

# Energieforschungsprogramm

## Publizierbarer Endbericht

**Programmsteuerung:**

Klima- und Energiefonds

**Programmabwicklung:**

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

### Endbericht

erstellt am

30/04/2016

## Projekttitle:

GreenHVAC4Rail

Gesamtoptimierte emissionsfreie Heating-, Ventilating- und Air Conditioning-Anlage für Rail-  
Anwendungen

Projektnummer:

838636

Ausschreibung	01. Ausschreibung e!Mission.at
Projektstart	01/03/2013
Projektende	29/02/2016
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	36 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	IESTA, Institut für innovative Energie- & Stoffaustauschsysteme e.V.
AnsprechpartnerIn	Dr. Michael Nöst
Postadresse	Nibelungengasse 28, 8010 Graz
Telefon	+43 664 64 37 320
Fax	
E-Mail	Michael.noest@iesta.at
Website	www.iesta.at

# GreenHVAC4Rail

Gesamtoptimierte emissionsfreie Heating-, Ventilating- und Air Conditioning-Anlage für Rail-  
Anwendungen

**AutorInnen:**

DI Mathias Blaser, OE

DI (FH) Thomas Menitz, RF

DI Andreas Presetschnik, LVF

Dr. Alois Steiner, ViF

DI(FH) Jörg Worschech, IESTA

Dr. Michael Nöst, IESTA

# 1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis .....	3
2	Einleitung.....	4
2.1	Aufgabenstellung .....	4
2.2	Schwerpunkte des Projektes.....	5
2.3	Einordnung in das Programm.....	6
2.4	Verwendete Methoden .....	7
2.4.1	Komponentenebene (Wärmetauscher).....	7
2.4.2	Systemebene (Klimaanlage) .....	8
2.5	Aufbau der Arbeit .....	9
3	Inhaltliche Darstellung.....	10
3.1	AP2 – Komponentenentwicklung Wärmetauscher .....	10
3.1.1	Task 2.1: Wärmetauscher: Definition Designkriterien .....	10
3.1.2	Task 2.2: Virtuelles Modell und Konzeptdefinition .....	11
3.1.3	Task 2.3: Funktionsmusteraufbau und Experimentelle Untersuchungen .....	12
3.1.4	Task 2.4: Evaluierung (Analyse, Bewertung, Dokumentation) .....	14
3.2	AP3 – Systementwicklung Kompaktklimagerät.....	16
3.2.1	Task 3.1: Definition Designkriterien .....	16
3.2.2	Task 3.2: Virtuelles Modell und Konzeptdefinition .....	16
3.2.3	Task 3.3: Funktionsmusteraufbau und Experimentelle Untersuchungen .....	18
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen.....	19
4.1	Ergebnisse der Entwicklungsarbeit.....	19
4.1.1	Ergebnisse der Wärmetauscherentwicklung.....	19
4.1.2	Ergebnisse der Kompaktklimagerätentwicklung .....	29
4.1.3	D3.4: Verwertungsstrategie .....	34
4.2	Schlussfolgerungen.....	39
4.2.1	Wärmetauscher.....	39
4.2.2	Systemkompaktklimagerät .....	41
5	Ausblick und Empfehlungen.....	42
6	Literaturverzeichnis.....	43
7	Anhang .....	44
7.1	Abkürzungsverzeichnis .....	44
7.2	Abbildungsverzeichnis.....	45
7.3	Tabellenverzeichnis.....	46
8	Kontaktdaten.....	46

## 2 Einleitung

### 2.1 Aufgabenstellung

Heutzutage werden hauptsächlich Kaldampfanlagen für die Innenklimatisierung von Schienenfahrzeuge eingesetzt (Abbildung 1). In den Kälteanlagen werden die chlorfreien Kältemittel R134a und R407C eingesetzt. (Die bis in die 80er-Jahre verwendeten chlorhaltigen Kältemittel (FCKWs=Fluor-Chlor-Kohlen-Wasserstoffe), die auch noch ein beträchtliches Ozonschädigungspotential aufwiesen, sind nicht mehr in Gebrauch). Die genannten Kältemittel gehören zur Gruppe der teilhalogenierten Fluor-Kohlen-Wasserstoffe (HFCKWs) und weisen wegen des Fehlens von Chloratomen beim Freisetzen in die Atmosphäre kein Ozonschädigungspotential ( $ODP = 0$ ) auf, haben aber im Vergleich zu  $CO_2$  ein vielfach höheres direktes Treibhauspotenzial ( $GWP = 1430$  für R134a,  $GWP = 1650$  für R407C bzw.  $GWP = 1$  für  $CO_2$ ). Die Schienenfahrzeugflotte der Eisenbahn-, Straßenbahn- und U-Bahn-Betreiber in der EU umfasste im Jahr 2006 175.000 Wagen. Rund 65.000 von diesen waren mit Klimaanlage ausgestattet, und verwendeten die genannten Kältemittel (75% R134a, 25% R407C). Die Kältemittelfüllmenge in diesen Fahrzeugen betrug 1180 Tonnen (1.605.000 t  $CO_2$ -Äquivalent). Die Leckageraten von Klimaanlage bei Schienenfahrzeugen beträgt durchschnittlich 5% pro Jahr. Dies entspricht Kältemittlemissionen von 63,6 Tonnen beziehungsweise 86.500 Tonnen  $CO_2$ -Äquivalent für 2006. Hochgerechnet ist für 2020 mit Kältemittlemissionen von umgerechnet 174.000 Tonnen  $CO_2$ -Äquivalent zu rechnen [Schwarz 2007].

Zur Deckung des Heizbedarfs kommen elektrische Heizsysteme zum Einsatz. In fortschrittlicheren Anlagen werden auch R134a-Systeme mit umschaltbarer Wärmepumpenfunktion eingesetzt, die bis zu einer Außentemperatur von  $-5^\circ$  im Wärmepumpenbetrieb eingesetzt werden können. Da die Heizleistung bei einer Luftwärmepumpe mit einem Coefficient of Performance (COP)  $> 1$  ( $COP = \text{Heizleistung} / \text{elektrische Antriebsleistung}$ ) zur Verfügung gestellt wird, wird im Vergleich zu einem rein elektrischen Heizsystem für einen definierten Heizleistungsbedarf weniger elektrische Leistung benötigt. Je höher der System-COP im Wärmepumpenbetrieb ist, desto geringer ist die aufgenommene elektrische Leistung und umso umweltfreundlicher und kostengünstiger kann die Anlage betrieben werden. Dasselbe gilt auch für den Kühlbetrieb der Anlage.

Die Relevanz der Energieeinsparung und der Entwicklung umweltfreundlicher und nachhaltiger Technologien in der Klimatechnik hat deutlich zugenommen. Gleichzeitig steigen die Komfortbedürfnisse des Fahrgastes. Die Erfüllung der Fahrgastanforderungen bei gleichzeitiger Berücksichtigung umweltpolitischer und ökologischer Aspekte ist mit zusätzlichen Kosten und Energieverbrauch verbunden. Nach dem Antrieb ist die Klimaanlage der größte Energieverbraucher am Zug. Bis zu 20% des Gesamtenergieverbrauchs eines Zuges werden für die Klimatisierung aufgewendet [DB 2005]. Die Steigerung der Energieeffizienz der Klimaanlage für Schienenfahrzeuge ist somit eine wichtige Aufgabe. Die Weiterentwicklungen müssen einerseits die klimatischen und

technischen Einflussfaktoren, aber auch die normativen Randbedingungen der Bahnindustrie berücksichtigen.

## 2.2 Schwerpunkte des Projektes

Die Reduktion von Treibhausgas- und Schadstoffemissionen ist nicht nur ein vorrangiges Thema in Österreich, sondern auch in der EU bzw. in allen Industrieländern weltweit. Emissionen und Treibhausgase treten im Schienenverkehr in verschiedenen Bereichen auf, z.B. bei Antrieb oder Innenraumklimatisierung. Im Bahnsektor werden zur Klimatisierung heutzutage hauptsächlich Kältdampfanlagen eingesetzt, die mit den Kältemitteln R134a und R407C arbeiten. Beide Kältemittel gehören der Gruppe der HFKWs an und haben ein sehr hohes Treibhauspotential (GWP = 1430 für R134a bzw. 1650 für R407C). Daher ist der Ersatz dieser Kältemittel durch umweltfreundliche Alternativen unbedingt anzustreben. Der Review der F-Gas-Verordnung der EU sieht das Kältemittel CO<sub>2</sub> als Ersatzoption für die HFKWs vor und rechnet im Bahnsektor für 2030 mit einer Marktdurchdringung von 60% bei neu installierten Klimaanlage mit CO<sub>2</sub> als Kältemittel. Ein weiterer Ansatzpunkt zur Reduktion der indirekten Emissionen im Bahnverkehr ist die Effizienzsteigerung der Waggonheizung: Während derzeit eine rein elektrische Heizung Standard ist, bietet der Einsatz einer Wärmepumpe ein Reduktionspotenzial von bis zu 40% der eingesetzten elektrischen Energie.

**Ziel** des Projektes GreenHVAC4Rail ist es, eine den Marktanforderungen genügende Schienenverkehr-Klimaanlage mit Wärmepumpenfunktion für das natürliche Kältemittel CO<sub>2</sub> als Funktionsmuster darzustellen. Dazu sind insbesondere umfangreiche Entwicklungsarbeiten im Bereich der Wärmetauscher und des Systemlayouts sowie der Regelung erforderlich.

Zur Etablierung solcher Anlagen auf dem Markt müssen die neuen CO<sub>2</sub>-Klimaanlagen vergleichbare / geringere Kosten über die Lebensdauer der Anlage verursachen, wartungsarm und betriebssicher laufen und dieselben Komfortmerkmale wie aktuell im Einsatz befindliche Klimaanlage aufweisen.

Die Realisierung des Projektes erfolgt in einem übergeordneten Arbeitspaket Projektmanagement und Dissemination sowie in zwei fachlichen Arbeitspaketen: Diese beinhalten einerseits die Entwicklung der zentralen Komponente Wärmetauscher und des Gesamtsystems und andererseits den Aufbau der Prototypenanlage sowie die versuchstechnische und wissenschaftliche Analyse ihrer Eigenschaften (Benchmarking). Methodisch gesehen werden 1D- und 3D-Simulation, FEM, aber auch ein projektadaptiertes Vorgehensmodell eingesetzt.

Die zentralen Projektergebnisse von GreenHVAC4Rail sind:

- i) ein bahntaugliches effizientes Wärmetauscher-Funktionsmuster als Kernkomponente zur Integration
- ii) ein System-Funktionsmuster einer CO<sub>2</sub>-Klimaanlage mit integrierter Wärmepumpenfunktion und

- iii) eine etablierte Innovationskooperation zwischen den unterschiedlichen Marktsegmenten Automobil und Schienenverkehr.

Damit können in Österreich in den ersten 5 Jahren nach Markteinführung im Schnitt 3.500 Tonnen CO<sub>2</sub>-Äquivalent eingespart werden (bis 2030 in Summe etwa 87.000 Tonnen) – einerseits durch reduzierte Emissionen von HFkW, andererseits durch die Nutzung der Wärmepumpe zur Beheizung der Waggons.

### 2.3 Einordnung in das Programm

Durch die Einführung der im Projekt entwickelten energieeffizienten Wärmepumpe kann der Strombedarf zur Beheizung von Zügen gegenüber derzeit verfügbaren Systemen um bis zu 40% reduziert werden [vgl. Steiner 2011]. Zusammen mit der großen Anzahl möglicher Installationen (beispielsweise verfügen alleine die österreichischen Bundesbahnen über 2822 Waggons und 472 Lokomotiven<sup>1</sup>) – ergibt sich damit ein starker Hebel, um durch den reduzierten Leistungsbedarf (elektrischer, aber auch fossiler Kraftstoff bei Diesellokomotiven) die CO<sub>2</sub>-Emissionen in Österreich zu senken. Damit wird **Ziel 1: Beitrag zur Erfüllung der energie-, klima- und technologiepolitischen Vorgaben der österreichischen Bundesregierung** des Forschungs- und Technologie-programms „e!Mission.at – Energy Mission Austria“, insbesondere im Hinblick auf *„technologische Entwicklungen und Maßnahmen, die maßgeblich dazu beitragen die Energieeffizienz zu steigern“*, wesentlich unterstützt.

Durch die Entwicklung einer im Bahnbereich neuen, zukunftsfähigen Technologie ergibt sich für die am Projekt beteiligten österreichischen Unternehmen die klare Chance, international eine technologische Spitzenposition zu erreichen. In Kombination mit dem direkten Zugang des Projektkonsortiums zu weltweit operierenden Eisenbahnherstellern trägt das vorliegende Projekt auch wesentlich zu **Ziel 3: Aufbau und Absicherung der Technologieführerschaft bzw. Stärkung der internationalen Wettbewerbsfähigkeit** bei, insbesondere zur „Stärkung der Technologiekompetenz und Wettbewerbsfähigkeit österreichischer Unternehmen und Forschungsinstitute auf dem Gebiet innovativer Energietechnologien“.

Die im Projekt vorgeschlagene Systemlösung (CO<sub>2</sub>-Klimaanlage mit integrierter Wärmepumpenfunktion) führt im Vergleich zu derzeit verfügbaren Systemen im Eisenbahnbereich zu einer signifikanten Reduktion des Energieverbrauchs und auch der Gesamtkosten. Damit liefert das vorliegende Projekt implizit auch einen Beitrag zu **Ziel 2: Erhöhung der Leistbarkeit von nachhaltiger Energie und innovativen Energietechnologien**.

---

<sup>1</sup> Kleine Zeitung, 7.9.2012

## 2.4 Verwendete Methoden

Die Entwicklung der Prototypen-Kälteanlage wurde auf zwei Ebenen parallel vorangetrieben:

1. Auf Komponentenebene lag der Fokus auf der Entwicklung hocheffizienter, bahntauglicher Wärmetauscher
2. Auf Systemebene wurden Aspekte wie Systemauslegung für reale Nutzungsprofile, Konstruktion und Fahrzeugintegration bearbeitet

Da Komponentenauslegung und Systemauslegung sich wechselseitig bedingen, wurde im Rahmen des Projekts ein virtueller Prototyp aufgebaut und optimiert. Dazu wurden moderne CAE-Methoden (FME, CFD, 1-D Simulation) eingesetzt.

### 2.4.1 Komponentenebene (Wärmetauscher)

Im ersten Schritt wurde eine Bewertung der vorhandenen Wärmetauscher im Bereich Schienenfahrzeuge durchgeführt. Im zweiten Schritt erfolgte dann eine detaillierte Patentrecherche zu R134a, R744 (und anderen Kältemittel) Wärmetauschern im Schienenverkehr. Nach der konzeptionellen Auslegung der Wärmetauscher (inkl. Sicherheitsaspekte) und Darstellung der Konzepte als 3D-Modelle wurden diese mittels Handrechnungen, FEM-Berechnung und CFD-Simulation hinsichtlich Druckverluste auf der Luftseite, Leistungsfähigkeit und Effizienz bewertet.

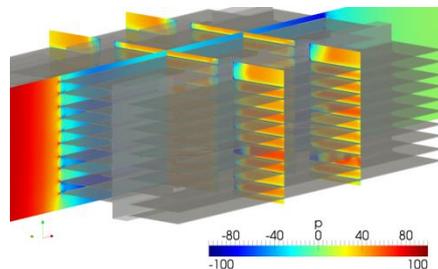


Abbildung 1: CFD-Simulation des Druckverlusts in einem Tube-Fin Wärmetauscher (Quelle: VIF, Analyse eines R744-Verdampfers für PKW-Anwendungen)

Parallel dazu wurde durch die Projektpartner das Know-how im Bereich der Fertigung eingebracht und eine erste Designanpassung durchgeführt. Basierend auf den so entwickelten Wärmetauscherkonzepten wurde eine Machbarkeit- und Herstellbarkeitsstudie der einzelnen Lösungen durchgeführt. Im Rahmen der Machbarkeitsbewertung wurde bei Vorlage der Konzeptstudie (CAD, Zeichnungen, Toleranzen, Material) der Einzelkomponenten die Herstellbarkeit in der Serie bewertet. Hierzu wurden sowohl die Risiken und Möglichkeiten beim Einsatz von nicht bestehenden Produktionsprozessen als auch mit dem vorhandenen Maschinenpark bei der Firma Rupert Fertinger technisch, qualitativ und terminlich bewertet. Das Ergebnis aus der Machbarkeitsanalyse diente als Basis für die finale Komponenten Kalkulation auf Teile- und Werkzeugbasis. Auf den hier ermittelten und dargestellten Werten wurde dann das technisch und wirtschaftlich optimale Konzept ausgewählt und als erstes Funktionsmuster dargestellt. Die Vermessung der Wärmetauscher liefert dann eine Aussage über die tatsächliche Leistungsfähigkeit und

Wirkungsgrad des Wärmetauschers und die Korrelation zwischen Simulation und Prüfstand. Basierend auf den Testergebnissen wurden dann mehrere Iterationsschleifen notwendig, um eine Optimierung der Komponente durchzuführen.

