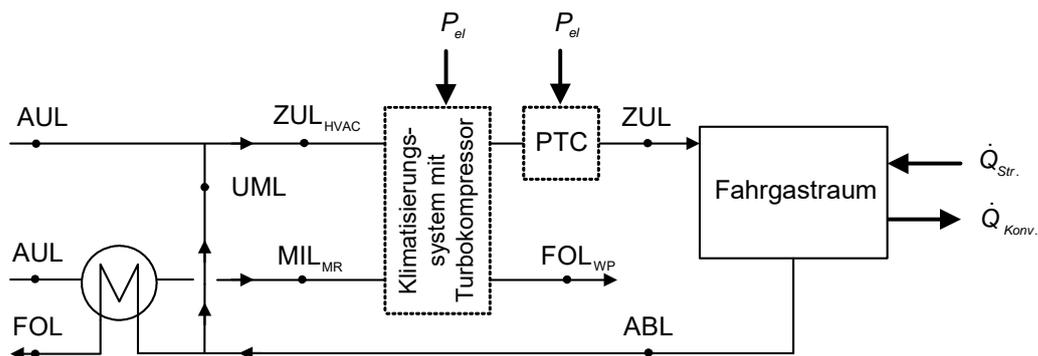


Abbildung 80: HSLU Konzept 3

HSLU Konzept 4: Kombiniertes Kälteanlagen- und Wärmepumpensystem mit Turbokompressor – AUL als Quelle (Heizfall) oder Senke (Kühlfall), WRG vor Umluftklappe und Kondensator (Heizfall) bzw. Verdampfer (Kühlfall)

Das Konzept 4 unterscheidet sich von Konzept 3 durch den Einbau des Kreuzstrom-Wärmeübertragers im Luftkanal zwischen Aussenluft (AUL) und Zuluft (ZUL). Dies hat den Vorteil, dass die zurückgewonnene Wärme oder Kälte aus der Abluft nicht erst durch die Kälteanlage oder Wärmepumpe auf ein anderes Temperaturniveau gebracht werden muss. Dieses Konzept erreicht dadurch eine leicht höhere Effizienz als das Konzept 3.

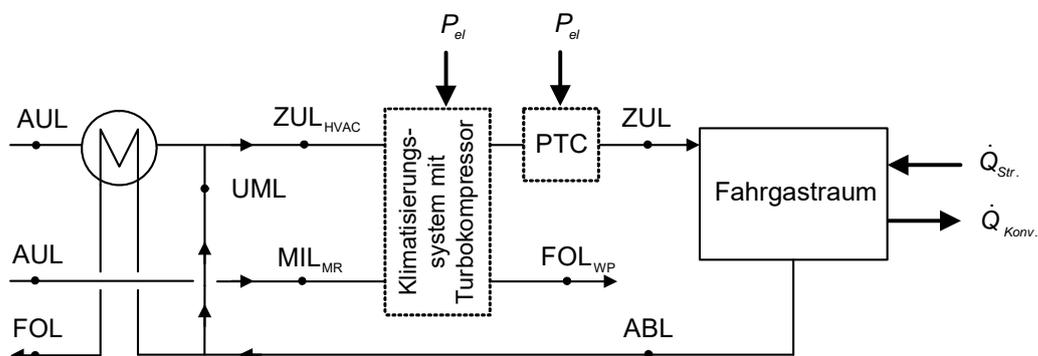


Abbildung 81: HSLU Konzept 4

HSLU Konzept 5: Kombiniertes Kälteanlagen- und Wärmepumpensystem mit Turbokompressor – Mischluft aus ABL und AUL als Quelle (Heizfall) oder Senke (Kühlfall)

Die Funktionsweise des Konzept 5 ist sehr ähnlich wie jenes von Konzept 3. Anstelle der WRG wird hier jedoch die Abluft mit Frischluft vermischt. Diese wird wiederum im Kälteanlagenbetrieb als Senke und im Wärmepumpenbetrieb als Quelle verwendet. Der Vorteil dieses Konzepts liegt im geringen Bauvolumen gegenüber eines Kreuzstrom-Wärmeübertragers. Des Weiteren kann mittels der Luftmischung beinahe 100% der Wärme- oder Kälteenergie der nicht als Umluft benötigten Abluft verwendet werden. Durch das geringe Bauvolumen und der höheren Effizienz wurde dieses **Konzept für den Einsatz in einem Elektrofahrzeug ausgewählt.**

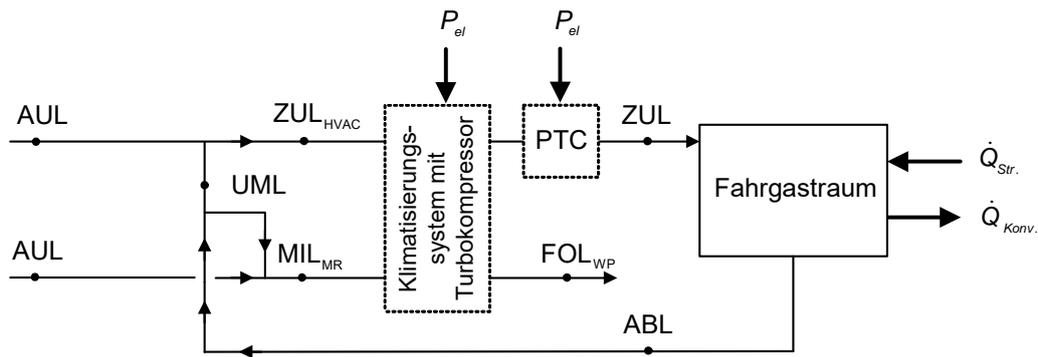


Abbildung 82: HSLU Konzept 5

HSLU Konzept 6: Kombiniertes Kälteanlagen- und Wärmepumpensystem mit Turbokompressor – Mischluft aus ABL und AUL als Quelle (Heizfall) oder Senke (Kühlfall), WRG vor Umluftklappe und Kondensator (Heizfall) bzw. Verdampfer (Kühlfall)

Das sechste und letzte Konzept stellt eine Mischung aus den Konzepten 4 und 5 dar und weist die höchste Effizienz aller entwickelten Konzepte auf. Die Effizienzsteigerung gegenüber dem Konzept 5 ist jedoch nur gering, was den zusätzlichen Einbau des Kreuzstromwärmeübertragers nicht gerechtfertigt.

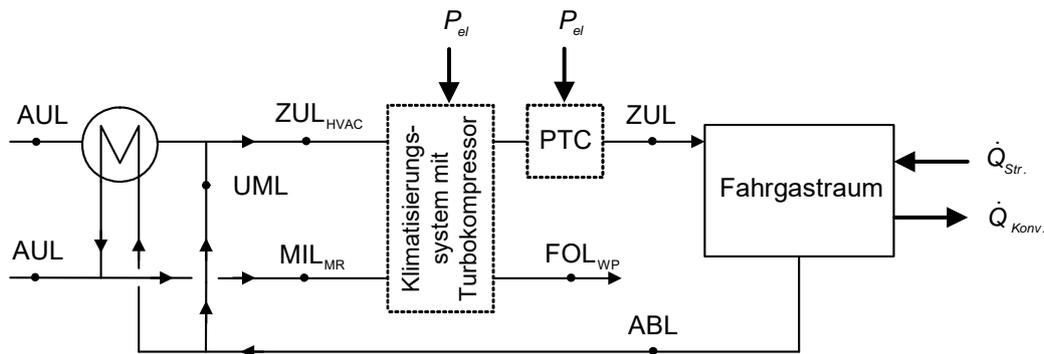


Abbildung 83: HSLU Konzept 6

A2 Vorauswahl Kältemittel

Die Kältemittelauswahl beeinflusst wesentlich die Anforderungen an das Klimatisierungssystem und den Turbokompressor. Tabelle 39 zeigt eine nicht abschliessende Auflistung von Kältemitteln hauptsächlich aus dem Bitzer Kältemittelreport [49], die für eine Vorauswahl herangezogen wurden. Die Sicherheitsgruppe ordnet die Kältemittel entsprechend ihrer Brennbarkeit und Giftigkeit unterschiedlichen Kategorien zu.

