



Schweizerische Eidgenossenschaft  
Confédération suisse  
Confederazione Svizzera  
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für  
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK

**Bundesamt für Energie BFE**  
Energieforschung

## Schlussbericht

---

# CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe für Warmwasser und Gebäudeheizung

---



**EduMedia AG**



**Datum:** 06. September 2019

**Ort:** Bern

**Auftraggeberin:**

Bundesamt für Energie BFE

Forschungsprogramm Wärmepumpen, WKK, KälteCH-3003 Bern

[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

[energieforschung@bfe.admin.ch](mailto:energieforschung@bfe.admin.ch)

**Ko-Finanzierung:**

Departement für Wirtschaft, Soziales und Umwelt des Kantons Basel-Stadt

Amt für Umwelt und Energie, Abteilung Energie

Hochbergerstrasse 158, 4019 Basel

<https://www.wsu.bs.ch/>

**Auftragnehmer/in:**

EduMedia AG

Leimenstrasse 76

4051 Basel

[edumedia.consultants@gmail.com](mailto:edumedia.consultants@gmail.com)

FRIGO-CONSULTING AG

Feldstrasse 30

Postfach 240

3073 Gümligen Bern

[www.frigoconsulting.ch](http://www.frigoconsulting.ch)

**Autor/in:**

Konstantin Müller, EduMedia AG, [edumedia.consultants@gmail.com](mailto:edumedia.consultants@gmail.com)

Jonas Schönenberger, Frigo-Consulting AG, [j.schoenenberger@frigoconsulting.ch](mailto:j.schoenenberger@frigoconsulting.ch)

**BFE-Bereichsleitung:**

Carina Alles, Bundesamt für Energie, [Carina.Alles@bfe.admin.ch](mailto:Carina.Alles@bfe.admin.ch)

**BFE-Programmleitung:**

Stephan Renz, Bundesamt für Energie, [renz.btr@swissonline.ch](mailto:renz.btr@swissonline.ch)

**BFE-Vertragsnummer:**

SI/501780

**Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich. Die Autorenschaft bestätigt hiermit, dass die Ergebnisse und Schlussfolgerungen auf dargestelltem Kenntnisstand beruhen und nach anerkannten Regeln des Fachgebietes sowie nach bestem Wissen ermittelt wurden. Wird von dem Inhalt Gebrauch gemacht oder darauf basierende Entscheidungen getroffen, lehnt die Autorenschaft jede Haftung für direkte oder indirekte Schäden ab, die aus der Verwendung des Inhaltes entstehen.**



## Zusammenfassung

Im Auftrag vom Bundesamt für Energie und dem Amt für Umwelt und Energie des Kantons Basel-Stadt wurde ein Forschungsprojekt über CO<sub>2</sub> (R744) Wärmepumpen für Warmwasser und Gebäudeheizung durchgeführt. Basierend auf einer Literaturrecherche bisheriger Forschungsaktivitäten über R744-Wärmepumpen, dem Stand der Technik sowie der Transformation der Technologie aus der Kältetechnik, wurden die Grundlagen aufbereitet. Darauf aufbauend wurden eine R407C- und eine R744-Wärmepumpe modelliert und verschiedene Anwendungen für Warmwasser und Gebäudeheizung mit einer totalen Heizleistung von 50 kW energetisch untersucht.

Für einen praxisbezogenen energetischen Vergleich solcher Anwendungen ist eine "kombinierte" Betrachtung der aktuell gültigen Normen von Bedeutung. Die Ergebnisse zeigen auf, dass mit der R744-Wärmepumpe je nach Anwendung und Warmwasser-Anteil, eine gleichwertige oder höhere Energieeffizienz erreicht werden kann.

Die folgenden Faktoren verschieben die energetischen Vorteile zu Gunsten der R744-Wärmepumpe:

- Zunehmende Temperatur-Spreizung der Wärmesenke (Ein- und Austrittstemperatur)
- Zunehmender Warmwasser-Anteil am Nutzenergiebedarf
- Abnehmende Temperatur-Spreizung der Wärmequelle (Ein- und Austrittstemperatur)
- Bedarf an hohen Vorlauf-Temperaturen und Legionellenprävention

## Résumé

Un projet de recherche sur les pompes à chaleur au CO<sub>2</sub> (R744) pour le chauffage de l'eau chaude et le chauffage des bâtiments a été réalisé pour le compte de l'Office fédéral de l'énergie et de l'Office de l'environnement et de l'énergie du canton de Bâle-Ville. Les bases ont été préparées à partir d'une revue de la littérature sur les activités de recherche antérieures sur les pompes à chaleur R744, l'état de la technique et la transformation de la technologie issue de la technologie de réfrigération. Sur cette base, une pompe à chaleur R407C et une pompe à chaleur R744 ont été modélisées et diverses applications pour la production d'eau chaude et le chauffage de bâtiments avec une puissance thermique totale de 50 kW ont fait l'objet d'une étude énergétique.

Pour une comparaison énergétique de telles applications liées à la pratique, un examen "combiné" des normes actuellement applicables est important. Les résultats montrent qu'avec la pompe à chaleur R744, une efficacité énergétique équivalente ou supérieure peut être atteinte, en fonction de l'application et de la proportion d'eau chaude.

Les facteurs suivants modifient les avantages énergétiques en faveur de la pompe à chaleur R744:

- Augmentation de la propagation de la température du dissipateur de chaleur
- Proportion croissante d'eau chaude dans la demande d'énergie utile
- Diminution de la propagation de la température de la source de chaleur
- Nécessité de températures de départ élevées et de prévention de la légionellose



## Summary

The Federal Office of Energy and the Office for the Environment and Energy of the Canton of Basel-Stadt commissioned a research project on CO<sub>2</sub> (R744) heat pumps for domestic hot water and space heating. The fundamentals were prepared on a literature review of previous research activities on R744 heat pumps as well as the state of the art and the transformation of technology from refrigeration sector. Based on this, an R407C and an R744 heat pump were modelled and various applications for domestic hot water and space heating with a total heat output of 50 kW were energetically investigated.

For a practice-related energetic comparison of such applications, a "combined" consideration of the currently applicable standards is of importance. The results show that with the R744 heat pump, depending on the application and domestic hot water content, equal or higher energy efficiency can be achieved.

The following factors shift the energy advantages in favour of the R744 heat pump:

- Increasing temperature spread of the heat sink
- Increasing share of domestic hot water content of total net energy demand
- Decreasing temperature spread of the heat source
- Need for high flow temperatures and legionella prevention



# Inhaltsverzeichnis

<b>Zusammenfassung.....</b>	<b>3</b>
<b>Résumée.....</b>	<b>3</b>
<b>Summary .....</b>	<b>4</b>
<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>5</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis .....</b>	<b>13</b>
<b>Diagrammverzeichnis .....</b>	<b>15</b>
<b>1     Einleitung .....</b>	<b>19</b>
1.1    Abgrenzung .....	20
<b>2     Grundlagen Kältemittel .....</b>	<b>21</b>
2.1    Tripelpunkt .....	21
2.2    Kritischer Punkt .....	21
2.3    Dampfdruckkurve im Druck-Temperatur-Diagramm .....	22
2.4    Phasenwechsel verschiedener Kältemittel im Druck-Enthalpie-Diagramm .....	23
2.5    Phasenwechsel verschiedener Kältemittel im Temperatur-Enthalpie-Diagramm .....	24
2.6    Druckverhältnisse im System .....	26
2.7    ODP Ozonabbaupotential (Ozone Depleting Potential) .....	27
2.8    GWP Teibhauspotential (Global Warming Potential) .....	27
2.9    Volumenbezogene Heizleistung .....	28
2.10   Erforderlicher Verdichter-Volumenstrom .....	28
2.11   Erforderlicher Innen-Durchmesser der Saugleitung .....	29
2.12   Erforderliche Wandstärke der Saugleitung.....	30
2.13   Erforderliche Material-Querschnitt der Saugleitung .....	30
2.14   Zusammenhang Material-Querschnitt, Druckbeständigkeit und Innen-Durchmesser .....	31
2.15   Sub- und transkritische Enthitzung.....	33
<b>3     Stand der Technologie.....</b>	<b>35</b>
3.1    Systeme.....	35
3.1.1   R744-Booster mit Parallel-Verdichter und Ejektoren.....	38
3.1.2   R744-Integral System.....	39
3.2    Verdichtung.....	41
3.3    Entspannung.....	41
3.4    Wärmetauscher .....	42
3.5    Sammler .....	43
3.5.1   Höherer Absicherungsdruck .....	43
3.5.2   Stillstandskühlung.....	43
3.5.3   Kontrolliertes Ablassen .....	43
3.6    Leitungen und Verbindungen .....	43



3.7	Armaturen .....	44
3.8	Schmierstoff-Management .....	44
3.8.1	Ölabscheider.....	44
3.8.2	Öltransport.....	44
3.8.3	Geeignetes Schmieröl .....	44
3.9	Feuchtigkeit im System .....	45
3.9.1	Verstopfung durch Eiskristalle .....	45
3.9.2	Wie gelangt Wasser ins R744 .....	45
3.9.3	Wasser entfernen .....	46
3.10	Kältemittelüberwachung .....	46
3.10.1	Detektionsverfahren .....	46
3.10.2	Praktische Grenzwert .....	47
<b>4</b>	<b>Technologie Transformation .....</b>	<b>49</b>
4.1	Systeme.....	49
4.2	Verdichtung.....	50
4.3	Entspannung.....	51
4.4	Wärmetauscher .....	51
4.4.1	Wärmequelle.....	51
4.4.2	Wärmesenke.....	51
4.5	Leitungen .....	52
4.6	Schmierstoff.....	52
4.7	Legionellenschaltung und Warmwasser-Nachwärmer .....	52
4.8	Kältemittelpreise .....	52
<b>5</b>	<b>Literaturrecherche .....</b>	<b>53</b>
5.1	Allgemeines .....	53
5.2	Resultate der Recherchen.....	54
5.2.1	Zeitlicher Verlauf der Publikationen.....	54
5.2.2	Herkunft der Publikationen .....	54
5.2.3	Welche Themengebiete wurden untersucht? .....	55
5.3	Forschungsarbeit Schweiz .....	56
5.3.1	CO <sub>2</sub> Wärmepumpe / Schlussbericht Oktober 2005.....	56
5.4	Forschungsarbeiten International .....	57
5.4.1	Simulation und Bewertung eines CO <sub>2</sub> -Wärmepumpensystems mit Energiespeicher für die ZEB.....	57
5.4.2	Leistungsoptimierung einer transkritischen CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe. ....	57
5.4.3	Studie zur Fuzzy-Steuerung eines CO <sub>2</sub> -Wärmepumpensystems. ....	58
5.4.4	Leistungssimulation eines Gaskühlers für CO <sub>2</sub> -Wärmepumpensysteme mit einem zweistufigen Kompressor. ....	58
5.4.5	Experimentelle Studie zur Leistung eines CO <sub>2</sub> -Wärmepumpensystems mit internem Wärmetauscher. ....	58



5.4.6	Leistungsbewertung eines 2-stufigen CO <sub>2</sub> -Wärmepumpenkreislaufs.....	59
5.4.7	Systemaufbau eines CO <sub>2</sub> -Wärmepumpen-Wasserheizgeräts.....	59
5.4.8	Forschung zur Betriebsleistung der CO <sub>2</sub> -Erdwärmepumpe.....	59
5.4.9	Mathematische Modellierung und experimentelle Untersuchung der Flügelbewegung eines Drehflügelexpanders in einem CO <sub>2</sub> -Wärmepumpensystem.....	60
5.4.10	Optimierung und experimentelle Untersuchung eines transkritischen CO <sub>2</sub> -Wärmepumpensystems.....	60
5.4.11	Leistungsoptimierung einer transkritischen CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe. (69) Optimale Kombination aus Kapillarrohrgeometrie und Kältemittelfüllmenge an einem kleinen Wassererhitzer für die CO <sub>2</sub> -Wasserquelle.....	61
5.4.12	Echtzeit-Minimierung des Energieverbrauchs für die transkritische CO <sub>2</sub> -Wärmepumpen-Warmwasserbereitungsanlage mit Luftquelle.....	61
5.4.13	Leistungsoptimierung einer CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe.....	61
5.4.14	Experimentelle Untersuchung zur Leistung einer transkritischen CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe mit Multi-Ejektor-Expansionssystem.....	62
5.4.15	Umkehrbare wasserseitige CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe für Wohnanwendungen.....	62
5.4.16	Leistungsanalyse eines R744-Erdwärmepumpensystems mit luftgekühlten und wassergekühlten Gaskühlern.....	62
5.4.17	Thermodynamische Analysen an einem Ejektor verbesserten CO <sub>2</sub> -transkritischen Wärmepumpenkreislauf mit Dampf-injektion.....	63
5.4.18	Auswirkungen von Dampf-injektionstechniken auf die Heizleistung einer CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe bei niedrigen Umgebungstemperaturen.....	63
5.4.19	Modellierung und Simulation des transkritischen CO <sub>2</sub> -Wärmepumpensystems.....	63
5.4.20	Experimentelle Untersuchung an einer transkritischen CO <sub>2</sub> -Wärmepumpen-Warmwasserbereitungsanlage mit Luftquelle und fester Wassereintrittstemperatur.....	64
5.4.21	Experimentelle und numerische Untersuchung des Einflusses der Zweiphasen-Ejektorgeometrie auf die Leistung der Wärmepumpe R744.....	64
5.4.22	Theoretische und experimentelle Analyse einer CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe für Brauchwarmwasser.....	64
5.4.23	Experimentelle Untersuchungen an adiabatischem Kapillarrohr in einem transkritischen CO <sub>2</sub> -Wärmepumpensystem zur gleichzeitigen Wasserkühlung und -heizung.....	65
5.4.24	Entwicklung und experimentelle Analyse einer CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe für die Warmwasserbereitung.....	65
5.4.25	Ejektor-CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe zur Raumheizung und -kühlung.....	65
5.4.26	Experimentelle Analyse des Einflusses der Betriebsbedingungen auf die Leistung (COP und Ejektoreffizienz) der R744-Wärmepumpe mit Einphasen-Ejektor.....	66
5.4.27	Experimentelle Studie an einem Ejektor, der in einem transkritischen CO <sub>2</sub> -Wärmepumpensystem verwendet wird.....	66
5.4.28	Experimentelle Analyse und Simulation einer integrierten CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe für Niedrigenergiehäuser.....	66
5.4.29	CO <sub>2</sub> -Wärmepumpensystem zur Raumheizung und Warmwasserheizung in Niedrigenergiehäusern und Passivhäusern.....	67
5.4.30	CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe für Brauchwarmwasser.....	67
5.4.31	Experimentelle Studie über eine transkritische CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe mit Ejektorsystem.....	67



5.4.32	Ein Konzept für eine integrierte Wärmepumpe R744 für Niedrigenergiehäuser.....	68
5.4.33	Statische Simulation und experimentelle Untersuchung einer CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe.....	69
5.4.34	Leistung von CO <sub>2</sub> -Wärmepumpen-Warmwasserbereitern.....	69
5.4.35	Modellierung und Simulation eines transkritischen CO <sub>2</sub> -Wärmepumpensystems mit internem Wärmetauscher.....	69
5.4.36	Experimentelle Untersuchung eines transkritischen CO <sub>2</sub> -Wärmepumpensystems mit Ejektor unter abweichenden Bedingungen.....	70
5.4.37	Eine Simulationsstudie zum quasi stationären thermischen Verhalten in einer CO <sub>2</sub> -Wärmepumpen-Warmwasserbereitungsanlage.....	70
5.4.38	Energiebewertung einer Wärmepumpe R744 für Wohngebäude.....	70
5.4.39	Einfluss der Kältemittelfüllung auf die globalen Leistungen einer transkritischen CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe.....	71
<b>6</b>	<b>Normen und Richtlinien .....</b>	<b>73</b>
6.1	Chemikalien-Risikoreduktions-Verordnung (ChemRRV) .....	73
6.2	Wärmepumpen Systemmodul (WPSM) .....	73
6.3	Wärmepumpen Gütesiegel.....	73
6.4	Energieeffizienzverordnung (EnEV) über die Anforderungen an die Energieeffizienz serienmässig hergestellter Anlagen, Fahrzeuge und Geräte.....	74
6.5	Qualitätsüberwachung von Kleinwärmepumpen und statistische Auswertung der Prüfergebnisse 2017 .....	74
6.6	Prüfergebnisse Warmwasser-Wärmepumpen basierend auf EN 16147:2011 und Sole/Wasser-Wärmepumpen basierend auf EN 14511:2013 und EN 14825:2013/EN 14825:2016.....	74
6.7	Systemsimulation und Labormessungen zu Effizienz von Wärmepumpen-Warmwasserspeicher .....	76
6.8	Qualitätsprüfung Wärmepumpe 2016, Kanton Basel-Stadt und Kanton Basel-Landschaft, Schlussbericht .....	76
6.9	Richtlinie 2009/125/EG des Europäischen Parlaments und des Rates zur Schaffung eines Rahmens für die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung energieverbrauchsrelevanter Produkte im Hinblick auf Luftheizungsprodukte, Kühlungsprodukte, Prozesskühler mit hoher Betriebstemperatur und Gebläse Konvektoren.....	76
6.10	EHPA-Reglement zur Erteilung des internationalen Gütesiegels für elektrisch angetriebene Wärmepumpen .....	77
6.11	SN EN 14511-1: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Begriffe .....	77
6.12	SN EN 14511-2: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Prüfbedingungen .....	77
6.12.1	Norm-Nenn-Bedingungen.....	77
6.13	SN EN 14511-3: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Prüfverfahren.....	78





6.14	SN EN 14511-4: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern - Betriebsanforderungen, Kennzeichnung und Anleitung .....	78
6.15	SN EN 14825: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und -kühlung - Prüfung und Leistungsbemessung unter Teillastbedingungen und Berechnung der saisonalen Arbeitszahl .....	78
6.15.1	Klimabedingungen .....	79
6.15.2	Teillastbedingungen im Heizbetrieb, Heizkurve .....	80
6.15.3	Vorlauf-Temperaturen .....	80
6.16	SN EN 16147: Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern - Prüfungen, Leistungsbemessung und Anforderungen an die Kennzeichnung von Geräten zum Erwärmen von Brauchwarmwasser .....	81
6.16.1	Wärmequelle.....	81
6.16.2	Wärmesenke.....	81
6.16.3	Warmwasser Speicher .....	82
6.16.4	Lastprofile .....	82
6.17	Zusammenfassung .....	82
<b>7</b>	<b>Effizienzprognose für Wärmepumpe mit R744 im Vergleich zu R407C .....</b>	<b>83</b>
7.1	Quelle .....	83
7.2	Wärmepumpe .....	84
7.3	Anwendung/Szenario .....	84
7.3.1	Neubau .....	85
7.3.2	Sanierung .....	85
7.3.3	Altbau.....	85
7.3.4	Erweiterung.....	85
7.4	Anteil Warmwasser.....	86
7.5	Speicher-Anordnung.....	88
7.5.1	Getrennte Speicher .....	88
7.5.2	Kombispeicher.....	88
7.6	Aufbereitung Warmwasser/Heizung.....	92
7.7	Allgemeine Randbedingungen .....	92
7.7.1	Referenzdatum .....	92
7.7.2	Zeitinkremente .....	93
7.7.3	Klimadaten.....	93
7.7.4	Sperrzeiten .....	94
7.8	Randbedingungen Wärmepumpe R744 Ejektor.....	94
7.8.1	Verdichter .....	94
7.8.2	Gaskühler .....	95
7.8.3	Elektronisches Expansionsventil (EEV) .....	95
7.8.4	Verdampfer .....	95



7.8.5	Sauggas-Überhitzer.....	95
7.8.6	Ejektor.....	95
7.8.7	Sammler .....	95
7.9	Randbedingungen Wärmepumpe R407C Standard.....	95
7.9.1	Verdichter .....	95
7.9.2	Verflüssiger.....	96
7.9.3	Elektronisches Expansionsventil (EEV) .....	96
7.9.4	Verdampfer .....	96
7.10	Parameterstudie Wärmequelle .....	96
7.10.1	Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 30/35 .....	97
7.10.2	Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 25/50 .....	97
7.10.3	Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 20/65 .....	98
7.10.4	Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 20/65 .....	98
7.10.5	Zusammenfassung COP Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe .....	99
7.10.6	Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 30/35 .....	99
7.10.7	Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 25/50 .....	99
7.10.8	Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 20/65 .....	100
7.10.9	Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 25/35 35/65 .....	101
7.10.10	Zusammenfassung COP Luft-Wasser Wärmepumpe .....	101
7.11	Parameterstudie Wärmesenke .....	102
7.11.1	Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke $\Delta T$ 5K .....	102
7.11.2	Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke $\Delta T$ 25K .....	102
7.11.3	Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke $\Delta T$ 45K .....	103
7.11.4	Zusammenfassung COP Wasser (Sole)-Wasser WP .....	103
7.11.5	Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke $\Delta T$ 5K .....	104
7.11.6	Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke $\Delta T$ 25K .....	105
7.11.7	Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke $\Delta T$ 45K .....	105
7.11.8	Zusammenfassung COP Luft-Wasser Wärmepumpe .....	106
7.12	Parameterstudie Energieverbrauch Wasser-Wasser Wärmepumpe .....	106
7.12.1	Szenario Neubau .....	106
7.12.2	Szenario Sanierung .....	107
7.12.3	Szenario Erweiterung .....	107
7.12.4	Szenario Altbau .....	108
7.12.5	Zusammenfassung Parameterstudie Energieverbrauch Wasser-Wasser Wärmepumpe .....	108
7.13	Parameterstudie Energieverbrauch Sole-Wasser Wärmepumpe .....	109
7.13.1	Szenario Neubau .....	110
7.13.2	Szenario Sanierung .....	110
7.13.3	Szenario Erweiterung .....	111
7.13.4	Szenario Altbau .....	111
7.13.5	Zusammenfassung Parameterstudie Energieverbrauch Sole-Wasser Wärmepumpe .....	112



7.14	Parameterstudie Energieverbrauch Luft-Wasser Wärmepumpe .....	113
7.14.1	Szenario Neubau .....	114
7.14.2	Szenario Sanierung .....	114
7.14.3	Szenario Erweiterung .....	115
7.14.4	Szenario Altbau .....	115
7.14.5	Zusammenfassung Parameterstudie Energieverbrauch Luft-Wasser Wärmepumpe.....	116
7.15	Zusammenfassung Parameterstudie Energieverbrauch .....	117
7.16	Prädestinierte Anwendungen für R744 .....	119
<b>8</b>	<b>Diskussion der Ergebnisse .....</b>	<b>121</b>
8.1	Grundlagen Kältemittel .....	121
8.2	Stand der Technologie .....	121
8.3	Technologie-Transformation.....	122
8.4	Literaturrecherche .....	122
8.5	Normen und Richtlinien .....	122
8.6	Effizienzprognose für Wärmepumpe mit R744 im Vergleich zu R407C.....	123
<b>9</b>	<b>Referenzen .....</b>	<b>125</b>





# Abkürzungsverzeichnis

## C

CO<sub>2</sub> *Kohlenstoffdioxid*

## D

DEV *Druckentlastungsventil zur Absicherung des Systems vor Überdruck*

## E

EEV *Elektronisches Expansionsventil*

EHPA *European Heat Pump Association*

Ejektoren *Strahlpumpe zur Förderung eines Fluid durch Expansionsenergie*

EPBD *Energy Performance of Buildings Directive*

## F

FKW *Fluorkohlenwasserstoffe*

FRIDOC *Datenbank von wissenschaftlichen und technischen Publikationen im Bereich Kältetechnik*

FWS *Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz*

## G

GSHPS *Ground Source Heat Pump System*

GWP *Global Warming Potential (Treibhauspotential)*

## H

HFKW *Halogenierte Fluorkohlenwasserstoffe*

HPWH *Heat Pump Water Heater*

hygroskopischem Verhalten *Absorption von Wassermolekülen*

## J

JAZ *Jahresarbeitszahl*

## K

Kälteträger Analog dem Wärmeträger (Warme-Seite, Verflüssiger) ist der Kälteträger auf der kalten Seite (Sole-, Kaltwasser-Netz, Verdampfer) und führt die Wärme vom Kühlgut zum Verdampfer. Häufig wird ein Gemisch aus Wasser und Ethylen-Glykol als Frostschutz eingesetzt.