### **2.4.2 Systemebene (Klimaanlage)**

Anhand der definierten Anforderungen (Leistungen, Einbauraum usw.) wurden die konstruktive Konzeption sowie eine systemtechnische Auslegung und Berechnungen des Systems durchgeführt. Diese Schritte erfolgten in Abstimmung mit dem zu entwickelnden Wärmetauscher. Zu Beginn der Systemauslegung war die Verfügbarkeit der Daten gering, um Aussagen bzw. Entscheidungen treffen zu können. Deswegen wurden im Projekt stark Simulationsmodelle und numerische Simulationen eingesetzt. Unterschiedliche Konzepte, sowie Systemarchitekturen wurden mittels Simulation untersucht und bewertet. Mit dem Einsatz der Simulation sollen Tendenzen über das Systemverhalten getroffen werden. Untersuchungen der wesentlichen Parameter und deren Einfluss auf das Systemverhalten sowie auf die Wirkungsgrade, Leistungen, Stabilität des Systems wurden dabei untersucht. Dazu gehören auch Vergleiche der unterschiedlichen Konzepte in Bezug auf Jahresenergieverbrauch, die mit Hilfe einer Jahresverbrauchsrechnung realisiert wurden. Alle diese Daten und Informationen wurden ausgewertet und flossen in die Bewertung der erstellten Konzepte ein. Durch eine multidisziplinäre Optimierung wurde entsprechend den definierten Anforderungen, ein optimiertes Konzept entwickelt. Dieses verbesserte Konzept wurde anschließend als Funktionsmuster aufgebaut und am Prüfstand vermessen.

## 2.5 Aufbau der Arbeit

Das Projekt GreenHVAC4Rail wurde folgendermaßen strukturiert:

### Arbeitspakete

AP Nr.	AP Titel	Dauer in Monaten	Start – MM/JJ	Ende - MM/JJ
1	Projektmanagement und Dissemination	36	03/13	02/16
2	Entwicklung Wärmetauscher	28	03/13	12/15
3	Klimaanlagen-Systemauslegung und Anlagen-Prototyp	36	03/13	02/16

### Meilensteine

Meilenstein Nr.	Meilenstein Name	Beteiligte AP	Voraussichtliches Datum
M1.1	Projektstart / Unterzeichnung Konsortialvertrag	AP1	März.2013
M1.2	Projektende	AP1	Februar 2016
M2.1	Wärmetauscher Konzept definiert	AP2	August 2013
M2.2	Optimales Wärmetauscher Funktionsmuster gefertigt	AP2	Oktober 2015
M3.1	Kälteanlage Konzept definiert	AP3	Dezember 2013
M3.2	Klimaanlage als Funktionsmuster aufgebaut	AP3	Juli 2015
M3.3	System Klimaanlage evaluiert	AP3	Februar 2016

### Deliverables

Del. Nr.	Deliverable Name	AP Nr.	Art
D1.1	Jahresbericht erstes Projektjahr	AP1	Bericht
D1.2	Abschlussbericht	AP1	Bericht
D2.1	Wärmetauscher: Anforderungen und Bewertungskriterien ausgearbeitet und dokumentiert	AP2	Bericht
D2.2	Wärmetauscher-Prototyp	AP2	Prototyp
D2.3	Wärmetauscher-Entwicklung evaluiert und dokumentiert	AP2	Bericht
D3.1	Klimaanlage: Anforderungen und Bewertungskriterien ausgearbeitet und dokumentiert	AP3	Bericht
D3.2	Klimaanlagen-Prototyp und Dokumentation	AP3	Prototyp Bericht
D3.3	Evaluierungsreport System Klimaanlage	AP3	Bericht
D3.4	Verwertungsstrategie	AP3	Bericht

## 3 Inhaltliche Darstellung

Die inhaltliche Darstellung der durchgeführten Projektarbeiten erfolgt anhand der im Projektplan definierten Arbeitspakete und Tasks. Dabei sollte folgendes Ziel und Teilziele des Projektes realisiert werden:

- Darstellung effizienter, wirtschaftlich und technisch herstellbarer R744-Wärmetauschertechnologien zum Kühlen und Heizen (Wärmepumpenbetrieb) von Schienenfahrzeugen mit folgenden Teilzielen:
  - Gesteigerte Effizienz für hohe Leistungsbereiche → Leistungsdichte erhöhen
  - Reinigungsaufwand nicht größer als bei Standard-Tube & Fin → geringere Lebenszyklus-Kosten (LCC)
  - Kosten ≤ marktüblichen Preisen von R134a Tube & Fin-Technologie
- Darstellung effizienter, wirtschaftlich und technisch herstellbarer R744-Kompaktklimaanlage zum Kühlen und Heizen (Wärmepumpenbetrieb) von Schienenfahrzeugen mit folgenden Teilzielen:
  - Reduktion des Jahresenergieverbrauch (inkl. Heizbetrieb)
  - Integration des R744-Kältekreis inklusive Erhöhung der Funktionalität durch Kreislaufumkehr für den Wärmepumpenbetrieb im Einbauraum des R134a-Baseline- Kompaktklimageräts
  - Gewichtsreduktion des Kältekreis von dem R744 - Kompaktklimagerät
  - Reduktion der Gesamtkosten mit Hilfe eines TCO-Ansatzes (Herstellkosten, Wartungs- und Instandhaltungskosten)

### 3.1 AP2 – Komponentenentwicklung Wärmetauscher

Für die Komponentenentwicklung der R744-Wärmetauscher wurde der übliche Entwicklungspfad von Lastenheft, Pflichtenheft zur Entwicklung und Produktion verfolgt. Dabei wurden in allen Entwicklungsstadien für die Entscheidungsfindung relevante Untersuchungen durch Simulationen, Vergleichsmessungen und Musterbau eingesetzt. Die folgenden Abschnitte beschreiben die Entwicklung anhand der definierten Tasks aus dem Projektplan.

#### 3.1.1 Task 2.1: Wärmetauscher: Definition Designkriterien

Als erster Schritt wurden die Wärmemengen und weiteren Anforderungen an das HVAC-Kompaktklimagerät (Modul) definiert. Als Ergebnis der Anforderungen lassen sich 3 grundlegende Konzepte für die Wärmetauscher im Projekt identifizieren:

- Konzept A) Standard (tube & fin) Wärmetauscher
- Konzept B) Microchannel Wärmetauscher (MC-HX)
- Konzept C) Finnenloser Wärmetauscher (Finless HX)

## 3.1.2 Task 2.2: Virtuelles Modell und Konzeptdefinition

In Task 2.2 wurden die, aufgrund der definierten Anforderungen, identifizierten Konzepte näher untersucht und simuliert, um für das Gesamtsystem die optimalen Konzepte für die Wärmetauscher (Innenraum und Außenraum) zu bestimmen.

### 3.1.2.1 Simulation und Virtuelle Modelle

Mit Hilfe von CFD-Simulationen konnten für die verschiedenen Wärmetauscher-Konzepte die zu erwartenden Wärmeübergangs- und Druckverlustkoeffizienten berechnet werden. Ein Ergebnis der CFD-Simulationen von der Geometrie eines Kältemittelflachrohres des finnenlosen Wärmetauschers (Abbildung 2) war beispielsweise der Temperaturverlauf in der abgebildeten Strömungsrechnung (Abbildung 3), aus dem die Wärmeübergangskoeffizienten berechnet werden konnten.

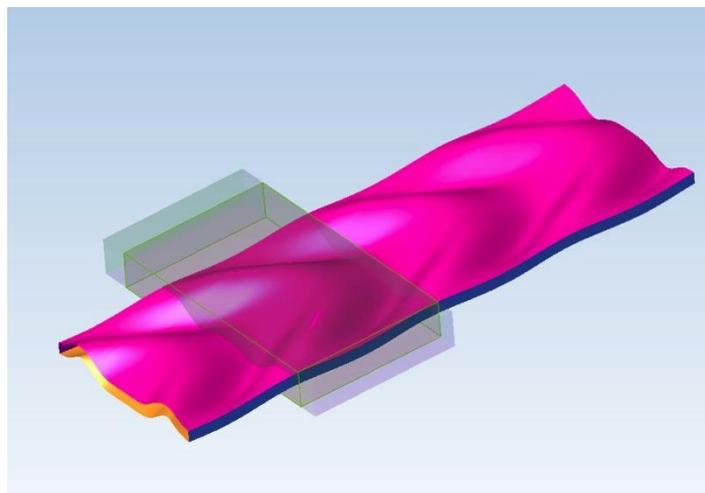


Abbildung 2: Geometrie (3D-Oberfläche) eines Kältemittelflachrohres des finnenlosen Wärmetauschers (Quelle: ViF)

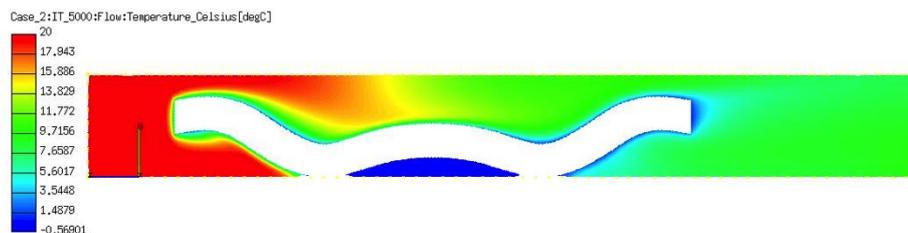


Abbildung 3: Temperaturverlauf in Strömungsrichtung am finnenlosen Wärmetauschers für einen berechneten Fall (Quelle: ViF)

Parallel wurden aus den Anforderungen an den Wärmetauscher die wichtigsten Kriterien identifiziert und daraus eine Bewertungsmatrix erstellt. In diese Bewertungsmatrix flossen neben den technischen Wärmeparametern auch Anforderungen zum Thema Material, Materialwahl, Produzierbarkeit (Werkzeuge, Anzahl und Wiederholbarkeit von Prozessschritten), Größe und Gewicht ein.

### 3.1.2.2 Wärmetauscherkonzepte

Auf Basis der Bewertungsmatrix wurden für die 3 Konzepte nochmals die Vorteile und Nachteile zusammengefasst und die endgültige Auswahl getroffen.

## Konzept A) Standard (tube & fin) Wärmetauscher:

- Höherer Platzverbrauch, mehr Bauraum notwendig
- Größeres Gewicht bei vergleichbarer Übertragungsleistung
- Die kältemittelbeaufschlagten Rohre müssen hohen Ansprüchen hinsichtlich Druckfestigkeit, vor allem bei Kältemittel CO<sub>2</sub>, genügen und führen deshalb zu relativ hohen Materialkosten
- Erprobte, robuste Konstruktion, relativ einfach zu fertigen und industriell verfügbar

## Konzept B) Microchannel Wärmetauscher (MC-HX)

- Kompakter, widerstandsfähiger Aluminium-Wärmeaustauscher
- Geringes Gewicht gegenüber herkömmlichen Wärmeaustauschern
- Hoher luftseitiger Flächenanteil, hohe Leistungsdichte führen zu geringer Wärmeaustauschfläche
- Reduzierte Kältemittelfüllmenge
- Relativ empfindlich gegenüber Einwirkungen von außen (Steinschlag, Reinigung)

## Konzept C) Finnenloser Wärmetauscher (Finless HX)

- Speziell entwickelt für umschaltbare Systeme im Klima- und Heizbetrieb, Kühlen und Heizen über einen Wärmetauscher möglich
- Trockene Oberflächen durch ständiges Abfließen des Kondenswassers, keine Geruchentwicklung
- Besonders geeignet für umweltfreundliche Kältemittel wie CO<sub>2</sub>
- Lokal reduzierte Geschwindigkeiten führen zu einem ausgezeichneten Geräuschverhalten
- Hohe Packdichte für HVAC-Einheiten, verbesserte Luftzirkulation und Verteilung
- Robustes Design und lange Lebensdauer durch finnenlose Ausführung
- Sehr gute Reinigbarkeit, unempfindlich gegen Einwirkungen von außen
- Kostenreduzierung durch einfache Bauweise und Fertigung

Auf Basis der Bewertungsmatrix wurde für den IRWT das Konzept B) und für den ARWT das Konzept C) ausgewählt.

### **3.1.3 Task 2.3: Funktionsmustersaufbau und Experimentelle Untersuchungen**

Dieser Task wurde für beide Wärmetauscher in folgenden sich wiederholenden Einzelschritten realisiert:

- Auslegung Wärmetauscher
- Herstellung Wärmetauscher

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen sind im Rahmen des Tasks 2.4 beschrieben.

### 3.1.3.1 Auslegung Wärmetauscher

Die Auslegung der Wärmetauscher für die Herstellung wurde auf Basis von Produktionserfahrungen mit existierenden Wärmetauschern aus dem Schienenverkehrsbereich und dem Automobilbereich durchgeführt. Anhand dieser Daten und den Ergebnissen aus Task 2.1 und Task 2.2 wurden die relevanten Produktionsdaten (Pflichtenheft) ermittelt. Relevante Produktionsdaten sind dabei:

- Maße und Passungen für Einzelteile des Wärmetauschers inkl. Verbindungen
- Maße und Toleranzen für die Werkzeuge zur Herstellung der Wärmetauscher
- Vorgaben zur Optimierung der Herstellungs-Prozessschritte

### 3.1.3.2 Herstellung Wärmetauscher

Die folgende Abbildung zeigt einen optimierten Gesamtüberblick (Prozessflussdiagramm) für den Herstellungsprozess der Wärmetauscher:

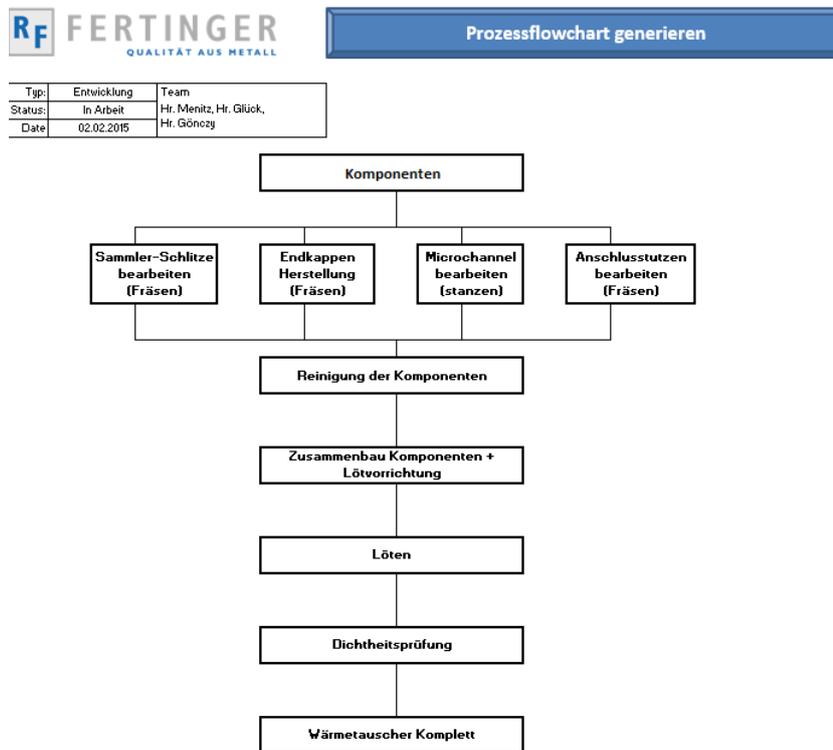


Abbildung 4: Herstellungsprozess Wärmetauscher (Quelle: RF)

Auf Basis des dargestellten Prozessen und des entwickelten Pflichtenheftes wurden dann die entsprechenden Einzelteile des Wärmetauschers gefertigt. Die folgende Abbildung zeigt einen kompletten Wärmetauscher inklusive Lötrahmen vor der Lötung.



Abbildung 5: Entwickelter Wärmetauscher mit Lötrahmen (Quelle: RF)

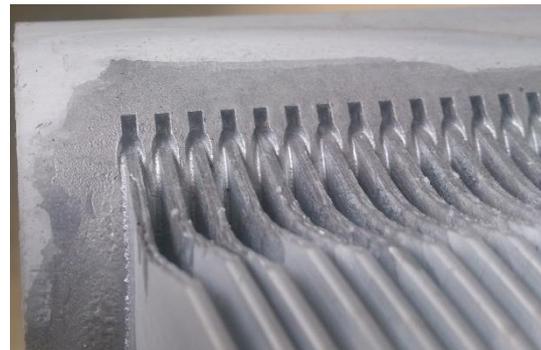


Abbildung 6: Lötresultat Wärmetauscher (Quelle: RF)

Während der Herstellung wurden kontinuierliche Tests (Materialgüte, Anlagen und Anlagensicherheit, Produktprüfung) zur Sicherstellung der Qualität der produzierten Wärmetauscher durchgeführt.