Kältemittel		Sicherheitsgruppe	GWP	Bemerkung
R1233zd(E)		A1	1 ¹	Niederdruck-Kältemittel
R1234yf		A2L	4	Leicht entzündlich, seit 2011 in Kfz eingesetzt
R1234ze		A2L	7	Leicht entzündlich
R134a		A1	1430	Nicht brennbar; ehemalige Standardlösung für KFZ
R152a		A2	124	Leicht entzündlich, toxisch bei Verbrennung durch freisetzen von giftigem Fluorwasserstoff
R161	Fluorethan	A3 ²	12 ²	Explosives Gemisch mit Luft
R170	Ethan	A3	6	Explosives Gemisch mit Luft
R290	Propan	A3	3	Explosives Gemisch mit Luft; in Australien in Pkws eingesetzt
R600	Butan	A3	4	Explosives Gemisch mit Luft
R600a	Isobutan	A3	3	Explosives Gemisch mit Luft
R601a	Isopentan	A3	5	Explosives Gemisch mit Luft
R717	Ammoniak	B2L	0	Toxisch
R744	CO ₂	A1	1	-
R1270	Propylen	A3	2	Explosives Gemisch mit Luft

Tabelle 39: Vorauswahl der Kältemittel [49]

¹ Honeywell Refrigerant [50]

² Korshetti et al. [51]

A3 Vereinfachtes Ablaufdiagramm Simulationsprogramm

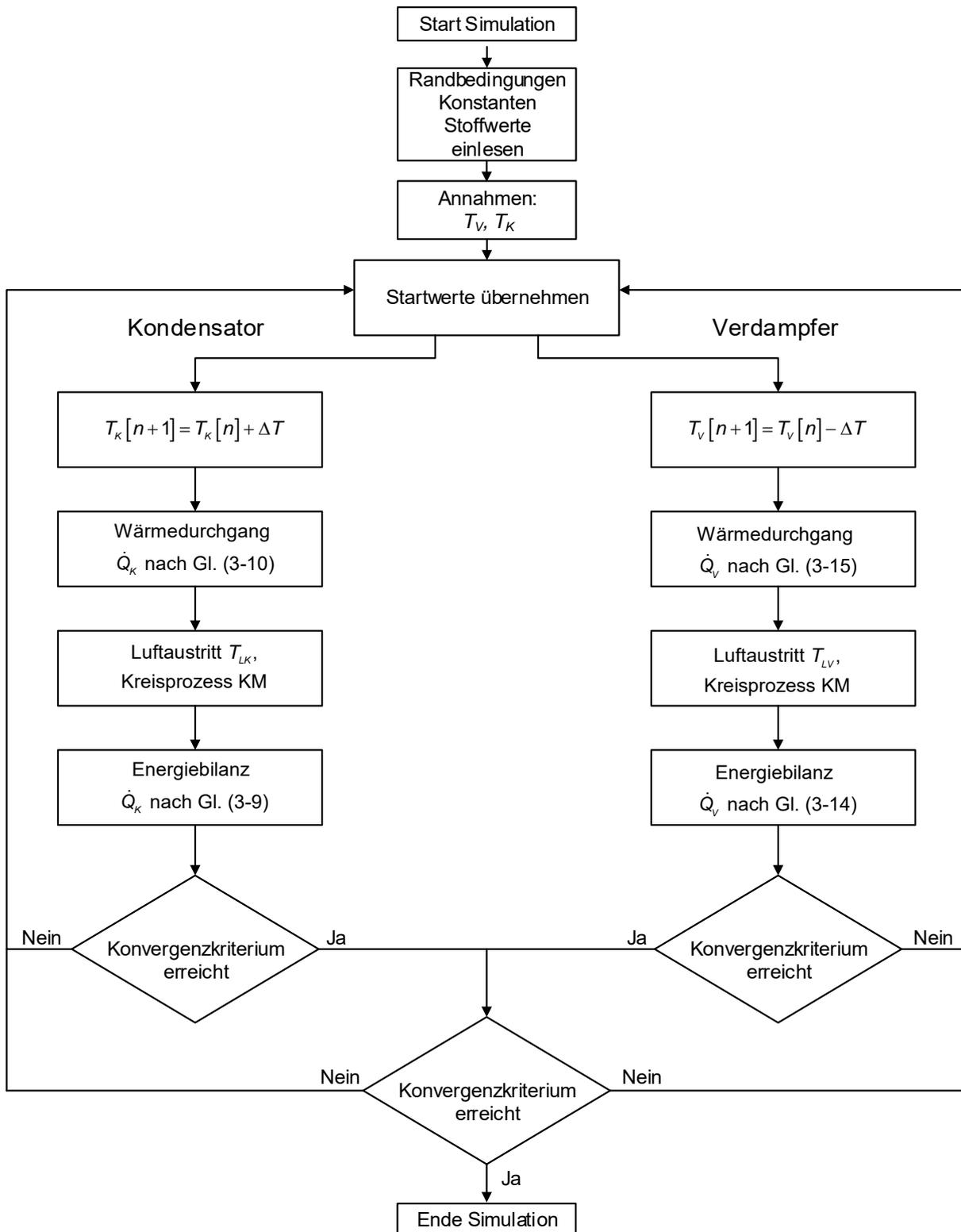


Abbildung 84: Vereinfachte Darstellung des Iterationsablaufes im Simulationsprogramm

A4 Kennfelder der Turbomaschine bei verschiedenen Betriebspunkten

Für die nachfolgenden Kennfelder gilt die Drehzahl-Zuordnung aus Abbildung 85.

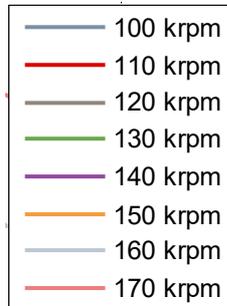


Abbildung 85: Farbschema für Drehzahlen der Kennfelder aus Abbildung 86 bis Abbildung 107.

Kennfelder für Frischluftbetrieb

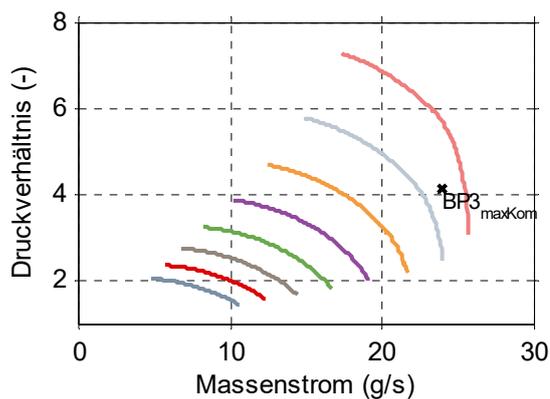


Abbildung 86: Druckverhältnis über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP3_{maxKom}$.

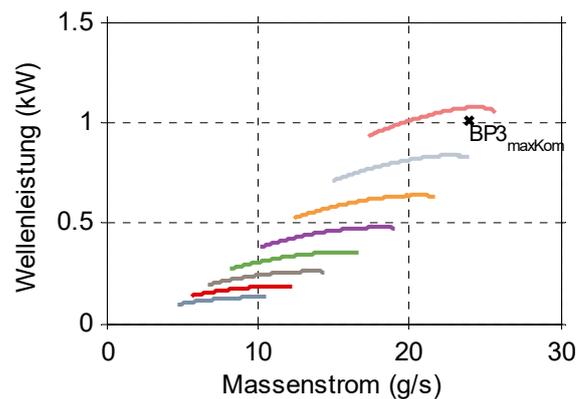


Abbildung 87: Wellenleistung über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP3_{maxKom}$.