Kaskadensystemen *Kaskadiertes Kältesystem mit zwei unterschiedlichen Kältemitteln*

## O

ODP *Ozone Depletion Potential (Ozonabbaupotential)*



## P

PAG *Schmierstoff auf Polyalkylenglykol Basis*

Parallelverdichtung *Zusätzliche Verdichter, welche parallel zu den Plus-Verdichtern, Flashgas aus dem Mitteldrucksammler auf Hochdruck verdichten.*

POE *Schmierstoff auf Polyolester Basis*

## R

R11 *Kältemittelbezeichnung für Trichlorfluormethan*

R1234ze(E) *Kältemittelbezeichnung für trans-1,3,3,3-Tetrafluorprop-1-en*

R134a *Kältemittelbezeichnung für 1,1,1,2-Tetrafluorethan*

R290 *Kältemittelbezeichnung für Propan*

R404A *Kältemittelgemisch bestehend aus R125/R143a/R134a/ im Verhältnis 44/52/4*

R407C *Kältemittelgemisch bestehend aus R32/R125/R134a im Verhältnis 23%/25%/52%*

R410A *Kältemittelgemisch bestehend aus R32/R125 im Verhältnis 50/50*

R717 *Kältemittelbezeichnung für Ammoniak*

R744 *Kältemittelbezeichnung für Kohlenstoffdioxid*

R744-Booster-Kälteanlage *CO<sub>2</sub> Kälteanlage mit Plus- und Minuskühlung in einem Kältekreis*

## W

Wärmeträger *Analog dem Kälte Träger (Kälte-Seite, Verdampfer) ist der Wärmeträger auf der warmen Seite (Rückkühl-Netz, Verflüssiger) und führt die Wärme vom Verflüssiger über ein Rückkühl-Netz (meist nach draussen) ab. Häufig wird ein Gemisch aus Wasser und Ethylen-Glykol als Frostschutz eingesetzt.*

WPSM *Wärmepumpen Systemmodul*

## Z

ZEB *Zero Emission Buildings*



## Diagrammverzeichnis

Diagramm 2-1: Dampfdruckkurven verschiedener Kältemittel dargestellt im Druck-Temperatur-Diagramm.....	22
Diagramm 2-2: Dampfdruckkurven verschiedener Kältemittel dargestellt im logarithmischen Druck-Temperatur-Diagramm. ....	23
Diagramm 2-3: Zwei-Phasen-Dom verschiedener Kältemittel dargestellt im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm.....	23
Diagramm 2-4: Zwei-Phasen-Dom verschiedener Kältemittel dargestellt im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm. Detail-Ausschnitt aus Diagramm 2-3.....	24
Diagramm 2-5: Zwei-Phasen-Dom verschiedener Kältemittel dargestellt im Temperatur-Enthalpie-Diagramm.....	25
Diagramm 2-6: Zwei-Phasen-Dom verschiedener Kältemittel dargestellt im Temperatur-Enthalpie-Diagramm. Detail-Ausschnitt aus Diagramm 2-5.....	25
Diagramm 2-7: Druckverhältnisse in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur verschiedener Kältemittel bei einer Kondensationstemperatur von +40°C. ....	26
Diagramm 2-8: Druckverhältnisse in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur verschiedener Kältemittel bei einer Kondensationstemperatur von +60°C. ....	26
Diagramm 2-9: Treibhauspotential (GWP-Wert) verschiedener Kältemittel. ....	27
Diagramm 2-10: Volumenbezogene Heizleistung verschiedener Kältemittel. ....	28
Diagramm 2-11: Erforderlicher Verdichter-Volumenstrom verschiedener Kältemittel für eine Heizleistung von 50 kW.....	29
Diagramm 2-12: Erforderlicher Innen-Durchmesser verschiedener Kältemittel für eine Heizleistung von 50 kW und einem Druckverlust von 0.5 K/m. ....	29
Diagramm 2-13: Erforderliche Wandstärke verschiedener Kältemittel für eine Heizleistung von 50 kW und einem Druckverlust von 0.5 K/m. ....	30
Diagramm 2-14: Erforderlicher Material-Querschnitt verschiedener Kältemittel für eine Heizleistung von 50 kW und einem Druckverlust von 0.5 K/m. ....	31
Diagramm 2-15: Erforderlicher Material-Querschnitt verschiedener Kältemittel in Abhängigkeit von Innen-Durchmesser und erforderlicher Druckbeständigkeit.....	32
Diagramm 2-16: Erforderlicher Material-Querschnitt verschiedener Kältemittel in Abhängigkeit von Innen-Durchmesser und erforderliche Druckbeständigkeit unter Berücksichtigung von standardmässig verfügbaren Leitungsdimensionen und Wandstärken.....	33
Diagramm 2-17: Sub- und transkritische Wärmeabgabe von R407C und R744 bei unterschiedlichen Senken-Temperaturen. ....	34
Diagramm 3-1: Kosten- und Effizienzentwicklung der Retail-Kältetechnik in der Schweiz.....	36



Diagramm 3-2 Hochdruckregelung im Log-p-h-Diagramm. ....	42
Diagramm 3-3: Maximale Aufnahme von Wasser in flüssigem und gasförmigem R744. ....	45
Diagramm 3-4: Praktische Grenzwerte verschiedener Kältemittel. ....	47
Diagramm 4-1: Beispielhafte Einsatzgrenzen eines transkritischen Verdichters. Verdichter Modell: Bitzer 2MTE-5K. ....	50
Diagramm 5-1: Anzahl und Verlauf der durchschnittlichen Anzahl Arbeiten pro Jahr (2007-2018). ....	54
Diagramm 5-2: Geografische Herkunft und Verteilung in Europa der Forschungsarbeiten über R744-Wärmepumpen. ....	55
Diagramm 5-3: Untersuchte Themengebiete bisheriger Forschungsarbeiten über R744-Wärmepumpen. ....	55
Diagramm 6-1: Zur Veröffentlichung freigegebene Prüfergebnisse von Wasser/Wasser und Sole/Wasser Wärmepumpen dargestellt nach den verwendeten Kältemitteln. ....	75
Diagramm 6-2: Zur Veröffentlichung freigegebene Prüfergebnisse von Wärmepumpen, sortiert nach Kältemittel und Nenn-Heizleistung. ....	75
Diagramm 6-3: Vergleich der Häufigkeit der Aussentemperatur des Standortes Strasbourg, Frankreich zweier verschiedener Datenquellen. ....	79
Diagramm 6-4: Klimadaten Standort Strasbourg, Frankreich. (32).....	79
Diagramm 6-5: Heizkurve resp. Teillast gemäss SN EN 14825:2016 für mittlere Klimabedingungen. ....	80
Diagramm 6-6: Vorlauftemperaturen gemäss SN EN 14825:2016 für vier verschiedene Temperatur-Niveaus.....	81
Diagramm 7-1: Temperaturschichtung im Speicher bei 100% Anteil Warmwasser und 0% Heizung..	89
Diagramm 7-2: Temperaturschichtung im Speicher bei 80% Anteil Warmwasser und 20% Heizung..	89
Diagramm 7-3: Temperaturschichtung im Speicher bei 60% Anteil Warmwasser und 40% Heizung..	90
Diagramm 7-4: Temperaturschichtung im Speicher bei 40% Anteil Warmwasser und 60% Heizung..	90
Diagramm 7-5: Temperaturschichtung im Speicher bei 20% Anteil Warmwasser und 80% Heizung..	91
Diagramm 7-6: Temperaturschichtung im Speicher bei 0% Anteil Warmwasser und 100% Heizung..	91
Diagramm 7-7: Rücklauftemperatur zur Wärmepumpe in Abhängigkeit verschiedener Lastverhältnisse und Senken Temperatur-Niveau. ....	92
Diagramm 7-8: Klimadaten Standort Basel, Schweiz. ....	93
Diagramm 7-9: Einsatzgrenzen transkritische R744-Hubkolben-Verdichter. ....	94
Diagramm 7-10: Einsatzgrenzen R407C-Scroll-Verdichter. ....	96





Diagramm 7-11: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 30/35: COP in Abhängigkeit der Quelltemperatur.....	97
Diagramm 7-12: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 25/50: COP in Abhängigkeit der Quelltemperatur.....	97
Diagramm 7-13: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 20/65: COP in Abhängigkeit der Quelltemperatur.....	98
Diagramm 7-14: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 20/65: COP in Abhängigkeit der Quelltemperatur.....	98
Diagramm 7-15: Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 30/35: COP in Abhängigkeit der Quelltemperatur.....	99
Diagramm 7-16: Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 25/50: COP in Abhängigkeit der Quelltemperatur.....	100
Diagramm 7-17: Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 20/65: COP in Abhängigkeit der Quelltemperatur.....	100
Diagramm 7-18: Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 25/35 35/65: COP in Abhängigkeit der Quelltemperatur.....	101
Diagramm 7-19: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Senke $\Delta T$ 5K: COP in Abhängigkeit der Senktemperatur.....	102
Diagramm 7-20: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Senke $\Delta T$ 25K: COP in Abhängigkeit der Senktemperatur.....	103
Diagramm 7-21: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Senke $\Delta T$ 45K: COP in Abhängigkeit der Senktemperatur.....	103
Diagramm 7-22: Luft-Wasser Wärmepumpe, Senke $\Delta T$ 5K: COP in Abhängigkeit der Senktemperatur.....	104
Diagramm 7-23: Luft-Wasser Wärmepumpe, Senke $\Delta T$ 25K: COP in Abhängigkeit der Senktemperatur.....	105
Diagramm 7-24: Luft-Wasser Wärmepumpe, Senke $\Delta T$ 45K: COP in Abhängigkeit der Senktemperatur.....	105
Diagramm 7-25: Wasser-Wasser Wärmepumpe, Szenario Neubau: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.....	106
Diagramm 7-26: Wasser-Wasser Wärmepumpe, Szenario Sanierung: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.....	107
Diagramm 7-27: Wasser-Wasser Wärmepumpe, Szenario Erweiterung: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.....	107
Diagramm 7-28: Wasser-Wasser Wärmepumpe, Szenario Altbau: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.....	108



Diagramm 7-29: Sole-Wasser Wärmepumpe, Szenario Neubau: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil. ....	110
Diagramm 7-30: Sole-Wasser Wärmepumpe, Szenario Sanierung: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil. ....	110
Diagramm 7-31: Sole-Wasser Wärmepumpe, Szenario Erweiterung: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil. ....	111
Diagramm 7-32: Sole-Wasser Wärmepumpe, Szenario Altbau: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil. ....	112
Diagramm 7-33: Luft-Wasser Wärmepumpe, Szenario Neubau: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil. ....	114
Diagramm 7-34: Luft-Wasser Wärmepumpe, Szenario Sanierung: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil. ....	114
Diagramm 7-35: Luft-Wasser Wärmepumpe, Szenario Erweiterung: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil. ....	115
Diagramm 7-36: Luft-Wasser Wärmepumpe, Szenario Altbau: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil. ....	116



# 1 Einleitung

Mit der Eidgenössischen Volksabstimmung «Energiestrategie 2050» sagte das Schweizer Volk am 21. Mai 2017 «JA» zu einem Generationenentscheid für die Zukunft. Zusammen mit den bedeutendsten Industrienationen will die Schweiz nun die Dekarbonisierung aktiv einleiten. In der Schweiz basiert die Energieerzeugung für Warmwasser und Gebäudeheizung hauptsächlich auf fossilen Brennstoffen (Heizöl/Erdgas) und Strom. Die Strategie forderte eine Loslösung von der Abhängigkeit der fossilen Brennstoffe. Die Gebäudetechnik setzt mit Unterstützung der Politik auf die Wärmepumpentechnik. Durch diesen Sinneswandel hin zur Wärmepumpe boomt seither der Verkauf an Wärmepumpen. Während 1990 etwa 2'800 Wärmepumpen pro Jahr verkauft wurden, waren es 2018 bereits knapp 22'000 Wärmepumpen pro Jahr. Inzwischen dürften insgesamt gegen 365'000 Wärmepumpen in der Schweiz installiert sein, was zu einer gewissen Substitution von Heizöl durch Strom führt (1).

Bereits in den 80er und 90er Jahre herrschte international eine grosse Debatte mit der Ozonloch Thematik in der Stratosphäre um den Einsatz von umweltschädigenden chlorierten Kohlenwasserstoffen (FCKW, HFCKW) rasch durch fluoriierte Kohlenwasserstoffen (FKW, HFKW) zu ersetzen. International wurde ein schneller FCKW-Ausstieg gefordert, was auch eingetreten ist. Die Chemieindustrie und die Hersteller von Wärmepumpen setzen seither fast ausschliesslich FKW als Kältemittel ein. Aber auch der Einsatz von FKW belastet unsere Atmosphäre mit hohen Treibhauspotentialen (GWP) und deshalb hat das Plenum des Europäischen Parlaments am 13.03.2014 die neue F-Gase-Verordnung beschlossen. Diese trat auf den 01.01.2015 in das bestehende EU-Recht. Die Ziele der Verordnung: «Es wird europaweit eine CO<sub>2</sub>-arme Wirtschaft angestrebt, um verheerende Folgen des Klimawandels zu vermeiden. Im Sektor Industrie sollen die Emissionen einschliesslich F-Gase bis 2030 um 70% verringert werden.»

Aus energiepolitischer Sicht konnte erreicht werden, dass die Substitution von fossilen Brennstoffen jetzt strikte verlangt wird. Wärmepumpen werden demnach eine noch nie dagewesene Verbreitung erfahren und durch finanzielle Anreize stark gefördert. Es ist davon auszugehen, dass der Einsatz der heute hergestellten Wärmepumpen mit FKW/HFKW (GWP zwischen 1000 bis 3500) zu einem neuen umweltpolitischen Thema wird. Aus nicht nachvollziehbaren Gründen haben Wärmepumpensysteme mit natürlichen Kältemitteln, wie z.B. R744 oder R290 bislang verhältnismässig geringe Verbreitung gefunden. Dieses Forschungsprojekt erläutert den Stand der R744-Wärmepumpe und wie diese Technologie bestmöglich nachhaltig zum Einsatz kommt.

Die vorliegende Forschungsarbeit zeigt mit umfangreichen Recherchen, Berechnungen und Simulationen auf, dass ein enormes Potential in der R744-Wärmepumpen-Technologie liegt. Mit einer richtig konzipierten R744-Wärmepumpe lässt sich die Wärmeerzeugung für Gebrauchswarmwasser- und Gebäudeheizung auf ein vergleichbares Effizienzniveau wie handelsübliche Standard-Wärmepumpen heben. Je nach Anwendung können sogar COP Werte erreicht werden, die um 30%-35% höher liegen als bei heutigen Standard-Wärmepumpen, welche mit R407C betrieben werden. Die Autorenschaft bedankt sich bei der Eidgenossenschaft (BFE) und dem Kanton Basel-Stadt für ihre finanzielle Unterstützung zu der vorliegenden Forschungsarbeit.



## 1.1 Abgrenzung

Im Rahmen dieses Forschungsprojektes wird die Anwendung von R744-Wärmepumpen für die Aufbereitung von Warmwasser, Gebäudeheizung und vor allem die Kombination beider untersucht. Davon ausgeschlossen sind Hochtemperatur-Wärmepumpen (2). Dabei liegt der Fokus, wenn nicht explizit anders erwähnt, auf einer Nenn-Heizleistung von ca. 50 kW. Der Leistungsbereich wird hauptsächlich von den standardmässig verfügbaren, energieeffizienten und hochwertigen Komponenten von R744-Kälteanlagen vorgegeben und liegt aktuell in der Grössenordnung zwischen 20 kW und 600 kW Nenn-Heizleistung. Wenn nicht anders angegeben, beziehen sich die Ergebnisse dieses Forschungsprojektes auf den Standort Basel. Die Ergebnisse und Tendenzen dieses Forschungsprojekt lassen sich mit der nötigen Vorsicht auf andere Anwendungs-, Leistungsbereiche oder Standorte mit ähnlichen Randbedingungen übertragen.



## 2 Grundlagen Kältemittel

*Im Kapitel Grundlagen Kältemittel werden die Unterschiede verschiedener Kältemittel erläutert. Dabei liegt der Fokus auf R744 und der Gegenüberstellung von R744 zu herkömmlichen Kältemitteln. Besonderheiten von R744 als Kältemittel werden erläutert.*

R744 ( $\text{CO}_2$ , Kohlenstoffdioxid) ist ein farbloses, geruchloses Gas, das bei Normbedingungen mit einer Dichte von  $1.98 \text{ kg/m}^3$  schwerer ist als Luft. R744 ist nicht toxisch, weder brennbar noch explosiv und chemisch nahezu inaktiv. Es hat einen GWP-Wert (Global Warming Potential) von eins und einem ODP-Wert (Ozone Depletion Potential) von null. Der natürliche Bestand von Kohlenstoffdioxid in der Luft beträgt im Mittel  $0.038 \%$ . Es entsteht sowohl bei der vollständigen Verbrennung von kohlenstoffhaltigen Substanzen als auch im Organismus von Lebewesen als Koppelprodukt der Zellatmung. Kohlenstoffdioxid kann auf verschiedenste Arten gewonnen werden. Bekannt als natürliche Quellen sind vor allem Bereiche erloschener oder tätiger Vulkane. An manchen Stellen tritt es selbständig aus dem Boden aus und kann aufgefangen werden. Kohlenstoffdioxid wird heute aber häufig aus einem Nebenprodukt der chemischen Industrie gewonnen. So wird z.B. bei der Ammoniaksynthese Kohlenstoffdioxid gewonnen. Die Gewinnung von Kohlenstoffdioxid aus Kalk und Magnesit ist wie die Erzeugung aus Verbrennungsgasen aufwendig und wird selten betrieben. (3), (4)

### 2.1 Tripelpunkt

Im Tripelpunkt (auch *Dreiphasenpunkt* genannt) sind alle drei Phasen eines Stoffes im Gleichgewicht. Der Tripelpunkt von R744 liegt bei einer Temperatur von  $-56.6^\circ\text{C}$  und einem Druck von  $5.18 \text{ bar}$ . Liegt die Temperatur oder der Druck unterhalb vom Tripelpunkt ( $-56.6^\circ\text{C} / 5.18 \text{ bar}$ ) so tritt R744 nur im festen und gasförmigen Zustand auf. Festes R744 wird auch Trockeneis genannt und hat bei Atmosphärendruck eine Temperatur von  $-78.5^\circ\text{C}$ . Im Diagramm 2-1 und Diagramm 2-2 stellt der Tripelpunkt das untere Ende der Dampfdruckkurve dar.

### 2.2 Kritischer Punkt

Der kritische Punkt von R744 liegt bei einer Temperatur von  $+31^\circ\text{C}$  und einem Druck von  $73.6 \text{ bar}$ . Oberhalb dieser Bedingungen gibt es keinen physikalischen Unterschied zwischen der flüssigen und der gasförmigen Phase mehr. Je nach Bedingungen ähnelt das Verhalten einer Flüssigkeit oder einem Gas. Der Übergang vom einen zum anderen Verhalten ist kontinuierlich. Im Diagramm 2-1 und Diagramm 2-2 stellt der Kritische Punkt das obere Ende der Dampfdruckkurve dar. Zustände über den Kritischen Punkt werden meist „überkritisch“ oder „transkritisch“ genannt. Umgekehrt werden Zustände unter dem Kritischen Punkt meist „unterkritisch“ oder „subkritisch“ genannt.



## 2.3 Dampfdruckkurve im Druck-Temperatur-Diagramm

Im Diagramm 2-1 und Diagramm 2-2 sind die Dampfdruckkurven verschiedener Kältemittel im Druck-Temperatur-Diagramm dargestellt. Das Diagramm 2-1 und das Diagramm 2-2 wurden mit dem Engineering Equation Solver erstellt (5). Daraus ist der Tripelpunkt wie auch der Kritische Punkt verschiedener Kältemittel ersichtlich. Bei herkömmlicher Prozessführung, stellen diese zwei Punkte eine Art Grenze dar. Unter der Annahme, dass in gängigen Kälte- und Wärmepumpen-Anwendungen keine Verdampfungstemperaturen unter  $-56.6\text{ °C}$  gefordert sind, wird der Tripelpunkt von R744 an dieser Stelle vorerst ausser Acht gelassen. Hingegen der Kritische Punkt von R744 ist mitten im Temperatur-Bereich gängiger Kälte- und Wärmepumpen-Anwendungen und daher für eine effiziente Prozessführung nicht ausser Acht zu lassen. Um auch im transkritischen Bereich einen effizienten Betrieb zu gewährleisten, wird der Hochdruck mittels einem Regelventil entlang der fortgesetzten, gestrichelten, blauen Kurve geregelt (siehe Kapitel **3.3 Entspannung**). Weiter geht aus dem Diagramm 2-1 und dem Diagramm 2-2 hervor, dass der Kritische Punkt anderer Kältemittel über dem Temperatur-Bereich gängiger Kälte- und Wärmepumpen-Anwendungen liegt und somit bislang wenig Beachtung bekam. Ebenfalls ist aus dem Diagramm 2-1 und dem Diagramm 2-2 ersichtlich, dass R744 hinsichtlich des Druck-Niveaus aus der Reihe tanzt. Folglich werden bei Kälte- und Wärmepumpen-Anwendungen mit R744 einzelne Systemabschnitte meist mit bis zu 130 bar(a) abgesichert. Dies liegt deutlich über dem Absicherungsdruck von herkömmlichen Systemen und erforderte zu Beginn der R744-Renaissance entsprechend Initialaufwand die Komponenten entsprechend Druckbeständig zu entwickeln. Heute lässt sich sagen, dass sämtliche Komponenten in einem gängigen Leistungsbereich verfügbar sind.

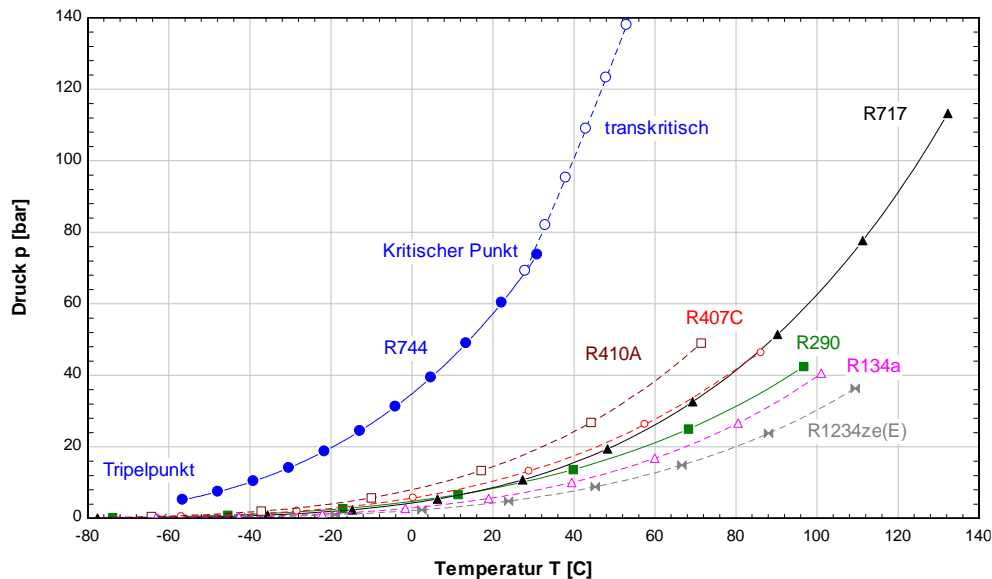


Diagramm 2-1: Dampfdruckkurven verschiedener Kältemittel dargestellt im Druck-Temperatur-Diagramm.