In Zusammenarbeit mit Task 2.4 wurden die Ergebnisse des Produktionsprozesses evaluiert und mögliche Optimierungspotentiale aufgezeigt. Dann wurde eine weitere iterative Schleife angestoßen und durchlaufen, um schlussendlich ein optimales Produkt zu erzeugen und zur Evaluierung (Komponente und System) zu übergeben.

### 3.1.4 Task 2.4: Evaluierung (Analyse, Bewertung, Dokumentation)

Der folgende Abschnitt beschreibt die relevanten Analyseparameter und Grundlagen für die Evaluierung der Wärmetauscher - Entwicklungsergebnisse (die Evaluierung wird in Kapitel 4.1 dargestellt)

## 3.1.4.1 Stress Simulation Extrusionsprofil

Die Festigkeitsberechnungen der Wärmetauscherteile und des Gesamtsystems Wärmetauscher müssen folgende Anforderungen genügen:

- Ausreichende Festigkeit gegen Versagen auch bei verformtem Profil
- Theoretisch Verformung bei Burst und Proof Pressure
- Höchste Spannungen an kritischster Stelle (Di) berechnet bleiben innerhalb der definierten Höchstwerte plus Sicherheit
- Ausreichend Sicherheit bei Berücksichtigung der mittleren Spannung
- Ausreichender Sicherheitsabstand gegen Streckgrenze

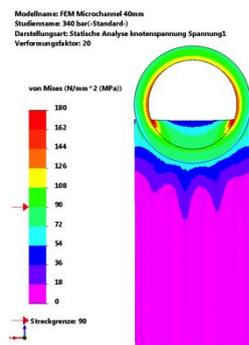


Abbildung 7: Ergebnis Festigkeitsberechnung Extrusionsprofil (Quelle: OE)

## 3.1.4.2 Korrosionsbeständigkeit

Bahnanwendungen und -standards erfordern hohe Korrosionsbeständigkeit. Die Korrosionserscheinungen treten vor allem an den Kontaktstellen verschiedener Materialien auf, deshalb ist eine passende Materialkombination entscheidend für eine hohe Korrosionsbeständigkeit. Aufgrund der hohen Anforderungen ist zu beachten:

- Lötprozess: Controlled Atmosphere Brazing (CAB) oder Vakuumlöten
- Materialien müssen lötbar sein
- Korrosionsanforderungen Bahn (ISO 9223)

## 3.1.4.3 Produktionsevaluierung

Die Materialauswahl wurde unter Berücksichtigung von 3 Hauptkriterien vorgenommen:

- Lötbarkeit: Die Summe des Elements Magnesium der beiden zu Verlötenden Teilen darf 0,5% nicht überschreiten, um eine Dichtlötung zu erzielen.
- Herstellungsprozess: Die Teile werden durch einen Stanz-Folgeschnittprozess bzw. durch Zerspanen bzw. durch Strangpressen hergestellt.
- Hohe Korrosionseigenschaften

Dazu müssen noch folgende Rahmenbedingungen für die Produktion berücksichtigt werden:

- Sammler: Die Geometrie des Sammlers wurde so gewählt, um sie durch einen relativ einfachen Zerspanungsprozess mit Scheibenfräsern herstellen zu können.
- Lötblech: Die Geometrie des Lötblechs wurde so gewählt, um sie durch einen Stanz-Folgeschnittprozess herstellen zu können.
- Microchannel: Die Geometrie wurde so gewählt, um einen Strangpressprozess bzw. eine Lötbarkeit zu gewährleisten.

## 3.2 AP3 – Systementwicklung Kompaktklimagerät

Für die Systementwicklung Kompaktklimaanlage wurde der übliche Entwicklungspfad von Lastenheft, Pflichtenheft zur Entwicklung und Produktion verfolgt. Dabei wurden in allen Entwicklungsstadien für die Entscheidungsfindung relevante Untersuchungen durch Simulationen, Vergleichsmessungen und Musterbau eingesetzt. Die folgenden Abschnitte beschreiben die Entwicklung anhand der definierten Tasks aus dem Projektplan.

### 3.2.1 Task 3.1: Definition Designkriterien

Es wurde aus den bahnspezifischen Normen und Anforderungen an Klimaanlage aus aktuellen Kundenprojekten bei unserem Projektpartner Liebherr die relevanten Parameter extrahiert und zusammengestellt. Die Zusammenstellung bildet somit die erste Version des Lastenheftes. Dieses wurde im Rahmen von Projektworkshops mit allen Projektpartnern diskutiert um ein gemeinsames Verständnis für die bahnspezifischen Anforderungen sicherzustellen und um die wichtigsten Anforderungen zu priorisieren.



Abbildung 8: Dachmontierte Liebherr - HVAC-Einheit für E-Talent 2 – Züge (links), Dachklimagerät für TWINDEXX Vario Doppelstockzüge (rechts)

### 3.2.2 Task 3.2: Virtuelles Modell und Konzeptdefinition

Auf Basis der priorisierten Anforderungen für den GreenHVAC4Rail Prototyp wurde die systemtechnische Auslegung der Hauptkomponenten des Kältekreises durchgeführt und die entsprechenden Modelle zur Simulation der Kälteanlage zur Bewertung der unterschiedlichen Systemarchitekturen aufgebaut. Ziel bei der Ausarbeitung der Systemarchitekturen war es, einen energieeffizienten Teillastbetrieb auch ohne drehzahlgeregeltem Kompressor zu ermöglichen. Begründen lässt sich diese Vorgabe durch die aktuellen Rahmenbedingungen für Klimaanlage für Schienenfahrzeuge, welche den Einsatz von drehzahlgeregelten Kompressoren bedingt durch den zusätzlichen Bauraum, Mehrgewicht und Mehrkosten für den notwendigen Umrichter selten zulässt.

Um die einzelnen Konzepte (Abbildung 9 zeigt beispielsweise Konzept 3 mit Saugdruckregelung und 4/2-Wegeventil) in Bezug auf Energieeffizienz, Jahresenergieverbrauch und Einsatzgrenzen der möglichen Teillastregelung bewerten und

# e!Mission.at - 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

miteinander vergleichen zu können, wurden von jedem Konzept Simulationsmodelle mit der Software Dymola und der dazu erhältlichen AirConditioning Library (Abbildung 10) erstellt.

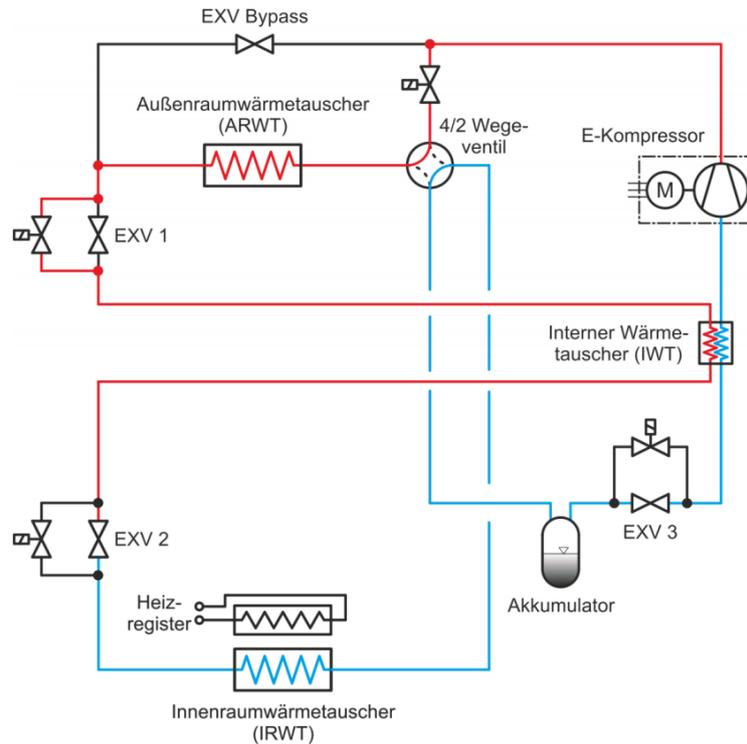


Abbildung 9: Schematische Darstellung Konzept mit Saugdruckregelung und 4/2-Wegeventil (Quelle: ViF)

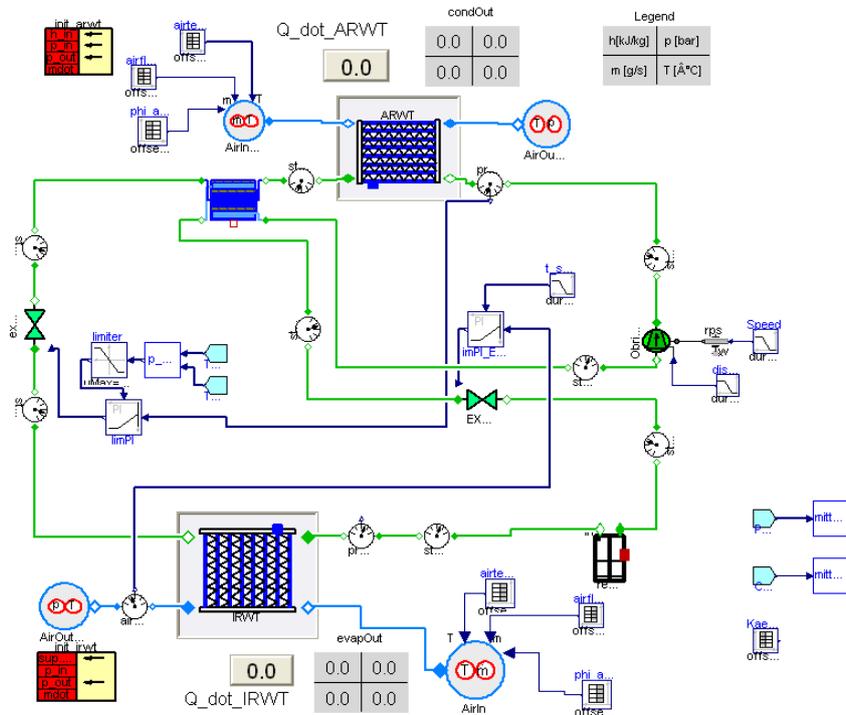


Abbildung 10: Dymola-Modell für das Konzept mit EXV vor dem Kompressor (Quelle: ViF)

Anschließend wurden Simulationen mit zwei verschiedenen Testzyklen – einer mit höheren Außentemperaturen (Sommerbetrieb) und einer mit niedrigeren Außentemperaturen

(Winterbetrieb) – durchgeführt. Zu diesem Zweck wurde zusätzlich zu den Designpoints ein Referenzjahr definiert

Die Leistungsfähigkeit und Effizienz der jeweiligen Konzepte konnte so bei verschiedenen Betriebsbedingungen bestimmt werden, was die Grundlage für den Vergleich mit Hilfe von Bewertungsmatrizen darstellte. Die gewonnenen Ergebnisse flossen nach Abschluss der Simulation der unterschiedlichen Systemarchitekturen dann – analog wie bei der Bewertung der Wärmetauscher – in die Bewertung durch das Projektteam mit ein. Neben der separaten Betrachtung verschiedener Anlagenkonzepte ist hinsichtlich der Integration am Schienenfahrzeug auch die Untersuchung des Gesamtsystems bestehend aus Klimaanlage und Wagen relevant. Zur Integration im Gesamtsystemmodell wurden entsprechender Schnittstellen zwischen den einzelnen Systemkomponenten definiert und diese Interfacekomponenten im Simulationsmodell validiert.

### 3.2.3 Task 3.3: Funktionsmustersaufbau und Experimentelle Untersuchungen

Die Simulationsergebnisse zeigten in Bezug auf Energieeffizienz, Jahresenergieverbrauch und Einsatzgrenzen der möglichen Teillastregelung, dass eine Systemarchitektur mit Saugdruckregelung zu favorisieren ist. Dieses Anlagenkonzept wurde im GreenHVAC4Rail Prototyp realisiert. Schwerpunkt des konstruktiven Entwicklungsprozesse war die luftseitigen Schnittstellen entsprechend den Vorgaben des Lastenheftes und dem Benchmark Klimagerät zu realisieren und auch die für die im Projekt erarbeitete Kältekreisarchitektur notwendigen Komponenten in einer kompakten Anordnung umzusetzen (siehe Abbildung 11).

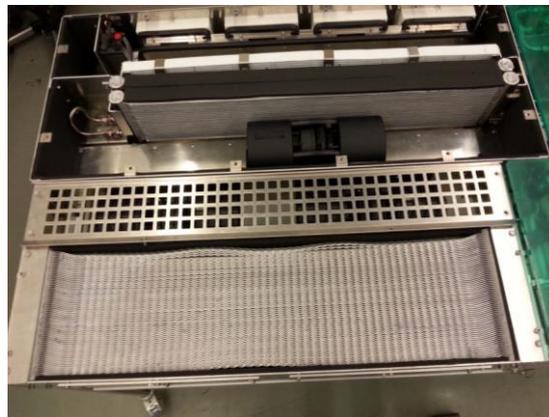


Abbildung 11: Aufbau des GreenHVAC4Rail Prototyps (Quelle: LVF)

Neben dem Verdichter und den notwendigen Ventilen zur Umsetzung der gewählten Kältekreisarchitektur stellen die im Projekt entwickelten Wärmetauscher das Herzstück der Anlage dar. Sowohl der Außenraumwärmetauscher (ARWT) als auch der Innenraumwärmetauscher (IRWT) wurden entsprechend den Simulationsergebnissen und den Messungen am Wärmetauscherprüfstand jeweils als „Doublelayer“ im Prototyp integriert.

## 4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

### 4.1 Ergebnisse der Entwicklungsarbeit

Die inhaltliche Darstellung der erzielten Projektergebnisse erfolgt anhand der im Projektplan definierten Deliverables.

#### 4.1.1 Ergebnisse der Wärmetauscherentwicklung

##### 4.1.1.1 D2.1: Wärmetauscher Anforderungen und Bewertungskriterien ausgearbeitet und dokumentiert

Die Anforderungen an die Wärmetauscher für den Innenraum und den Außenraum werden von den Anforderungen des gesamten HVAC-Moduls (siehe Tabelle 1:) abgeleitet. Dabei müssen die gesteigerten Anforderungen aus dem Bahnbetrieb bzgl. Robustheit, Temperaturgrenzen und Betriebsdauer berücksichtigt werden. Die folgende Abbildung stellt Auszug der identifizierten und quantifizierten Anforderungen an den Außenraumwärmetauscher aus einem umfangreichen und komplexen Lastenheft dar:

**Tabelle 1: Anforderungstabelle ARWT**

Anforderungsnummer	Anforderungstitel	Wertebereich
Operational_Environment_001	Operating Ambient Temperature Range	-40 °C ... +120 °C
Operational_Environment_002	Storage Temperature Range	-45 °C ... +80 °C
Operational_Environment_003	Medium Temperature Range	-25 °C ... +180 °C
Operational_Environment_004	Maximum Operating Pressure	140 bar
Operational_Environment_005	Maximum Stillstand Pressure	90 bar
Operational_Environment_006	Proof Pressure	225 bar
Operational_Environment_007	Burst Pressure	340 bar
Basic_Requirements_001	Gascooler Block Size	1050 x 275 x 80 mm
Basic_Requirements_002	Gascooler Face Surface	950 x 250 mm
Basic_Requirements_003	Gascooler Fin Density	design dependent
Basic_Requirements_004	Overall Weight	< 14 kg
Functional_Requirements_001	Gascooler Concept	HX design project result
Functional_Requirements_002	System Connectors	Soldered Connections Free Pipe End Final local Assembly

Functional_Requirements_003	GC Refrigerant Pressure Loss at High Load Point	result of HX design
Functional_Requirements_004	GC Temperature Approach at High Load Point	< 5K
Functional_Requirements_005	R744 Leakage	1 g/year
Functional_Requirements_006	Oil Resistivity	PAG/POE

## 4.1.1.2 D2.2: Wärmetauscher-Prototyp

### 4.1.1.2.1 Innenraumwärmetauscher - IRWT

Da eine Vereisung des IRWTs im Allgemeinen keine Rolle spielt und dieser auch vor mechanischen Einflüssen und Schmutz weitgehend geschützt verbaut wird, wurde für den IRWT eine „klassische“ Konstruktion gewählt (siehe Abbildung 12). Beide Layer des IRWT bestehen aus Sammler- bzw. Verteilerrohre, MPE Rohre (extrudiertes Multi Port Rohr) und Finnen, welche zwischen den Flachrohren angebracht sind.