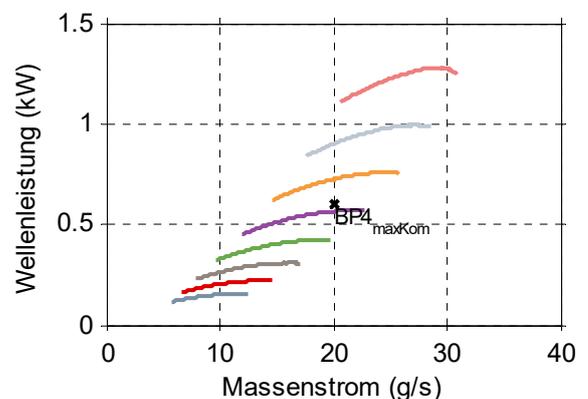
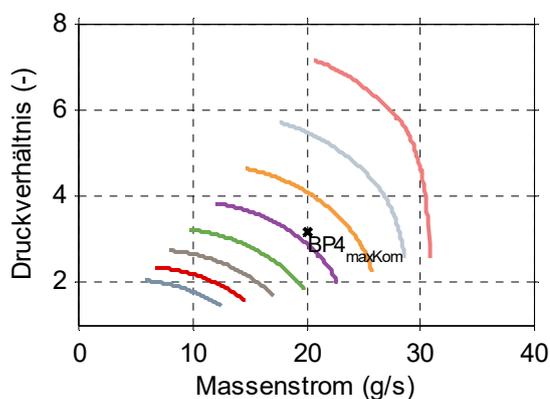


Abbildung 88: Druckverhältnis über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP_{4_{maxKom}}$.

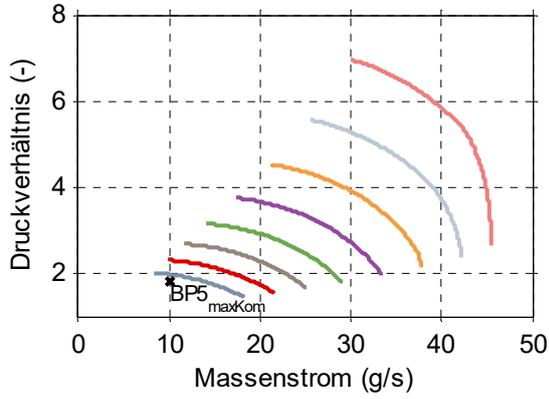


Abbildung 89: Wellenleistung über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP_{4_{maxKom}}$.

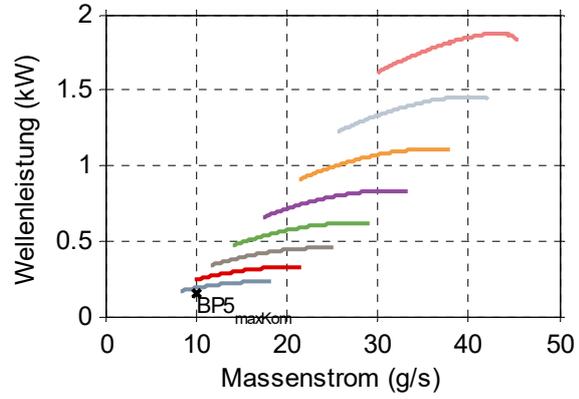


Abbildung 90: Druckverhältnis über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP_{5_{maxKom}}$.

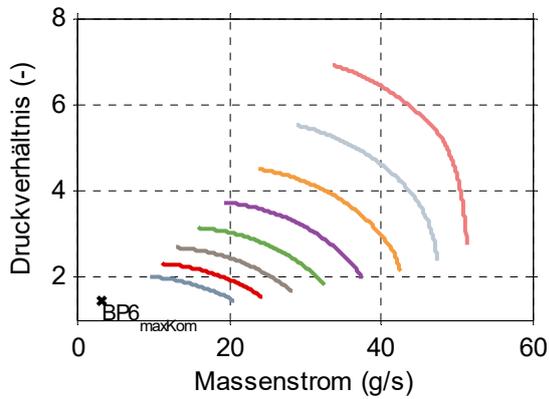


Abbildung 91: Wellenleistung über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP_{5_{maxKom}}$.

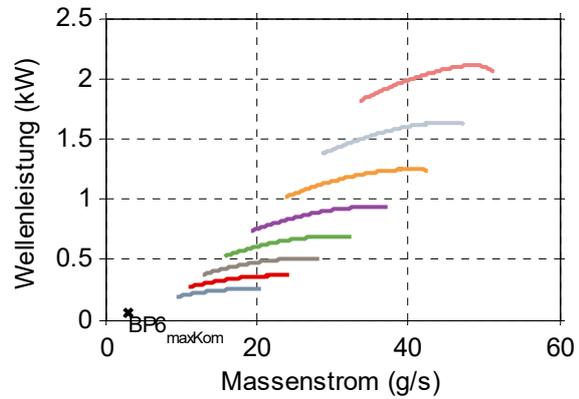


Abbildung 92: Druckverhältnis über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP_{6_{maxKom}}$.

Abbildung 93: Wellenleistung über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP_{6_{maxKom}}$.

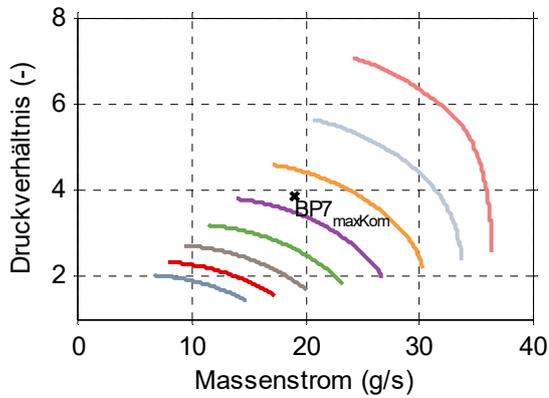


Abbildung 94: Druckverhältnis über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP7_{maxKom}$.

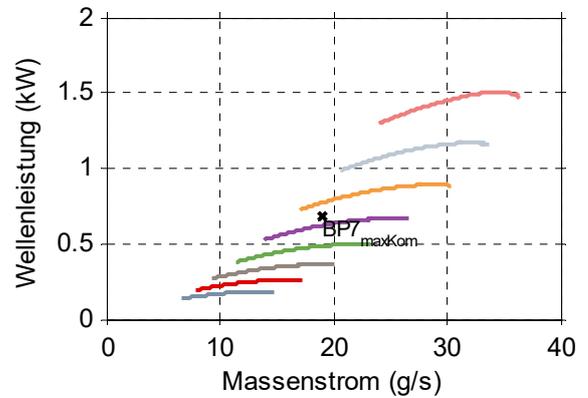


Abbildung 95: Wellenleistung über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP7_{maxKom}$.

Kennfelder für Umluftbetrieb

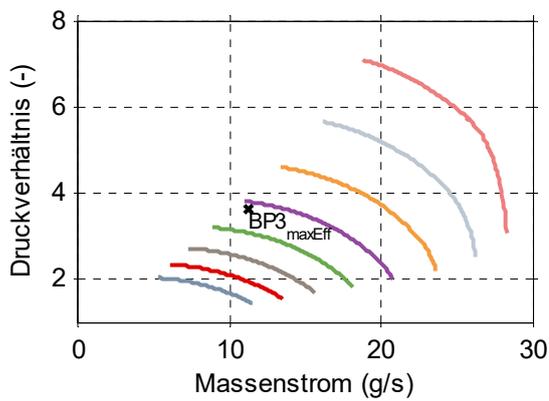


Abbildung 96: Druckverhältnis über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP3_{maxEff}$.

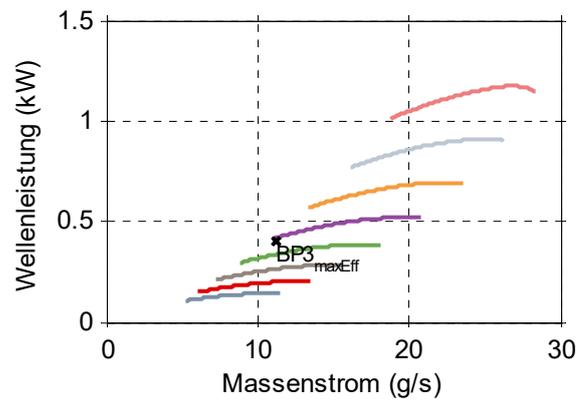


Abbildung 97: Wellenleistung über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP3_{maxEff}$.