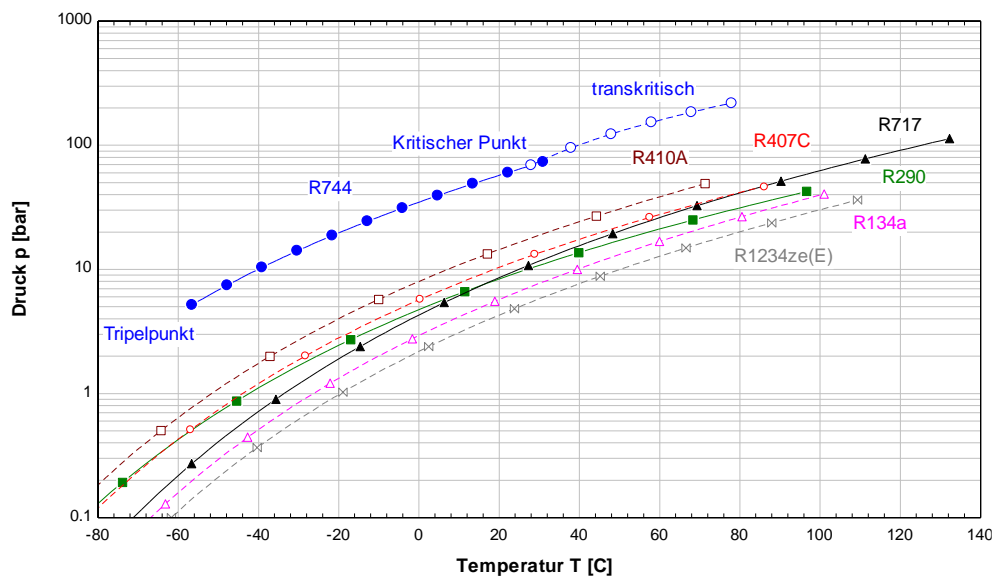


Diagramm 2-2: Dampfdruckkurven verschiedener Kältemittel dargestellt im logarithmischen Druck-Temperatur-Diagramm.

## 2.4 Phasenwechsel verschiedener Kältemittel im Druck-Enthalpie-Diagramm

Das Diagramm 2-3 und das Diagramm 2-4 zeigen den Zwei-Phasen-Dom verschiedener Kältemittel im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm. Das Diagramm 2-3 und das Diagramm 2-4 wurden mit dem Engineering Equation Solver erstellt (5). Der Inhalt von dem Diagramm 2-3 und dem Diagramm 2-4 ist derselbe, ausser dass beim Diagramm 2-4 ein kleinerer Enthalpie-Abschnitt (X-Achse) gewählt wurde. Aus den erwähnten Diagrammen geht hervor, dass die in Betracht gezogenen natürlichen Kältemittel (R744, R717, R290) eine grössere Verdampfungsenthalpie aufweisen als die in Betracht gezogenen synthetischen Kältemittel. Allen voran weist Ammoniak (NH<sub>3</sub>, R717) die grösste Verdampfungsenthalpie auf.

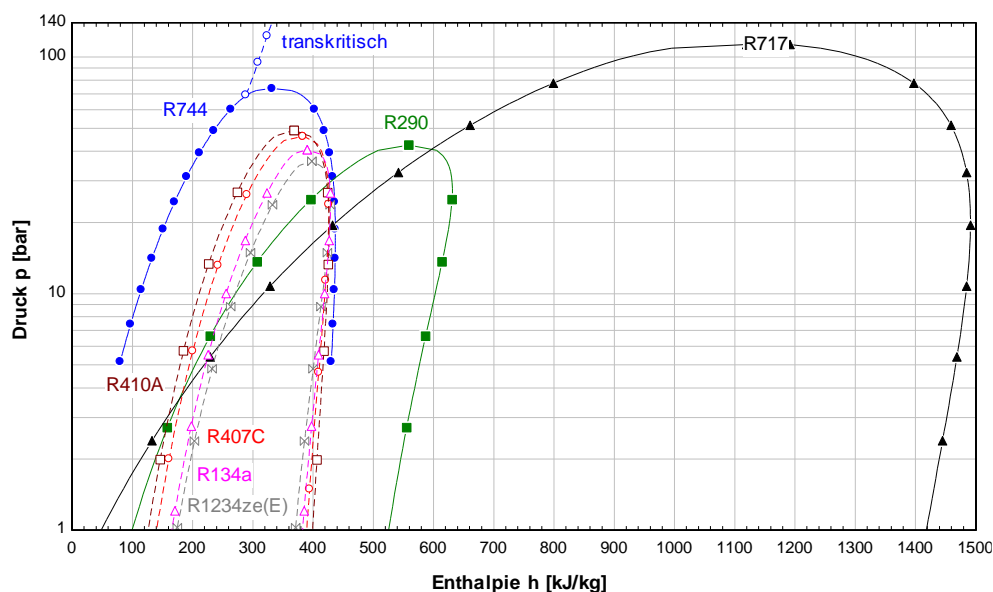


Diagramm 2-3: Zwei-Phasen-Dom verschiedener Kältemittel dargestellt im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm.

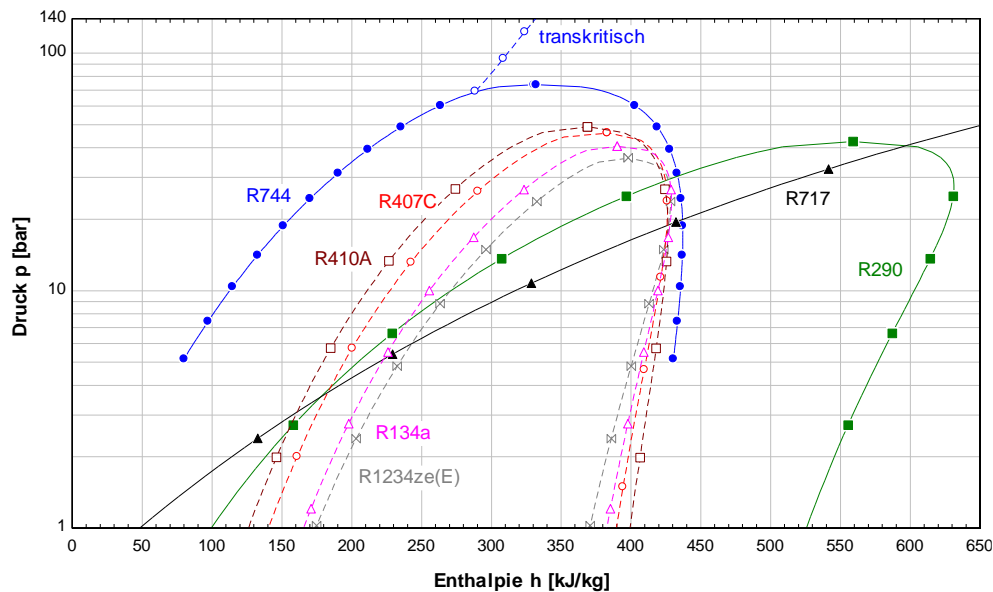


Diagramm 2-4: Zwei-Phasen-Dom verschiedener Kältemittel dargestellt im logarithmischen Druck-Enthalpie-Diagramm. Detail-Ausschnitt aus Diagramm 2-3.

## 2.5 Phasenwechsel verschiedener Kältemittel im Temperatur-Enthalpie-Diagramm

Obschon die Verdampfungsenthalpie von R744 gegenüber den synthetischen Kältemitteln grösser ist, bleibt zu erwähnen, dass die effektiv nutzbare Enthalpie-Differenz bei R744 eher kleiner ist als bei synthetischen Kältemitteln. Dieser Zusammenhang kommt zur Geltung, wenn die Zwei-Phasen-Dome in einem Temperatur-Enthalpie-Diagramm dargestellt werden (siehe Diagramm 2-5 und Diagramm 2-6). Das Diagramm 2-5 und das Diagramm 2-6 wurden mit dem Engineering Equation Solver erstellt (5). Was für die Auslegung der Systeme, insbesondere jener mit variierenden Wärmesenken von entscheidender Bedeutung ist, ist der Zusammenhang von Leistung und Senken-Temperatur-Niveau. Dieser Zusammenhang wird durch die Steilheit der Siedelinien dargestellt. Je steiler die Siedelinie ist, desto geringer hängt die Leistung vom Senken-Temperatur-Niveau ab. Umgekehrt, je flacher die Siedelinie ist, desto mehr hängt die Leistung vom Senken-Temperatur-Niveau ab. Ob dies ein Vorteil oder Nachteil ist, hängt stark von der Anwendung ab und kann an dieser Stelle nicht abschliessend beurteilt werden. Entscheiden ist aber, dass diesem Effekt bei der Entwicklung und Auslegung des Systems Rechnung getragen wird.



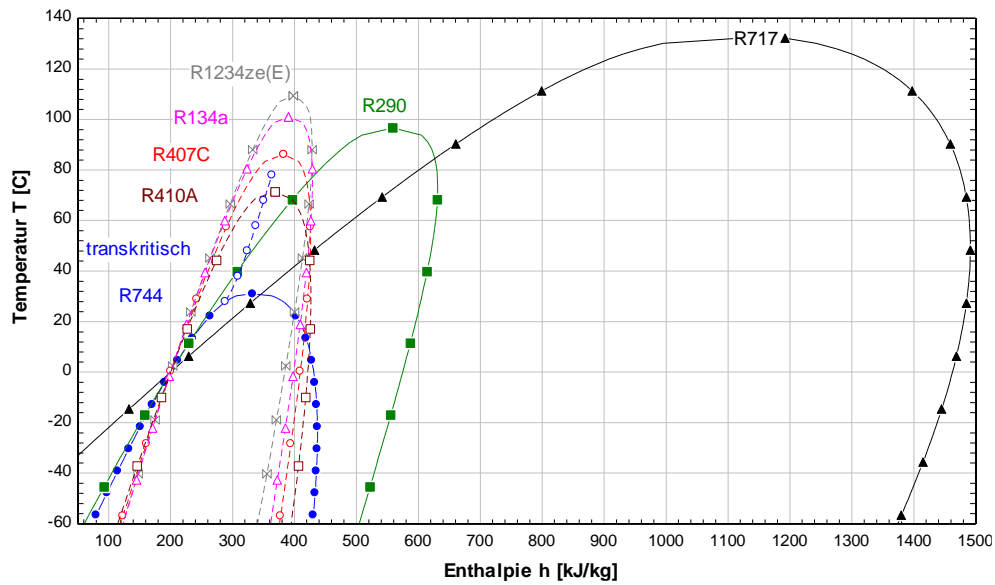


Diagramm 2-5: Zwei-Phasen-Dom verschiedener Kältemittel dargestellt im Temperatur-Enthalpie-Diagramm.

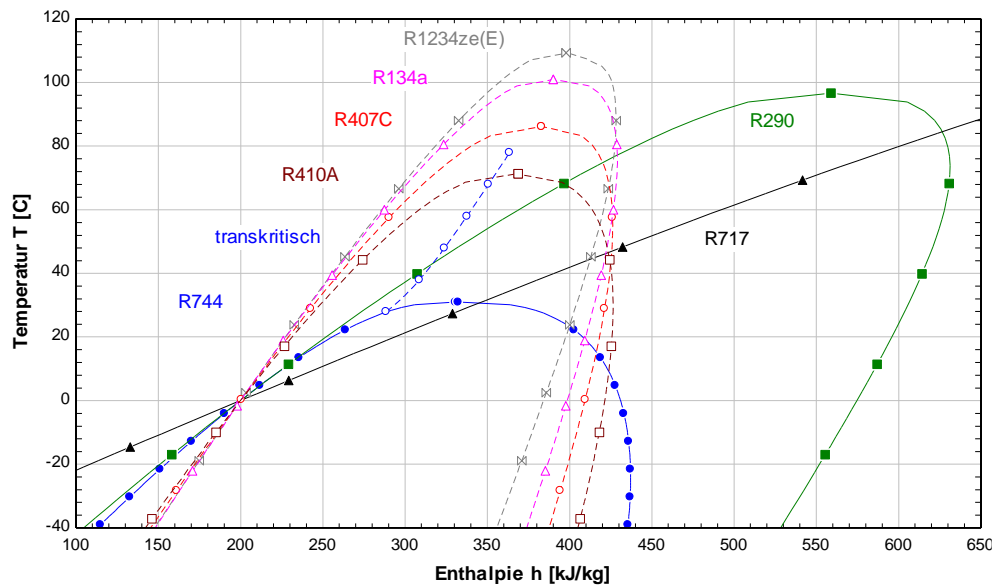


Diagramm 2-6: Zwei-Phasen-Dom verschiedener Kältemittel dargestellt im Temperatur-Enthalpie-Diagramm. Detail-Ausschnitt aus Diagramm 2-5.



## 2.6 Druckverhältnisse im System

Wie aus Diagramm 2-1 und Diagramm 2-2 ersichtlich, ist der absolute Druck bei R744 Kälteanlagen und Wärmepumpen höher als bei herkömmlichen Kältemitteln. Das Diagramm 2-7 und das Diagramm 2-8 wurden mit dem Engineering Equation Solver erstellt (5). Der absolute Druck ist aber nicht zu verwechseln mit den internen Druckverhältnisse. Denn diese sind bei R744 deutlich geringer als bei den herkömmlichen Kältemitteln. Das Diagramm 2-7 und das Diagramm 2-8 stellen die Druckverhältnisse in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur verschiedener Kältemittel dar.

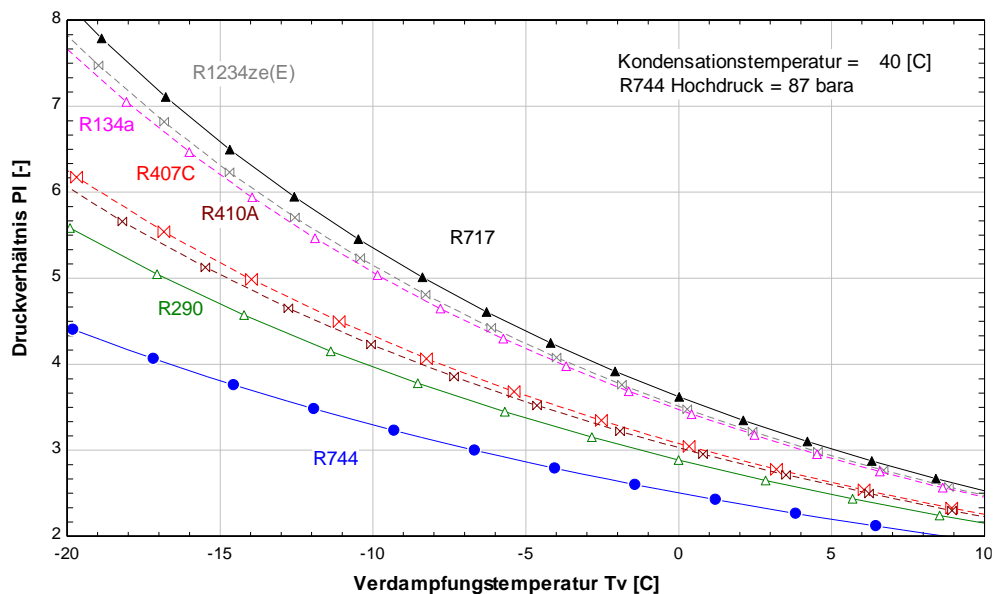


Diagramm 2-7: Druckverhältnisse in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur verschiedener Kältemittel bei einer Kondensationstemperatur von  $+40^{\circ}C$ .

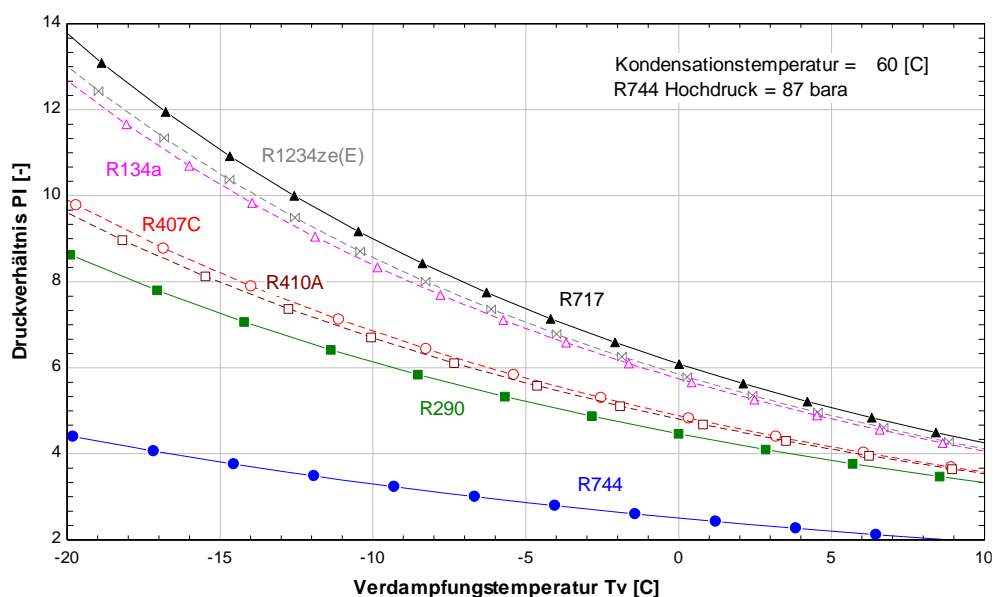


Diagramm 2-8: Druckverhältnisse in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur verschiedener Kältemittel bei einer Kondensationstemperatur von  $+60^{\circ}C$ .



## 2.7 ODP Ozonabbaupotential (Ozone Depleting Potential)

Verschiedene Kältemittel, deren Moleküle Chlor und Brom enthalten und in die Erdatmosphäre gelangen, werden als mitverantwortlich angesehen, die Ozonschicht (hauptsächlich die der unteren Stratosphäre) abzubauen und das sog. „Ozonloch“ mitherbeizuführen. Das Ozonabbaupotenzial eines Stoffs, der sogenannte ODP-Wert (Abkürzung für Ozone Depletion Potenzial), ist eine Verhältniszahl. Sie wird ermittelt durch einen Bezug auf den ODP- Wert = 1, der für R11 (Trichlorfluormethan) festgelegt wurde. Die in Neuanlagen zulässigen Kältemittel dürfen kein Ozonabbaupotenzial aufweisen. (6)

## 2.8 GWP Treibhauspotential (Global Warming Potential)

Bei der Bestimmung vom Treibhauspotential eines Stoffs wird über eine bestimmte Zeitdauer dessen Treibhauswirksamkeit auf die von CO<sub>2</sub> bezogen. Dabei wird von der gleichen in die Erdatmosphäre emittierten Menge des Stoffs und des Kohlendioxids ausgegangen (jeweils ein Kilogramm). Die Verhältniszahl wird GWP-Wert, Global Warming Potential, genannt. Die Zeithorizonte können aufgrund (umwelt-)politischer Überlegungen festgelegt werden. Zumeist werden 100 Jahre gewählt. (6), (7)

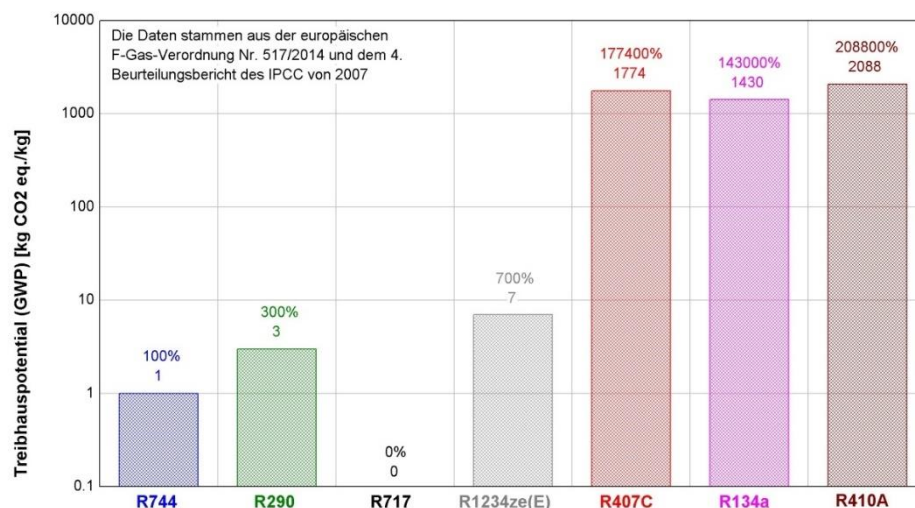


Diagramm 2-9: Treibhauspotential (GWP-Wert) verschiedener Kältemittel.



## 2.9 Volumenbezogene Heizleistung

Das Diagramm 2-10 zeigt die volumenbezogene Heizleistung und wurde mit dem Engineering Equation Solver erstellt (5). Es ist ersichtlich, dass R744 deutlich mehr Energie pro befördertes Volumen enthält. Dies ist unter anderem auf die hohen Drücke und entsprechend hohen Dichte zurückzuführen.

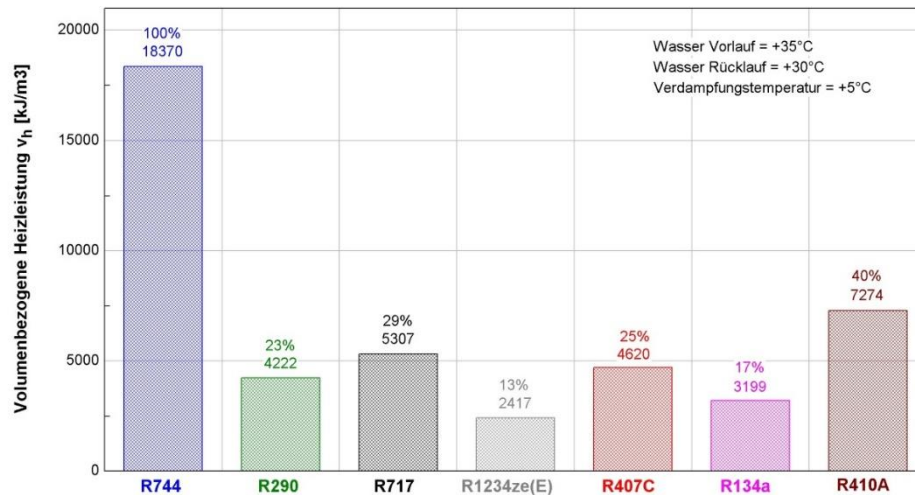


Diagramm 2-10: Volumenbezogene Heizleistung verschiedener Kältemittel.

## 2.10 Erforderlicher Verdichter-Volumenstrom

Das Diagramm 2-11 zeigt den erforderlichen Verdichter-Volumenstrom und wurde mit dem Engineering Equation Solver erstellt (5). Daraus geht hervor, dass man für dieselbe Heizleistung deutlich weniger Volumenstrom benötigt. Dies hat erheblichen Einfluss auf die Baugröße der Verdichter, Wärmetauscher, Armaturen und Leitungen. Das Diagramm 2-11 zeigt die erforderlichen saugseitigen Verdichter Volumenströme verschiedener Kältemittel für eine Heizleistung von 50 kW. Es ist ersichtlich, dass jener von R744 deutlich tiefer liegt als jener der anderen betrachteten Kältemittel.

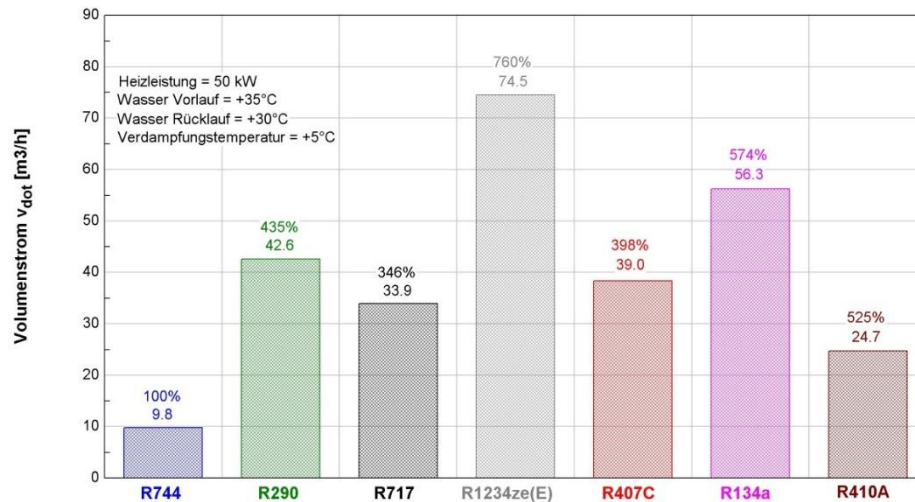


Diagramm 2-11: Erforderlicher Verdichter-Volumenstrom verschiedener Kältemittel für eine Heizleistung von 50 kW.