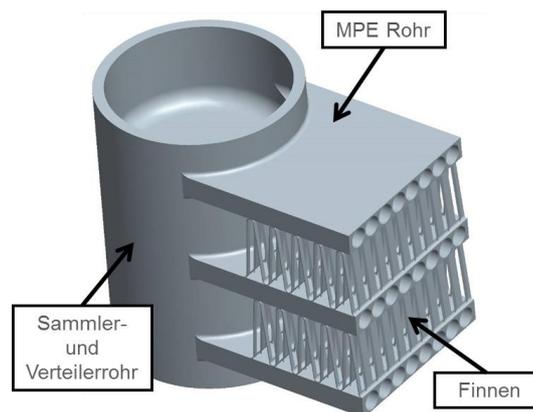


Abbildung 12: Aufbau des Innenraumwärmetauschers (Quelle: RF)

Der IRWT besteht aus zwei Layer, welche hintereinander und horizontal mit Luft durchströmt werden. Wie in Abbildung 13 zu sehen, wird der IRWT im Kühlbetrieb als Kreuz-Gleichstrom Wärmetauscher und im Heizbetrieb als Kreuz-Gegenstrom betrieben. In Abbildung 14 ist der IRWT zusätzlich im eingebauten Zustand zu sehen.

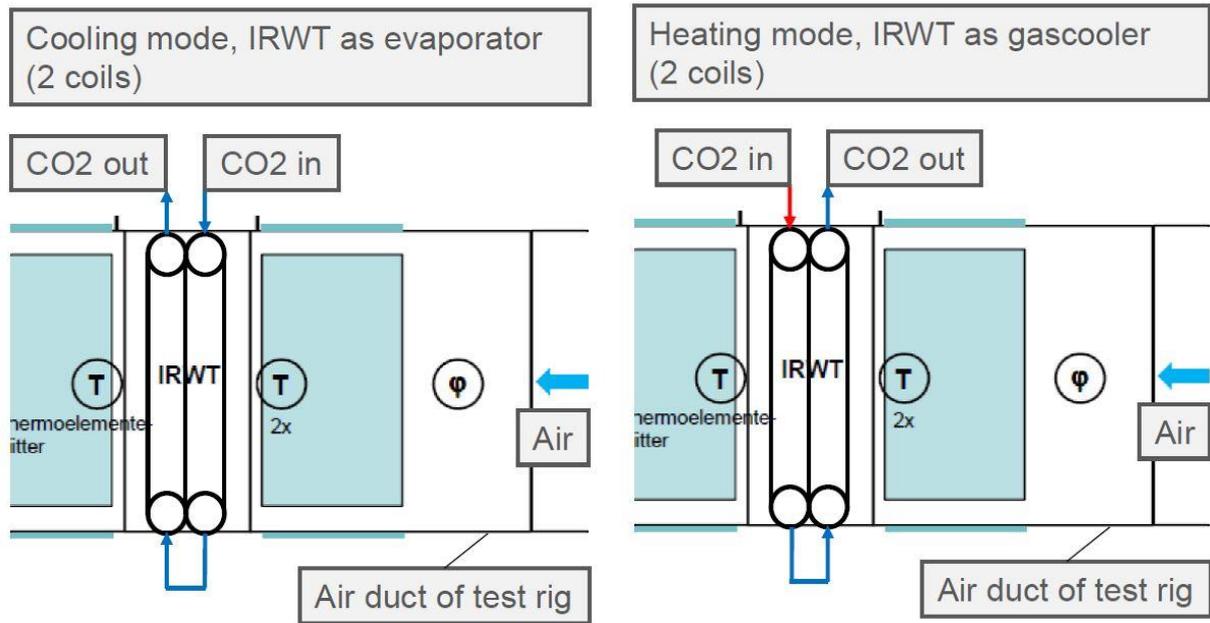


Abbildung 13: Kältemittelstromrichtung durch den IRWT im Kühlbetrieb (links) und im Heizbetrieb (rechts)



Abbildung 14: Prototyp IRWT im verbauten Zustand vor Systemintegration (Quelle: ViF)

#### 4.1.1.2 Außenraumwärmetauscher – ARWT

Eine Konstruktion wie jene des IRWTs ist im Falle des ARWTs aus mehrerlei Hinsicht nicht ratsam. Erstens ist der ARWT im Schienenbereich vor mechanischen Einflüssen und Verschmutzungen von außen nicht geschützt, wodurch die filigranen Finnen leicht Schaden nehmen könnten, zweitens kommt es am ARWT im Heizbetrieb zu Vereisungen, wobei ein Wärmetauscher mit Finnen wie in Abbildung 12 anhand der geringen Finnenabstände schnell vereisen würde. Daher ist eine finnenlose Konstruktion des ARWTs, wie in Abbildung 15 zu sehen, gewählt worden. Dieses Design ist robust, lässt sich gut reinigen, und ermöglicht einen längeren Heizbetrieb bei auftretender Eisbildung (dadurch höhere COPs im Heizbetrieb), da die Abstände der Flachrohre größer sind als die der Finnen in Abbildung 12. Der ARWT ist in Abbildung 16 im eingebauten Zustand zu sehen.

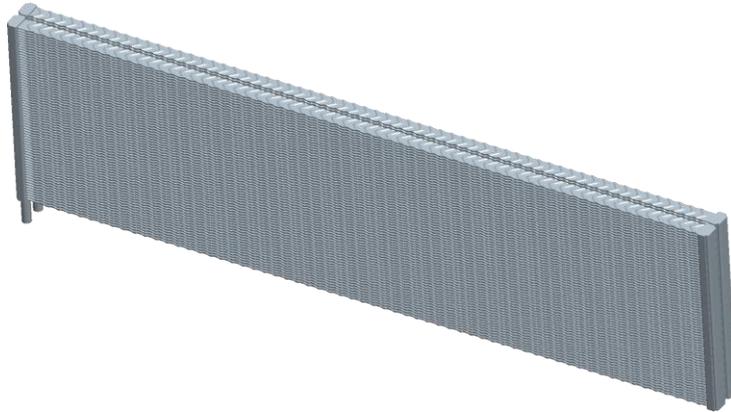


Abbildung 15: Darstellung des finnenlosen ARWTs



Abbildung 16: Prototyp ARWT im eingebauten Zustand vor Systemintegration (Quelle: ViF)

Auch der ARWT besteht aus zwei Layer, welche hintereinander und senkrecht mit Luft durchströmt werden. Für den ARWT wurde die Verschaltung so gewählt, dass der ARWT im Kühlbetrieb als Kreuz-Gegenstromwärmetauscher und im Heizbetrieb als Kreuz-Gleichstromwärmetauscher betrieben wird, was die Energieeffizienz des Gesamtsystems erhöht, da der entsprechende Betriebsmodus durch die Kreuzschaltung eine weiterführende Nutzung der vorhandenen Wärme-/Kühlenergie möglich ist. Die Kältemittelstromrichtung und Luftführung des ARWTs sind in Abbildung 17 dargestellt.

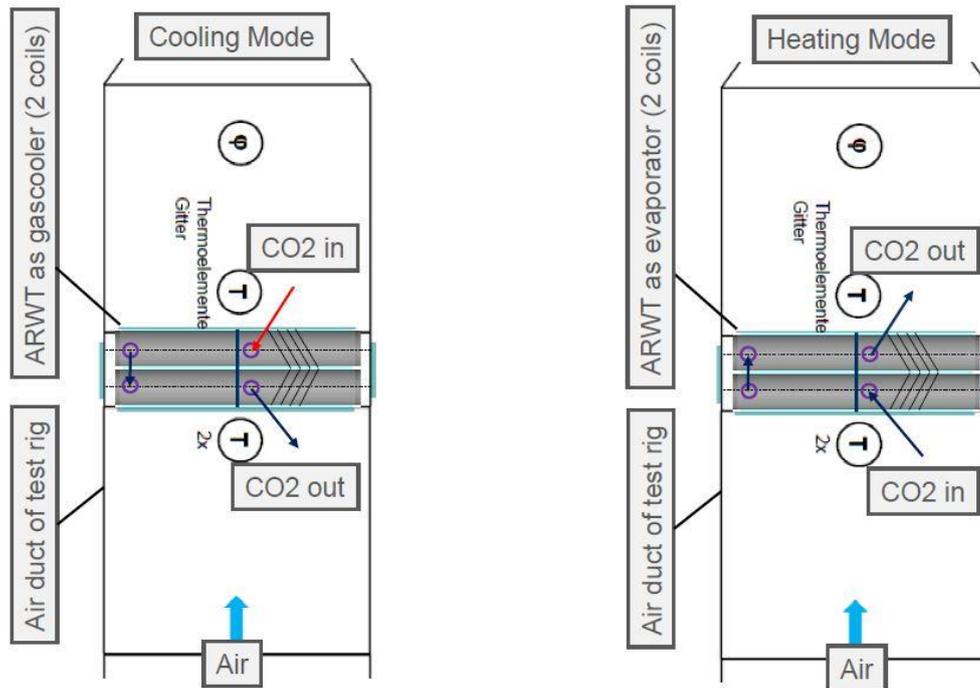


Abbildung 17: Kältemittelstromrichtung durch den ARWT im Kühlbetrieb (links) und im Heizbetrieb (rechts)

#### 4.1.1.3 D2.3: Wärmetauscher-Entwicklung evaluiert und dokumentiert

Um eine genaue Evaluierung und weitere Empfehlungen der Prototyp-Wärmetauscher abgeben zu können, wurden umfangreiche Messungen am Gesamtsystem bei allen relevanten Betriebspunkten im Kühl- bzw. Wärmepumpenbetrieb durchgeführt. Die ausgewählten Betriebspunkte für die Messmatrix sind in Tabelle 2 zu sehen.

Tabelle 2: Ausgewählte Betriebspunkte, erforderliche Kälte- bzw. Heizleistungen und Betriebszeiten pro Jahr

	BP	Außen - tempe- ratur	Außen- R.F. <sup>2</sup>	Innen- temper- atur	Erfrdrl. Kälteleis- tung	Erfrdrl. Heizleist- ung	Mischluft vor Verdampfer	
		°C	%	°C	kW	kW	°C	%
Betriebspunkte Referenzjahr	1	-4	90	22		2,6	7,7	59
	2	0	90	22		2,0	10	62
	3	5	90	22		1,1	12,8	68
	4	10	90	22	1,1		15,7	69
	5	15	90	22	3,2		18,4	66
	6	22	80	23,1	5,3		23	53
	7	28	70	24,9	6,6		26,5	50
	8	30	65	25,8	6,8		27,8	49
	9 - Auslegung	35	50	30	7,5		32,5	42

<sup>2</sup> relative Feuchte

4.1.1.3.1 Messaufbau

Um wissenschaftlich verwertbare Messdaten zu bekommen, wurde große Sorgfalt in Bezug auf den Messaufbau gelegt. Um die Kälte- bzw. Heizleistung der Anlage luftseitig genau bestimmen zu können, ist eine einheitliche Temperaturverteilung und ausgebildete Strömung der Luft notwendig. Vor Eintritt in den ARWT bzw. IRWT ist dies durch eine ausreichende Einlaulänge und Gleichrichter gegeben. Der gesamte Systemprüfstand und eine Skizze der Luftkanäle sind in Abbildung 18 zu sehen.

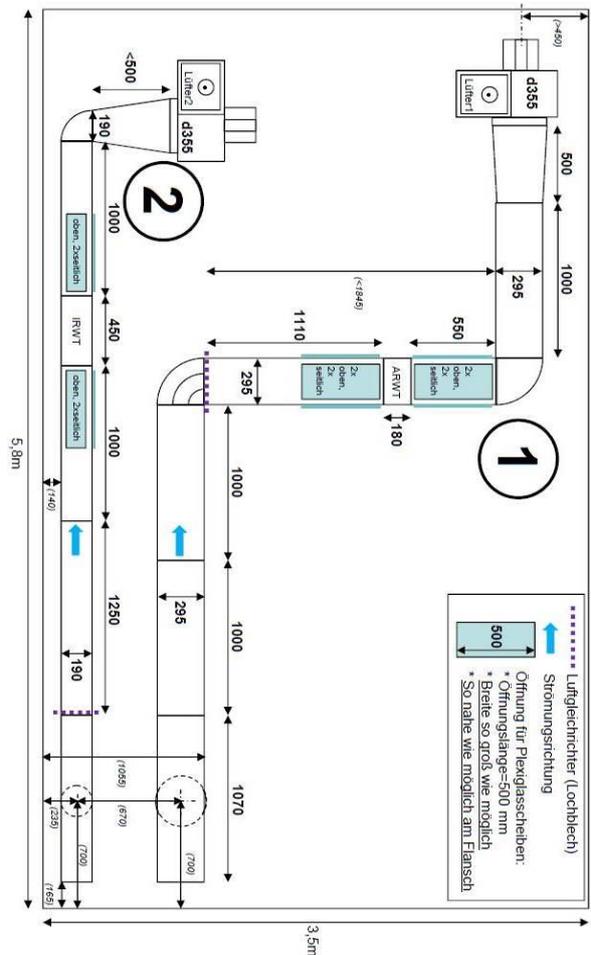


Abbildung 18: Systemprüfstand und Skizze der Luftkanäle (Quelle: ViF)

Daher reicht bei Eintritt in die Wärmetauscher eine gemittelte Temperaturmessung von zwei Temperaturfühlern (Siehe Abbildung 19). Nach Austritt aus den Wärmetauschern ist vor allem eine gleichmäßige Temperaturverteilung nicht mehr gegeben. Daher ist es hier notwendig, die Lufttemperatur an mehreren Stellen zu messen und zu mitteln um genaue Ergebnisse zu erzielen. Dies wird mit einem Temperaturgitter, welches direkt nach Austritt aus dem Wärmetauscher normal zur Luftströmung im Luftkanal angebracht ist, bewerkstelligt (Abbildung 20). Die relative Luftfeuchte wird jeweils bei Ein- und Austritt aus den Wärmetauscher mittig in der Luftströmung gemessen (siehe Abbildung 19). Zusätzlich zu

Druck und Temperatur vor und nach IRWT bzw. ARWT wurden jeweils die Luftvolumenströme in den Kanälen gemessen.

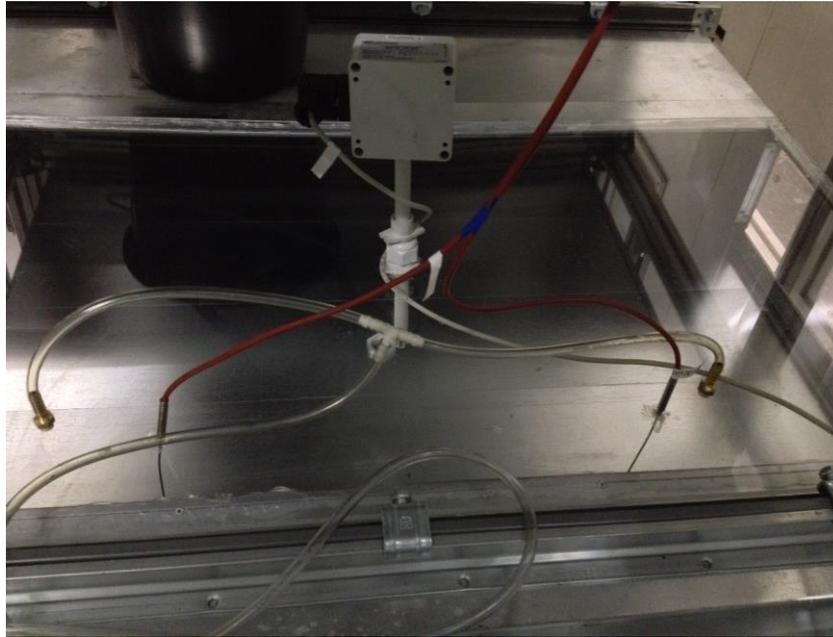


Abbildung 19: Luft-Temperaturmessung vor Eintritt in die Wärmetauscher (Quelle: ViF)



Abbildung 20: Lufttemperaturmessung nach Austritt aus den Wärmetauschern anhand von Temperaturgitter (Quelle: ViF)

### 4.1.1.3.2 Messverfahren

Die Luft-Temperaturmessung vor Eintritt in IRWT sowie ARWT wurde mit jeweils zwei Widerstandsthermometern gemessen. Die hier eingesetzten Widerstandsthermometer sind Pt100 der Firma PMR mit einer Genauigkeitsklasse A. Die Zahl 100 bezieht sich auf den Nennwiderstand von  $100 \Omega$  bei  $0^\circ\text{C}$ . Nach einer Kalibrierung dieser PT100 wurde eine absolute Abweichung von  $\pm 0,15 \text{ K}$  erreicht.