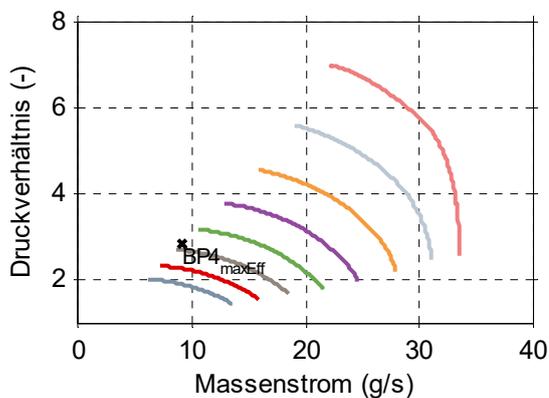


Abbildung 98: Druckverhältnis über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP4_{maxEff}$.

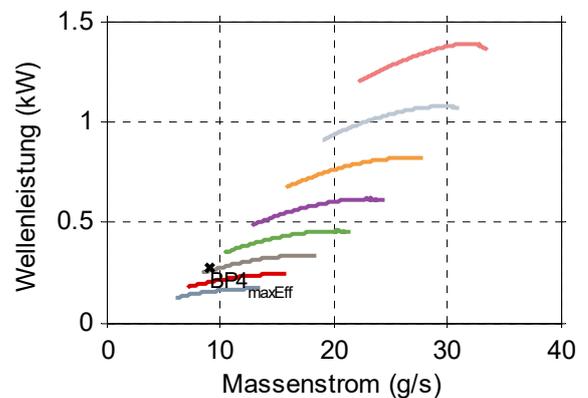


Abbildung 99: Wellenleistung über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP4_{maxEff}$.

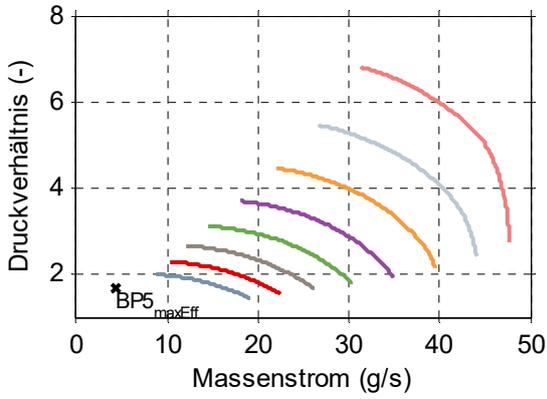


Abbildung 100: Druckverhältnis über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei BP5_{maxEff}.

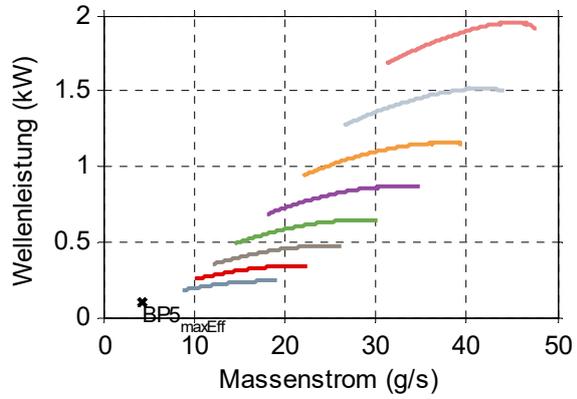


Abbildung 101: Wellenleistung über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei BP5_{maxEff}.

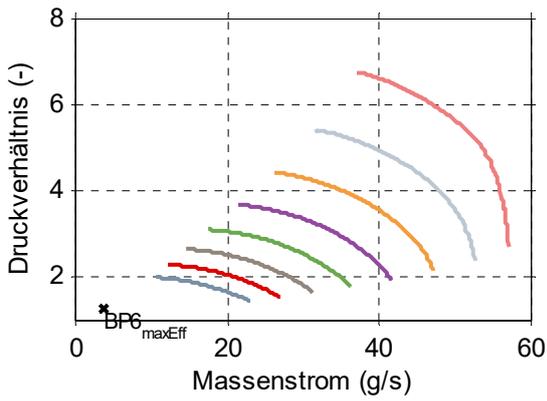


Abbildung 102: Druckverhältnis über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei BP6_{maxEff}.

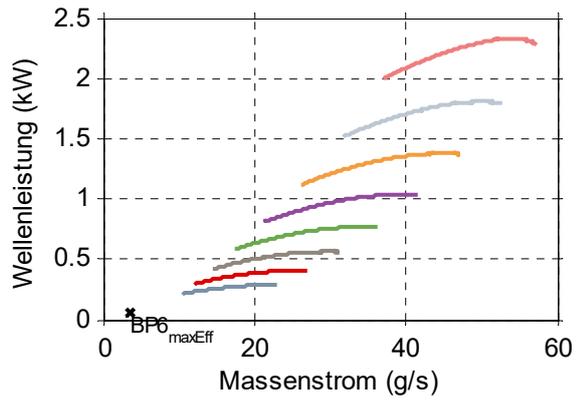


Abbildung 103: Wellenleistung über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei BP6_{maxEff}.

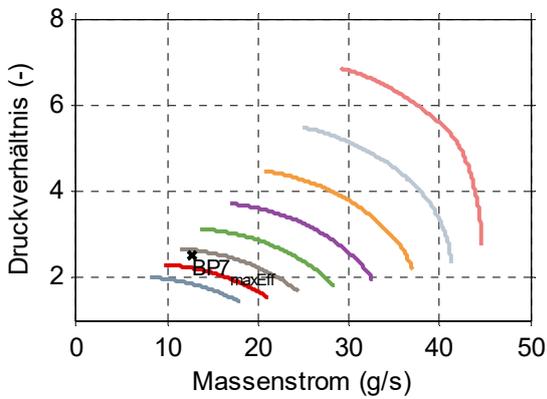


Abbildung 104: Druckverhältnis über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei BP7_{maxEff}.

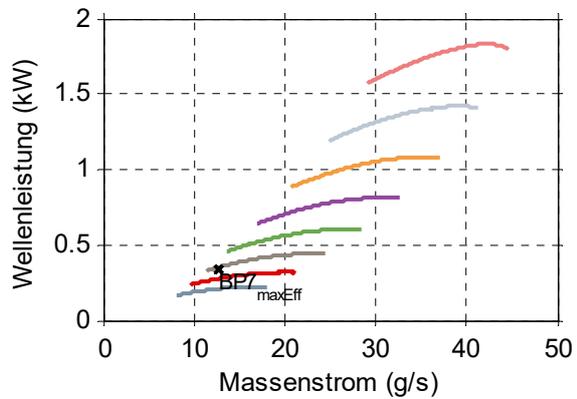


Abbildung 105: Wellenleistung über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei BP7_{maxEff}.

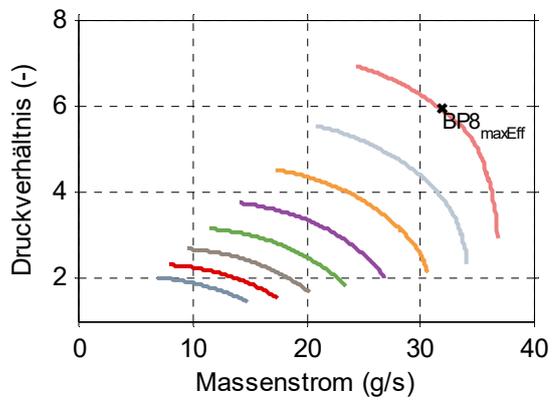


Abbildung 106: Druckverhältnis über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP8_{maxEff}$.

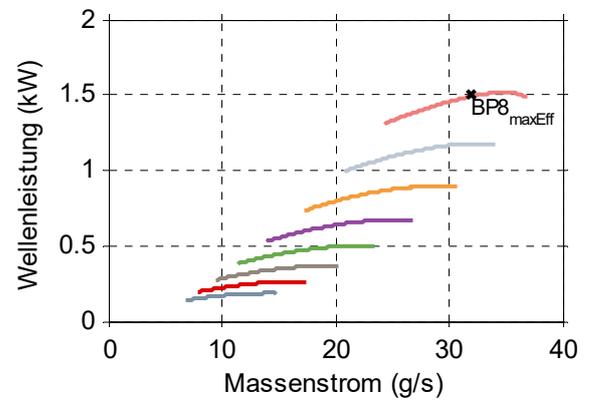


Abbildung 107: Wellenleistung über Massenstrom bei konstanten Drehzahl-Linien bei $BP8_{maxEff}$.