## 2.11 Erforderlicher Innen-Durchmesser der Saugleitung

Das Diagramm 2-12 stellt die erforderlichen Innen-Durchmesser der Saugleitung bei einer Heizleistung von 50 kW einem Druckverlust von 0.5 K/m und verschiedener Kältemitteln dar. Es wurde mit dem Engineering Equation Solver erstellt (5). Der Vergleich basiert für alle Kältemittel auf Kupfer Cu DHP, K20/21 von Wieland. Ausser für R717 ist dieses Material für alle verglichenen Kältemittel geeignet und wird stand heute häufig in Kälteanlagen und Wärmepumpen eingesetzt. Des Weiteren werden die erforderlichen Innen-Durchmesser ohne Berücksichtigung verfügbarer Standard-Leitungsdimensionen vom Hersteller dargestellt.

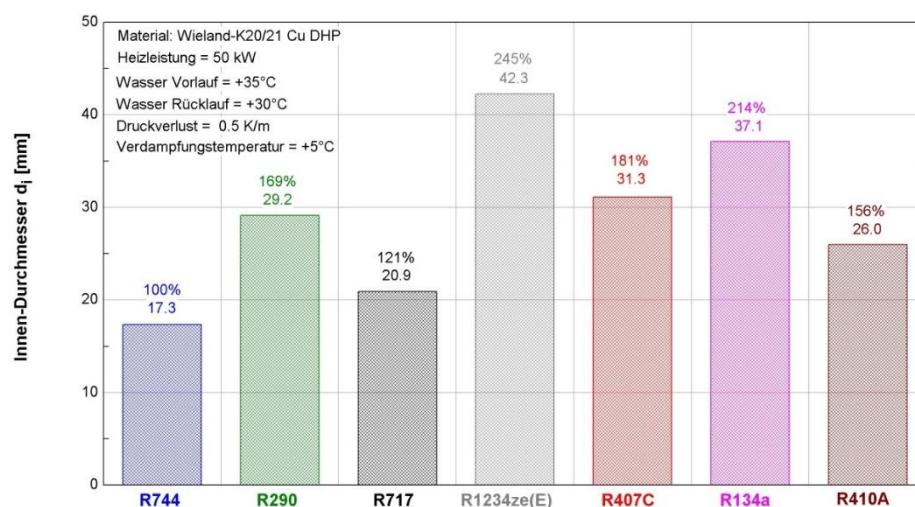


Diagramm 2-12: Erforderlicher Innen-Durchmesser verschiedener Kältemittel für eine Heizleistung von 50 kW und einem Druckverlust von 0.5 K/m.



## 2.12 Erforderliche Wandstärke der Saugleitung

Wie in Diagramm 2-12 dargestellt ist zwar der erforderliche Innen-Durchmesser bei R744 deutlich kleiner. Da aber die Systemdrücke in der Saugleitung bei gleichen Temperaturen, dargestellt in Diagramm 2-1 und Diagramm 2-2, bei R744 ca. 4 Mal höher liegen als bei den anderen verglichenen Kältemitteln, braucht es bei R744 deutlich dickere Wandstärken. Das Diagramm 2-13 stellt die erforderlichen Wandstärken der Saugleitung bei einer Heizleistung von 50 kW, einem Druckverlust von 0.5 K/m und verschiedener Kältemitteln dar. Es wurde mit dem Engineering Equation Solver erstellt (5). Der Vergleich basiert für alle Kältemittel auf Kupfer Cu DHP, K20/21 von Wieland. Ausser für R717 ist dieses Material für alle verglichenen Kältemittel geeignet und wird stand heute häufig in Kälteanlagen und Wärmepumpen eingesetzt. Des Weiteren werden die erforderlichen Wandstärken ohne Berücksichtigung verfügbaren Standard-Leitungsdimensionen vom Hersteller dargestellt.

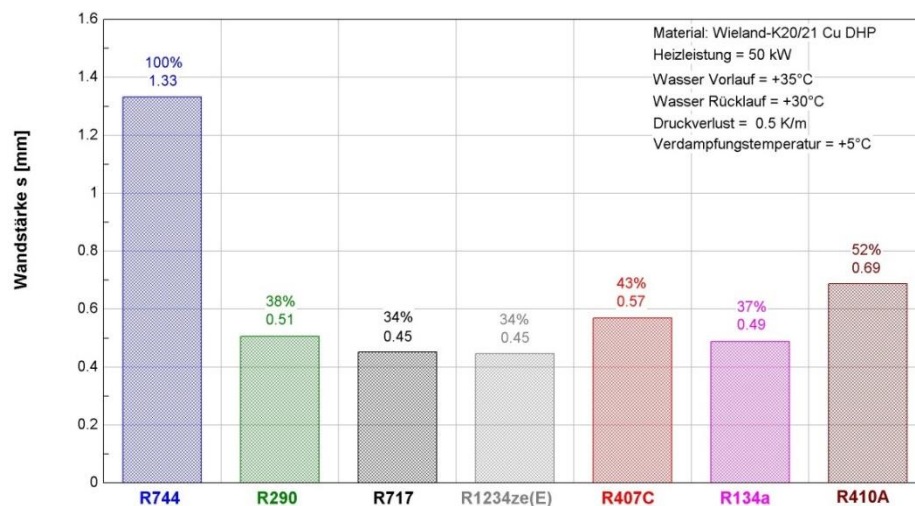


Diagramm 2-13: Erforderliche Wandstärke verschiedener Kältemittel für eine Heizleistung von 50 kW und einem Druckverlust von 0.5 K/m.

## 2.13 Erforderliche Material-Querschnitt der Saugleitung

Der erforderliche resp. effektiv gewählte Material-Querschnitt ist ein Mass für das verwendete Material und entsprechend einem relevanten Faktor für die Systemkosten. Der Einfachheit halber wird häufig der im Diagramm 2-1, Diagramm 2-2 dargestellte Druck und die in Diagramm 2-13 dargestellte Wandstärke und den Bedarf an Material und somit Systemkosten gleichgesetzt. Dabei wird vernachlässigt, dass bei kleineren Leitungen zum einen geringere Wandstärken erforderlich sind für dieselbe Druckbeständigkeit und zum anderen der Bedarf an Material bei kleineren Leitungsdimensionen ohnehin kleiner ist.

Das Diagramm 2-14 stellt die minimal erforderlichen Material-Querschnitte der Saugleitung verschiedener Kältemittel bei einer Heizleistung von 50 kW und einem Druckverlust von 0.5 K/m dar. Es wurde mit dem Engineering Equation Solver erstellt (5). Der Vergleich basiert für alle Kältemittel auf Kupfer Cu DHP, K20/21 von Wieland. Ausser für R717 ist dieses Material für alle verglichenen Kältemittel geeignet und wird stand heute häufig in Kälteanlagen und Wärmepumpen eingesetzt.





Aus dem Diagramm 2-14 ist ersichtlich, dass der minimal erforderliche Material-Querschnitt bei R744 ca. 1.25 Mal grösser ist als bei gängigen Kältemittel bei Wärmepumpen. Dies obschon die im Diagramm 2-13 dargestellte minimal erforderliche Wandstärke bei R744 ca. 2.50 Mal dicker ist.

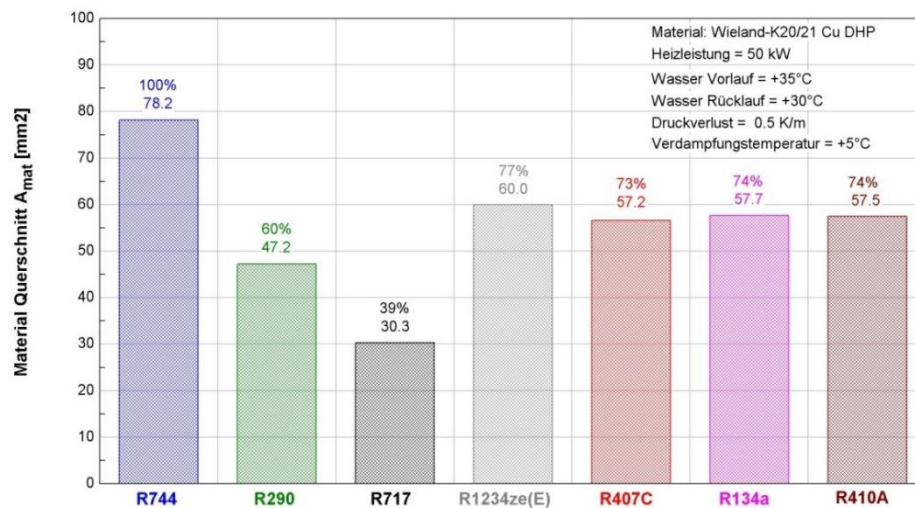


Diagramm 2-14: Erforderlicher Material-Querschnitt verschiedener Kältemittel für eine Heizleistung von 50 kW und einem Druckverlust von 0.5 K/m.

## 2.14 Zusammenhang Material-Querschnitt, Druckbeständigkeit und Innen-Durchmesser

Das Diagramm 2-15 fasst den Zusammenhang zwischen Material-Querschnitt, Druckbeständigkeit und Innen-Durchmesser zusammen. Es wurde mit dem Engineering Equation Solver erstellt (5). Die schwarzen Linien repräsentieren konstante Querschnitte. Die grünen Linien repräsentieren konstante Wandstärken. Es ist ersichtlich, dass bei kleineren Innen-Durchmesser und gleichbleibender Druckbeständigkeit, der Material-Querschnitt abnimmt. Des Weiteren geht hervor, dass bei gleichbleibendem Innen-Durchmesser und zunehmender Druckbeständigkeit, der Material-Querschnitt zunimmt. Als Beispiel wird der im Diagramm 2-12 dargestellte minimal erforderliche Innen-Durchmesser und im Diagramm 2-1 und Diagramm 2-2 dargestellte Druck für das Kältemittel R744 und R407C dargestellt.

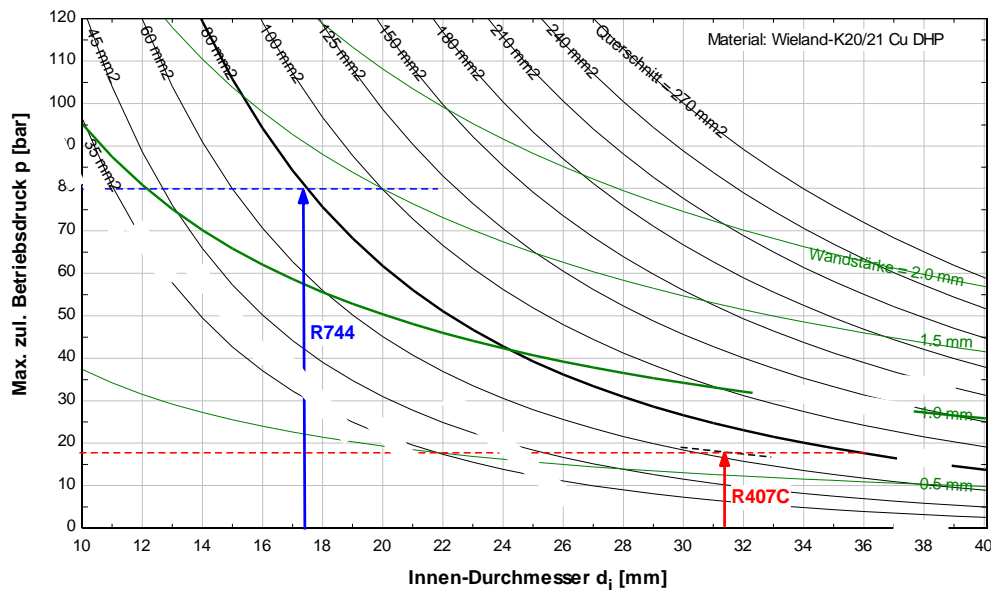


Diagramm 2-15: Erforderlicher Material-Querschnitt verschiedener Kältemittel in Abhängigkeit von Innen-Durchmesser und erforderlicher Druckbeständigkeit.

Das Diagramm 2-16 fasst wie das Diagramm 2-15 den Zusammenhang zwischen Material-Querschnitt, Druckbeständigkeit und Innen-Durchmesser zusammen. Es wurde mit dem Engineering Equation Solver erstellt (5). Bis zu diesem Punkt des Vergleiches, blieben die standardmässig verfügbaren und gängigen Leitungsdimensionen und Wandstärken vom Hersteller ausser Acht. Zieht man diese in Betracht, so ist aus Diagramm 2-16 ersichtlich, dass der effektiv gewählte Innen-Durchmesser grösser ausfällt. Obschon R407C eigentlich nur eine Wandstärke von 0.57 mm benötigen würde, sind diese Leitungsdimensionen nicht standardmässig verfügbar und werden aus Fertigungstechnischen Gründen gar nicht erst eingesetzt. Bei einem Innen-Durchmesser von 32 mm sind Wandstärken von 1.5 mm Standard. Wird dieser Standard für R407C eingesetzt, resultiert sogar ein erheblich grösserer Material-Querschnitt für R407C gegenüber R744. Geht man davon aus, dass man die Fertigungsverfahren optimiert und es gelingt mit einer dünneren Wandstärke von 1 mm zu hantieren, so resultiert nach wie vor ein grösserer Material-Querschnitt für R407C als für R744. (5)



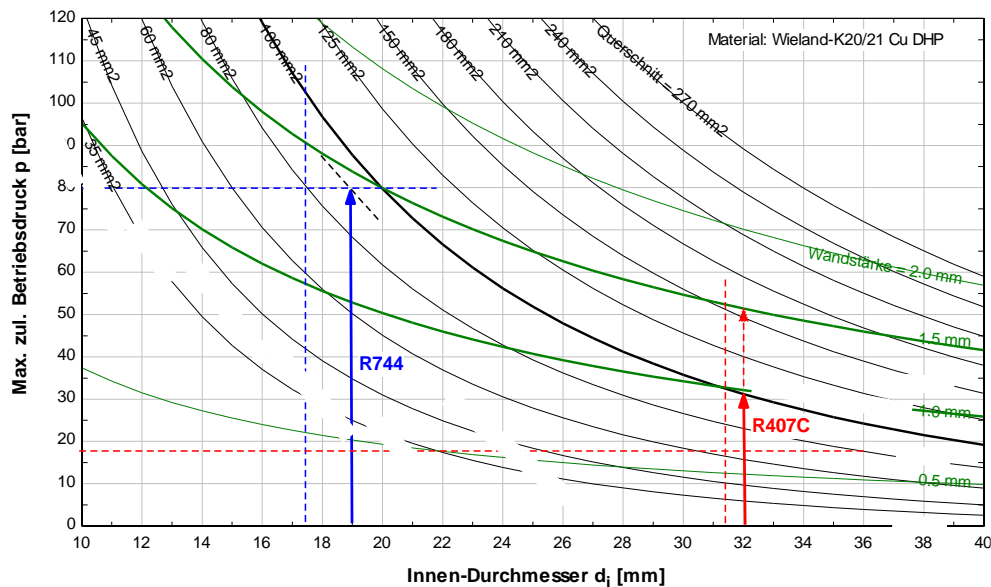


Diagramm 2-16: Erforderlicher Material-Querschnitt verschiedener Kältemittel in Abhängigkeit von Innen-Durchmesser und erforderliche Druckbeständigkeit unter Berücksichtigung von standardmässig verfügbaren Leitungsdimensionen und Wandstärken.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass für R744-Wärmepumpen unter anderem dasselbe Leitungsmaterial wie bei herkömmlichen Wärmepumpen eingesetzt werden kann. Darüber hinaus ist mit kleineren resp. vergleichbaren Material-Querschnitten zu rechnen, obschon die Wandstärken dicker sind.

## 2.15 Sub- und transkritische Enthitzung

Ein wesentlicher Unterschied zwischen R744-Wärmepumpen und solchen mit herkömmlichen Kältemittel, ist deren Wärmeabgabe an die Wärmesenke. Das untenstehende Diagramm 2-17 zeigt jeweils die Wärmeabgabe von R407C und R744 bei drei verschiedenen Senken-Temperaturen. In der linken Spalte ist das R407C und in der rechten Spalte das R744 und pro Zeile wird eine Senken-Temperatur dargestellt. Die Diagramm-Serie 2-17 wurde mit dem Engineering Equation Solver erstellt (5). Dazu wurde die Wärmeabgabe in Inkremente geteilt und diese separat berechnet. Daraus resultiert der Verlauf der Temperaturen von Kältemittel und Wasser respektive deren Temperaturdifferenz-Verlauf über die Wärmeabgabe. Der Hochdruck (bei R407C Verflüssigungsdruck) wurde iterativ gesucht, sodass die Temperatur vom Kältemittel während der gesamten Wärmeabgabe grösser ist als jene vom Wasser (Pinch-Point  $\geq 2$  K, Approach  $\geq 2$  K). Unter der Annahme der Senken Ein-/Austrittstemperatur lässt sich der Hochdruck (bei R407C Verflüssigungsdruck) trotz zusätzlicher Wärmeübertragungsfläche nicht weiter senken, ansonsten würden sich die rote und blaue Kurve schneiden. Mit dieser Vorgehensweise kann der minimal erforderliche Hochdruck (bei R407C Verflüssigungsdruck) für die Wärmeabgabe ermittelt werden. Tiefer, respektive effizienter kann er mit den gegebenen Randbedingungen auf der Senken-Seite nicht liegen. Die Wärmeabgabe vom R407C erfolgt subkritisch. Sie setzt sich zusammen aus der Enthitzung, Verflüssigung und Unterkühlung. Dem hingegeben erfolgt die Wärmeabgabe vom R744 transkritisch. Es findet eine kontinuierliche Enthitzung statt. Dabei tritt keinen eigentlichen Phasenwechsel wie bei einer subkritischen Wärmeabgabe auf, die Gas- und Flüssigkeitsphase haben dieselbe Dichte und folglich findet keine Phasentrennung statt. Bei hohen Temperaturen verhält sich das Fluid dabei ähnlich wie ein Gas, bei tiefen Temperaturen ähnlich wie eine Flüssigkeit.

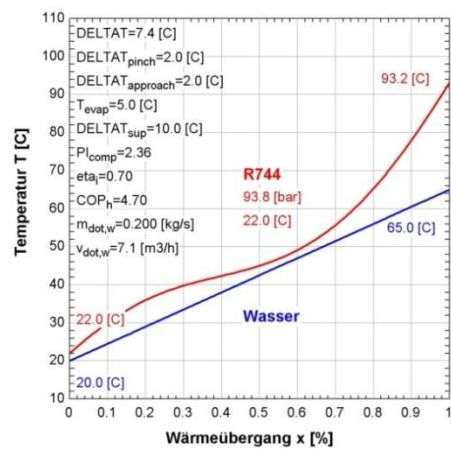
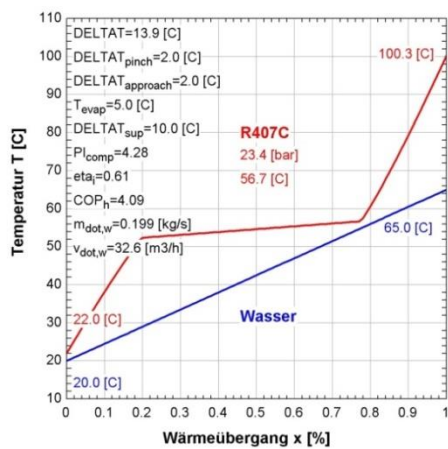
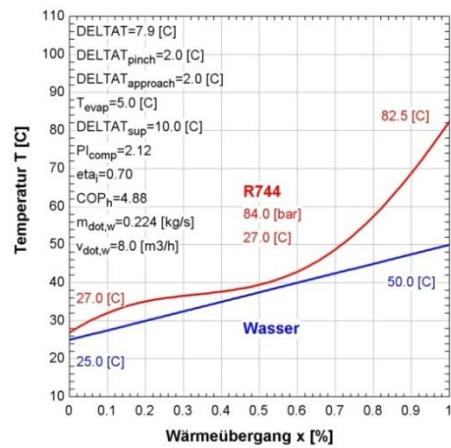
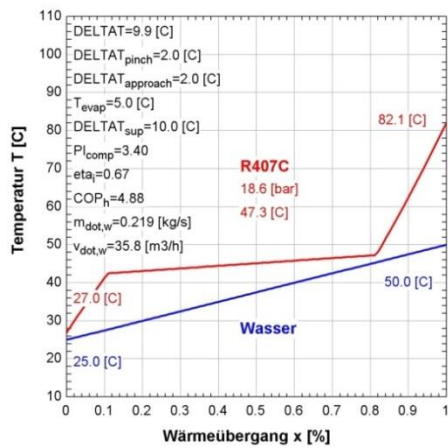
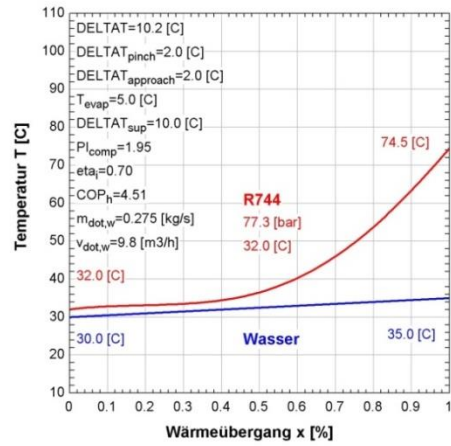
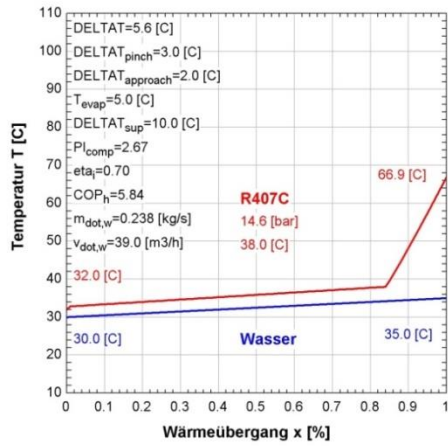


Diagramm 2-17: Sub- und transkritische Wärmeabgabe von R407C und R744 bei unterschiedlichen Senken-Temperaturen.



### 3 Stand der Technologie

*Im Kapitel Stand der Technologie wird auf heutige Wärmepumpen- und Kälteanwendungen mittels R744 eingegangen und die kommerzielle Verfügbarkeit verschiedener Komponenten geprüft.*

Mitte des 19. Jahrhunderts taucht R744 erstmals als Kältemittel auf und gegen Ende desselben Jahrhunderts entwickelt Richard Mollier die erste genaue Dampfdruck-Temperatur-Tafel für R744. In der ersten Hälfte des darauffolgenden 20. Jahrhunderts wurde R744 durch die sogenannten Sicherheitskältemittel vom Markt verdrängt. Als die FCKW-Ozon-Hypothese 1974 erstmals auftaucht, reagiert die Politik und verabschiedet 1987 das Montreal-Protokoll. Seither nehmen Vorschriften und Verbote für synthetische Kältemittel laufend zu.

Die Erfindung und Publikation über die Hochdruckregelung für transkritische Prozessführung durch Gustav Lorentzen (1993) verspricht erstmals eine vergleichbare Kosten- und Energieeffizienz zu herkömmlichen Systemen. Damals schon erkannte Lorentzen das Potenzial von R744 und prophezeit dem Kältemittel eine blühende Zeit voraus. Spätestens seit Anfang des 21. Jahrhunderts, seit der Verjährung der Patentschriften von Gustav Lorentzen, erlebt R744 als Kältemittel eine Renaissance. (8) (9)

#### 3.1 Systeme

Aufgrund der hohen Drucklage von R744 und den damals dafür kaum verfügbaren Komponenten wie Verdichter, Wärmetauscher oder Regelventilen, wurde die R744-Technologie zu Beginn hauptsächlich in subkritischen Kaskadensystemen für die Minuskühlung im Retail-Bereich eingesetzt. Im Jahre 2006 folgten die ersten transkritischen R744-Kälteanlagen im Retail-Bereich, welche auch die Pluskühlung abdeckten. Zu Beginn waren die zwei Temperaturniveaus noch mittels Kaskadenwärmetauscher getrennt. Bald darauf folgte jedoch die erste R744-Booster-Kälteanlage, welche die zwei Temperaturniveaus vereinte. Seit der Etablierung der R744-Booster-Kälteanlage für den Retail-Bereich wird dieses System rege weiterentwickelt. Im Jahre 2009 folgten die ersten Systeme mit Parallelverdichtung und im Jahre 2013 folgte die erste R744-Booster-Kälteanlage mit Ejektoren. Die Kombination aus R744-Booster-Kälteanlage mit Ejektoren und Parallelverdichtung im Retail-Bereich gilt heute ab einer Nenn-Kälteleistung von ca. 80 kW als Stand der Technik. Nebst der rasanten Etablierung von R744 im Retail-Bereich, finden R744-Kälteanlagen auch in der industriellen Kältetechnik Anwendung. Seit der Renaissance von R744 werden diese Systeme konsequent mit Abwärmenutzung ausgestattet. Vermehrt kommen sogenannte Integral-Systeme zum Einsatz, welche im Falle einer Unterdeckung des Wärmebedarfs zusätzlich noch beispielsweise als Luft-Wasser-Wärmepumpe agieren.