Nach Ausritt aus IRWT bzw. ARWT wurden Temperaturgitter eingesetzt. Für jedes Gitter wurden 18 Thermoelemente vom Typ-K mit der Toleranzklasse 1 bewerkstelligt verbaut. Diese Thermoelemente können in einem Temperaturbereich von -40 bis 350 °C eingesetzt werden. Nach Kalibrierung wurde eine absolute Abweichung von  $\pm 0,5$  K erzielt.

Für die Messung der relativen Luftfeuchte wurden Luftfeuchte-Messumformer der Firma Greisinger verbaut. Der Messbereich dieser Sensoren liegt zwischen 0 und 100% wobei der empfohlene und hochgenaue Messbereich zwischen 5 und 95% liegt. Im empfohlenen Bereich liegt die Messungenauigkeit bei  $\pm 2,5\%$  relativer Feuchtigkeit.

Im Luftkanal für den IRWT ist ein thermischer Massen-Durchflussmesser der Firma ABB (Typ Sensyflow VT-S) verbaut. Dieses Messgerät arbeitet nach dem thermischen Messprinzip eines Heißfilmanemometers. Der Messbereich des Sensyflow VT-S liegt zwischen 0 und 6000 kg/h, wobei eine Messabweichung von  $\pm 0,9\%$  vom Messwert zuzüglich  $\pm 0,05\%$  vom Endwert zu erwarten ist. Der zulässige Temperaturbereich des Mediums im Betrieb liegt zwischen -25 und +150°C.

Für die Volumenstrom- bzw. Massenstrombestimmung im Luftkanal für den ARWT kommt ein Staudruckgitter der Firma Trox zum Einsatz (VMR-A2-FL/315). Der Volumenstrombereich dieses Staudruckgitters liegt zwischen 36 und 6048 m<sup>3</sup>/h bei einem Wirkdruckbereich zwischen 5 und 250 Pa. Die Messungenauigkeit ist mit  $\pm 5\%$  vom Messwert angegeben.

### 4.1.1.3.3 Messergebnisse des ViF Systemprüfstandes

Die relevantesten Messdaten der gesamten Messmatrix sind aus Platzgründen in drei Tabellen unterteilt und übersichtlich dargestellt (Tabelle 3 bis Tabelle 5). Eine Beschreibung der farblich gekennzeichneten Felder in diesen Tabellen wird in

 Keine weitere Drosselung aufgrund des niedrigen Saugdruckes

 Vermutung: Höherer Druckverlust aufgrund der Vereisung oder Kondensat, das im Wärmetauscher bleibt

 Eisbildung am Wärmetauscher

Abbildung 21 geliefert. Für die Betriebspunkten 1 bis 8 wurde jeweils zuerst der Betriebszustand mit dem besten COP ermittelt ( $COP_{max}$ ). Anschließend wurde die Anlage über den Saugdruck auf die jeweils erforderlichen Kühl- bzw. Heizleistung eingeregelt. Der Auslegungspunkt (BP9) wurde nur für  $COP_{max}$  vermessen, jedoch wurde dies für unterschiedliche Kombinationen der Luftvolumenströme durchgeführt.

In Tabelle 3 sind die wichtigsten Werte des ViF-Gesamtsystems angeführt. Vergleicht man in den gedrosselten Betriebspunkten 1 bis 5 die erzielten Heiz- bzw. Kühlleistungen mit den in

Tabelle 2 zu findenden Werte, dann sieht man, dass diese Leistungen größer ausfielen als erwünscht. Da jedoch in diesen Betriebspunkten der Saugdruck schon unter 15 bar lag, wurde hier das EXV2 nicht weiter geschlossen um Mischungslücken des Kältemittelöls zu vermeiden. Gut zu erkennen ist auch der negative Einfluss der Saugdruckregelung (EXV2) auf den COP, wobei dieser, verglichen zu  $COP_{max}$ , sogar bis zu 50 % abnahm (BP4).

Der  $COP_{max}$  lag im Wärmepumpenbetrieb zwischen 2,42 und 2,51 und im Kühlbetrieb wurden  $COP_{max}$  - Werte zwischen 3,20 und 2,11 gemessen. Die erreichten  $COP_{max}$  mit den Prototypwärmetauschern fallen daher in allen Betriebspunkten höher aus als jene mit den Referenzwärmetauschern.

**Tabelle 3: Relevante Messgrößen des Gesamtsystems**

	System						
	Hochdruck [bar]	Verdampfungsdruck [bar]	Saugdruck [bar]	m_punkt_KM [kg/h]	Q_punkt_Kaelte [kW]	P_Komp [kW]	COP [-]
<b>Kühlbetrieb</b>							
BP 4 - COP_max	65,7	30,0	27,7	128,9	7,95	2,48	3,20
BP 4 - gedrosselt	52,0	38,8	14,0	48,0	2,90	1,87	1,55
BP 5 - COP_max	69,8	32,6	30,1	138,5	6,48	2,61	2,48
BP 5 - gedrosselt	56,9	41,0	15,1	52,2	2,78	1,99	1,39
BP 6 - COP_max	76,0	33,6	31,3	139,2	8,34	2,81	2,97
BP 6 - gedrosselt	69,3	40,8	23,8	94,0	5,27	2,51	2,10
BP 7 - COP_max	87,6	40,2	37,3	173,8	8,11	3,19	2,54
BP 7 - gedrosselt	85,5	42,2	34,5	154,2	7,12	3,12	2,28
BP 8 - COP_max	91,6	41,6	38,6	175,0	7,94	3,32	2,39
BP 8 - gedrosselt	87,5	42,4	34,3	147,6	6,99	3,17	2,20
BP 9 - 2000/900	101,2	43,7	40,7	181,0	7,94	3,65	2,18
BP 9 - 2500/900	99,7	43,8	40,7	179,9	7,87	3,59	2,19
BP 9 - 1500/900	104,1	44,4	41,3	179,4	7,44	3,74	1,99
BP 9 - 2000/750	99,6	42,0	39,1	166,5	7,52	3,57	2,11
BP 9 - 2000/600	99,5	39,1	36,3	149,0	6,87	3,54	1,94
	Hochdruck [bar]	Verdampfungsdruck [bar]	Saugdruck [bar]	m_punkt_KM [kg/h]	Q_punkt_Heiz [kW]	P_Komp [kW]	COP [-]
<b>Wärmepumpenbetrieb</b>							
BP 1 - COP_max	67,6	25,8	23,8	109,2	6,18	2,55	2,42
BP 1 - gedrosselt	52,4	28,3	16,0	60,7	3,13	2,02	1,55
BP 2 - COP_max	72,0	28,2	26,0	118,5	6,64	2,70	2,46
BP 2 - gedrosselt	60,0	32,4	15,0	52,8	3,54	2,04	2,17
BP 3 - COP_max	79,5	34,4	31,6	165,9	7,31	2,91	2,51
BP 3 - gedrosselt	61,6	36,6	14,2	47,6	3,02	2,01	1,50

Tabelle 5 zeigt die wichtigsten luft- und kältemittelseitigen Messergebnisse des Prototyp-IRWTs. Wie in Abschnitt „Ziele und Ergebnisse“ diskutiert, fällt der luftseitige Druckverlust über den IRWT um ein 3 Faches größer aus als bei den gemessenen Referenzwärmetauschern (PKW-Gaskühler). Zusätzlich wurde in den Betriebspunkten 4 bis 6 eine weitere Zunahme des luftseitigen Druckverlustes auf knapp unter 100 Pa. beobachtet (BP4). Einerseits könnte im IRWT verbleibendes Kondensat Schuld an diesem zusätzlichen Druckverlust haben. Andererseits scheint es plausibel, dass in diesen Betriebspunkten schon leichte Vereisung am IRWT aufgetreten ist, da die Kältemitteltemperatur hier meist unter 0°C lag.

Die kältemittelseitigen Druckverluste fallen mit 0,7 bis 47,6 kPa je nach Betriebszustand relativ niedrig aus. Liegt das Kältemittel im Verdampfer oder Kondensator im 2-Phasengebiet bleibt dadurch die Sättigungstemperatur mehr oder weniger konstant.

**Tabelle 4: Relevante Messgrößen des Prototyp-IRWTs**

	IRWT							
	V_punkt_Luft_IRWT [m3/h]	Delta_p_Luft_IRWT [Pa]	t_Luft_IRWT_ein [°C]	t_Luft_IRWT_aus [°C]	t_KM_IRWT_ein [°C]	t_KM_IRWT_aus [°C]	Delta_p_KM_IRWT [kPa]	Delta_T_IRWT [K]
<b>Kühlbetrieb</b>								t_Luft_Verdampfer_aus - t_KM_Verdampfung
BP 4 - COP_max	895	95	15,7	0,1	-5,5	-6,0	38,0	5,6
BP 4 - gedrosselt	900	91	15,7	7,6	-0,8	4,1	4,7	8,4
BP 5 - COP_max	898	92	18,2	2,7	-2,4	-3,0	38,5	5,2
BP 5 - gedrosselt	900	93	18,3	9,5	4,4	6,2	5,2	5,1
BP 6 - COP_max	898	78	23,2	6,6	-1,3	-1,7	35,1	7,9
BP 6 - gedrosselt	899	74	22,9	10,6	6,1	5,9	14,6	4,5
BP 7 - COP_max	900	42	26,8	10,0	5,6	5,1	47,6	4,4
BP 7 - gedrosselt	900	44	26,5	11,7	7,5	7,1	35,0	4,2
BP 8 - COP_max	899	48	27,8	11,5	7,0	6,5	45,4	4,6
BP 8 - gedrosselt	899	46	28,5	12,5	7,6	7,3	30,6	4,8
BP 9 - 2000/900	900	43	32,5	13,7	8,9	8,5	46,2	4,8
BP 9 - 2500/900	899	49	32,6	14,1	9,0	8,5	45,1	5,1
BP 9 - 1500/900	898	56	32,5	14,6	9,5	9,0	43,9	5,1
BP 9 - 2000/750	749	48	32,5	12,9	7,3	6,9	41,3	5,6
BP 9 - 2000/600	600	36	32,6	10,8	4,5	4,1	36,7	6,3
	V_punkt_Luft_IRWT [m3/h]	Delta_p_Luft_IRWT [Pa]	t_Luft_IRWT_ein [°C]	t_Luft_IRWT_aus [°C]	t_KM_IRWT_ein [°C]	t_KM_IRWT_aus [°C]	Delta_p_KM_IRWT [kPa]	Delta_T_IRWT [K]
<b>Wärmepumpenbetrieb</b>								t_KM_Gaskühler_aus - t_Luft_Gaskühler_ein
BP 1 - COP_max	899	43	7,8	25,4	53,9	22,8	7,4	15,0
BP 1 - gedrosselt	896	41	7,5	16,3	56,7	15,6	2,8	8,0
BP 2 - COP_max	901	43	10,5	29,1	59,9	25,0	7,5	14,5
BP 2 - gedrosselt	900	41	9,9	19,5	57,4	15,7	0,8	5,8
BP 3 - COP_max	900	44	12,8	35,0	58,4	31,8	21,0	18,9
BP 3 - gedrosselt	901	41	12,9	21,3	57,7	19,3	0,7	6,3

Die wichtigsten luft- und kältemittelseitigen Messergebnisse des Prototyp-Wärmetauschers sind in Tabelle 5 angeführt. Wie im Falle des Prototyp-IRWTs tritt auch für den Prototyp-ARWT im Vergleich zu den Referenzwärmetauschern durch das 2-Layer Design ein erhöhter luftseitiger Druckverlust auf. Zusätzlich steigt der Druckverlust aber wegen den zu geringen Abständen der Flachrohre zueinander (siehe Abschnitt „Ziele und Ergebnisse“) stark an. Des Weiteren führen die geringen Flachrohrabstände zu einem schnelleren Vereisen des Prototyp-ARWTs im Wärmepumpenbetrieb. Wie in Tabelle 5 ersichtlich, erreicht der luftseitige Druckverlust in den gedrosselten Betriebspunkten BP1 und BP2 ein Maximum von 616 Pascal.

Dort wo der ARWT als Gaskühler betrieben wurde (Kühlbetrieb) lag der luftseitige Druckverlust bei zirka 290 Pascal. Nur im BP9 weicht der Druckverlust in Abhängigkeit des, für den ARWT gewählten Luftmassenstroms durch den ARWT von diesem Wert ab.

Hinsichtlich des auftretenden großen luftseitigen Druckverlustes über den Prototyp-ARWTs in allen Betriebszuständen, welcher durch die zu geringe Flachrohrabstände hervorgerufen wird, ist an dieser Stelle festzuhalten, dass hier für die nächsten Generationen des Prototyp-ARWTs ein großes Verbesserungspotential liegt.

Die kältemittelseitigen Druckverluste fallen auch für den ARWT sehr gering aus und liegen zwischen 3,9 und 51,5 kPa. Im Falle, dass das Kältemittel im ARWT 2-Phasig vorliegt, bleiben auch hier die Sättigungstemperaturen annähernd konstant.

**Tabelle 5: Relevante Messgrößen des Prototyp-ARWTs**

	ARWT								
	V_punkt_Luft_ARWT [m3/h]	Delta_p_Luft_ARWT [Pa]	t_Luft_ARWT_ein [°C]	t_Luft_ARWT_aus [°C]	t_KM_ARWT_ein [°C]	t_KM_ARWT_aus [°C]	Delta_p_KM_ARWT [kPa]	Delta_T_ARWT [K]	
<b>Kühlbetrieb</b>									t_KM_Gaskühler_aus - t_Luft_Gaskühler_ein
BP 4 - COP_max	1996	300	10,0	21,7	68,2	16,6	20,2		6,6
BP 4 - gedrosselt	1997	293	10,0	15,1	68,1	15,5	6,6		5,5
BP 5 - COP_max	1996	292	15,0	26,6	75,5	23,7	22,2		8,7
BP 5 - gedrosselt	1997	290	15,0	19,8	73,9	19,4	6,7		4,4
BP 6 - COP_max	1995	285	22,0	32,9	83,4	29,8	21,6		7,8
BP 6 - gedrosselt	1992	286	22,0	30,4	92,2	27,8	12,7		5,8
BP 7 - COP_max	1993	290	28,1	40,7	87,8	35,1	29,3		6,9
BP 7 - gedrosselt	1995	292	28,0	40,1	91,3	34,3	24,0		6,3
BP 8 - COP_max	1995	289	30,0	43,7	96,2	36,4	29,0		6,4
BP 8 - gedrosselt	1995	288	30,1	42,5	99,6	35,6	22,4		5,5
BP 9 - 2000/900	1995	290	35,0	48,7	102,7	40,2	28,9		5,2
BP 9 - 2500/900	2491	419	35,0	47,1	104,2	39,0	28,5		4,0
BP 9 - 1500/900	1496	177	35,0	53,4	109,2	42,3	29,6		7,3
BP 9 - 2000/750	1992	288	35,0	49,3	109,1	39,9	25,6		4,9
BP 9 - 2000/600	1996	286	35,0	48,6	111,5	39,2	21,0		4,2
	V_punkt_Luft_ARWT [m3/h]	Delta_p_Luft_ARWT [Pa]	t_Luft_ARWT_ein [°C]	t_Luft_ARWT_aus [°C]	t_KM_ARWT_ein [°C]	t_KM_ARWT_aus [°C]	Delta_p_KM_ARWT [kPa]	Delta_T_ARWT [K]	
<b>Wärmepumpen- betrieb</b>									t_Luft_Verdampfer_aus - t_KM_Verdampfung
BP 1 - COP_max	1987	450	-3,8	-8,8	-10,3	-11,4	39,7		1,5
BP 1 - gedrosselt	1965	616	-3,6	-6,7	-7,2	-7,6	11,0		0,5
BP 2 - COP_max	1989	453	0,0	-5,7	-7,3	-8,2	41,5		1,6
BP 2 - gedrosselt	1984	616	0,6	-2,7	-12,9	-2,7	5,5		0,1
BP 3 - COP_max	1989	348	5,1	0,6	-0,2	-0,8	51,5		0,8
BP 3 - gedrosselt	1995	446	5,2	2,1	-10,3	2,0	3,9		12,3

Um COP<sub>max</sub> in allen Betriebspunkten zu ermitteln, wurde die Anlage im unterkritischen Bereich auf eine bestimmte Kältemittelunterkühlung nach Austritt aus dem Kondensator und im überkritischen Bereich auf einen optimalen Hochdruck geregelt. Anschließend wurde die Anlage auf die gewünschte Leistung (siehe Tabelle 2) eingestellt. Durch die angewendete Saugdruckregelung wanderte der Zustand des Kältemittels nach Austritt aus dem Kondensator in den Betriebspunkten 1, 4, 5 und 6 in das 2-Phasengebiet.