A5 Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten für Detailauslegung des Turbokompressor-Prototyps: Kompaktklasse R1233zd(E)

Tabelle 40: Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten Konzept HSLU mit Turbo-Kompressor der Golfklasse mit R1233zd(E)

BP	H/K ¹	Modus	\dot{Q}_K [W]	\dot{Q}_V [W]	P_1^2 [W]	T_K [°C]	T_V [°C]	p_K [bar]	p_V [bar]	$\Delta p_{Diff} =$ $p_K - p_V$ [bar]	π [-]	T_1 [°C]	\dot{m} [kg/s]
1	H	Frischlufte	7842	5578	2264	36	-22	1.89	0.165	1.725	11.45	-14.8	0.037
2	H	Frischlufte	6950	5150	1800	40	-13	2.12	0.26	1.86	8.15	-6.0	0.033
	H	Umlufte	3535	2687	847	34	-14	1.77	0.244	1.53	7.25	-7.1	0.017
3	H	Frischlufte	4614	3793	821	33	-3	1.70	0.41	1.29	4.15	3.5	0.022
	H	Umlufte	2328	1956	373	29	-3	1.49	0.41	1.08	3.63	3.7	0.011
4	H	Frischlufte	3721	3180	541	30	1	1.57	0.49	1.08	3.2	7.6	0.018
	H	Umlufte	1868	1625	243	27	1	1.4	0.493	0.91	2.84	7.8	0.009
5	H	Frischlufte	1907	1764	143	25	9	1.28	0.71	0.57	1.80	16.3	0.009
	H	Umlufte	898	839	59	23	10	1.20	0.720	0.48	1.67	16.8	0.004
6	K	Frischlufte	715	681	34	21	11	1.114	0.77	0.344	1.45	18.4	0.004
	K	Umlufte	744	720	23	21	15	1.11	0.87	0.24	1.28	21.6	0.004
7	K	Frischlufte	3952	3268	684	37	1	1.93	0.50	1.43	3.86	8.1	0.019
	K	Umlufte	2565	2260	305	33	8	1.68	0.670	1.01	2.51	15.0	0.013
8	K	Umlufte	12254	7717	4537	71	-6	5.28	0.37	4.91	14.27	1.3	0.065
9	K	Umlufte	4747	3826	921	54	13	3.28	0.81	2.47	4.05	19.6	0.025

¹ H = Heizen; K = Kühlen

² Annahme $\eta_{isentrop} = 0.7$

A6 Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten Referenzfahrzeug Nissan Leaf mit Scroll-Kompressor: Golfklasse R1234yf

Tabelle 41: Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten Referenzfahrzeug Nissan Leaf **ohne WP** der Golfklasse mit R1234yf

BP	H/K ¹	Modus	\dot{Q}_K [W]	\dot{Q}_V [W]	$P_{el\,Kp^2}$ [W]	P_{PTC} [W]	T_K [°C]	T_V [°C]	p_K [bar]	p_V [bar]	$\Delta p_{Diff} =$ $p_K - p_V$ [bar]	π [-]	T_1 [°C]	\dot{m} [kg/s]
2	H	Max. Komf	-	-	-	7587	-	-	-	-	-	-	-	-
3	H	Max. Komf	-	-	-	5039	-	-	-	-	-	-	-	-
4	H	Max. Komf	-	-	-	4066	-	-	-	-	-	-	-	-
5	H	Max. Komf	-	-	-	2018	-	-	-	-	-	-	-	-
6	K	Max. Komf	619	591	53	0	21	12	6.37	4.91	1.39	1.30	19.1	0.004
7	K	Max. Komf	4042	3218	1055	0	40	0	9.43	2.94	7.02	3.24	7.0	0.027
8	K	Max. Eff	5995	4901	3467	0	61	0	11.45	4.27	13.60	5.32	7.1	0.057

¹ H = Heizen; K = Kühlen

² Kompressorkennfeld und Wirkungsgrad aus [52]–[55]

Tabelle 42: Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten Referenzfahrzeug Nissan Leaf **mit WP** der Golfklasse mit R1234yf

BP	H/K ¹	Modus ²	\dot{Q}_K [W]	\dot{Q}_V [W]	$P_{el\,Kp^3}$ [W]	P_{PTC} [W]	T_K [°C]	T_V [°C]	p_K [bar]	p_V [bar]	$\Delta p_{Diff} =$ $p_K - p_V$ [bar]	π [-]	T_1 [°C]	\dot{m} [kg/s]
2	H	Max. Komf	-	-	0	7587	-	-	-	-	-	-	-	-
3	H	Max. Komf	5039	4077	1637	0	35	-15	8.63	2.84	7.18	4.98	-8.3	0.033
4	H	Max. Komf	4066	3398	1113	0	33	-10	8.15	3.12	6.14	3.77	-2.9	0.026
5	H	Max. Komf	2018	1808	313	0	26	2	7.08	3.82	3.52	2.04	9.3	0.013
6	K	Max. Komf	619	591	53	0	21	12	6.37	4.91	1.39	1.30	19.1	0.004
7	K	Max. Komf	4042	3218	1055	0	40	0	9.43	2.94	7.02	3.24	7.0	0.027
8	K	Max. Eff	5995	4901	3467	0	61	0	11.45	4.27	13.60	5.32	7.1	0.057

¹ H = Heizen; K = Kühlen

² Kompressorkennfeld und Wirkungsgrad aus [52]–[55]

Tabelle 43: Zusammenfassung der Betriebspunktkennndaten der Golfklasse für die Luftzustände für das Referenzfahrzeug Nissan Leaf **ohne und mit WP**

BP	H/K ¹	Modus	$P_{V,HVAC}$ [W]	$P_{V,MR}$ [W]	$\dot{m}_{L,HVAC}$ [kg/s]	$\dot{m}_{L,MR}$ [kg/s]	$T_{L,\alpha,HVAC}$ [°C]	$T_{L,\alpha,MR}$ [°C]	$T_{Aussenluft}$ ($\phi_{Aussenluft}$) [°C] ([%])	E_{Glo-} balstrahlung [W/m ²]	T_{Innen-} raum [°C]	N_{Perso-} nen [-]
1	H	Frischlufte	71	30	0.1	0.3	-20	-20	-20 (90)	0	15	1
2	H	Frischlufte	190	30	0.18	0.3	-10	-10	-10 (90)	0	20	1
	H	Umlufte	190	30	0.18	0.3	9	-10	-10 (90)	0	20	1
3	H	Frischlufte	190	30	0.18	0.3	0	0	0 (90)	0	20	1
	H	Umlufte	190	30	0.18	0.3	13	0	0 (90)	0	20	1
4	H	Frischlufte	190	30	0.18	0.3	3.8	3.8	3.8 (79)	0	20	1
	H	Umlufte	190	50	0.18	0.35	14	3.8	3.8 (79)	0	20	1
5	H	Frischlufte	190	30	0.18	0.3	11.2	11.2	11.2 (62)	161	20	1
	H	Umlufte	190	80	0.18	0.4	17	11.2	11.2 (62)	161	20	1
6	K	Frischlufte	71	300	0.1	0.6	18.4	18.4	18.4 (61)	383	20	5
	K	Umlufte	190	300	0.18	0.6	19	18.4	18.4 (61)	383	20	5
7	K	Frischlufte	71	300	0.1	0.6	25	25	25 (50)	700	20	5
	K	Umlufte	190	300	0.18	0.6	22	25	25 (50)	700	20	5
8	K	Umlufte	190	300	0.18	0.6	28	35	35 (50)	850	24	5
9	K	Umlufte	190	300	0.18	0.6	34	40	40 (40)	1000	30	2

¹ H = Heizen; K = Kühlen

A7 Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten Konzept HSLU mit Scroll-Kompressor: Golfklasse R1234yf

Tabelle 44: Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten Konzept HSLU mit Scroll-Kompressor der Golfklasse mit R1234yf