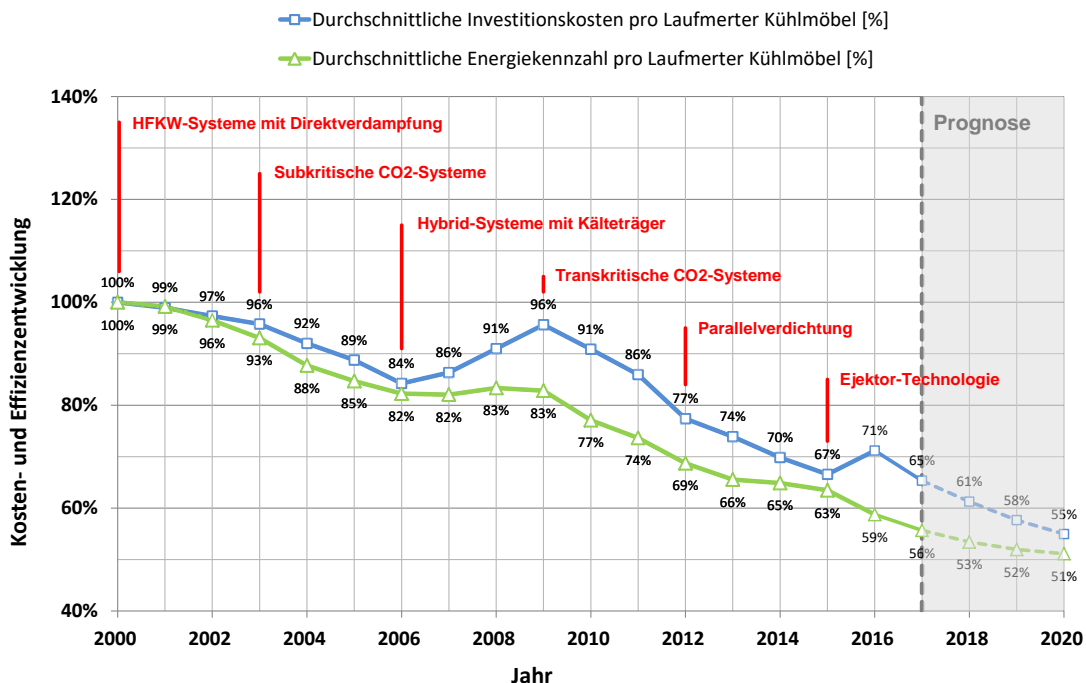


Diagramm 3-1: Kosten- und Effizienzentwicklung der Retail-Kältetechnik in der Schweiz.

Das Diagramm 3- zeigt die Kosten- und Effizienzentwicklung der Retail-Kältetechnik in der Schweiz. Die Daten stammen von renommierten Detailhändlern der Schweiz. Das Jahr 2000 dient dabei als Referenz und entspricht 100%. Das Diagramm bezieht sich nicht auf eine spezifische Technologie (z.B. R744), sondern stellt die mittleren jährlichen Investitionskosten pro Laufmeter Kühlmöbel sowie den mittleren Energieverbrauch pro Laufmeter Kühlmöbel sämtlicher Verkaufsstellen dar. Die im Diagramm dargestellten Technologien und Jahreszahlen sind indikativ, die Übergänge der Technologien und Jahreszahlen sind in der Regel fließend. Das Diagramm beinhaltet nur kältetechnische Entwicklungsschritte. Sicherlich ist ein Teil der Kosten- und Effizienzentwicklung auf andere Technologien wie die EC-Motoren oder die LED-Beleuchtung zurückzuführen.

2000 - In den Jahren um die Jahrtausendwende waren HFKW-Systeme mit Direktverdampfung und -kondensation, meist Heissgasverbunde, Stand der Technik. Je nach Systemgrösse war die Plus- und Minuskühlung als Kaskade ausgeführt und mittels Kälteträger getrennt. Meist kam auf beiden Stufen R404A zum Einsatz, wobei bei grösseren Systemen bereits auf Wärmeträger (Rückkühl-Netz) gesetzt wurde. Die stetige Kostenreduktion und Effizienzsteigerung sind auf optimierte Komponenten und Regelungstechnik zurückzuführen.

2003 - Zunehmend wurde auch bei kleineren Systemen fast ausschliesslich auf Wärmeträger gesetzt. Parallel zu dieser Entwicklung war es im Jahr 2003 schliesslich soweit: Es wurden erste Gehversuche, sprich erste Märkte mit subkritischen R744-Systemen ausgerüstet. Über die kommenden Jahre gewannen diese Systeme an Bedeutung und lösten zusehend die HFKW in der Minuskühlung ab. Auch hier waren die Plus- und Minuskühlung stets als Kaskade ausgeführt und mittels Kälteträger getrennt. Die subkritischen R744-Systeme tragen zunehmend zur Effizienzsteigerung bei. Die Kosten reduzieren sich weiter, da das Prinzip an und für sich gleichbleibt.

2006 - Mitte 2005 trat die ChemRRV (Chemikalien-Risiko-Reduktion-Verordnung) in Kraft und forderte beim Einsatz von HFKW's ab 80 kW, Kälteträger (Sole-Netz) einzusetzen. Fortan wurde



standardmässig R744 auf der Minusstufe und nach wie vor HFKWs auf der auf der Plusstufe mit Kälte-träger eingesetzt. Auch hier waren die Plus- und Minuskühlung stets als Kaskade ausgeführt und mittels Kälte-träger getrennt. Die Wärme-träger auf der warmen Seite blieben bestehen.

Drei Jahre nach den ersten Gehversuchen mit subkritischen R744-Systemen folgten im Jahr 2006 die nächsten Schritte mit transkritischen R744-Systemen in einer Booster-Anordnung. Ausgehend resp. kommend von den Wärme- und Kälte-träger, brachte dies eine erhebliche Vereinfachung mit sich. Die Kosten steigen erst durch den Kälte-träger (höhere Installationsaufwände als direktverdampfende Systeme), später zusätzlich durch höhere Kosten für die Umstellung auf und das Sammeln von Erfahrung mit transkritischen Systemen. Die Effizienz nahm aufgrund des Kälte-trägers, sprich zusätzliche Pumpenenergie und tiefere Verdampfungstemperaturen ab.

2009 - Zunehmend folgten weitere transkritische R744-Booster Systeme bis dann im Jahr 2009 diese standardmässig eingesetzt wurden und die HFKWs vollständig abgelöst hatten. In diesem Zeitraum gingen die ersten Systeme mit Parallel-Verdichtung in Betrieb. Kommend von den Kälte-trägern, führte das Ernennen von transkritischen R744-Booster-Systemen zum Standard, zu weiteren Kostenreduktion und langfristig zu einer Effizienzsteigerung.

2012 - Transkritische R744-Booster-Systeme mit Parallelverdichtung wurden standardmässig in grösseren Märkten eingesetzt. Später wurde die Parallelverdichtung auch vermehrt in mittleren Märkten eingesetzt. Die zunehmende Anzahl von Anlagen und die Erfahrung mit der Technologie reduzierte die Kosten und steigerte die Effizienz. Die Systeme werden regelungstechnisch laufend optimiert.

2015 – Der Durchbruch der Ejektor-Technologie löste bei kleineren Systemen die Parallelverdichtung ab und wurde bei grösseren Systemen mit der Parallelverdichtung kombiniert. Die Masse und Erfahrung mit der Technologie reduzierte Kosten und steigerte die Effizienz. Die Systeme werden regelungstechnisch laufend optimiert.



### 3.1.1 R744-Booster mit Parallel-Verdichter und Ejektoren

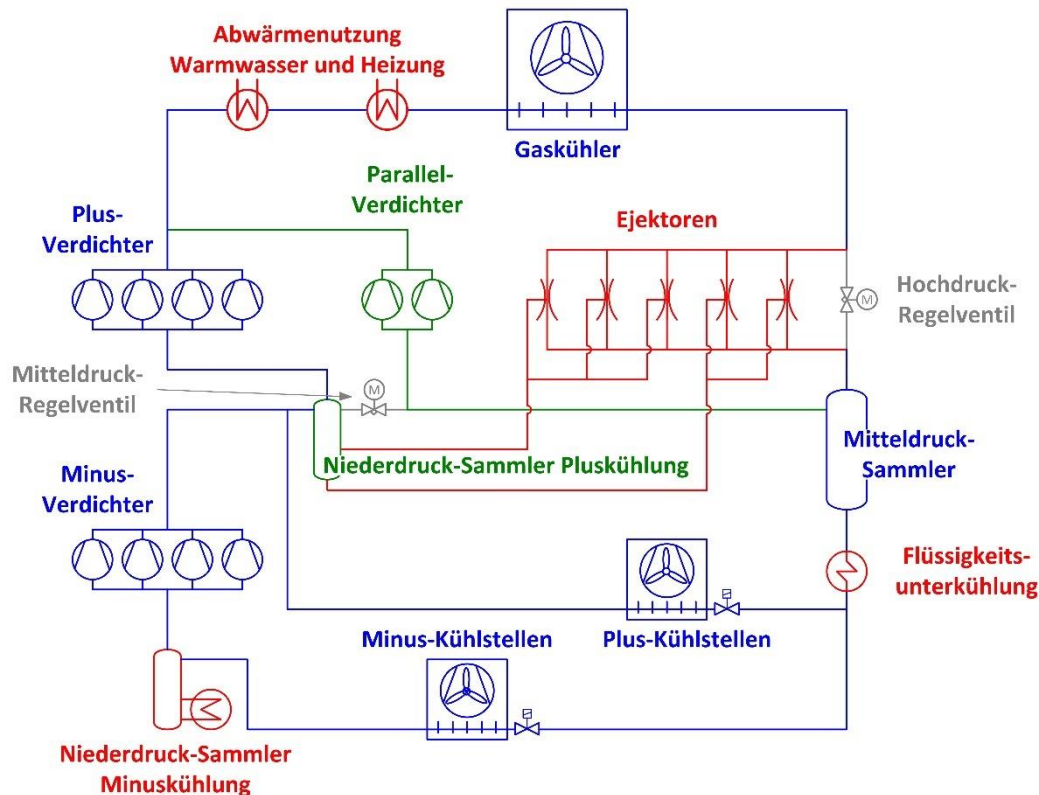


Abbildung 3-1: Prinzipschema einer transkritischen R744 Kälteanlage mit Parallelverdichtung und Multiejektoren.

Das durch die Plus- und Parallel-Verdichter verdichtete R744 wird den Wärmeübertragern für Warmwasser und Heizung zugeführt. Die restliche Wärme wird anschliessend über den Gaskühler an die Umgebung abgegeben. Das enthiitzte R744 wird über die Ejektoren oder das Hochdruckventil von Hochdruck auf Mitteldruck in den Mitteldrucksammler entspannt. Vom zweiphasigen R744-Gemisch im Mitteldrucksammler, wird der Gasanteil den beiden Parallel-Verdichtern zugeführt. Sollte das Fördervolumen der Parallel-Verdichter zu klein sein, wird das überschüssige R744 über das Mitteldruckregelventil in die Saugleitung der Plus-Verdichter entspannt. Das flüssige R744 wird über die Flüssigkeitsunterkühlung unterkühlt und den Plus- und Minus-Kühlstellen zugeführt. Das R744 von den Minus-Kühlstellen wird überhitzt (Flüssigkeitsunterkühlung) und anschliessend durch die Minus-Verdichter auf das Saugdruckniveau der Plus-Verdichter verdichtet. Nach einer Enthitzung durch den Druckgasenthitzer wird das R744 in den Niederdruck-Sammler Pluskühlung geführt.

Die Saugleitungen von zwei Flüssigejektoren sind mit dem unteren Teil des Niederdruck-Sammlers Pluskühlung verbunden. Dies erlaubt allfälliges flüssiges R744 aus dem Niederdruck-Sammler Pluskühlung, durch Nutzung der Expansionsenergie von Hoch- zu Mitteldruck, in den Mitteldrucksammler zu fördern. Die Saugleitungen von drei Gasejektoren sind mit dem mittleren Teil des Niederdruck-Sammlers Pluskühlung verbunden. Die Gasejektoren verdichten gasförmiges R744 aus dem Niederdruck-Sammler Pluskühlung, durch Nutzung der Expansionsenergie von Hoch- zu Mitteldruck, in den Mitteldrucksammler. Vom Mitteldrucksammler wird das, auf diese Weise vorverdichtete R744 durch die Parallel-Verdichter auf Hochdruck verdichtet. Somit wird



Verdichtungsarbeit von den Plus-Verdichtern auf die Parallel-Verdichter verlagert, die auf einem höheren und effizienteren Druckniveau arbeiten.

Allfällige Flüssigkeit in der Saugleitung der Minus-Verdichter wird verdampft (Flüssigkeitsunterkühlung). Die Möglichkeit Flüssigkeit in den Saugleitungen der Plus- und Minus-Verdichter abzufangen, bevor sie die Verdichter erreicht, erlaubt die Überhitzung in den Kühlstellen zu reduzieren und teilgeflutet zu betreiben. Dies führt zu einem besseren Wärmeübergang in den Kühlstellen und der Verdampfungsdruck kann näher an die Warentemperatur angehoben werden.

### 3.1.2 R744-Integral System

Der limitierende Betriebspunkt, sprich jener der für die maximale Kälteleistung der Kälteanlage relevant ist, liegt üblicherweise bei hohen Aussentemperaturen. In anderen Worten ist die Anlage in den kühleren Jahreszeiten überdimensioniert. Es ist naheliegend, dass mittels eines Aussenverdampfers die Leistungsreserve im Winter genutzt werden kann, um die Wärmemenge zu steigern. Wärme und nicht Abwärme, weil diese zusätzlich generiert wird und nicht als Beiprodukt der Kühlung entsteht. Diese Betriebsart entspricht im eigentlichen Sinne einer herkömmlichen Wärmepumpe, einzig werden mit einem System gleichzeitig Pluskühlung, Minuskühlung und Wärmepumpenbetrieb gefahren. Vorausgesetzt es besteht keine Möglichkeit, Erdwärme oder eine sonstige Wärmequelle, welche besser als Luft ist, zu verwenden. So kann der Aussenverdampfer entweder als separates Gerät oder als ein Gerät kombiniert mit dem Gaskühler ausgeführt werden. Unabhängig von der Platzierung kann die kältemittelseitige Einbindung gemäss Abbildung 3-2 erfolgen.

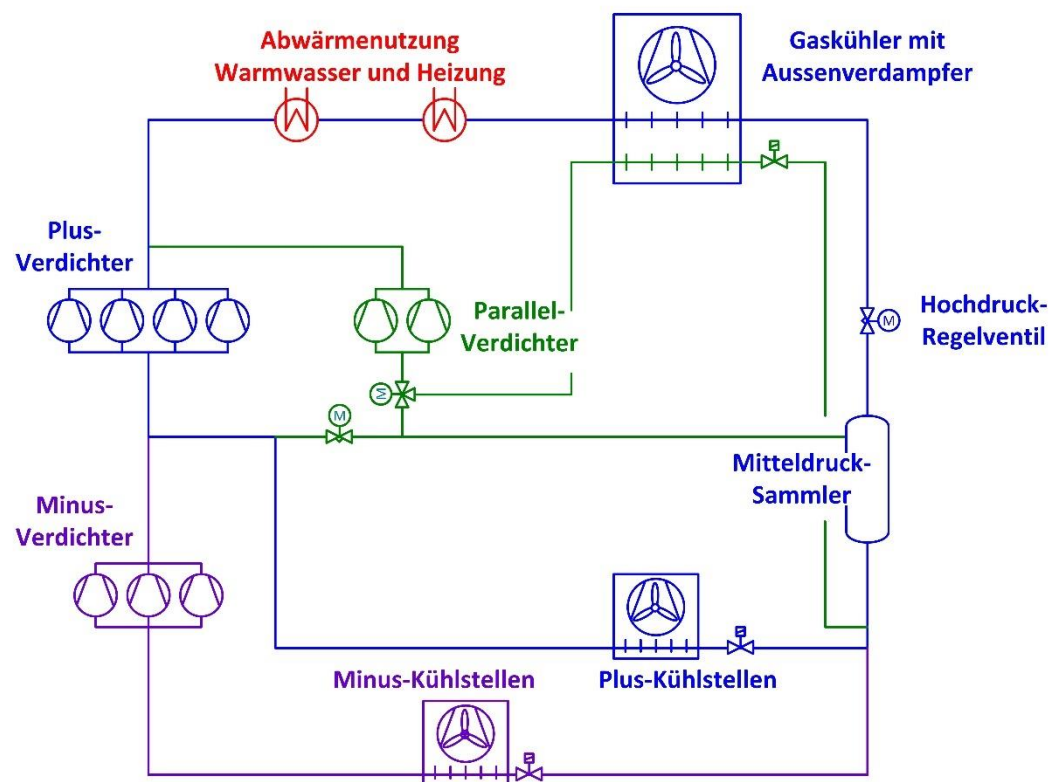


Abbildung 3-2: Prinzipschema einer transkritischen R744-Booster-Kälteanlage mit einem zusätzlichen Aussenverdampfer, untergebracht im bestehenden Gaskühler.



Der Vorteil für eine Kombination von Gaskühler und Aussenverdampfer liegt im Abtauen des Aussenverdampfers. Während dem Abtauen kann am Gaskühler Wärme abgegeben werden, welche den Aussenverdampfer abtaut. Darüber hinaus ist kein zusätzlicher Platzbedarf für den Aussenverdampfer notwendig und die Kosten liegen tiefer als für zwei separate Geräte.

Vorwiegend in grösseren Supermärkten ist der Kälteeintrag der Plus- und Minuskühlung nicht ausreichend, um den Verkaufsbereich ausreichend zu klimatisieren. Insbesondere dann nicht, wenn die Kühlmöbel mit Glastüren bestückt sind und der Kälteeintrag in den Verkaufsbereich 30 bis 60% kleiner ausfällt. Folglich bedarf es während warmen Aussentemperaturen einer zusätzlichen Klimatisierung. Diese wird wie eingangs erläutert meist mit einer separaten Einheit oder mit einer reversiblen Wärmepumpe realisiert. Vermehrt wird die Klimatisierung mit der gleichen Supermarkt-Kälteanlage realisiert, indem mittels zusätzlicher Verdampfer zur Klimatisierung Kaltwasser aufbereitet wird. Je nach Gebäudekonzept kann die Verteilung mittels Luft, Wasser oder mittels Direktverdampfung erfolgen. Im folgenden Beispiel wird Wasser als Wärme- und Kälte Träger eingesetzt, mit dem Vorteil, dass dieselben Deckengeräte zum Heizen und Klimatisieren verwendet werden können.

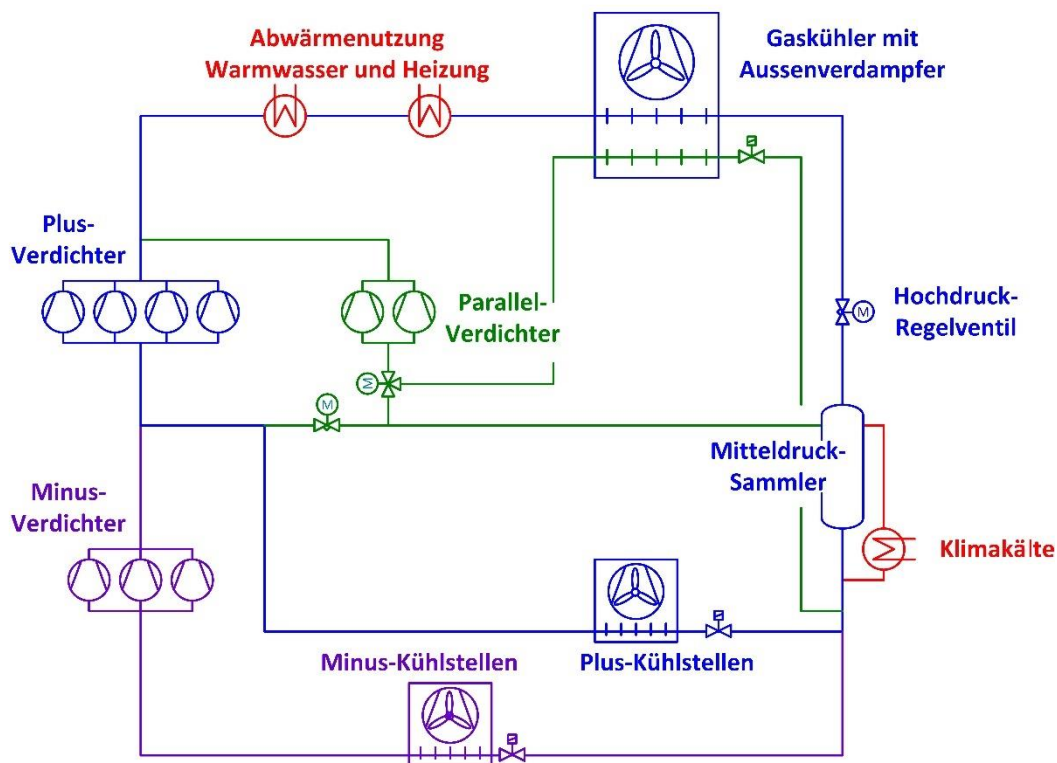


Abbildung 3-3: Prinzipschema einer transkritischen R744-Booster-Kälteanlage mit einem zusätzlichen Aussenverdampfer, untergebracht im bestehenden Gaskühler und einem zusätzlichen Wärmetaucher für Klimakälte.





Aufgrund seiner thermodynamischen Eigenschaften wird das Kältemittel R744 auch anderweitig eingesetzt. Zum Beispiel im Bereich von Brauchwarmwasser Erzeugung. Dazu wurden in den vergangenen Jahren R744 Luft/Wasser Wärmepumpen stark von Japan und vereinzelt auch von Herstellern in Europa entwickelt. Dabei handelt es sich in Europa vorwiegend um Standard R744 Luft/Wasser Wärmepumpen für die Brauchwarmwasser Erzeugung (z.B. Sanden „aquaeco2 mit 4.5 kW Leistung).

In Japan entwickelte Mitsubishi Electric Luft/Wasser CO<sub>2</sub> -Wärmepumpen, wie „QAHV-N560YA“ zur Brauchwarmwasser Herstellung bis +90°C, mit einer Leistung von 40 kW bei AT +7°C und die Q-Ton Luft/Wasser Wärmepumpe mit einem Zwei-Stufen Verdichter.

Aber auch andere Hersteller aus Japan wie Sanyo und ITOMIC haben entsprechende Luft/Wasser CO<sub>2</sub> Wärmepumpen im Programm. Die deutsche KMU Dürr Thermea GmbH hatte per Mitte 2017 das gesamte Wärmepumpenprogramm inkl. CO<sub>2</sub> Wärmepumpentechnik an Hafner-Muschler GmbH, verkauft.

### 3.2 Verdichtung

Zweifelsohne ist der Hubkolben-Verdichter das meist verbreitete Verdichtungsprinzip für transkritische R744 Kälte-Anwendungen. Sämtliche renommierten Verdichter-Hersteller bieten heute Lösungen in diesem Bereich an. Das Leistungsspektrum vom transkritischen Hubkolben-Verdichter reicht aktuell von ca. 2 bis 130 kW Kälteleistung, welches laufend nach oben und unten erweitert wird. Für Anwendungen mit grossen Temperatur- resp. Druckhuben werden entweder zwei Verdichter in Serie geschaltet (Booster) oder in seltenen Fällen 2-stufige Hubkolben-Verdichter eingesetzt. Bis ca. 10 kW kommen vermehrt auch Rotationskompressoren für transkritische Anwendungen zu Einsatz. Diese finden insbesondere Anwendung in Steckerfertigen Kühlmöbel. Vereinzelt, insbesondere für subkritische Anwendungen wurden einige Gehversuche mit Scroll-, Schrauben- und Radial-Verdichtern versucht. Aktuell deutet aber alles darauf hin, dass diese Verdichtungsprinzipien nur in Nischenanwendungen zum Einsatz kommen. Im Retail-Bereich werden meist mehrere Verdichter zu einem Verdichter-Verbund vereint. Dies hat Vorteile in Sachen Leistungsabstufung, Leistungsregelung sowie Redundanz und Betriebssicherheit. Dabei wird in der Regel ein Verdichter der Verbundstufe mittels Frequenzumformer drehzahlreguliert, sodass möglichst konstante Betriebsbedingungen gefahren werden können. In Kälte-Anwendungen wird meist die Verdampfungstemperatur resp. der Saugdruck der Verdichter reguliert. Als Schmierstoff empfehlen die Verdichter-Hersteller in der Regel Polyolester-(POE) oder Polyalkylenglykole-Schmierstoffe (PAG). Das Schmierstoff-Management wird auf den gewählten Schmierstoff im System, insbesondere auf dessen Löslichkeit abgestimmt.