-  Keine weitere Drosselung aufgrund des niedrigen Saugdruckes
-  Vermutung: Höherer Druckverlust aufgrund der Vereisung oder Kondensat, das im Wärmetauscher bleibt
-  Eisbildung am Wärmetauscher

Abbildung 21: Legende für die Messmatrix der Prototyp-Wärmetauscher

## 4.1.2 Ergebnisse der Kompaktklimagerätentwicklung

### 4.1.2.1 D3.1: Anforderungen und Bewertungskriterien ausgearbeitet und dokumentiert

Die Anforderungen an den GreenHVAC4Rail Prototyp in Hinblick auf Kälteleistung, Heizleistung in den definierten Betriebspunkten und die zu realisierenden Luftmengen stellen repräsentative Werte für einen Einsatz in Mitteleuropa dar. Eine projektbestimmende

## e!Mission.at - 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Anforderung an die Systemarchitektur ist die Gewährleistung einer effizienten Teillastregelung ohne die Möglichkeit der Drehzahlregelung des Verdichters. Ein Auszug aus den ausgearbeiteten Anforderungen an den GreenHVAC4Rail Prototyp ist in

Anforderungskatalog		GreenHVAC4Rail - Prototyp
<b>Energieeinsparkonzepte</b>		
Frischluftmengenregelung		JA
Wärmepumpe		JA
Fortluftabwärmenutzung		NEIN
<b>Kältemittel</b>		
		R744
<b>Kältekreis</b>		
		Ziel: hermetisch
<b>Designpunkt Kühlen</b>		
Kälteleistung DP1		7.5kW @ TA: 35°C/50%, SA: 900m³/h, FA: 225m³/h
Kälteleistung DP2		8.5kW @ TA: 40°C/40%, SA: 900m³/h, FA: 225m³/h
<b>Designpunkt HP-Mode</b>		
		TA: -10°C ; T Innen 22°C
Heizleistung DP1		7kW @ TA: -10°C, SA: 900m³/h, FA: 225m³/h
Heizleistung DP2		6kW @ TA: -5°C, SA: 900m³/h, FA: 225m³/h
<b>Verdichtertyp</b>		
		halb- bzw. vollhermetisch
<b>Kälteleistungsregelung</b>		
	Teillast	Projektergebniss; externe Verdichterdrehzahlregelung nicht möglich

Abbildung 22 **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** zusammengefasst:

Anforderungskatalog		GreenHVAC4Rail - Prototyp
<b>Energieeinsparkonzepte</b>		
Frischluftmengenregelung		JA
Wärmepumpe		JA
Fortluftabwärmenutzung		NEIN
<b>Kältemittel</b>		
		R744
<b>Kältekreis</b>		
		Ziel: hermetisch
<b>Designpunkt Kühlen</b>		
Kälteleistung DP1		7.5kW @ TA: 35°C/50%, SA: 900m³/h, FA: 225m³/h
Kälteleistung DP2		8.5kW @ TA: 40°C/40%, SA: 900m³/h, FA: 225m³/h
<b>Designpunkt HP-Mode</b>		
		TA: -10°C ; T Innen 22°C
Heizleistung DP1		7kW @ TA: -10°C, SA: 900m³/h, FA: 225m³/h
Heizleistung DP2		6kW @ TA: -5°C, SA: 900m³/h, FA: 225m³/h
<b>Verdichtertyp</b>		
		halb- bzw. vollhermetisch
<b>Kälteleistungsregelung</b>		
	Teillast	Projektergebniss; externe Verdichterdrehzahlregelung nicht möglich

Abbildung 22: Auszug Anforderungskatalog GreenHVAC4Rail Prototyp

Zusätzlich zur Definition der Designkriterien wurden vom Projektteam die Bewertungskriterien zur Analyse der verschiedenen Systemarchitekturen bestimmt und den einzelnen Parameter der Bewertungsmatrix Gewichtungsfaktoren zugewiesen.

### 4.1.2.2 D3.2: Klimaanlage-Prototyp und Dokumentation

Die entwickelten Systemarchitekturen wurden unter Verwendung der ausgearbeiteten Bewertungsmatrix (D3.1.) mit einander verglichen.

Die Simulationsergebnisse zeigten in Bezug auf Energieeffizienz, Jahresenergieverbrauch und Einsatzgrenzen der möglichen Teillastregelung, dass eine Systemarchitektur mit

Saugdruckregelung zu favorisieren ist. Dieses Ergebnis spiegelt sich auch im Vergleich der Konzepte anhand der definierten Bewertungskriterien wieder. Die unbestritten energieeffizienteste Systemarchitektur bedingt die Integration eines drehzahlregelbaren Verdichters. Dieses Ergebnis spiegelt sich auch in der Bewertungsmatrix wieder. Die aktuellen Rahmenbedingungen für Klimaanlage für Schienenfahrzeuge, lassen den Einsatz von drehzahlgeregelten Verdichtern bedingt durch den zusätzlichen Bauraum, Mehrgewicht und vor allem den Mehrkosten für den notwendigen Umrichter kaum zu.

**4.1.2.3 D3.3: Evaluierungsreport System Klimaanlage**

**4.1.2.3.1 Kühlbetrieb**

Das Versuchsprogramm umfasste stationäre Tests bei Umgebungstemperaturen von -10°C bis 50°C. Die relevanten in Tabelle 6 zusammengefassten Messergebnisse zeigen, dass die für die einzelnen Betriebspunkte spezifizierten Kälteleistungen mit dem GreenHVAC4Rail Prototypen realisiert werden können.

**Tabelle 6: Versuchsergebnisse Kühlen GreenHVAC4Rail Prototyp (Klimakammer LVF)**

Bezeichnung	VORGABE								Messung					
	Umgebungstemperatur [°C]	Mischlufttemperatur [°C]	Mischluft r.F. [%]	Kälteleistung [kW]	AL Menge [m³/h]	UL Menge [m³/h]	Zuluftvolumenstrom [m³/h]	ARWT Luftvolumenstrom [m³/h]	Mischlufttemperatur [°C]	Mischluft r.F. [%]	Zuluft [°C]	Kälteleistung [kW]	PeI compressor [kW]	Versuch
Betriebspunkt 4.1	10	15.7	69	1.1	225	665	900	2000	16.1	54.6	10.8	1.7	1.9	V10_7
Betriebspunkt 5.1	15	18.4	66	3.2	225	665	900	1250	18.6	61.7	10	3.4	2.4	V10_4
Betriebspunkt 5.3	15	18.4	66	3.2	225	665	900	2000	18.5	61	4.6	6.2	2.7	V10_5
Betriebspunkt 6	22	23	53	5.3	225	665	900	2000	22.9	49	8.4	5.9	2.8	V08_9
Betriebspunkt 7	28	26.5	50	6.6	225	665	900	2000	26.1	50	11.7	6.6	3.2	V17_1
Betriebspunkt 8.2	30	27.8	49	6.8	225	665	900	2000	27.7	48	12.7	6.7	3.3	V17_3
Kühlen Design Punkt 1	35	31.1	48	7.5	225	665	900	2000	31.2	48	14.9	7.4	3.9	V09_2
Kühlen Design Punkt 2	40	32.3	44	8.5	225	665	900	2000	33.1	42	17.9	5.5	3.5	V17_4
Kühlen @ 45°C	45	39.4	50	-	225	665	900	2000	39.1	43	22	6.2	3.9	V17_5
Kühlen @ 50°C	50			-	225	665	900	2000	41.6	49	26.8	5.8	3.9	V17_6

Neben der realisierten Kälteleistung stellt die Leistungszahl (COP Coefficient of Performance) den zweiten wichtigen Parameter zur Evaluierung des Prototypen dar.

In der

Abbildung 23 sind Ergebnisse der COP Berechnung als Resultat der gemessenen Kälteleistung und der Leistungsmessung des elektrischen Verbrauchers dem Kältemittelverdichter dargestellt.

Die Ergebnisse für die COP Ermittlung ( $COP = \text{Kälteleistung} / P_{el \text{ Verdichter}}$ ) variieren von 1.6 bei 40°C Umgebungstemperatur bis 2.3 bei 15°C Umgebungstemperatur für den

Volllastbetrieb bzw. unter Berücksichtigung des ARWT Lüfters ( $COP_{\text{Kältekreis}} = \text{Kälteleistung} / (P_{\text{el Verdichter}} + P_{\text{el ARWT Lüfter}})$ ) zwischen 1.3 und 1.9. Im Diagramm sind zusätzlich die Betriebspunkte 4.1 und 5.1 dargestellt. Hier war die Saugdruckregelung aktiv.

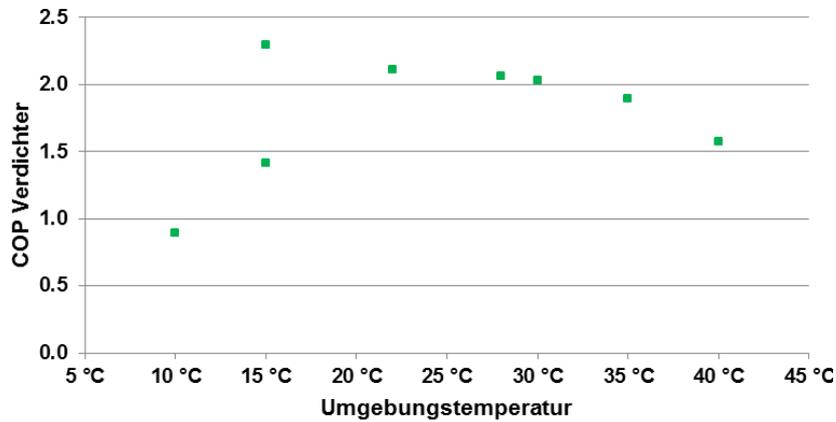


Abbildung 23: COP GreenHVAC4RAil Prototyp

Der entwickelte GreenHVAC4Rail Prototyp weist in Bezug auf die Luftmenge am ARWT speziell bei hohen Umgebungsbedingungen keine hohe Sensitivität auf. Abbildung 24 zeigt die gemessene Kälteleistung bei 50°C Umgebungstemperatur bei unterschiedlichem Luftvolumenstrom am ARWT. Die Messergebnisse zeigen, dass die Energieeffizienz des Kältekreises ( $COP_{\text{Kältekreis}} = \text{Kälteleistung} / (P_{\text{el Verdichter}} + P_{\text{el ARWT Lüfter}})$ ) durch eine Anpassung des Luftvolumenstroms optimiert werden kann.

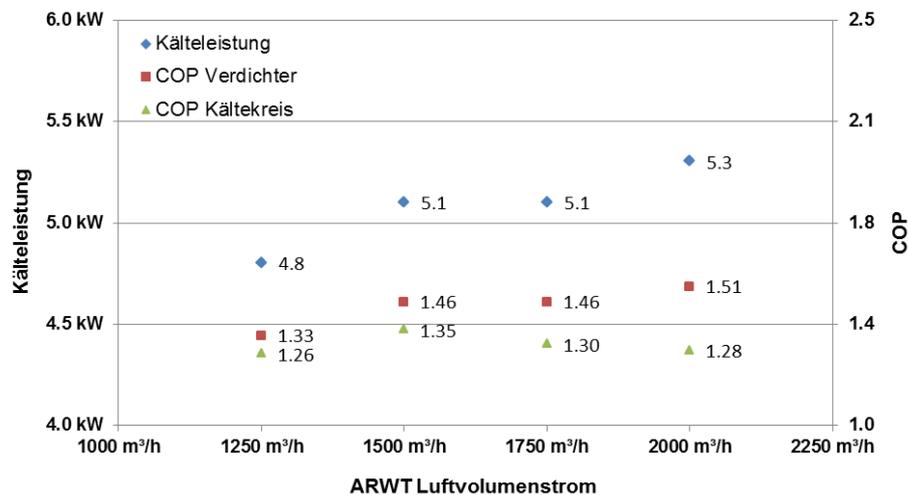


Abbildung 24: Kälteleistung und COP bei 50°C Umgebungstemperatur

Die Versuche bestätigen, dass die geforderte Regelung der Kälteleistung ohne der Möglichkeit den Kältemittelmassenstrom am Verdichter zu variieren durch die Saugdruckregelung im definierten Einsatzbereich umgesetzt werden kann. Aus den Kühlversuche bei niedrigen Umgebungstemperaturen kann abgeleitet werden, dass es notwendig ist auch den Luftvolumenstrom am ARWT zu reduzieren, damit hier das Regelungskonzept nicht an seine Grenzen stößt, um wenn notwendig die maximale Kälteleistung zu reduzieren.

#### 4.1.2.3.2 Wärmepumpenbetrieb

Die relevanten in Tabelle 7 zusammengefassten Messergebnisse zeigen, dass die für die einzelnen Betriebspunkte 1-3 spezifizierten Heizleistungen mit dem GreenHVAC4Rail Prototypen realisiert werden können. Die geforderten Heizleistungen in den Design Punkten 1 und 2 (-5 /-10°C Umgebungstemperatur) wurden mit dem GreenHVAC4Rail Prototypen nicht erreicht.

**Tabelle 7: Versuchsergebnisse Heizen GreenHVAC4Rail Prototyp (Klimakammer LVF)**

	Bezeichnung	VORGABE					Messung					Versuch
		Umgebungstemperatur [°C]	Mischlufttemperatur [°C]	Heizleistung [kW]	Zuluftvolumenstrom [m³/h]	ARWT Luftvolumenstrom [m³/h]	Mischlufttemperatur [°C]	Zuluft [°C]	Heizleistung [kW]	PeI Verdichter [kW]	PeI ARWT Lüfter [W]	
WP-Betrieb	Heizen Design Punkt 1	-10.0	14	<b>7.0</b>	900	2000	8.4	25.1	<b>5.2</b>	2.2	650	V14_2
	Heizen Design Punkt 2	-5.0	15.0	<b>6.0</b>	900	2000	13.7	29.9	<b>5.1</b>	2.3	650	V15_3
	Betriebspunkt 1	-4.0	7.7	<b>2.6</b>	900	2000	7.9	24.7	<b>5.3</b>	2.2	650	V15_6
	Betriebspunkt 2	0.0	10.0	<b>2.0</b>	900	2000	12.2	32.1	<b>6.2</b>	2.5	650	V16_4
	Betriebspunkt 3	5.0	12.8	<b>1.1</b>	900	2000	12.5	36.0	<b>6.4</b>	2.6	650	V13_6

Die Messergebnisse zeigen, dass mit den für den GreenHVAC4Rail Prototypen ermittelten COPs ( $COP_{\text{Kältekreis}} = \text{Heizleistung} / (P_{\text{el Verdichter}} + P_{\text{el ARWT Lüfter}})$ ) ein Energieeinsparungspotential durch den Wärmepumpenbetrieb (im Volllastbetrieb) von bis zu 50% im Vergleich zu einem Heizbetrieb mit elektrischem Heizregister erzielt werden kann (siehe Tabelle 7). Unter Berücksichtigung von Teillastbetrieb und Abtauzyklen wird ein Energieeinsparpotential von 30% abgeschätzt.

Die Messungen der im Projekt GreenHVAC4Rail entwickelten Wärmeüberträger haben gezeigt, dass mit diesen im Wärmepumpenbetrieb nicht die angestrebte Heizleistung bis zu Außentemperaturen von -10°C realisiert werden kann. Die geringen Flachrohrabstände führen zu einem schnellen Vereisen des Prototyp-ARWTs im Wärmepumpenbetrieb.

Wird ein Abtauen in regelmäßigen Intervallen nicht durchgeführt hat dies ein deutliches Absinken der erzielbaren Heizleistung und der Anlageneffizienz während des Wärmepumpenbetriebes zur Folge.

**Tabelle 8: Messung Betriebspunkt 2 vor und nach dem Abtauen**

Bezeichnung	VORGABE					Messung					
	Umgebungstemperatur [°C]	Mischlufttemperatur [°C]	Heizleistung [kW]	Zuluftvolumenstrom [m³/h]	ARWT Luftvolumenstrom [m³/h]	Mischlufttemperatur [°C]	Zuluft [°C]	Heizleistung [kW]	PeI Verdichter [kW]	COP Verdichter	Versuch
Betriebspunkt 2.1	0.0	10.0	2.0	900	2000	12.2	32.1	6.2	2.5	2.5	V16_4
Betriebspunkt 2.2	0.0	10.0	2.0	900	2000	10.4	21.9	3.7	2	1.9	V16_5

Tabelle 8 zeigt die Messergebnisse bei 0°C Umgebungstemperatur im Wärmepumpenbetrieb unmittelbar nach einem Abtauzyklus (Betriebspunkt 2.1) bzw. nach 90 Minuten Wärmepumpenbetrieb (Betriebspunkt 2.2). In dem Versuchszeitraum sinkt die Heizleistung von 6.2 kW auf 3.7 kW. Durch die zunehmende Vereisung des ARWT, den daraus ableitbaren verschlechterten Wärmeübergang und den zusätzlich durch die Eisbildung reduzierten Luftvolumenstrom sinken die Verdampfungstemperatur und der COP.