BP	H/K ¹	Modus	\dot{Q}_K [W]	\dot{Q}_V [W]	$P_{el\,Kp}$ ² [W]	P_{PTC} [W]	T_K [°C]	T_V [°C]	p_K [bar]	p_V [bar]	$\Delta p_{Diff} =$ $p_K - p_V$ [bar]	π [-]	T_1 [°C]	\dot{m} [kg/s]
2	H	Max. Komf	3595	2542	1315	3992	37	-16	9.42	1.75	7.67	5.38	-9.1	0.023
3	H	Max. Komf	5039	4077	1234	0	31	-6	8.09	2.57	5.52	3.15	1.2	0.032
4	H	Max. Komf	4066	3398	827	0	29	-2	7.62	2.98	4.65	2.56	5.4	0.026
5	H	Max. Komf	2018	1808	230	0	24	8	6.58	4.11	2.47	1.60	15.1	0.013
6	K	Max. Komf	619	591	55	0	21	11	5.99	4.53	1.46	1.32	18.3	0.004
7	K	Max. Komf	4042	3218	840	0	35	2	8.99	3.41	5.58	2.63	9.5	0.025
8	K	Max. Eff	5995	4901	2202	0	52	5	13.51	3.70	9.81	3.65	11.9	0.047

¹ H = Heizen; K = Kühlen

² Kompressorkennfeld und Wirkungsgrad aus [52]–[55]

A8 Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten für die Grobauslegung des Turbokompressors: Golfklasse R1234yf und R1234ze

Tabelle 45: Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten Konzept HSLU mit Turbo-Kompressor der Golfklasse mit R1234yf

BP	H/K ¹	Modus	\dot{Q}_K [W]	\dot{Q}_V [W]	P_i^2 [W]	T_K [°C]	T_V [°C]	p_K [bar]	p_V [bar]	$\Delta p_{\text{Diff}} =$ $p_K - p_V$ [bar]	π [-]	T_1 [°C]	\dot{m} [kg/s]
1	H	Frischluf	5724	3440	2284	40	-32	10.18	0.90	9.28	11.31	-25.0	0.036
2	H	Frischluf	7587	5455	2132	40	-13	10.02	1.97	8.05	5.08	-6.0	0.050
	H	Umluf	4169	2893	1276	37	-20	9.38	1.52	7.86	6.19	-12.7	0.027
3	H	Frischluf	5039	4077	962	34	-3	8.63	2.84	5.79	3.04	4.1	0.033
	H	Umluf	2752	2189	563	32	-7	8.25	2.46	5.79	3.35	0.0	0.018
4	H	Frischluf	4066	3398	668	32	0	8.15	3.12	5.03	2.61	6.8	0.026
	H	Umluf	2211	1826	385	30	-3	7.84	2.80	5.04	2.80	3.7	0.014
5	H	Frischluf	2018	1808	211	26	6	7.08	3.82	3.26	1.85	12.9	0.013
	H	Umluf	1008	908	100	26	6	6.94	3.86	3.08	1.80	13.2	0.006
6	K	Frischluf	619	591	28	23	14	6.37	4.91	1.46	1.30	20.9	0.004
	K	Umluf	659	625	34	24	13	6.57	4.84	1.73	1.36	20.4	0.004
7	K	Frischluf	4042	3218	824	37	-2	9.43	2.94	6.49	3.21	5.0	0.027
	K	Umluf	2539	2250	289	31	8	7.94	4.11	3.83	1.93	15.2	0.016
8	K	Umluf	5995	4901	1093	45	9	11.45	4.27	7.18	2.68	16.4	0.042
9	K	Umluf	5241	4201	1040	55	16	14.46	5.28	9.18	2.74	23.3	0.039

¹ H = Heizen; K = Kühlen

² Annahme $\eta_{\text{isentrop}} = 0.7$

Tabelle 46: Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten Konzept HSLU mit Turbo-Kompressor der Golfklasse mit R1234ze

BP	H/K ¹	Modus	\dot{Q}_K [W]	\dot{Q}_V [W]	P_i^2 [W]	T_K [°C]	T_V [°C]	p_K [bar]	p_V [bar]	$\Delta p_{\text{Diff}} =$ $p_K - p_V$ [bar]	π [-]	T_1 [°C]	\dot{m} [kg/s]
1	H	Frischlufte	5724	3507	2217	41	-32	7.76	0.55	7.21	14.19	-25.1	0.031
2	H	Frischlufte	7587	5401	2186	40	-16	7.57	1.16	6.41	6.54	-8.7	0.042
	H	Umlufte	4169	2835	1334	37	-23	7.12	0.83	6.29	8.62	-16.4	0.023
3	H	Frischlufte	5039	4036	1003	34	-5	6.52	1.80	4.72	3.62	2.2	0.028
	H	Umlufte	2752	2163	588	33	-9	6.22	1.53	4.69	4.08	-2.0	0.015
4	H	Frischlufte	4066	3372	694	32	-2	6.07	2.01	4.06	3.02	5.2	0.023
	H	Umlufte	2211	1807	404	31	-5	5.88	1.78	4.10	3.31	1.9	0.012
5	H	Frischlufte	2018	1791	227	27	5	5.29	2.55	2.74	2.08	11.6	0.011
	H	Umlufte	1008	900	108	26	5	5.17	2.57	2.60	2.01	11.9	0.006
6	K	Frischlufte	624	591	32	23	13	4.73	3.83	0.90	1.40	19.9	0.003
	K	Umlufte	664	625	39	25	12	4.90	3.33	1.57	1.47	19.4	0.004
7	K	Frischlufte	4066	3218	848	37	-4	7.13	1.89	5.24	3.77	3.5	0.023
	K	Umlufte	2557	2250	307	31	7	5.96	2.77	3.19	2.15	14.1	0.014
8	K	Umlufte	6010	4901	1109	45	8	8.77	2.89	5.88	3.04	15.2	0.036
9	K	Umlufte	5227	4201	1025	55	15	11.21	3.66	7.55	4.10	22.3	0.033

¹ H = Heizen; K = Kühlen² Annahme $\eta_{\text{isentrop}} = 0.7$

Tabelle 47: Zusammenfassung der Betriebspunktkennenden der Golfklasse für die Luftzustände für das Konzept HSLU

BP	H/K ¹	Modus	$P_{V,HVAC}$ [W]	$P_{V,MR}$ [W]	$\dot{m}_{L,HVAC}$ [kg/s]	$\dot{m}_{L,MR}$ [kg/s]	$T_{L,\alpha,HVAC}$ [°C]	$T_{L,\alpha,MR}$ [°C]	$T_{Aussenluft}$ ($\phi_{Aussenluft}$) [°C] ([%])	E_{Glo-} balstrahlung [W/m ²]	T_{Innen-} raum [°C]	N_{Perso-} nen [-]
1	H	Frischlufte	71	30	0.1	0.3	-20.0	-8.3	-20 (90)	0	15	1
2	H	Frischlufte	190	30	0.18	0.3	-10.0	8.0	-10 (90)	0	20	1
	H	Umlufte	190	30	0.18	0.3	8.8	-3.3	-10 (90)	0	20	1
3	H	Frischlufte	190	30	0.18	0.3	0.0	12.0	0 (90)	0	20	1
	H	Umlufte	190	30	0.18	0.3	12.6	4.5	0 (90)	0	20	1
4	H	Frischlufte	190	30	0.18	0.3	3.8	13.5	3.8 (79)	0	20	1
	H	Umlufte	190	50	0.18	0.35	14.0	6.9	3.8 (79)	0	20	1
5	H	Frischlufte	190	30	0.18	0.3	11.2	16.5	11.2 (62)	161	20	1
	H	Umlufte	190	80	0.18	0.4	16.7	12.7	11.2 (62)	161	20	1
6	K	Frischlufte	71	300	0.1	0.6	18.4	18.7	18.4 (61)	383	20	5
	K	Umlufte	190	300	0.18	0.6	19.4	18.6	18.4 (61)	383	20	5
7	K	Frischlufte	71	300	0.1	0.6	25.0	24.2	25 (50)	700	20	5
	K	Umlufte	190	300	0.18	0.6	21.9	24.4	25 (50)	700	20	5
8	K	Umlufte	190	300	0.18	0.6	28.1	33.8	35 (50)	850	24	5
9	K	Umlufte	190	300	0.18	0.6	33.7	40	40 (40)	1000	30	2