### 3.3 Entspannung

Wie seinerzeit von Lorentzen beschrieben, bedarf es eine effiziente, transkritische Prozessführung ein Hochdruck-Regelventil. Dieses stetig regulierende Hochdruck-Regelventil regelt, wie es der Name verrät, den Hochdruck im System. Die Regelung des Hochdrucks in einem transkritischen Kältesystem ist von grundlegender Bedeutung, um optimale Leistungszahlen und genügend Kälteleistung resp. Heizleistung sowohl im sub- als auch im transkritischen Betrieb zu erreichen. Dabei wird der Hochdruck in Abhängigkeit der Gaskühler-Austrittstemperatur gemäss Diagramm 3-2 geregelt. Der Hochdruck wird jeweils so gewählt, dass das R744 vor der Entspannung im Hochdruck-Regelventil auf der roten Linie liegt. Dazu wird die Temperatur vor dem Hochdruck-Regelventil gemessen und der Hochdruck-Sollwert laufend den Betriebsbedingungen angepasst. (10)

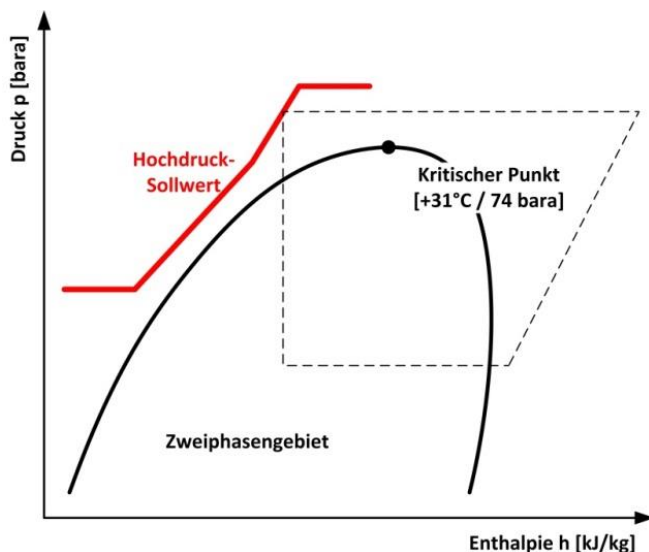


Diagramm 3-2 Hochdruckregelung im Log-p-h-Diagramm.

In dem Retail-Bereich hat sich aufgrund der Drucklage von R744 das Prinzip des Mitteldruck-Sammers mit einer zweistufigen Entspannung etabliert. Darüber hinaus lässt sich dieses Prinzip ideal mit Ejektoren und Parallelverdichtung kombinieren (siehe Diagramm 3-2).

Die Entspannung von R744 resp. die Druckdifferenz birgt Energie, welche bislang meist ungenutzt blieb. Es gibt verschiedene Ansätze diese Verluste bei der Entspannung zu nutzen. Ansätze wie die Expansionsmaschinen, Parallelverdichtung und Ejektoren können auf verschiedene Arten eingebunden werden. Im Jahr 2010 wurde in Zusammenarbeit mit dem BFE eine erste Feldanlage mit einer Expansionsmaschine ausgestattet und untersucht. Die damalige Expansionsmaschine und deren Einbindung im System wurden weiterentwickelt. An der Chillventa 2018 wurde ein Prototyp einer vielversprechenden Expansionsmaschine präsentiert. Es ist davon auszugehen, dass diese Expansionsmaschine im Verlauf von 2019 in erste Feldanlagen zum Einsatz kommt. Der Ansatz mittels Parallelverdichtung wird seit 2012 in der Schweizer Retail- Bereich bei grösseren Systemen standardmässig eingesetzt. Seit 2015 wird die Parallelverdichtung meist mit Ejektoren kombiniert (siehe 3.1 Systeme).

### 3.4 Wärmetauscher

In der R744-Kältetechnik kommen je nach Anwendung und Systemabschnitt unterschiedliche Wärmetauscher zum Einsatz. Wärmetauscher im Austausch mit Luft werden in der Regel als Lamellen-Rohr-Wärmetauscher ausgeführt. Dies sind beispielsweise Kühlraum-Verdampfer, Aussenverdampfer für WP-Anwendungen, Deckenheizapparate oder Gaskühler. Für interne Wärmetauscher und Wärmetauscher im Austausch mit Wasser, wie zum Beispiel für Abwärmenutzung oder Kaltwasser-Erzeugung werden meist Plattenwärmetauscher eingesetzt. Dies ist zum einen auf die kompakte Bauweise, sprich verhältnismässig hohe Wärmeaustauschfläche gegenüber geringen Kältemittel-Füllmengen zurückzuführen. Mittels Plattengrösse, Anzahl Platten und Plattenprägung lassen sich Leistung und Druckverlust flexibel aufeinander abstimmen.

Je nach Anwendung liegt dabei die Leistung im Bereich von wenigen Kilowatt bis zu ungefähr 300 kW. Die obere Grenze ist auf die hohe Drucklage und damit einhergehende limitierte Baugrösse



zurückzuführen. Bei höheren Leistungen, resp. geringen Temperatur-Differenzen werden üblicherweise mehrere Plattenwärmetauscher parallel oder seriell angeordnet.

Abwärmenutzung in der R744-Kältetechnik ist Standard. Wenn immer Bedarf ansteht, wird die Abwärme zum Erwärmen von Warmwasser oder an die Gebäudeheizung abgegeben. Dies erfolgt in der Regel mehrstufig, sprich in einer ersten Stufe wird nur die Enthitzungswärme genutzt. Steigt der Bedarf an Wärme weiter an, wird der Hochdruck angehoben, sodass zusätzlich zur Enthitzungswärme, die gesamte Wärme genutzt werden kann. Bei sogenannten Integral-Systemen wird in einer dritten Stufe noch einen Aussenverdampfer aktiviert, um die Heizleistung weiter zu steigern. In der Regel wird die Mess-, Steuer- und Regelungstechnik bis und mit Speicher durch die Kälteanlage und die Verbraucherseite von einem anderen System abgedeckt.

Geschlossene Kreisläufe wie die Gebäudeheizung werden in der Regel direkt, sprich ohne Zwischenkreislauf realisiert. Demgegenüber empfiehlt sich bei der Erwärmung von Warmwasser, einen Zwischenkreislauf einzusetzen. Die hohen Heissgastemperaturen führen zu einer hohen Kalkausscheidung, wodurch der Plattenwärmetauscher innert kürzester Zeit durch Kalkablagerungen verstopft.

### 3.5 Sammler

Im Sammler liegt das Kältemittel flüssig und gasförmig vor. Die gasförmige Phase wird mittels dem Flashgas-Regelventil kontrolliert abgelassen, sodass der Druck im Sammler möglichst konstant bei ca. 38 bar bleibt. Nach der Entspannung passiert die Gasphase den internen Wärmetauscher, wo sie die flüssige Phase vom Sammler unterkühlt. Die Absicherung gegen Überdruck mittels Druckentlastungsventil im Sammler erfolgt in der Regel bei 60 bar ( $T = +22\text{ °C}$ ). Kommt die Anlage zum Stillstand so nehmen Temperatur und Druck im Sammler zu, bis dessen Druckentlastungsventile ansprechen. Folgende Methoden werden praktiziert, um ein Ansprechen der DEV zu vermeiden.

#### 3.5.1 Höherer Absicherungsdruck

Sammler werden zu Wartungszwecken mit zwei DEV auf einer Wechselarmatur ausgerüstet. Dies lässt zu, dass eines der DEV den Betrieb (60 bar) und das andere den Stillstand (80 bar) absichert, vorausgesetzt der Sammler ist dafür zulässig und die Wechselarmatur wird bei Stillstand umgeschaltet.

#### 3.5.2 Stillstandskühlung

Der Sammler und dessen Inhalt werden mittels zusätzlichem Aggregat gekühlt, sodass der Druck nicht über den Ansprechdruck der DEV ansteigt und es zu Kältemittelverluste kommt.

#### 3.5.3 Kontrolliertes Ablassen

Der Sammler wird mittels Drucktransmitter überwacht. Steigt der Druck im Sammler über einen gewissen Grenzwert, so wird der Druck im Sammler über ein Magnetventil kontrolliert abgelassen. Es verdampft Kältemittel im Sammler und führt zu einer Eigenkühlung.

### 3.6 Leitungen und Verbindungen

Die R744-Kälteanlagen, insbesondere im Retail-Bereich weisen in der Regel ein weitläufiges und verzweigtes Leitungsnetz auf. Es gilt Kältemittel-Leckagen zu vermeiden. Aus diesem Grund wird wenn immer möglich auf lösbare Verbindungen verzichtet. Bei R744-Kälteanlagen wird Saugseitig der Plus- und Minusverdichter meist Kupfer eingesetzt. Diese Systemabschnitte werden mittels Druckentlastungsventilen in der Regel auf 30 bar(a), 52 bar(a) und 60 bar(a) abgesichert. Bei höheren Absicherungsrücken bis 130 bar(a) kommt in der Regel entweder eine spezielle Kupferlegierung



(Wieland, K65) oder Chromstahl zum Einsatz. Die Hersteller bevorzugen in der Regel Kupfer oder K65, da die Verbindungen hartgelötet und nicht geschweisst werden müssen und die Zertifizierung entsprechend einfacher zu erlangen ist. K65-Rohre weisen vergleichbare Fügeigenschaften wie branchenübliches Kupfer auf.

### 3.7 Armaturen

Die Palette an verfügbaren Armaturen für R744 wächst stetig. Aktuell wird der Anwendungsbereich hauptsächlich hin zu grösseren Leistungen erweitert. Stand heute sind die gängigen Armaturen wie zwei- und drei weg Kugelventile, Regelventile und Einspritzventile bis zu einem Druck von 130 bar(a) jeweils von mehreren Herstellern verfügbar. Die Nennweiten beginnen in der Regel im Bereich von DN 6, DN 10 und gehen in der Regel bis DN 40 oder darüber hinaus. Diese Dimensionen mögen klein erscheinen, da die volumetrische Kälteleistung von R744-Kälteanlagen aber deutlich höher ist als bei herkömmlichen Kältemitteln, können damit ohne Weiteres Leistungen bis ca. 500 kW Kälteleistung abgedeckt werden.

### 3.8 Schmierstoff-Management

An das Schmieröl bei R744-Verdichter stellen sich grundlegend folgende Anforderungen:

- Hohe thermische Beständigkeit
- Gute Mischbarkeit mit dem Kältemittel
- Gute Schmiereigenschaften
- Günstige Dichteverhältnisse

#### 3.8.1 Ölabscheider

Ölabscheider dienen der Abscheidung des im Druckgas mitgeschleppten Schmieröls aus dem Verdichter. Das abgeschiedene Öl wird in den Öl Sumpf (=Carter) des Verdichters zurückgeführt. Der Abscheider wird in die Druckleitung zwischen Verdichter und Gaskühler eingebaut.

Der Ölwurf hängt von der Bauart des Verdichters ab. Hubkolbenverdichter werfen bezogen auf den Kältemittelmassenstrom typischerweise etwa 0.5 bis 2 % Öl aus. Der Einsatz von Ölabscheider verringert Ölverlagerungen im System und trägt dazu bei, den Verdichter stets mit Öl zu versorgen. Weiter gelangt mitgeschlepptes Öl nicht in die Wärmetauscher, wo es die Oberflächen benetzt und die Wärmeübergangseigenschaften verschlechtert. Ölabscheider dienen zudem der Energieeffizienz, weil der Wärmeübergang des Kältemittels bei geringem Ölanteil besser ist.

#### 3.8.2 Öltransport

Auf der Hochdruckseite der Anlage ist der Öltransport unproblematisch. Auf der Niederdruckseite müssen die allgemein gültigen Regeln beachtet werden, um einen genügenden Ölfluss zu garantieren. Generell ist der Öltransport aber weniger kritisch als bei herkömmlichen Anlagen, da die Leitungsquerschnitte kleiner und die Gasgeschwindigkeiten grösser oder gleich wie bei herkömmlichen Kältemitteln gewählt werden.

#### 3.8.3 Geeignetes Schmieröl

Die POE & PAG-Öle eignen sich trotz hygroskopischem Verhalten für den Einsatz mit R744. Gebinde werden unter Schutzatmosphäre befüllt und verschlossen, um das Eindringen von Feuchtigkeit zu



verhindern. Entsprechend ist beim Einfüllen Sorgfalt und korrekte Handhabung geboten. Angebrochene Ölgebinde dürfen nicht wiederverwendet werden.

### 3.9 Feuchtigkeit im System

Die tolerierbare Menge an Wasser in R744-Kälteanlagen ist wesentlich geringer als bei herkömmlichen Kältemitteln. Die folgenden Unterkapitel erläutern die Problematik durch erhöhten Wassergehalt im Kältemittel. (11)

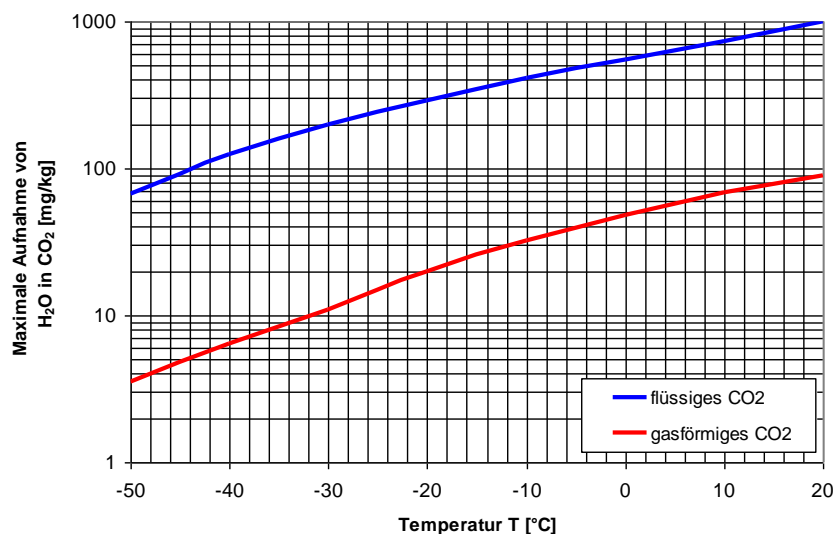


Diagramm 3-3: Maximale Aufnahme von Wasser in flüssigem und gasförmigem R744.

#### 3.9.1 Verstopfung durch Eiskristalle

Solange der Wassergehalt unterhalb der im Diagramm 3-3 dargestellten Werten bleibt, ist das System in keiner Weise gefährdet. Sollte der Gehalt jedoch über die dargestellten Werte steigen, so können Eiskristalle entstehen und Verengungen das System blockieren.

#### 3.9.2 Wie gelangt Wasser ins R744

Obwohl der Druck im System stets über dem Atmosphärendruck liegt, kann Wasser durch folgende Möglichkeiten ins System gelangen:

- Diffusion aufgrund Konzentrationsunterschieden
- Bei Wartungs- und Unterhaltsarbeiten
- Anlage vor Inbetriebnahme nicht vollständig evakuiert
- Durch wasserhaltiges Schmieröl
- Durch wasserhaltiges Kältemittel



### 3.9.3 Wasser entfernen

Die Kontrolle des Wassergehaltes im R744 mittels Indikatoren ist zu empfehlen. Somit kann gewährleistet werden, dass der Gehalt die kritische Grenze nicht überschreitet und die oben erwähnten Havarien nicht eintreten. Die effektivste Wirkung eines Filters kann erzielt werden, wenn er an Orten mit hohem Wassergehalt platziert wird. Typischerweise werden die Filter in Flüssigkeitsleitungen angebracht.

## 3.10 Kältemittelüberwachung

Die Leckage von Kohlendioxid durch Störungen, Fehlmanipulationen oder sonstigen Defekten können nicht ausgeschlossen werden. Um maximale Personensicherheit gewährleisten zu können werden Räume mit Personen-Aufenthalt mit einer Kältemitteldetektion und Alarmierung ausgestattet. Die Personen werden akustisch wie optisch auf die Gefahr aufmerksam gemacht.

### 3.10.1 Detektionsverfahren

Das heute meistverbreitete Messprinzip für eine kontinuierliche R744-Überwachung basiert auf der Adsorption von Licht im Infrarot-Bereich. Das Infrarotmessverfahren nutzt das Infrarot-Licht in bestimmten Wellenlängenbereichen in welchem die Lichtintensität durch das zu messende Gas absorbiert wird. Diese Messtechnik kann für verschiedenste Gase verwendet werden, insbesondere für R744.

Als Strahlungsquelle dient eine IR-Lichtquelle. Die von der IR-Strahlungsquelle emittierte Strahlung durchläuft die Messstrecke mit dem zu messenden Gas und trifft nach Passieren eines Filters auf einen Detektor. Der Durchlassbereich des Filters ist auf die zu bestimmenden Gaskomponenten abgestimmt. Als Detektor findet ein Infrarotempfindliches Bauelement Verwendung. Vorteile sind: hohe Selektivität, genaue Messergebnisse, widerstandsfähig gegenüber aggressiver und feuchter Umgebung sowie eine gute Langzeitstabilität.

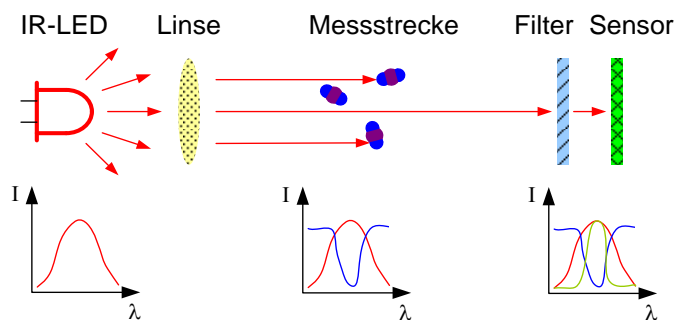


Abbildung 3-4: Infrarot-Messprinzip für R744.



### 3.10.2 Praktische Grenzwert

Der Praktische Grenzwert beschreibt die höchste Konzentration eines Kältemittels in einem Personen-Aufenthaltsbereich, die noch keine akuten Massnahmen für eine Flucht erfordert. Gemäss der Norm SN EN 378-1 soll die Kältemittelüberwachung spätestens bei einer Konzentration von 50 % des praktischen Grenzwertes Alarm auslösen. (7).

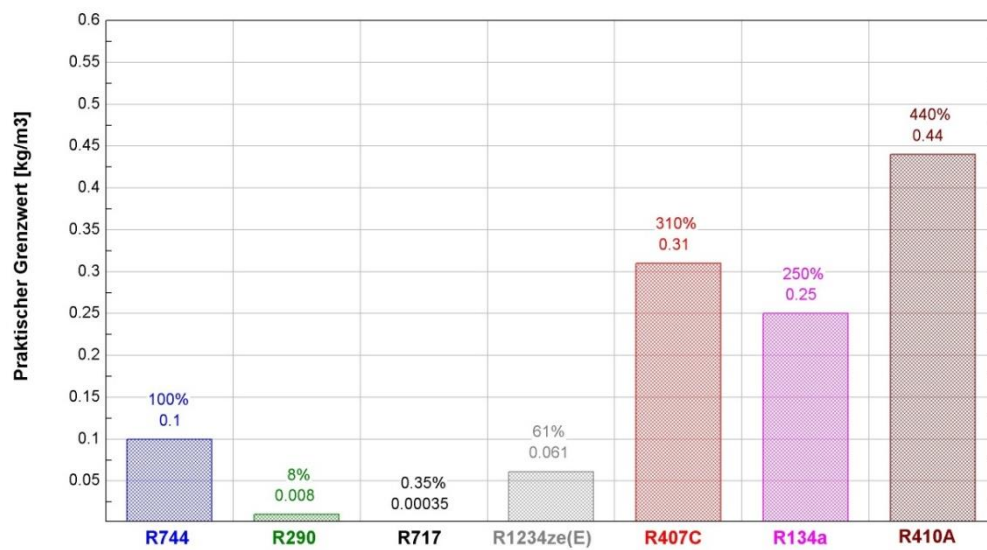


Diagramm 3-4: Praktische Grenzwerte verschiedener Kältemittel.







## 4 Technologie Transformation

*Im Kapitel Technologie-Transfer wird der Unterschied von Kälteanlagen und Wärmepumpen hinsichtlich Betriebsstrategie erläutert. Weiter werden die zu erwartenden Herausforderungen bei der Transformation von der einen zur anderen Anwendung hervorgehoben.*

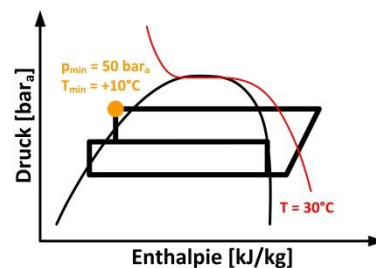
Wie im Kapitel 3 beschrieben, nimmt die Anwendung von R744 als Kältemittel in der Kältetechnik laufend zu. Darüber hinaus kommt das Kältemittel vermehrt für sogenannte Integral-Systemen zum Einsatz. Bei diesen steht nebst der bedarfsgerechten Kühlung auch die bedarfsgerechte Aufbereitung von Warmwasser und Wärme für die Gebäudeheizung im Fokus. Diese Systeme verfügen meist über einen zusätzlichen Aussenverdampfer und werden als Wärmepumpe betrieben. In anderen Worten werden bereits heute etliche Wärmepumpen mit R744 als Kältemittel betrieben und wertvolle Erfahrungen gesammelt. Diese Erfahrungen werden in diesem Kapitel hervorgehoben und auf eine herkömmliche Wärmepumpen-Anwendung transformiert.

### 4.1 Systeme

Wie einleitend bereits erwähnt, ist die Abwärmenutzung bei Kälteanlagen aber auch die Integral-Systeme Stand der Technik. Diese Systeme verfügen in der Regel über zwei in Serie geschaltete Wärmetauscher zum Erwärmen von Warmwasser und Heizungswasser. In der Regel ist der Bedarf an Warmwasser so gering, dass dazu meist nur einen vernachlässigbaren Anteil der gesamten Wärmeabgabe erforderlich ist. Der Rest der verfügbaren Wärme wird bei Bedarf dann an das Heizungswasser abgegeben. Reicht die Abwärme vom Retail-Bereich nicht aus, wird parallel zu den herkömmlichen Kühlstellen ein weiterer Aussenverdampfer betrieben. Meist wird der Aussenverdampfer mit dem Gaskühler kombiniert. In der Regel erfolgt die Steuerung in sogenannten Stufen:

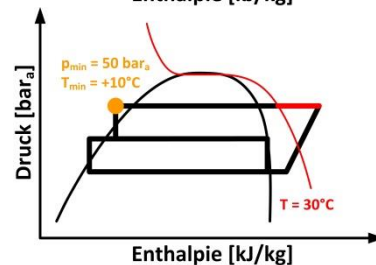
Stufe 0 → Keine Abwärmenutzung

Keine Abwärme wird genutzt.



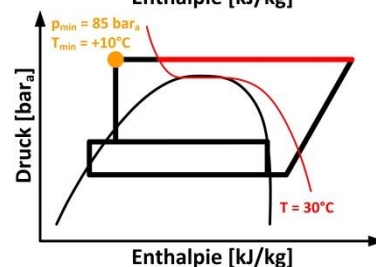
Stufe 1 → Enthitzung

Einen Teil der Enthitzung wird genutzt.