#### 4.1.3 D3.4: Verwertungsstrategie

Das folgende Kapitel beschreibt die wirtschaftliche und wissenschaftliche Verwertung des Projektes GreenHVAC4Rail.

##### 4.1.3.1 Wirtschaftliche Verwertung

Marktpotential

Aktuelle Eckdaten des österreichischen Schienenverkehrs:

- 2,6 Mrd. Euro Umsatz
- 274 Mio. Fahrgäste mit 1.425 km pro Fahrgast
- 2.500 Personentransportwaggons

Diese Eckdaten der österreichischen Bahnindustrie (Quelle: Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie auf Basis einer Umfrage bei den Mitgliedern des Verbandes der Bahnindustrie und Economics. Eurostat. Veröffentlicht im Fachmagazin dispo Ausgabe 12/2015) zeigen allein schon das inländische Marktpotential (unter Berücksichtigung der österreichischen Energiepolitik) auf.

Verwertungsstrategie

Die wirtschaftliche Verwertung der Projektergebnisse von GreenHVAC4Rail lässt sich in 2 Kategorien unterteilen:

- Partnerspezifische Verwertung
- Partnerübergreifende Verwertung

In GreenHVAC4Rail sind folgende Industriepartner im Konsortium: Liebherr Transportation Systems (LVF), Obrist Engineering (OE) und Rupert Fertinger (RF).

**4.1.3.2 Partnerspezifische Verwertung**

Die partnerspezifische Verwertung fokussiert sich auf die bereits erschlossenen bzw. avisierten Märkte der einzelnen Partner. Die folgende Tabelle gibt einen Überblick über die spezifischen Partner – Märkte – Beziehungen:

**Tabelle 9: Spezifische Partner – Märkte - Matrix**

Märkte	Name	LVF	OE	RF
Einzelkomponenten oder System für Personenbeförderung auf Straße (z.B. PKW, Bus)				X(PKW)
Einzelkomponenten oder System für Güterbeförderung auf Schiene		X		
Einzelkomponenten oder System für Personenbeförderung auf Schiene		X		O
Einzelkomponenten oder System für Baumaschinen (z.B. Mining Trucks, Mobilkräne, oder Güterzüge)		X		
Einzelkomponenten oder System für Luft- und Schifffahrt		O		
Einzelkomponenten oder System für Stationärkälte (z.B. Supermärkte, Gewerbe und Industrieanlagen...)				O
Engineering Dienstleistungen für Straße, Schiene, ...			X	

X Bestehender Markt

O Geplanter neuer Markteintritt

Dabei können folgende Ergebnisse der Entwicklungsarbeiten von GreenHVAC4Rail durch die Partner verwertet werden:

- Gesamtsystem CO<sub>2</sub>-Kompaktklimaanlage GreenHVAC4Rail
- Einzelkomponente Wärmetauscher
- Engineering Dienstleistung

**4.1.3.3 Partnerübergreifende Verwertung**

Die partnerübergreifende Verwertung fokussiert sich ebenfalls auf die bereits erschlossenen bzw. avisierten Märkte der einzelnen Partner. Die folgende Tabelle gibt einen Überblick über die Partner – Märkte – Beziehungen:

**Tabelle 10: Projektübergreifende Partner – Märkte - Matrix**

Märkte	Name	LVF	OE	RF	ViF	IWT	IESTA
Einzelkomponenten oder System für Personenbeförderung auf Straße (z.B. PKW, Bus)			X	X(PKW)	X		X
Einzelkomponenten oder System für Güterbeförderung auf Straße				X	X		X
Einzelkomponenten oder System für Güterbeförderung auf Schiene		X		X			
Einzelkomponenten oder System für Personenbeförderung auf Schiene		X		X			

## e!Mission.at - 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Einzelkomponenten oder System für Baumaschinen (z.B. Mining Trucks, Mobilkräne, oder Güterzüge)	X					
Einzelkomponenten oder System für Luft- und Schifffahrt	X					X
Einzelkomponenten oder System für Stationäre Kälte (z.B. Supermärkte, Gewerbe und Industrieanlagen...)			X		X	
Engineering Dienstleistungen für Straße, Schiene, ...		X		X	X	

Die markierten Partner (X) arbeiten dabei zusammen, um eine Komponente, System oder Dienstleistung bzw. die Kombination daraus den möglichen Kunden anzubieten.

Als Kunden sind dabei identifiziert werden (Auszug möglicher nationaler und internationaler Kunden im Bereich Schienenverkehr):

- National: ÖBB, Wiener Linien, Grazer Linien
- International: DB, SBB, Paris Metro, MVV,

Im Bereich der Fahrzeuge können folgende Unternehmen zu den möglichen Kunden gezählt werden:

- OEMs (Daimler, BMW, VW, ...)
- MAN
- VOLVO Trucks
- Daimler Nutzfahrzeuge

### 4.1.3.4 Wissenschaftliche Verwertung

#### 4.1.3.4.1 Publikationen

Die Ergebnisse der Messungen der GreenHVAC4Rail-Anlage mit den Ersatzwärmetauschern im Wärmepumpenbetrieb wurden auf der Deutschen Kälte- und Klimatagung des DKV (18.-20. November 2015 in Dresden) präsentiert (Abbildung 25). Des Weiteren ist auch das dazugehörige Manuskript (Abbildung 26) in den Proceedings der DKV-Tagung zu finden.



## R744-Kälteanlage für Schienenfahrzeuge im Wärmepumpenbetrieb

A. Steiner, C. Kollik  
VIRTUAL VEHICLE Research Center

A. Presetschnik  
Liebherr Transportation Systems

R. Rieberer  
Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik

20. November 2015



COMET K2 Competence Center - Initiated by the Federal Ministry of Transport, Innovation & Technology (BMVIT) and the Federal Ministry of Economics & Labour (BMINF). Funded by FFG, Land Steiermark and Steirische Wirtschaftsförderung (SFG)

© VIRTUAL VEHICLE

Abbildung 25: Titelseite der Präsentation von der Deutschen Kälte- und Klimatagung

## R744-Kälteanlage für Schienenfahrzeuge im Wärmepumpenbetrieb

Alois Steiner<sup>1\*</sup>, Christian Kollik<sup>1</sup>, Andreas Presetschnik<sup>2</sup>,  
René Rieberer<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Virtual Vehicle Research Center, Inffeldgasse 21/A, 8010 Graz, Österreich  
[alois.steiner@v2c2.at](mailto:alois.steiner@v2c2.at)  
[christian.kollik@v2c2.at](mailto:christian.kollik@v2c2.at)

<sup>2</sup> Liebherr-Transportation Systems GmbH & Co KG, Liebherrstrasse 1, A-2100 Korneuburg, Österreich  
[andreas.presetschnik@liebherr.com](mailto:andreas.presetschnik@liebherr.com)

<sup>3</sup> Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik, Inffeldgasse 25/B, 8010 Graz, Österreich  
[rene.rieverer@tugraz.at](mailto:rene.rieverer@tugraz.at)

\* Korrespondenzautor

### Kurzfassung

Durch die Verwendung des natürlichen Kältemittels R744 (CO<sub>2</sub>) in Schienenfahrzeugen, anstatt der bisher verwendeten HFKWs mit deutlich höherem Treibhauspotential, könnten die direkten Treibhausemissionen deutlich reduziert werden. Zusätzlich eignet sich R744 sehr gut für den Wärmepumpenbetrieb, wodurch in der kalten Jahreszeit der Energiebedarf im Vergleich zur rein elektrischen Beheizung in etwa halbiert werden kann. Die Nutzung der Außenluft als Wärmequelle führt bei niedrigen Umgebungstemperaturen zur Vereisung des Außenraumwärmeübertragers, wodurch auch ein Abtaubetrieb vorgesehen werden muss. In diesem Manuskript werden Ergebnisse einer R744-Versuchsanlage für Schienenfahrzeuge im Heiz- sowie Enteisungsbetrieb vorgestellt und diskutiert.

### Stichwörter:

Schienenfahrzeuge, R744, Wärmepumpe, Enteisung

Abbildung 26: Titelseite des Manuskriptes von den Proceedings der Deutschen Kälte- und Klimatagung

Die Ergebnisse von GreenHVAC4Rail sind im Fachjournal „DieKälte 02/2016“ auf Basis der DKV Tagung in Dresden publiziert worden:



Alois Steiner

**Alois Steiner u. a.** stellten die Klimatisierung von Schienenfahrzeugen mit Wärmepumpenfunktion mit dem Kältemittel R744 vor. Die Wärmepumpennutzung führt

für den Heizprozess zu einem 50 Prozent gesenkten Energieverbrauch gegenüber elektrischer Direktheizung. Dabei ist aber ein Abtauen des Verdampfers erforderlich, was durch Heißgas mit Kreislaufumkehr erfolgt. Für den Enteisungsbetrieb wurden Ergebnisse vorgestellt, z.B. die Enteisungszeit von 250 s bei Einleitung der Enteisung druckabhängig bei 450 Pa. **U.A.**

Abbildung 27: Auszug aus *Kälte & Klimatechnik* Februar 2016

## Diplomarbeit:



Christian Kollik, B.Sc.

## **CO<sub>2</sub> Kälte-/Zuheizanlage für Anwendungen im Schienenverkehr**

### **MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Beurteiler

Ao. Univ.-Prof. Dr.techn. René Rieberer  
Institut für Wärmetechnik

Betreuer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Alois Steiner  
Kompetenzzentrum – Das Virtuelle Fahrzeug  
Forschungsgesellschaft mbH

### Kurzfassung:

Ziel dieser Masterarbeit war es, einen Versuchsstand für eine CO<sub>2</sub> Kälteanlage mit Wärmepumpenfunktion für Anwendungen im Schienenverkehr aufzubauen und in Betrieb zu nehmen. Da im Bahnsektor zurzeit rein elektrische Heizungen Standard sind, liegt hier ein Reduktionspotenzial durch den Einsatz der Wärmepumpe von bis zu ca. 50 % der aufzubringenden elektrischen Energie. Für die Inbetriebnahme der Anlage und Funktionstests der einzelnen, im kältemittelseitigen Kreislauf verbauten Komponenten kamen vorhandene CO<sub>2</sub>-PKW-Gaskühler zum Einsatz. Nach dem Aufbau des Systems und

Kalibrierung der eingesetzten Messtechnik, wurde eine Füllmengenbestimmung des Systems durchgeführt, um einen sicheren und effizienten Betrieb zu garantieren. Anschließend wurde die Anlage bei drei ausgewählten Betriebspunkten (zwei im Kühl- und eine im Wärmepumpenbetrieb) vermessen und die Ergebnisse diskutiert.

## 4.2 Schlussfolgerungen

### 4.2.1 Wärmetauscher

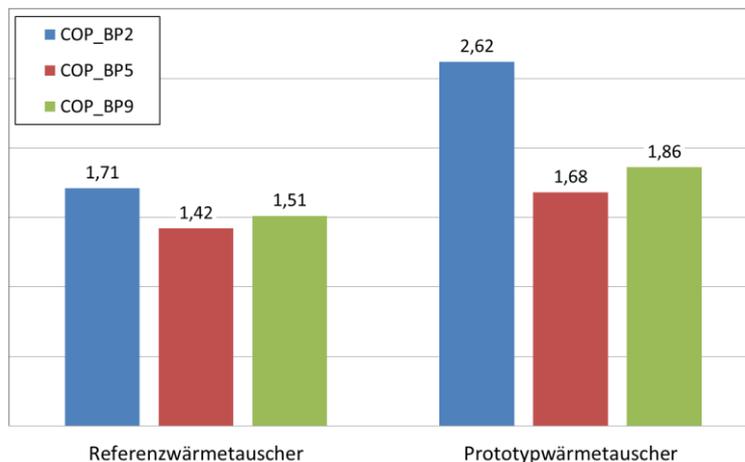
Um die Leistungsfähigkeit der entwickelten Wärmetauscher zu evaluieren, wurden sie mit Referenzwärmetauscher verglichen. Dabei wurde die Anlage mit beiden Wärmetauschern vermessen (zwei Betriebspunkte im Kühlbetrieb und einer im Wärmepumpenbetrieb) und die Ergebnisse gegenübergestellt. Die relevanten Messergebnisse aus diesen Vergleichstests sind in Tabelle 11 aufgelistet. Um die Vergleichbarkeit der Messungen zu gewährleisten wurde die Anlage in den Betriebspunkten 5 und 9 (Kühlbetrieb) jeweils auf den gleichen Hochdruck und im Betriebspunkt 2 (Heizbetrieb) auf die maximal zu erreichende Leistung geregelt.

**Tabelle 11: Vergleichstest zwischen den Referenzwärmetauschern und den Prototypwärmetauschern**

	Delta_p_Luft_IRWT [Pa]	Delta_p_Luft_ARWT [Pa]	Q_punkt_Kaelte	P_Komp	COP
<b>Kühlbetrieb</b>					
BP 5 PKW-Gaskühler	13	42	3,22	2,26	1,42
BP 5 GreenHVAC4Rail WT	<b>40</b>	<b>291</b>	<b>3,53</b>	<b>2,1</b>	<b>1,68</b>
Änderung	<b>311%</b>	<b>693%</b>	<b>110%</b>	<b>93%</b>	<b>118%</b>
BP 9 PKW-Gaskühler	12	43	6,27	4,15	1,51
BP 9 GreenHVAC4Rail WT	<b>39</b>	<b>283</b>	<b>7,53</b>	<b>4,04</b>	<b>1,86</b>
Änderung	<b>325%</b>	<b>658%</b>	<b>120%</b>	<b>97%</b>	<b>123%</b>
	Delta_p_Luft_IRWT [Pa]	Delta_p_Luft_ARWT [Pa]	Q_punkt_Heiz	P_Komp	COP
<b>Wärmepumpenbetrieb</b>					
BP 2 PKW-Gaskühler_MP10 (max. Leistung)	15	45	4,13	2,42	1,71
BP 2 GreenHVAC4Rail WT (max. Leistung)	<b>44</b>	<b>304</b>	<b>7,07</b>	<b>2,7</b>	<b>2,62</b>
Änderung	<b>295%</b>	<b>676%</b>	<b>171%</b>	<b>112%</b>	<b>153%</b>

Die Ergebnisse des Vergleichstest für den COP ist grafisch in Tabelle 12 dargestellt. Die Leistungszahlen fallen für die Prototypwärmetauscher in allen Betriebspunkten höher aus. Eine große Verbesserung ist im BP2 (Wärmepumpenbetrieb) erzielt worden, wobei hier auf eine maximale Leistung geregelt wurde.

**Tabelle 12: Gegenüberstellung der erreichten COPs in drei verschiedenen Betriebspunkten**



Die luftseitigen Druckverluste über IRWT und ARWT, sind in Tabelle 13 zu sehen. Der Anstieg des luftseitigen Druckverlustes über den Prototyp-IRWT von durchschnittlich 13 auf 41 Pascal ist zum Großteil der zusätzlichen zweiten Layer geschuldet. Ebenso ist beim Prototyp-ARWT eine zweite Layer mit schuld am erhöhten luftseitigen Druckverlust, jedoch ist die zirka 6,7 fache Erhöhung Großteils auf eine ungenaue Fertigung des Wärmetauschers zurückzuführen. Wie in Abbildung 28 zu sehen, fallen die Abstände zwischen den Flachrohren am Prototyp-ARWT teils stark unterschiedlich aus, wobei sich diese an vielen Stellen berühren und somit den Weg für die durchströmende Luft verschließen. Dies verändert einerseits das Strömungsprofil vor, sowie nach dem Wärmetauscher und führt andererseits zu einem zusätzlichen beträchtlichen Druckverlust.