¹ H = Heizen; K = Kühlen

A9 Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten für die Grobauslegung des Turbokompressors: Lkw R1234yf und R1234ze

Tabelle 48: Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten des Lkws mit R1234yf für max. Batterietemperatur von 25°C und Entladungsrate von 1C

BP	H/K ₁	Modus	\dot{Q}_K [W]	\dot{Q}_V [W]	P_i^2 [W]	T_K [°C]	T_V [°C]	p_K [bar]	p_V [bar]	$\Delta p_{\text{Diff}} = p_K - p_V$ [bar]	π [-]	T_1 [°C]	\dot{m}_{KM} [kg/s]
2	H	Frischlufte	8000	6500	1410	43	8	10.82	4.09	6.73	2.65	15.0	0.055
3	H	Frischlufte	5300	4800	510	35	16	8.96	5.24	3.72	1.71	23.0	0.035
4	H	Frischlufte	4300	4000	290	32	19	8.33	5.64	2.69	1.48	25.5	0.028
5	H	Frischlufte	2200	2200	50	27	22	7.11	6.28	0.83	1.13	29.2	0.014
6	K	Frischlufte	16100	14100	2020	35	10	8.97	4.41	4.56	2.03	17.4	0.107
7	K	Frischlufte	22000	16200	5870	46	-4	11.66	2.69	8.97	4.33	2.5	0.152
8	K	Frischlufte	25700	18100	7680	58	3	15.62	3.46	12.16	4.52	9.8	0.195

¹ H = Heizen; K = Kühlen

² Annahme $\eta_{\text{isentrop}} = 0.7$

Tabelle 49: Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten des Lkws mit R1234ze für max. Batterietemperatur von 25°C und Entladungsrate von 1C

BP	H/K ₁	Modus	\dot{Q}_K [W]	\dot{Q}_V [W]	P_i^2 [W]	T_K [°C]	T_V [°C]	p_K [bar]	p_V [bar]	$\Delta p_{\text{Diff}} = p_K - p_V$ [bar]	π [-]	T_1 [°C]	\dot{m} [kg/s]
2	H	Frischlufte	8000	6600	1400	43	7	8.22	2.81	5.41	2.92	14.4	0.047
3	H	Frischlufte	5300	4500	510	35	16	6.72	3.70	3.02	1.82	22.6	0.031
4	H	Frischlufte	4300	4000	300	33	18	6.21	4.01	2.20	1.55	25.2	0.025
5	H	Frischlufte	2200	2200	50	27	22	5.26	4.51	0.75	1.17	28.9	0.013
6	K	Frischlufte	16100	14100	2030	35	10	6.72	3.06	3.66	2.19	17.0	0.093
7	K	Frischlufte	21900	16200	5690	46	-5	8.85	1.77	7.08	5.00	1.8	0.128
8	K	Frischlufte	25200	18100	7180	58	2	12.03	2.34	9.69	5.15	9.2	0.158

¹ H = Heizen; K = Kühlen

² Annahme $\eta_{\text{isentrop}} = 0.7$

Tabelle 50: Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten des Lkws mit R1234yf für max. Batterietemperatur von 30°C und Entladungsrate von 0.5C

BP	H/K ¹	Modus	\dot{Q}_K [W]	\dot{Q}_V [W]	P_I^2 [W]	T_K [°C]	T_V [°C]	p_K [bar]	p_V [bar]	$\Delta p_{Diff} =$ $p_K - p_V$ [bar]	π [-]	T_1 [°C]	\dot{m}_{KM} [kg/s]
2	H	Frischlufte	8000	6400	1660	2	43	10.82	3.41	7.41	3.17	9.4	0.054
3	H	Frischlufte	5300	4800	540	15	35	8.96	5.04	3.93	1.78	21.7	0.035
4	H	Frischlufte	4300	4000	290	19	32	8.32	5.69	2.64	1.46	25.8	0.028
5	H	Frischlufte	2200	2200	10	25	27	7.11	6.84	0.27	1.04	32.2	0.014
6	K	Frischlufte	10200	9400	1020	12	31	8.10	4.61	3.49	1.76	18.8	0.068
7	K	Frischlufte	14600	11400	3470	-3	41	10.36	2.80	7.57	3.70	3.6	0.100
8	K	Frischlufte	17600	13300	4640	4	53	13.86	3.60	10.25	3.85	11.1	0.131

¹ H = Heizen; K = Kühlen

² Annahme $\eta_{isentrop} = 0.7$

Tabelle 51: Zusammenfassung der Betriebspunktkenndaten des Lkws mit R1234ze für max. Batterietemperatur von 30°C und Entladungsrate von 0.5C

BP	H/K ¹	Modus	\dot{Q}_K [W]	\dot{Q}_V [W]	P_I^2 [W]	T_K [°C]	T_V [°C]	p_K [bar]	p_V [bar]	$\Delta p_{Diff} =$ $p_K - p_V$ [bar]	π [-]	T_1 [°C]	\dot{m} [kg/s]
2	H	Frischlufte	8000	6500	1660	43	2	8.22	2.29	5.93	3.59	8.7	0.047
3	H	Frischlufte	5300	4900	550	35	14	6.72	3.54	3.18	1.90	21.3	0.031
4	H	Frischlufte	4300	4100	300	33	18	6.21	4.05	2.17	1.53	25.4	0.025
5	H	Frischlufte	2300	2300	30	27	25	5.25	4.96	0.30	1.06	32.0	0.013
6	K	Frischlufte	10300	9400	1040	32	11	6.03	3.21	2.82	1.88	18.4	0.059
7	K	Frischlufte	14500	11500	3420	41	-4	7.83	1.85	5.98	4.24	2.9	0.085
8	K	Frischlufte	17400	13400	4440	53	4	10.65	2.45	8.20	4.35	10.5	0.109