Stufe 2 → Hochdruck Hochhaltung

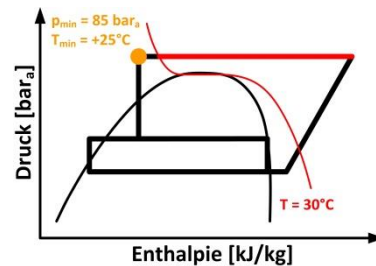
Der Hochdruck wird auf 85 bar angehoben und es wird einen Grossteil der Abwärme genutzt. Die Gaskühler Ventilatoren regeln +10°C.





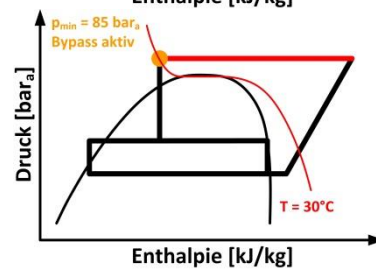
### Stufe 3 → Gaskühler Ventilatoren

Der Hochdruck wird auf 85 bar angehoben und es wird einen Grossteil der Abwärme genutzt. Die Gaskühler Ventilatoren werden ausgeschaltet.



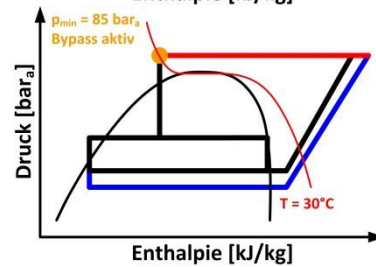
### Stufe 4 → Gaskühler Umgehung

Der Hochdruck wird auf 85 bar angehoben und es wird die gesamte Abwärme genutzt. Der Gaskühler wird hydraulisch umgangen.



### Stufe 5 → WP-Betrieb mittels Aussenverdampfer

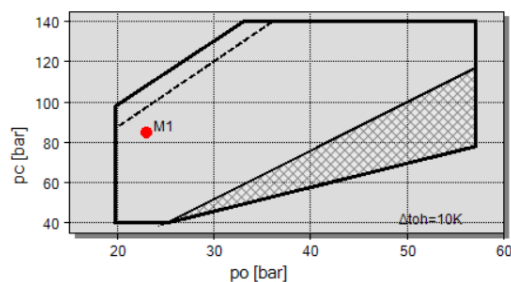
Der Hochdruck wird auf 85 bar angehoben und es wird die gesamte Abwärme genutzt. Der Gaskühler wird hydraulisch umgangen. Zusätzlich wird die Heizleistung mittels Aussenverdampfer gesteigert.



Die Wärmeaufbereitung und Wärmeverbraucher werden in der Regel mit einem Speicher getrennt. Mittels Stufenschaltung erfolgt der Abgleich zwischen verfügbarer und benötigter Wärme. Die erforderliche Stufe wird anhand von verschiedenen Temperaturen im Speicher ermittelt. Der Ansatz der Speicherbewirtschaftung mittels Temperaturen, sowie die Stufenschaltung werden für die Wärmepumpe übernommen. Einzig die Stufenschaltung erfolgt nicht wie bei der Kälteanlage von Stufe 1 bis 5 sondern der Prozess wird quasi stets wie in der Stufe 5 betrieben und die Stufenschaltung erfolgt anhand von zu und abschalten von Verdichtern. Die Stufe 5 entspricht einer Kälteanlage mit Abwärmenutzung und integrierter Wärmepumpe.

## 4.2 Verdichtung

Die Anforderungen an die Verdichter bleiben unabhängig davon, ob sie in einem Integral-System oder in einer losgelösten Wärmepumpe zu Einsatz kommen, dieselben. Beispielhafte Einsatzgrenzen der Verdichter können dem Diagramm 4-1 entnommen werden. Daraus ist ersichtlich, dass sich die Verdichter für eine Verdampfungstemperatur von  $-20^{\circ}\text{C}$  bis zu  $+20^{\circ}\text{C}$  und einem Hochdruck von 40 bar(a) bis 140 bar(a) eignen. (12)





Die Drehzahl der Verdichter kann in der Regel zwischen 30 Hz und 70 Hz variiert werden. Die Saugseite der Verdichter ist auf 100 bar(a) und die Druckseite ist auf 160 bar(a) konzipiert. Die Anforderungen an die Verdichter sind identisch mit jenen in einer R744-Kälteanlage. Folglich sind die Verdichter standardmässig von verschiedenen renommierten Herstellern verfügbar.

## 4.3 Entspannung

Seit der Erfindung und Patentierung der Hochdruckregelung durch Gustav Lorentzen ist das Hochdruck-Regelventil nicht mehr aus der R744-Technologie wegzudenken. Die Ventile und zugehörige Regelungstechnik haben sich etabliert und sind Stand der Technik. Analog den Verdichtern, gelten für diese Ventile ähnliche Anwendungskriterien, unabhängig ob sie in einer Kälteanlage oder einer Wärmepumpe zum Einsatz kommen. Folglich ist die Technologie x-fach erprobt und hat sich in der Praxis bewährt.

Seit dem erfolgreichen BFE P&D-Projekt, der ersten Feldanlage mit Ejektoren im Jahr 2013 kommen mehr und mehr Ejektoren zum Einsatz (13). Ejektoren sind im Grunde genommen vergleichbar mit dem Hochdruck Regelventil, einzig erzeugen sie mittels rückgewonnener Entspannungsarbeit zusätzliche eine Saugwirkung. Diese Saugwirkung kann im System nutzbringend eingesetzt werden. Stand heute sind Ejektoren von drei Herstellern kommerziell verfügbar. Deren Anforderung ist analog jener der Hochdruck-Regelventilen und somit bestens bekannt. Stand heute sind allein in der Schweiz schätzungsweise 1000 Ejektoren in Betrieb.

## 4.4 Wärmetauscher

Die Anforderungen an die Wärmetauscher lassen sich 1:1 mit jenen in einer R744-Kälteanlage vergleichen. Die Drücke und die Temperaturen, ja sogar die Anwendung ist dabei sogar dieselbe. Unabhängig ob bei einer R744-Kälteanlage oder bei einer Wärmepumpe, möglichst tiefe Rücklauftemperaturen sind energetisch von Vorteil.

### 4.4.1 Wärmequelle

Ob Wasser, Sole oder Luft als Wärmequelle dient, die Anforderungen an die Wärmetauscher sind identisch mit jenen einer R744-Kälteanlage. Für die Wasser, resp. Sole Anwendung haben sich mehrheitlich Plattenwärmetauscher aufgrund deren kompakten Bauweise und flexiblen Leistungsanpassung durchgesetzt. Der Aussenverdampfer von Integral-Systemen ist identische mit jenem einer Wärmepumpe. Einzig die Abtauung ist bei der Kombination mittels Kälteanlage noch einfacher, da immer Wärme zur Verfügung steht, die zum Abtauen genutzt werden kann.

### 4.4.2 Wärmesenke

Auch bei der Wärmesenke kann man durchaus sagen, dass die Bedingungen bekannt und in der Praxis x-fach erprobt sind. Unabhängig davon, ob für Warmwasser oder Heizungswasser, die Drücke und Temperaturen sind dieselben wie in einer Kälteanlage. Die Erwärmung von Warmwasser erfolgt entweder direkt mit innenliegendem Register in einem Boiler oder über einen Plattenwärmetauscher mit Zwischenkreislauf. Da in der Regel ein weiterer Wärmetauscher in Serie folgt, spielt die geringere Temperaturannäherung aufgrund des Zwischenkreislaufes keine Rolle. Häufig kommen auch sogenannte Hygiene-Module zum Einsatz. Diese haben den Vorteil, dass das Warmwasser nur im Durchlauf erhitzt wird. Dies stellt einen erheblichen Vorteil hinsichtlich Legionellen und Verkalkung dar.



## 4.5 Leitungen

Wie in den Kapiteln 2.7 bis 2.14 dargestellt, kann für eine R744-Wärmepumpe herkömmliches, branchenübliches Kupfer, die hochfeste Kupfer-Legierung K65 von Wieland oder Chromstahl eingesetzt werden. Da sich auch das K65 wie herkömmliches Kupfer hervorragend zum Hartlöten eignet, kann auf bekannte und bewährte Verbindungstechnik zurückgegriffen werden.

## 4.6 Schmierstoff

Wie bereits mehrfach erwähnt, sind die Anforderungen an eine R744-Wärmepumpe sehr ähnlich mit jenen an eine R744-Kälteanlage. Dies gilt auch für den Schmierstoff. Je nach Prozessführung eignet sich ein POE oder PAG-Schmierstoff. Bei einer herkömmlichen Prozessführung, bei welcher keine Verzeigungen im System auftreten, wird in der Regel ein POE vorgezogen, da es etwas günstiger und weniger Hygroskop ist. Sobald die Prozessführung Verzweigungen aufweist, wie zum Beispiel mittels Ejektoren, so wird das PAG vorgezogen. Der PAG-Schmierstoff trennt sich vom R744 und setzt sich unter im Behälter ab. Dies ermöglicht eine vereinfachte Rückführung. Die Verdichter renommierter Hersteller sind in der Regel für beide Schmierstoff-Typen zugelassen.

## 4.7 Legionellenschaltung und Warmwasser-Nachwärmer

Legionellen sind Bakterien, welche natürlicherweise in wässrigen und feuchten Milieus vorkommen. Sie vermehren sich besonders in Wassersystemen, in denen das Wasser nicht konstant erneuert wird und sich die Temperatur zwischen 25°C und 45°C bewegt. Nach heutigen Kenntnissen ist eine Warmwassertemperatur von ca. +55°C bis +60°C im Boiler und Leitungssystem eine einfache Präventivmassnahme, um bei sanitären Installationen eine Legionellen-Vermehrung zu hemmen. Je nach Wärmepumpe resp. Kältemittel und Betriebspunkt ist die Aufbereitung dieser hohen Temperaturen nicht möglich. Bei solchen Wärmepumpen kommt häufig eine zusätzliche elektrische Heizung zum Einsatz. Es gibt verschiedene Ansätze, wo und wie eine solche Zusatzheizung angeordnet wird. Aufgrund der hohen Heissgastemperaturen von R744 und der kontinuierlichen Wärmeabgabe (transkritisch) stellen Warmwassertemperaturen über +60°C bei R744-Wärmepumpen kein Problem dar und es braucht im Unterschied zu herkömmlichen Systemen in der Regel auch keine Legionellenschaltung. (14)

## 4.8 Kältemittelpreise

Seit dem Inkrafttreten der F-Gas-Verordnung und den damit einhergehenden Phase Down (Kontingentierung) von FKW-Kältemitteln kennen die Kältemittelpreise nur noch eine Richtung: nach oben. Im Jahr 2018 sind die Kältemittelpreise von FKW-Kältemitteln um bis zu 500% angestiegen und es ist davon auszugehen, dass diese Tendenz weiter anhält. Nebst der Beschaffung von Kältemitteln darf das fachgerechte Rezyklieren resp. die fachgerechte Entsorgung nicht ausser Acht gelassen werden. Zu entsorgende FKW-Kältemittel sind in einer Verbrennungsanlage fachgerecht zu verbrennen. (15)



## 5 Literaturrecherche

*Die Studie wird mit einer Literaturrecherche über bisherige Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten in Bezug auf Wärmepumpen mit R744 als Kältemittel begonnen. Die Erkenntnisse aus der Literaturrecherche fliessen in die Ausarbeitung der weiteren Kapitel der Studie ein.*

Es wurde intensiv nach repräsentativen Forschungen auf dem Gebiet der R744-Wärmepumpe recherchiert. Die Autorenschaft definierte für die eigentliche Suche themenrelevante Schlag- und Stichwörter sowie Autoren oder Titel bereits bekannter bestimmter Forschungsbeiträge. Dazu wurde nach wissenschaftlichen Beiträgen aus Fachartikeln und Aufsätzen, Online-Artikel oder digitale Medien gesucht. Es war aufwendig, geeignete Zugangswege und Zugriffsmöglichkeiten bei Datenbanken und Websites zu finden.

### 5.1 Allgemeines

Als Methode wurde ein Konzept der «Systematischen Suche», «Vorwärts- und Rückwärtsgerichtete Suche» sowie eine «Gemischte Strategie» eingesetzt. Als Anfangsdatum wurde das Jahr 2007 festgelegt.

Es wurden folgende Stichwörter definiert:

- Carbon Dioxide
- CO<sub>2</sub>
- R744
- Heat pump
- English / Deutsch

Die Suche umfasste alle einschlägigen Quellen, wie:

- Bücher, Thesen, Schriften, Reports
- Konferenzdokumente
- Konferenz Präsentationen und Resultate
- Fachartikel in Zeitschriften oder allgemeine Artikel

Als Hauptdatenbank diente uns FRIDOC, wobei gleichzeitig auch Google sowie weitere Suchmaschinen systematisch durchsucht wurden.

Das Ziel für die vorliegende Recherche war herauszufinden ob, und welche Beantwortungen im Sinne von wissenschaftlichen Fragestellungen zur Thematik R744-Wärmepumpen, mit Stand November 2018, weltweit publiziert worden sind. Dazu haben wir folgende Unterteilungen vorgenommen:

- Beantwortung einer wissenschaftlichen Fragestellung
- Untersuchung der Relevanz einer Forschungsfrage
- Kennenlernen eines Forschungsgebiets, dessen Grundlagen und aktuellen Stand des Wissens
- Identifikation von relevanten Problemen und eventuell Formulierung neuer Fragestellungen
- Fundierte Kenntnis von wissenschaftlichen Arbeiten mit gleicher/ähnlicher Fragestellung und deren Stärken und Schwächen



- Erarbeitung einer wissenschaftlich fundierten Diskussionsgrundlage

Die nachstehenden Ausführungen widerspiegeln den der Autorenschaft bekannte, bestehenden Wissensstand im Themengebiet R744-Wärmepumpe und soll als Diskussion der gewonnenen Ergebnisse für die weiteren Kapitel dienen.

## 5.2 Resultate der Recherchen

Von insgesamt 100 international publizierten Forschungsarbeiten über R744-Wärmepumpen konnten insgesamt 41 Arbeiten in den Kontext der vorliegenden Forschungsarbeit einbezogen werden. Dies betrifft den Zeitraum der letzten 13 Jahre, wobei mit dem Jahre 2005 die Arbeit «R744-Wärmepumpe» aus dem schweizerischen Forschungsprogramm UAW (Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte) im Auftrag des BFE den Anfang bildet. Die weiteren für dieses Forschungsprojekt relevanten 39 Forschungsarbeiten betreffen die Jahre 2007 – 2018.

### 5.2.1 Zeitlicher Verlauf der Publikationen

Interessant ist der zeitliche Verlauf beginnend mit dem Jahre 2007, in welchem 7 Arbeiten publiziert worden sind. 2008 waren es noch 6 Arbeiten und danach sanken die jährlichen Publikationen auf einen Mittelwert von 3 bis ins Jahr 2016. Im Jahre 2017 wurde 1 Arbeit publiziert. Doch bereits im Jahre 2018 kamen wieder 3 Publikationen dazu.

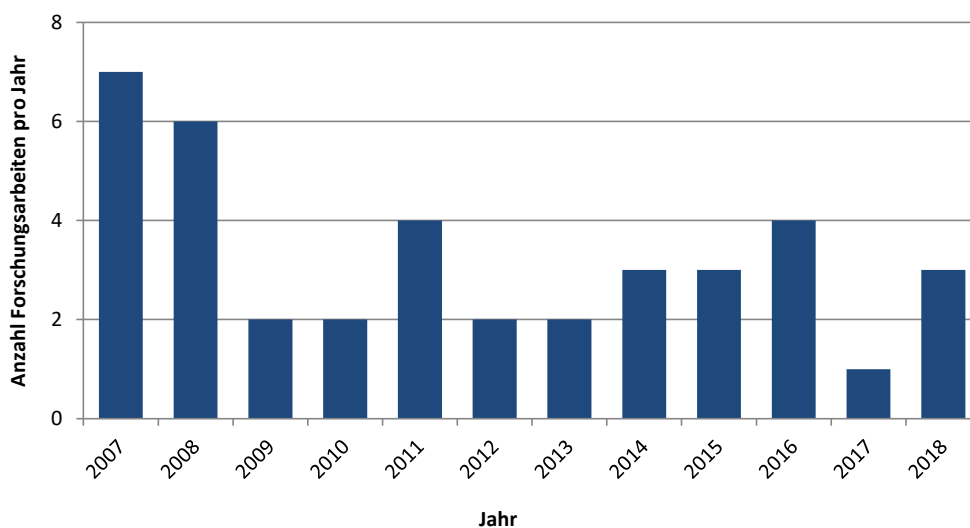


Diagramm 5-1: Anzahl und Verlauf der durchschnittlichen Anzahl Arbeiten pro Jahr (2007-2018).

### 5.2.2 Herkunft der Publikationen

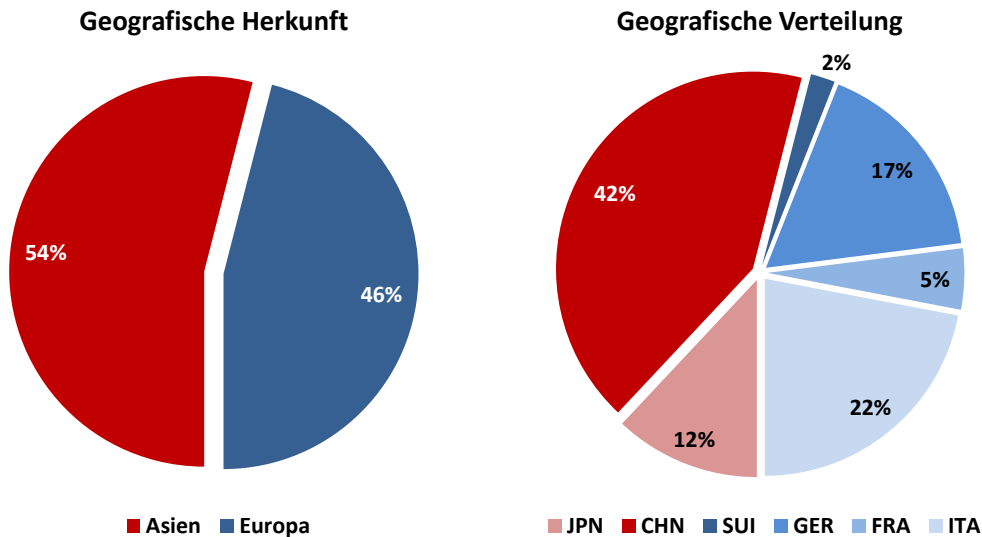


Diagramm 5-2: Geografische Herkunft und Verteilung in Europa der Forschungsarbeiten über R744-Wärmepumpen.

### 5.2.3 Welche Themengebiete wurden untersucht?

Das linke Kreisdiagramm zeigt die 82 (72%) der erforschten Themengebiete der R744-Wärmepumpen Technologie. 30 Arbeiten (37%) befassten sich mit Simulationen und mathematischen Berechnungen. 20 Arbeiten (24%) erprobten Prototypen und testeten Einzelkomponenten. 10 Arbeiten (12%) untersuchten die Regelungstechnik und nur 5 Arbeiten (6%) untersuchten transkritische Prozesse. Bei 10 Arbeiten (12%) wurden Luft/Wasser Wärmepumpen, und bei 7 Arbeiten (9%) wurden Wasser/Wasser Wärmepumpen behandelt.

Das rechte Balkendiagramm zeigt die 32 (28%) Arbeiten welche sich mit den Verbrauchern befassten. Dabei haben sich 18 (56%) mit der Gebrauchswarmwasserproduktion befasst. 11 Arbeiten (34%) untersuchten die Raumwärmeversorgung und 3 Arbeiten (9%) vertieften sich in Speichertechnologie.

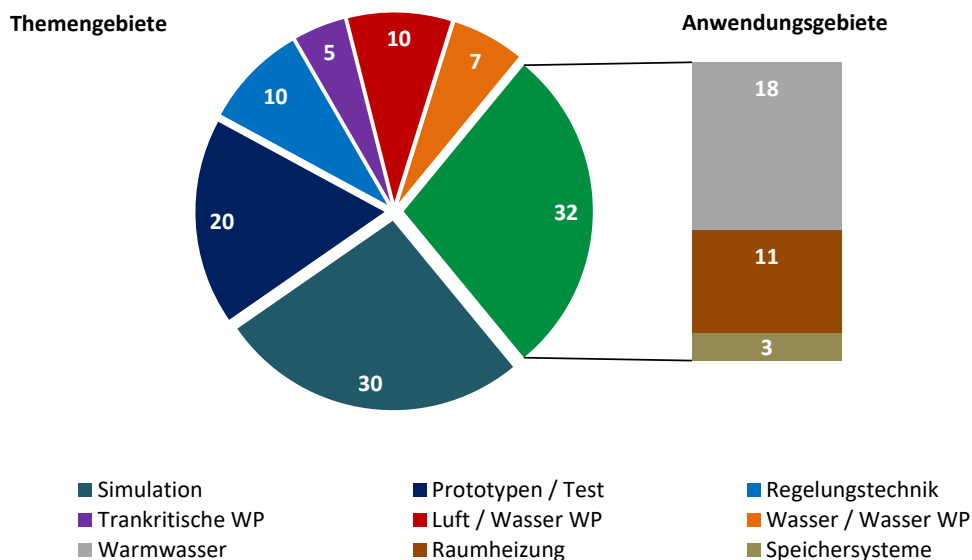


Diagramm 5-3: Untersuchte Themengebiete bisheriger Forschungsarbeiten über R744-Wärmepumpen.



## 5.3 Forschungsarbeit Schweiz

### A) Forschungsprogramm UAW (Umgebungswärme, WKK, Kälte) im Auftrag des Bundesamtes für Energie

#### 5.3.1 CO<sub>2</sub> Wärmepumpe / Schlussbericht Oktober 2005

Autoren: Dr. Markus Friedl, AG für Technologie und Innovation, 8050 Zürich, Dr. Kai Schiefelbein, Stiebel Eltron GmbH und Co. KG, DE-37603 Holzminden

Erkenntnisse: Das natürliche Kältemittel R744 verspricht hohe Leistungswerte beim Einsatz in Brauchwasserwärmepumpen verglichen mit herkömmlichen HFKW Kältemitteln und ist zudem ökonomischer. Das Ziel dieser Forschung war die aufgestellten Hypothesen anhand eines Prototyps zu beweisen. Der Prototyp war eine Kompakt-(Luft/Wasser) -Wärmepumpe für ein Passiv-Einfamilienhaus, welche für Warmwasserheizung und die Brauchwarmwasserversorgung ausgelegt wurde. Da R744 eine kritische Temperatur von 31°C hat, kann die Wärme dem Verbraucher nur im überkritischen Zustand abgegeben werden und die Wärmepumpe muss transkritisch betrieben werden. Die für das Projekt entwickelte Wärmepumpe wurde auf eine Leistung von 2 kW ausgelegt. Diverse Komponente mussten nach ersten Tests ersetzt oder kalibriert werden.

Vergleich mit herkömmlichen Wärmepumpen: Bei grossen Temperaturunterschieden hat die R744-Wärmepumpe einen grossen Vorteil. Hingegen ist sie bei kleinen Temperaturunterschieden entsprechend unterlegen, weil der Energieverlust im Gaskühler grösser ausfällt als jener im Verflüssiger einer herkömmlichen WP. Die Gründe für die relativ geringe Leistung des Prototyps liegen einerseits an der zu geringen Menge an Kältemittel, andererseits am kleinen Verdichter. Grössere Kältekompressoren haben im Grunde höhere Wirkungsgrade.

Ergebnis: Der R744-WP-Kreislauf bietet eine gute Basis für ein Passivhaus-Kompaktgerät. Der bisher eingesetzte Verdampfer hat zu enge Lamellenabstände, weshalb die WP zu oft abgetaut werden muss. Dies verschlechtert die Leistungsdaten. Damit die Vorteile der R744-WP auch bei hohen Temperaturdifferenzen in der Senke ersichtlich werden, muss die Füllmenge optimiert werden.

Mit dem Kältemittel R744 ist es eventuell möglich, ein wettbewerbsfähiges Wärmepumpen-Kompaktgerät für Passivhäuser zu entwickeln, das die erwünschten Leistungszahlen erreichen kann. Essenziell ist dabei eine richtige Integration ins Gebäude zur Erreichung von für R744 WP günstigen Randbedingungen.