**Tabelle 13: Vergleich des luftseitigen Druckverlusts des IRWTs (links) und ARWTs (rechts)**

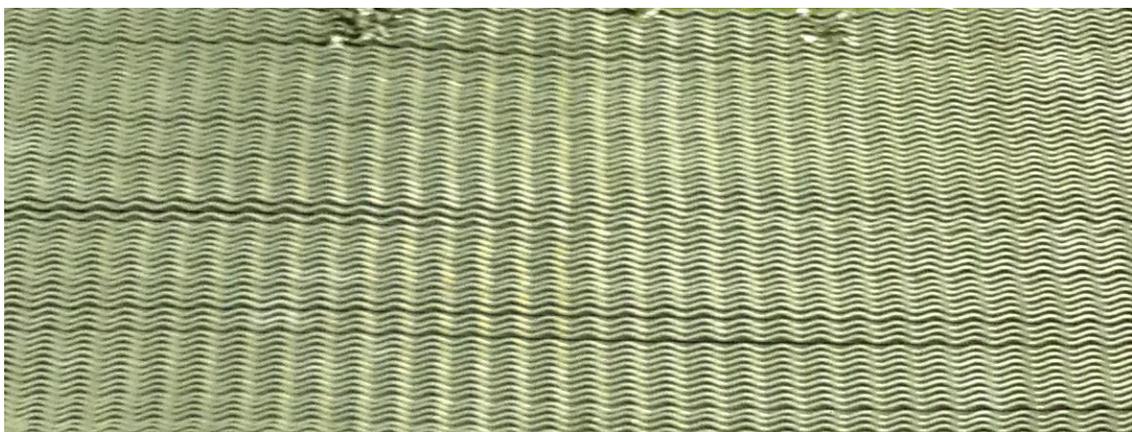
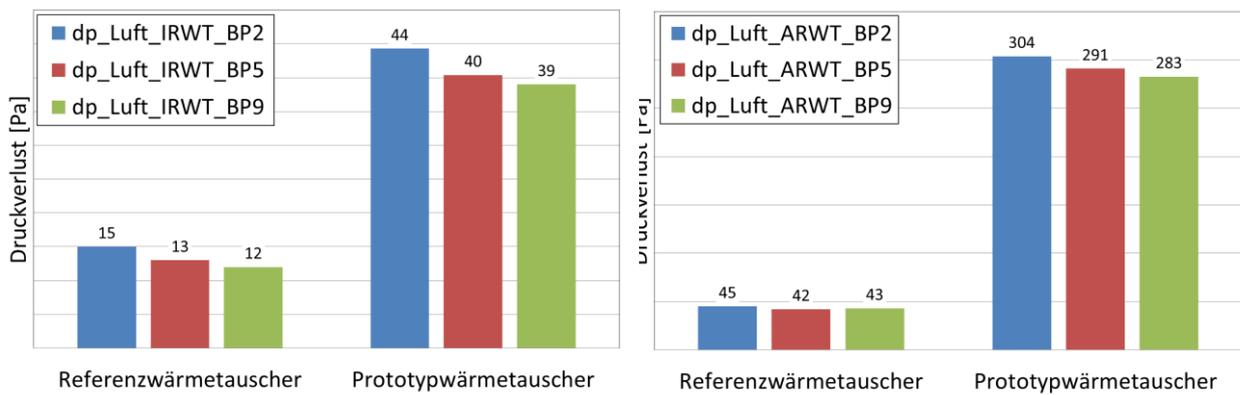


Abbildung 28: Stark unterschiedliche Flachrohrabstände des Prototypen-ARWTs (Quelle: RF)

Aus dieser Evaluierung lassen sich folgende Optimierungspotentiale erheben:

**Tabelle 14: Optimierungspotentiale Wärmetauscher**

Problem	Lösung	Ergebnis
Lötverzug Profile bewirkt hohen luftseitigen Druckverlust beim ARWT	Anpassung des Lötprozesses	Beseitigung des luftseitigen Druckverlustes Erhöhung der Serienreife

Undichtheiten in Eckzonen des IRWT	Neues massenproduktions-tauglicheres Wärmetauscher-design ohne Kanäle in den Eckzonen	Beseitigung der Leckagen führt zur Verringerung des Kühlmittelverlustes, Erhöhung der Serienreife,
Undichtheiten in Eckzonen des ARWT	Neues massenproduktions-tauglicheres Wärmetauscher-design ohne Kanäle in den Eckzonen	Senkung der Produktionskosten und Senkung der Wartungskosten
Lamellenrasterproduzierbarkeit IRWT	Anpassung des Lamellendesigns an aktuelle Produktionsprozesse	Standardization of parts for better availability and cost efficiency
Passtrenner	Anpassung des physikalischen Schnittstellendesigns	Mass production feasibility and improved internal tightness

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die entwickelten Wärmetauscher die Anforderungen des Projektes erfüllt haben, allerdings offenbart der im Projekt entwickelte Prototyp noch einige Optimierungspotentiale, die im Laufe eines weiteren Projektes beseitigt und damit das Produkt marktreif gemacht werden kann.

## 4.2.2 Systemkompaktklimagerät

Die Evaluierung und Benchmarkversuchsergebnisse zeigen im Betrieb ohne Leistungsminderung durch die Saugdruckregelung vergleichbare COPs, aber auch das Potential einer Verdichterdrehzahlregelung im Teillastbetrieb deutlich auf. Die aktuellen Rahmenbedingungen für Klimaanlage für Schienenfahrzeuge, lassen den Einsatz von extern drehzahlgeregelten Verdichtern bedingt durch den zusätzlichen Bauraum, Mehrgewicht und vor allem den Mehrkosten für den notwendigen Umrichter nicht zu. Ein Verdichter mit der notwendigen integrierten Funktionalität steht aktuell für den Einsatz in Schienenfahrzeugen für das Kältemittel R744 (CO<sub>2</sub>) nicht zur Verfügung.

Sobald die Verfügbarkeit eines Verdichters mit integrierter Drehzahlregelung gegeben ist, besteht die Möglichkeit das entwickelte Anlagenkonzept mit dieser Maßnahme zur weiteren Steigerung der Energieeffizienz zu kombinieren.

Wie beim Wärmetauscher ist es im Projekt GreenHVAC4Rail gelungen, den Technologienachweis für CO<sub>2</sub>-Kompaktklimaanlagen erfolgreich zu führen.

## 5 Ausblick und Empfehlungen

Seitens des Projektes GreenHVAC4Rail konnte, nicht zuletzt durch den Evaluierungsvergleich mit Referenzkomponenten und –systemen, nachgewiesen werden, dass mit dem Einsatz von CO<sub>2</sub> als Kältemittel die avisierten Projektziele erreicht werden konnten:

- A) Darstellung effizienter, wirtschaftlich und technisch herstellbarer R744-Wärmetauschertechnologien zum Kühlen und Heizen (Wärmepumpenbetrieb) von Schienenfahrzeugen
- B) Entwicklung eines Kompaktklimagerätes (KKG) mit integrierter Wärmepumpenfunktion mit dem Kältemittel R744 (CO<sub>2</sub>) mit folgenden Teilzielen:
  - Jahresenergieverbrauch (inkl. Heizbetrieb) → -30% im Vergleich zum Baseline-Kompaktklimagerät
  - Bauraum → Integration des R744-Kältekreislaufes inklusive Erhöhung der Funktionalität durch Kreislaufumkehr für den Wärmepumpenbetrieb im Einbauraum des R407C-Baseline- Kompaktklimageräts

Die Ergebnisse des Projektes zeigen das Potential des Kältemittels R744 im Vergleich zu R407C im Bereich der Energieeffizienz. Es kann allerdings auch festgestellt werden, dass die im Projekt entwickelten, sowie am Markt befindlichen Komponenten und Systeme noch nicht den notwendigen technischen Reifegrad haben, um die Anforderungen für einen Serieneinsatz zu erfüllen. Das Konsortium GreenHVAC4Rail strebt zur weiteren Entwicklung der R744-Komponenten und Klimagerätes die Einreichung eines weiteres F&E – Projektes an, mit dem Ziel die Ergebnisse von GreenHVAC4Rail zu verbessern und die Komponenten näher an die Marktreife zu bringen.

## 6 Literaturverzeichnis

Quelle	Titel
Berlitz 2011	Berlitz T., Tielkes T.: Klimatisierung von Schienenfahrzeugen – Energieeffizienz und Umweltfreundlichkeit; 12. Karlsruher Fahrzeugklima-Symposium: Neue Wege zur Klimatisierung von Schienenfahrzeugen und Omnibussen, Karlsruhe, September 2011
BC 2011	Boston Consulting Group: World Rail Market Study - Status quo and outlook 2020, UNIFE, 2011
DB 2005	DB, IZT: Verfahren zur Beschaffung umweltgerechter Schienenfahrzeuge Phase II; UIC, September 2005
Eckhardt 2011	Eckhardt M.: Energieeffiziente Klimaanlageanlagen bei Schienenfahrzeugen, Vortrag Fachgespräche Deutsche Umwelthilfe eV Berlin 28. Juni 2011
EU 2001	Europäische Kommission: Weißbuch: Die europäische Verkehrspolitik bis 2010: Weichenstellungen für die Zukunft, Brüssel, 2001
EPA 2001	Hufford D.: VORTRAG MACS Annual Convention, September 2011
F-Gas 2011	Schwarz W., Herold A., Papst I., Pedersen P.H., Colbourne D., Kauffeld M., Kaar K., Lindborg A.: An Preparatory study for a review of Regulation (EC) No 842/2006 on certain fluorinated greenhouse gases; Final Report prepared for the European Commission, September 2011
Haller 2004	Haller G.: Railway vehicle air conditioning developments; Paper ICR0620, International Congress of Refrigeration 2003, Washington, 2003
Presetschnik 2008	Presetschnik A.: CO <sub>2</sub> als Kältemittel für Klimaanlageanlagen im Bereich Schienenfahrzeuge. Experten- und Vernetzungsworkshop: ISB – Innovatives System Bahn, Experten- und Vernetzungsworkshop, Wien, 15.-16. April 2008
RB 2009	Roland Berger: World Rail Market Study - Status quo and outlook 2016, UNIFE, 2009
Steiner 2011	Steiner A., Rieberer R., Graz M.: Investigation of a reversible cooling and heating system for electric vehicles using CO <sub>2</sub> as working fluid under frosting conditions; Gustav Lorentzen Conference, 2012, Delft
Schwarz 2007	Schwarz, W., Rhiemeier, J.-M.: Final Report Maritime, Rail, and Aircraft, Oekorecherche, 2007

## 7 Anhang

### 7.1 Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Langtitel
AC	Air Conditioning
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CNC	Computerized Numerical Control (elektronische Steuerung von Maschinen)
COP	Coefficient of Performance
CRFM	Condenser, Radiator, Fan Module (Kühlpaket)
FCKW	Fluor-Chlor-Kohlen-Wasserstoffe
F&E	Forschung u. Entwicklung
FEM	Finite Elemente Methode
FFG	Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH
GEB	Gemeinschaft der Europäischen Bahnen
GWP	Global Warming Potential (Treibhauspotenzial)
HFKW	Teilhalogenierte Fluor-Kohlen-Wasserstoffe
HP	Heat Pump (Wärmepumpe)
HVAC	Heating, Ventilating and Air Conditioning System (Heizungs- und Klimaanlage)
IESTA	Institute for advanced Energy Systems & Transportation Applications
IPR	Intellectual Property Right (geistiges Eigentum)
IWT	Institut für Wärmetechnik, TU Graz
KKG	Kompaktklimagerät
LVF	Liebherr Transportation Systems GmbH & Co KG
MCP	Micro Channel Plate
OE	Obrist Engineering GmbH
OEM	Original Equipment Manufacturer (Erstausrüster)
ODP	Ozon Depletion Potential (Ozonabbaupotenzial)
RF	Rupert Fertinger GmbH
R134a	Künstliches Kältemittel
R744	Natürliches Kältemittel CO <sub>2</sub> (Kohlendioxid)
SAE	Society of Automotive Engineers, amerikanisches Standardisierungsinstitut der Verkehrstechnologie
TCO	total cost of ownership
UIC	Internationaler Eisenbahnverband
UNIFE	Union der Europäischen Eisenbahn-Industrien
ViF	Kompetenzzentrum - Das Virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH

## 7.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: CFD-Simulation des Druckverlusts in einem Tube-Fin Wärmetauscher (Quelle: ViF, Analyse eines R744-Verdampfers für PKW-Anwendungen).....	7
Abbildung 2: Geometrie (3D-Oberfläche)eines Kältemittelflachrohres des finnenlosen Wärmetauschers (Quelle: ViF) .....	11
Abbildung 3: Temperaturverlauf in Strömungsrichtung am finnenlosen Wärmetauschers für einen berechneten Fall (Quelle: ViF) .....	11
Abbildung 4: Herstellungsprozess Wärmetauscher (Quelle: RF) .....	13
Abbildung 5: Entwickelter Wärmetauscher mit Lötrahmen (Quelle: RF).....	14
Abbildung 6: Lötergebnis Wärmetauscher (Quelle: RF).....	14
Abbildung 7: Ergebnis Festigkeitsberechnung Extrusionsprofil (Quelle: OE) .....	15
Abbildung 8: Dachmontierte Liebherr - HVAC-Einheit für E-Talent 2 – Züge (links), Dachklimagerät für TWINDEXX Vario Doppelstockzüge (rechts) .....	16
Abbildung 9: Schematische Darstellung Konzept mit Saugdruckregelung und 4/2-Wegeventil (Quelle: ViF) .....	17
Abbildung 10: Dymola-Modell für das Konzept mit EXV vor dem Kompressor (Quelle: ViF).....	17
Abbildung 11: Aufbau des GreenHVAC4Rail Prototyps (Quelle: LVF) .....	18
Abbildung 12: Aufbau des Innenraumwärmetauschers (Quelle: RF).....	20
Abbildung 13: Kältemittelstromrichtung durch den IRWT im Kühlbetrieb (links) und im Heizbetrieb (rechts) .....	21
Abbildung 14: Prototyp IRWT im verbauten Zustand vor Systemintegration (Quelle: ViF) ....	21
Abbildung 15: Darstellung des finnenlosen ARWTs.....	22
Abbildung 16: Prototyp ARWT im eingebauten Zustand vor Systemintegration (Quelle: ViF) .....	22
Abbildung 17: Kältemittelstromrichtung durch den ARWT im Kühlbetrieb (links) und im Heizbetrieb (rechts) .....	23
Abbildung 18: Systemprüfstand und Skizze der Luftkanäle (Quelle: ViF) .....	24
Abbildung 19: Luft-Temperaturmessung vor Eintritt in die Wärmetauschern (Quelle: ViF)....	25
Abbildung 20: Lufttemperaturmessung nach Austritt aus den Wärmetauschern anhand von Temperaturgitter (Quelle: ViF).....	25
Abbildung 21: Legende für die Messmatrix der Prototyp-Wärmetauscher.....	29
Abbildung 22: Auszug Anforderungskatalog GreenHVAC4Rail Prototyp .....	30
Abbildung 23: COP GreenHVAC4RAil Prototyp .....	32
Abbildung 24: Kälteleistung und COP bei 50°C Umgebungstemperatur .....	32
Abbildung 25: Titelseite der Präsentation von der Deutschen Kälte- und Klimatagung .....	37
Abbildung 26: Titelseite des Manuskriptes von den Proceedings der Deutschen Kälte- und Klimatagung .....	37
Abbildung 27: Auszug aus Kälte & Klimatechnik Februar 2016 .....	38
Abbildung 28: Stark unterschiedliche Flachrohrabstände des Prototypen-ARWTs (Quelle: RF).....	40

## 7.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Anforderungstabelle ARWT .....	19
Tabelle 2: Ausgewählte Betriebspunkte, erforderliche Kälte- bzw. Heizleistungen und Betriebszeiten pro Jahr.....	23
Tabelle 3: Relevante Messgrößen des Gesamtsystems .....	27
Tabelle 4: Relevante Messgrößen des Prototyp-IRWTs .....	28
Tabelle 5: Relevante Messgrößen des Prototyp-ARWTs.....	29
Tabelle 6: Versuchsergebnisse Kühlen GreenHVAC4Rail Prototyp (Klimakammer LVF) .....	31
Tabelle 7: Versuchsergebnisse Heizen GreenHVAC4Rail Prototyp (Klimakammer LVF) .....	33
Tabelle 8: Messung Betriebspunkt 2 vor und nach dem Abtauen .....	34
Tabelle 9: Spezifische Partner – Märkte - Matrix .....	35
Tabelle 10: Projektübergreifende Partner – Märkte - Matrix.....	35
Tabelle 11: Vergleichstest zwischen den Referenzwärmetauschern und den Prototypwärmetauschern.....	39
Tabelle 12: Gegenüberstellung der erreichten COPs in drei verschiedenen Betriebspunkten .....	39
Tabelle 13: Vergleich des luftseitigen Druckverlusts des IRWTs (links) und ARWTs (rechts) .....	40
Tabelle 14: Optimierungspotentiale Wärmetauscher .....	40

## 8 Kontaktdaten

Projektleiter:

- Dr. Michael Nöst

Institut/Unternehmen:

- IESTA - Institut für innovative Energie- & Stoffaustauschsysteme e.V.

Kontaktadresse:

- Nibelungengasse 28, 8010 Graz, +43 664 64 37 320, [www.iesta.at](http://www.iesta.at)

Auflistung der weiteren Projekt- bzw. KooperationspartnerInnen Name / Institut oder Unternehmen:

- IWT - Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz
- ViF - Kompetenzzentrum Das virtuelle Fahrzeug Forschungs-GmbH
- LVF - Liebherr-Transportation Systems GmbH & Co KG
- OE - Obrist Engineering GmbH
- RF - Rupert Fertinger GmbH