¹ H = Heizen; K = Kühlen

² Annahme $\eta_{isentrop} = 0.7$

A10 Abtauung mit Ventilatornachlauf

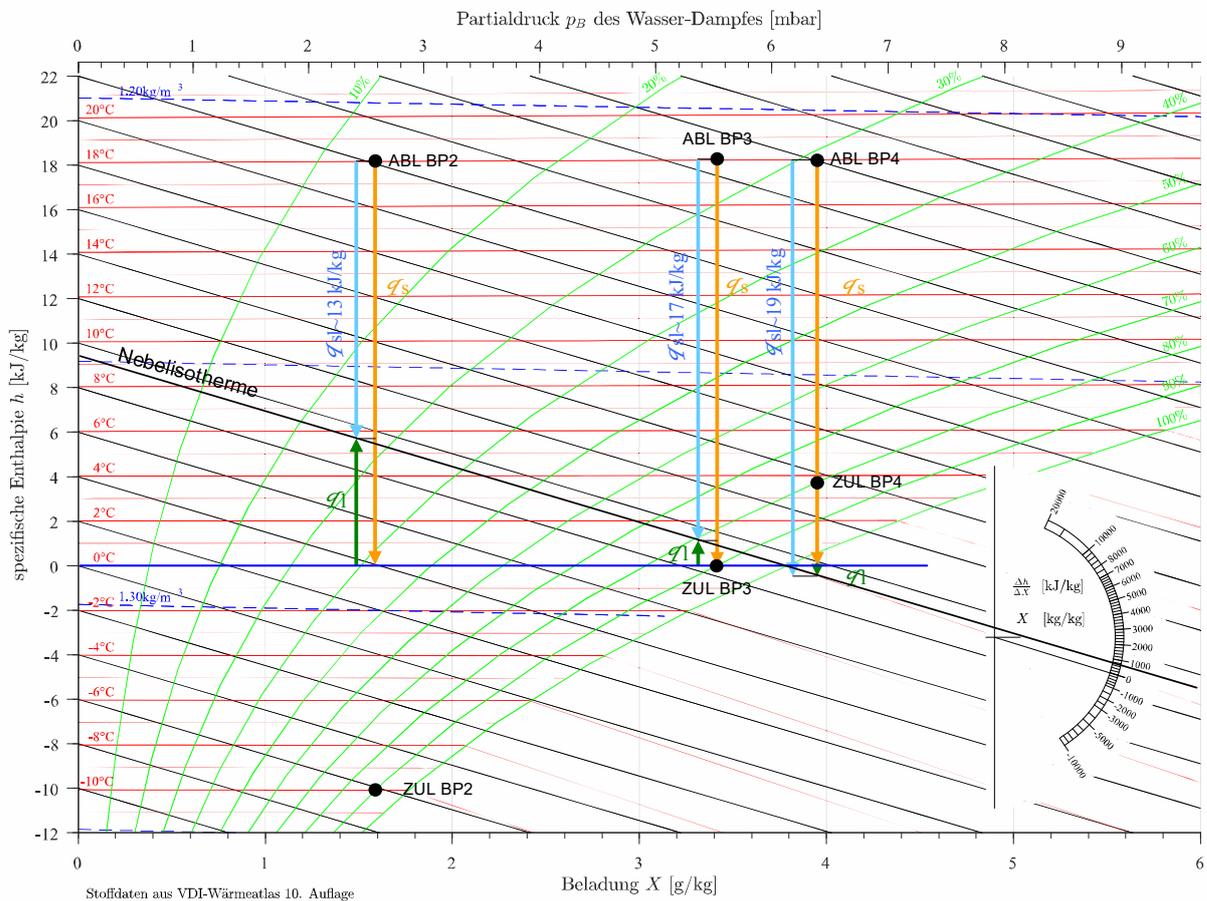


Abbildung 108: Darstellung der abgegebenen spezifischen sensiblen q_s und spezifischen latenten q_l Wärme bei der Strömung von Luft über eine mit Schmelzwasser und Kondensat überzogene Frostschrift von 0°C bei den Betriebspunkten 2 bis 4. Die resultierende spezifische Gesamtwärme q_{sl} ermöglicht die Beurteilung der Abtauung mit Ventilatornachlauf [24]. Die Beladung der Abluft entspricht der Beladung der Zuluft, bei Vernachlässigung der Wasserabgabe der Fahrzeuginsassen. Annahme für die Temperatur der Abluft aus dem Innenraum: 18°C

A11 Prüfstand WP/KKA-System

Einsatzbereich

Im Labor der HSLU T&A befindet sich bereits ein Wärmepumpen-Prüfstand, in welchem das WP/KKA-System mit Turbokompressor mit einigen Anpassungen getestet werden kann. Die Spezifikationen der bestehenden Luftaufbereitungsanlage sind in der nachfolgenden Tabelle 52 aufgeführt.

Prozess- / Zustandsgrößen	Einheit	Min.	Max.
Leistung thermisch (Verdampfer L/W-WP)	kW	-	20
Luftvolumenstrom	m ³ /h	0	6000
Lufttemperatur	°C	-12	20
Relative Feuchtigkeit	%	40	100

Tabelle 52: Einsatzbereich der Luftaufbereitungsanlage [24]

Der Einsatzbereich der Luftaufbereitungsanlage reicht aus, um die definierten Betriebspunkte 2 bis 6 zu testen. Damit zusätzlich die Betriebspunkte 7 und 8 experimentell untersucht werden können, muss der Prüfstand zur Erhöhung der maximalen Lufttemperatur mit Zusatzheizern ausgestattet werden. Des Weiteren verfügt die bestehende Luftaufbereitungsanlage nur über einen einzelnen vollständig bezüglich Temperatur und Feuchtigkeit konditionierbaren Luftkreislauf, somit wird für den Prüfstand ein zusätzlicher Luftkanal benötigt. Das erarbeitete Konzept für die Erweiterung des bestehenden Prüfstandes ist in Abbildung 109 dargestellt.

Funktionsweise Prüfstand WP/KKA-System

Die bestehende Luftaufbereitungsanlage konditioniert die Luft auf dem tiefen Temperaturniveau, welche im Prüfstand als Quelle benötigt wird. Anschliessend wird diese dem WP/KKA-Prüfstand zugeführt. Die Luftmassenströme lassen sich durch die Ventilatoren im Luftkanal HVAC und MR unabhängig voneinander regeln. Abhängig von den erforderlichen Luftzuständen am Eintritt der Wärmeübertrager wird die Prozessluft mit den Zusatzheizern weiter erwärmt und/oder mit den Befeuchtungsdüsen befeuchtet. Nach den Ventilatoren wird die Prozessluft der beiden Luftkanäle gemischt und der Luftaufbereitungsanlage zurückgeführt.

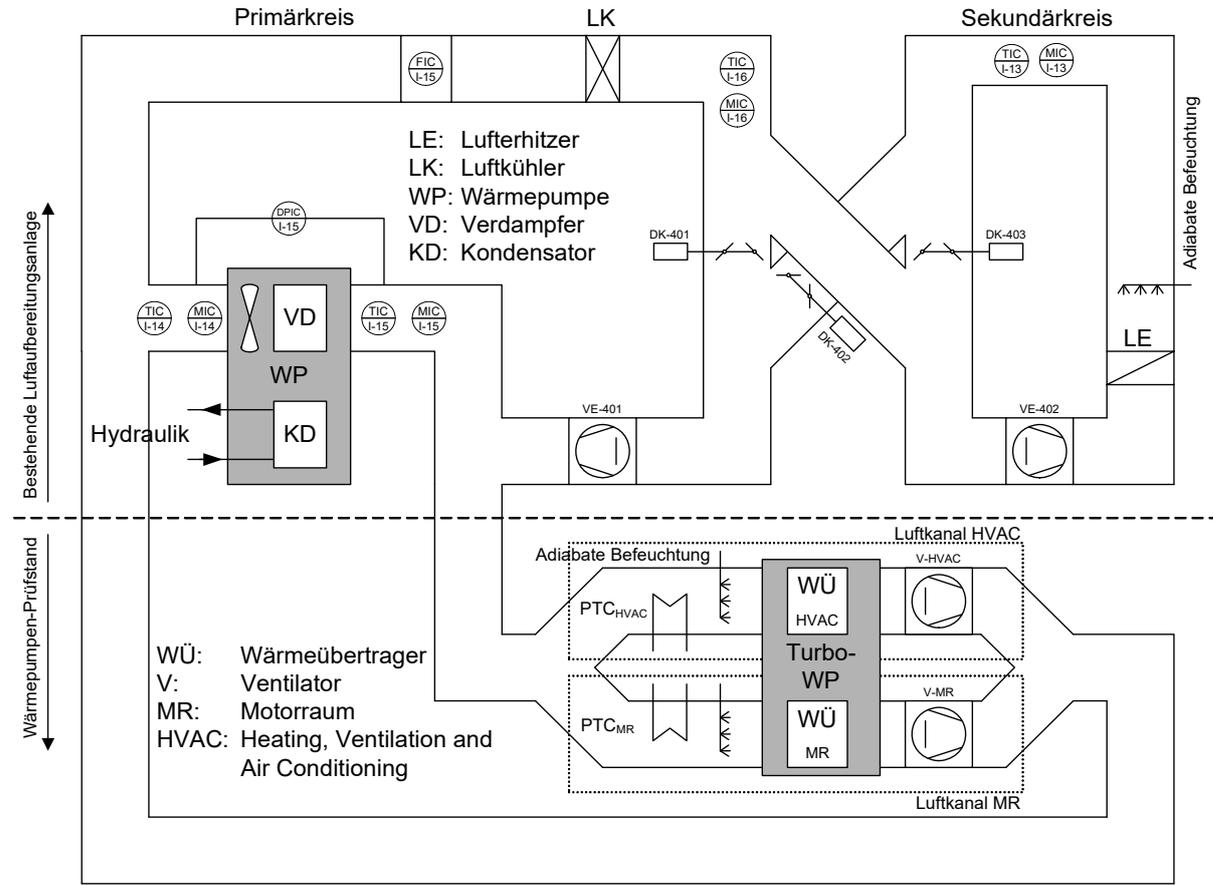


Abbildung 109: Schematische Darstellung der bestehenden Luftaufbereitungsanlage mit Erweiterung für den WP/KKA-Prüfstand