Mit der im Projekt entwickelten Software ist es möglich, eine zuverlässige Berechnung des Kältekreis mit integrierter Gaskühlerdimensionierung zu berechnen, sofern die Verdichter Daten bekannt sind. Der entwickelte Gaskühler ist leistungsfähig, kompakt und kann industriell hergestellt werden. Die Regelung eines elektronischen Expansionsventils für das WP-Funktionsmuster funktioniert wie gewünscht und konnte in einen Regler integriert werden. Bei einer Heizleistung von > 5 kW kann in Bezug auf die erreichbaren Leistungszahlen noch keine Aussage zur Konkurrenzfähigkeit der R744 WP gemacht werden. Dazu sind weitergehende Massnahmen und Optimierungen am Kältekreis erforderlich. Der Ansatz, die Drosselenthalpie des Kältemittels zu nutzen, scheint vielversprechend. Die Produktidee dieses Projekts ist kommerziell interessant. Daher will man in einem Folgeprojekt den Wirkungsgrad weiter steigern.





## 5.4 Forschungsarbeiten International

### **B) 3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain. Proceedings: London, UK, June 23-25, 2014**

#### 5.4.1 Simulation und Bewertung eines CO<sub>2</sub>-Wärmepumpensystems mit Energiespeicher für die ZEB.

Autoren: JUSTO ALONSO M. BANTLE M. CLAUSSEN I. C. 2014

Erkenntnisse: Ein reduzierter Energieverbrauch ist eine der kosteneffektivsten Methoden, um die CO<sub>2</sub>-Emissionen bei der Verbrennung fossiler Brennstoffe zu reduzieren. Wohngebäude müssen gemäss der Richtlinie über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden (EPBD) energieeffizienter werden. Die Nachfrage nach Brauchwarmwasser hat an Bedeutung gewonnen. Daher macht der Anteil des Brauchwarmwassers (Warmwasser) in hochgedämmten Häusern einen zunehmenden Anteil am Gesamtwärmebedarf aus. Zum Zweck der Trinkwassererwärmung und der Raumheizung gehören Wärmepumpen mit einem dreigliedrigen R744-Gaskühler zu den effizientesten Systemen. Durch die Wärmeabgabe bei unterschiedlichen Temperaturniveaus werden eine große Enthalpie Differenz und eine geringe Verdichter Leistung erreicht. Ein dynamisches Modell für ein R744-Wärmepumpensystem in Kombination mit Energiespeicher (mittels Eis) für ein Null-Emissions-Gebäude (ZEB) wurde entwickelt. Ziel der Simulation ist die Optimierung der Wärmepumpe und ihrer Betriebszustände.

### **C) 3rd Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants 2009**

#### 5.4.2 Leistungsoptimierung einer transkritischen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe.

Autoren: RULLIERE R. COLASSON S. HABERSCHILL P. 2009

Erkenntnisse: R744-Kühlsysteme zielen darauf ab, die Auswirkungen des Kältemittels auf die Umwelt im Vergleich zu synthetischen Flüssigkeiten zu reduzieren und die Probleme der Toxizität und Entzündbarkeit anderer natürlicher Kältemittel zu begrenzen. Darüber hinaus ist R744 aufgrund seiner attraktiven physikalischen und Transporteigenschaften eine gute Alternative für Klimaanlage und Wärmepumpen. Diese Arbeit präsentiert eine experimentelle Charakterisierung des thermischen Verhaltens einer transkritischen R744-Wärmepumpe. Der Einfluss der Kältemittelfüllmenge und des hohen Drucks auf die Leistung des Systems wurde unter stationären Bedingungen untersucht. Im Versuchsaufbau wurde kein Speicher verwendet, um mehr über den Einfluss der Kältemittelfüllung zu erfahren. Der Gaskühler war ein kompakter Spiralwärmetauscher, bei dem R744 mit Wasser gekühlt wird. Die Wärmepumpe wurde bei verschiedenen Wassertemperaturen getestet. Abhängig von der Kältemittelfüllung wies das R744-System grosse Leistungs-schwankungen auf. Die COP-Trends zeigten, dass die Wärmepumpe sehr empfindlich auf die Kältemittelfüllung und den Hochdruck reagierte. Ein numerisches Modell wurde entwickelt, um die Untersuchung des Gaskühlers durch Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten und des auf das Wasser übertragenen Wärmeflusses zu ermöglichen. Es wurde eine gute Übereinstimmung zwischen Modellvorhersagen und experimentellen Ergebnissen festgestellt. Das Modell diente zur Berechnung des Gaskühlerwirkungsgrades und zur Ermittlung optimaler Arbeitsbedingungen.



#### 5.4.3 Studie zur Fuzzy-Steuerung eines CO<sub>2</sub>-Wärmepumpensystems.

Autoren: Lee J. S. Han Y. H. Kim M. S. 2009

Erkenntnisse: In der Klima- und Kälteindustrie wurden verschiedene Anstrengungen unternommen, um die Umwelt zu schützen. Eine davon ist, Kohlendioxid (R744) als alternatives Kältemittel zu verwenden. Mehrere Forscher haben jedoch gezeigt, dass das transkritische Wärmepumpensystem, das R744 verwendet, einen relativ niedrigeren Wirkungsgrad aufweist als ein System, das herkömmliches Kältemittel verwendet, was zu einer beeinträchtigten stationären Systemleistung führt. In dieser Studie wurde eine Fuzzy-Steuerung des R744-Wärmepumpensystems angewendet, um die Wärmekapazität zu modulieren und die Systemleistung zu verbessern. Die Wärmekapazität wurde durch die Änderung der Wechselrichterfrequenz und die Systemleistung durch die Überhitzungseinstellung gesteuert. Die Kapazitätsmodulation und die Überhitzungseinstellung wurden unabhängig auf der Grundlage einer Steuerlogik mit mehreren Eingängen und mehreren Ausgängen durchgeführt. Die Leistungsverbesserung wurde für eine Gaskühler-Wassereinlasstemperatur von +30 °C und Verdampfer-Wassereinlasstemperatur von +27 °C erzielt.

#### **D) ICR 2007 Refrigeration Creates the Future. Proceedings of the 22nd IIR International Congress of Refrigeration.**

#### 5.4.4 Leistungssimulation eines Gaskühlers für CO<sub>2</sub>-Wärmepumpensysteme mit einem zweistufigen Kompressor.

Autoren: CHANG Y. S. HAN D. W. 2007

Erkenntnisse: Aufgrund der Umweltprobleme, die durch die globale Erwärmung verursacht werden, wird derzeit in vielen Studien ein Wärmepumpensystem mit Kohlendioxid (R744), einem natürlichen Kältemittel, entwickelt. Die kritische Temperatur von R744 ist niedriger als die Umgebungstemperatur. Somit wird heißes Gaskältemittel als einphasiger Gaskühlprozess gekühlt. Die Austrittstemperatur des Gaskühlers hat einen großen Einfluss auf die Effizienz des R744-Wärmepumpensystems. Um einen hohen Wirkungsgrad zu erzielen, ist eine größere Wärmeübertragungsfläche des Gaskühlers erforderlich. Ein weiteres vielversprechendes Verfahren zur Verbesserung der Systemeffizienz ist die Verwendung eines zweistufigen Kompressors, der einen luftgekühlten Wärmetauscher für den Ladeluftkühler erfordert, um das heiße Gas aus dem Kompressionsprozess der ersten Stufe abzukühlen. Aufgrund der begrenzten Stirnfläche des Wärmetauschers und der Kosten wird der Wärmeübergangsbereich des Gaskühlers kleiner, wenn der Ladeluftkühler größer wird. Somit die optimale Verteilung des Wärmetauschers zwischen Gaskühler und Zwischenkühler unter Berücksichtigung der maximalen Systemleistung. Diese Studie schlug verschiedene Leistungssimulationsergebnisse für eine gegebene Auslegung eines Gaskühlers vor.

#### 5.4.5 Experimentelle Studie zur Leistung eines CO<sub>2</sub>-Wärmepumpensystems mit internem Wärmetauscher.

Autoren: JIN D. XUE J. TAKATA N. et al. 2007

Erkenntnisse: In dieser Studie wurde die Leistung eines R744-Wärmepumpensystems, das für eine Heisswasserversorgungs-Maschine angewendet wurde, experimentell bei verschiedenen Kühlmittelfüllbedingungen untersucht, um die Wirkung des internen Wärmetauschers auf die Systemleistung zu klären. Alle Experimente wurden bei konstanter Heizleistung und Kältemittelüberhitzung durchgeführt, indem die Kompressor-Frequenz und der Impuls des elektronischen Expansionsventils eingestellt wurden. Experimentelle Ergebnisse zeigen, dass eine Erhöhung der Kältemittelfüllung den Auslassdruck des Kompressors erhöht und die



Kältemittelauslasstemperatur im Gaskühler verringert. Es gibt eine optimale Kältemittelfüllung, bei der der Heiz-COP seinen maximalen Wert erreicht. Die Wärmeübertragungsrate und die Wirksamkeit des internen Wärmetauschers nehmen ab, wenn die Kühlmittelfüllung zunimmt und steigt, wenn die Länge des internen Wärmetauschers zunimmt. In dieser Studie wurde eine Verbesserung des maximalen Erwärmungs-COP von 5,1% erzielt, indem ein interner Wärmetauscher eingesetzt wurde.

#### 5.4.6 Leistungsbewertung eines 2-stufigen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpenkreislaufs.

Autoren: KUWABARA O. KOBAYASHI M. MUKAIYAMA H. et al. 2007

Erkenntnisse: Aufgrund seiner niedrigen kritischen Temperatur eignet sich R744-Kältemittel besonders für einen Wärmepumpenkreislauf mit einer hohen Wärme abweisenden Temperatur, wie z. B. einen Warmwasserbereiter oder einen Heizkessel. Die Autoren haben ein Raumheizungssystem für R744-Wärmepumpen für kalte Regionen entwickelt. Die Wassertemperatur, die von den Plattenheizkörpern zurückgegeben wird, ist jedoch nicht so niedrig. So kann eine einfache R744-Wärmepumpe bei niedriger Umgebungstemperatur nicht genug Heizleistung und hohen COP erreichen. Im 2-stufigen Wärmepumpenkreislauf (Gaseinspritzzyklus mit 2-stufigem Kompressor) sind sowohl die Heizleistung als auch der COP gegenüber einem einfachen Zyklus bei hoher Wassertemperatur und niedriger Umgebungstemperatur deutlich verbessert. Die Autoren haben die Heizleistung und den COP der Wärmepumpen-Wärmegeneratoreinheit gemessen. Schlussfolgerungen: Der zweistufige Wärmepumpenkreislauf verbessert die Heizleistung um 50%, den COP um 22% bei Umgebungstemperatur -20 ° C. Außerdem wird der COP im Jahresdurchschnitt um 11% verbessert, wenn man die klimatischen Bedingungen in der kalten Region in Japan berücksichtigt. Es ist möglich, dass ein kompakter und effizienter R744-Wärmepumpen-Wärmegenerator den herkömmlichen Heizkessel ersetzt und den Energieverbrauch in kalten Regionen senkt.

#### 5.4.7 Systemaufbau eines CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen-Wasserheizgeräts.

Autoren: WU Z. XU M. WANG Y. et al. 2007

Erkenntnisse: Als natürliches Arbeitsmedium ist Kohlendioxid eine vielversprechende Wahl für Kältemittelsubstitutionen. Die Warmwasserbereitung ist eine vielversprechende Anwendung des transkritischen R744-Kreislaufs. In dieser Arbeit wurde ein Prototyp einer R744-Wärmepumpen-Wasserheizung (HPWT) konstruiert. Ein Rohrflossenwärmetauscher wurde als Verdampfer verwendet. Als Gaskühler wurde ein Doppelrohrwärmetauscher verwendet. Als Expansionsvorrichtung wurde ein Kapillarrohr gewählt. Einige Experimente wurden durchgeführt, um das optimale Kapillarrohr zu bestimmen. Zusätzlich wurde der Einfluss der Temperatur des dem Gaskühler zugeführten Wassers auf die Leistung des Prototyps untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass die R744-HPWT wettbewerbsfähiger ist als der herkömmliche Warmwasserbereiter und eine bessere Zukunft hat.

#### 5.4.8 Forschung zur Betriebsleistung der CO<sub>2</sub>-Erdwärmepumpe.

Autoren: WANG J. SHEN J. LI F. 2007

Erkenntnisse: Entsprechend den Eigenschaften des Bodens als Wärmequelle und Senke wurden die Betriebsregeln an der Erdwärmepumpe mit R744 als Arbeitsfluid untersucht. Die Methoden werden vorgestellt und diskutiert, um die Betriebsparameter und die Regelstrategien der Leistung der Erdwärmepumpe zu testen. Die Analyse zeigte, dass die Kapazität und die Drucksteuerung basierend auf der Wassereintrittstemperatur des Gaskühlers eine bessere Steuerungsstrategie für die R744-Erdwärmepumpe darstellen können. Außerdem wurde die Druckformel für die Betriebssteuerung vorgeschlagen. Die Hauptfaktoren, die den Leistungskoeffizienten der R744-Wärmepumpe beeinflussen, werden analysiert.



#### 5.4.9 Mathematische Modellierung und experimentelle Untersuchung der Flügelbewegung eines Drehflügelexpanders in einem CO<sub>2</sub>-Wärmepumpensystem.

Autoren: YANG B. ZENG H. GUO B. et al. 2007

Erkenntnisse: Diese Forschungsarbeit stellt einen Drehflügelexpander vor, der im transkritischen R744-Kühlsystem verwendet wird, um das Drosselventil für die COP-Verbesserung zu ersetzen. Das interne Leck wurde durch mathematische Modell- und Experimentstudien untersucht. In dem mathematischen Modell wurden die auf den Flügel einwirkenden Kräfte berechnet, um zu schätzen, ob der Flügel zum Zylinder ausfliegt und fest mit der Oberfläche in Kontakt kommt oder nicht. Das berechnete Ergebnis zeigt, dass die Reibungskraft zwischen dem Flügel und dem Flügelschlitz den Kontakt des Flügels zu jeder Zeit unterbindet, wenn keine zusätzliche Kraft auf den Boden des Flügels wirkt. Zur Überprüfung des Modellierungsergebnisses wurde ein Teststand eingerichtet. Im Prototyp wurden vier Drucksensoren eingesetzt, um die Druck-Zeit-Diagramme (p-t) aufzuzeichnen, um den Arbeitsprozess des Expanders anzuzeigen und die interne Leckage zu analysieren. Nach dem Hinzufügen von Federn in der Leitschaufel kann der Drehflügelexpander leicht starten und stabil im transkritischen R744-Kühlkreislauf arbeiten.

#### 5.4.10 Optimierung und experimentelle Untersuchung eines transkritischen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpensystems.

Autoren: YANG J. L. MA Y. T. LI M. X. et al. 2007

Erkenntnisse: Die Hauptobjektfunktion wird vorgezogen, um die Strukturempfindlichkeit der R744-Wärmetauscher zu analysieren. Die wichtigsten auf dem System basierenden Berechnungsergebnisse zeigen, dass das Rohr mit kleinem Durchmesser und die lange Rohrlänge im transkritischen R744-Zyklus ausgewählt werden sollten. Die Simulationsergebnisse des neuen Hauptsystems zeigen, dass der COP und die Kühlleistung im Durchschnitt um 15 bzw. 18% gestiegen sind. Basierend auf den Optimierungsergebnissen und einigen bestehenden Problemen im Primärsystem werden die neuen Wärmetauscher und einige zugehörige Komponenten entworfen und hergestellt, um eine rationelle Struktur und einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen, und anschließend das neue transkritische R744-Wasser-Wasser-Wärmepumpe System einzurichten. Die experimentellen Ergebnisse zeigen, dass der COP und die Kühlleistung des neuen Systems im Durchschnitt um etwa 30% gestiegen sind und das Optimierungsziel erreicht wurde.



#### **E) International Journal of Réfrigération - Revue internationale du Froid 2011-2018**

##### **5.4.11 Leistungsoptimierung einer transkritischen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe. (69) Optimale Kombination aus Kapillarrohrgeometrie und Kältemittelfüllmenge an einem kleinen Wassererhitzer für die CO<sub>2</sub>-Wasserquelle**

Autoren: Wang D, Lu Y, Tao L 2018

Erkenntnisse: In dieser Arbeit wird ein thermodynamisches Modell vorgeschlagen und diskutiert, das auf einem kleinen Wärmepumpen-Warmwasserbereiter mit R744-Wasserquelle basiert. Die Nützlichkeit des Modells liegt in der Möglichkeit, den besten Arbeitspunkt für das System auszuwählen. Darüber hinaus kann mit dem vorgeschlagenen Modell die optimale Kombination aus Kapillarrohrgeometrie und Kältemittelfüllung vorhergesagt werden. In diesem Zusammenhang wurden relevante experimentelle Tests zur Validierung der Simulationsergebnisse durchgeführt. Die Versuchsdaten zeigten, dass das Modell basierend auf der getesteten Einheit eine relativ gute Genauigkeit hatte. Verglichen mit den Simulationsergebnissen wurde festgestellt, dass die Länge des Kapillarrohrs um 8,77% verkürzt wurde und die optimale Kältemittelfüllung unter den spezifischen Bedingungen um etwa 5% erhöht wurde. Experimentelle Studien haben außerdem gezeigt, dass eine Reduzierung der Kältemittelfüllmenge um 3,7% (260 g) zu einer Verringerung des Wärmeleistungskoeffizienten (COP<sub>heat</sub>) von etwa 3,1% führen kann und eine 103,7% (280 g) Ladung die COP<sub>heat</sub>-Temperatur um etwa 0,346% reduzieren kann. Das empirische Formelverfahren und das Bemessungsbetriebsverfahren könnten verwendet werden, um die optimale Kältemittelfüllung in einem Wasser-Wärmepumpen-Wasserheizungssystem mit kleiner R744-Quelle und einem Fehler von weniger als 5,55% zu berechnen.

##### **5.4.12 Echtzeit-Minimierung des Energieverbrauchs für die transkritische CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen-Warmwasserbereitungsanlage mit Luftquelle.**

Autoren: HU B. LI Y. WANG R. Z. et al. 2018

Erkenntnisse: Basierend auf einem Extremwert-Regler wird eine Echtzeit-Optimierungsstrategie zur Minimierung des Energieverbrauchs eines transkritischen R744-Wärmepumpensystems vorgeschlagen. Ein analytischer Rahmen wird aufgestellt, um die Äquivalenz zwischen Leistungsminimierung und Maximierung des Leistungskoeffizienten zu rechtfertigen. Im Vergleich zur COP-Rückkopplung werden durch die auf der Leistungsrückkopplung basierende Steuerung mehrere Sensoren über die einfache und zuverlässige Leistungsmessung hinaus benötigt. Das vorgeschlagene ESC-System basiert auf drei Messungen des Stromverbrauchs, der Hochdruck- und der Gaskühler-Auslasswassertemperatur. Simulationen werden für mehrere Szenarien durchgeführt: feste Betriebsbedingungen, Änderungen der Umgebungsbedingungen und realistische Umgebungstemperaturbedingungen. Für alle Simulationsfälle ist die Wassereinlasstemperatur auf 12 ° C festgelegt, während die Wasseraustrittstemperatur auf 60 ° C eingestellt ist. Simulationsergebnisse zeigen, dass der ESC in der Lage ist, sowohl den festen als auch den langsam variierenden optimalen Entladungsdruck zu suchen und sogar zu verfolgen, ohne ein Systemmodell zu benötigen.

##### **5.4.13 Leistungsoptimierung einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe.**

Autoren: NAWAZ K. SHEN B. ELATAR A. et al. 2018

Erkenntnisse: Eine vorläufige Analyse wurde durchgeführt, um die Leistung eines Wärmepumpen-Warmwasserbereiters (HPWH) zu analysieren, der R744 als Kältemittel verwendet. Ein Modell zur Vorhersage der Leistung wurde basierend auf den experimentellen Daten eines vorhandenen HPWH unter Verwendung eines R744-Kältemittels entwickelt und kalibriert. Das kalibrierte Modell wurde dann verwendet, um eine parametrische Analyse durchzuführen, bei der Faktoren wie Wasservorlauftemperatur, Wasserzirkulationsrate, Tankschichtung und Kondensatorkonfiguration



berücksichtigt wurden. Die Leistung eines kommerziellen R744-Systems wurde mit der eines ähnlichen Systems verglichen, bei dem R-134a als Kältemittel verwendet wurde. Es wurde festgestellt, dass die R744-HPWH-Leistung mit der einer R-134a-HPWH vergleichbar war, insbesondere für ein abgeschiedenes Gas.

#### 5.4.14 Experimentelle Untersuchung zur Leistung einer transkritischen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe mit Multi-Ejektor-Expansionssystem.

Autoren: BOCCARDI G. BOTTICELLA F. LILLO G. et al. 2017

Erkenntnisse: Kohlendioxid wird aufgrund seiner umweltfreundlichen Eigenschaften auch für HLK-Heizgeräte zu einer interessanten Option. Das Auftreten von transkritischen Zyklen macht den Einsatz von Ejektoren attraktiv, um die Leistung zu verbessern. Teillastbedingungen und unterschiedliche Umgebungstemperaturen erfordern die Verwendung von Systemen mit variabler Geometrie und entsprechendem Design, um ihren Wirkungsgrad hoch zu halten. In diesem Artikel wird experimentell eine Luft-Wasser-R744-Wärmepumpe mit mehreren Ejektoren für den Heizbedarf untersucht, wobei die Leistung des Systems und jeder Komponente unter Teil- und Vollastbedingungen gemessen wird. Eine Sensitivitätsanalyse wurde durchgeführt, wobei die folgenden Parameter oder Betriebsbedingungen einzeln oder kombiniert variiert wurden: Das Ejektorflächenverhältnis in einem Bereich von 33,1–86,6%; die Kompressorfrequenz im Bereich von 30–60 Hz; die Umgebungstemperatur im Bereich von 15–12 °C, gemäß der Norm UNI EN 14511/2011. Die Ergebnisse zeigen die Möglichkeit, ein Optimum des COP durch Variieren der Ejektorfläche zu erreichen, sobald die anderen Parameter als Folge der Ejektorregulierung auf die Drücke am Einlass und Auslass des Kompressors festgelegt sind.

#### 5.4.15 Umkehrbare wasserseitige CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe für Wohnanwendungen.

Autoren: MINETTO S. CECCHINATO L. BRIGNOLI R. et al. 2016

Erkenntnisse: In diesem Dokument wird die Energiebewertung einer Wasser/ Wasser-R744-Wasserkühlmaschine / Wärmepumpe vorgestellt, die nach einem transkritischen Zyklus arbeitet und für die Winterheizung, Sommerkühlung und die Herstellung von Leitungswasser verwendet wird. Die verschiedenen Funktionen (Heizen, Kühlen, Warmwasser) werden wasserseitig verwaltet. Die Analyse der R744-Kühlmaschine / Wärmepumpe basiert auf einer ursprünglich vereinfachten Methode, mit der die Energieeffizienz des Geräts nur auf der Grundlage seiner Leistungsdaten bei Nennbetriebsbedingungen vorhergesagt werden kann. Die Methode wurde anhand experimenteller Daten validiert. Es wird ein Vergleich mit einer modernen R410A-Einheit dargestellt. Die monatliche Analyse zeigt, dass die R744-Einheit bei der Warmwasserbereitung sehr effizient ist, aber beim Heiz- und Kühleinsatz nachteilig ist. Durch die Verwendung eines Ejektors anstelle des Expansionsventils erreicht das R744-System den gleichen Energieverbrauch wie die R410A-Einheit, obwohl der Wasserkreislauf nur im R744-Layout vorhanden ist.

#### 5.4.16 Leistungsanalyse eines R744-Erdwärmepumpensystems mit luftgekühlten und wassergekühlten Gaskühlern.

Autoren: HU H. EIKEVIK T. M. NEKSA P. et al. 2016

Erkenntnisse: Um den Energieungleichgewichtsgrad der Erde zu verringern, wurde ein R744-Erdwärmepumpensystem (GSHPS) mit luftgekühlten und wassergekühlten Gaskühlern entworfen, und die Leistung dieses Systems wurde numerisch analysiert. Die Ergebnisse zeigen, dass für das vorgeschlagene R744-System in verschiedenen Regionen der Energie-Unausgewogenheitsgrad der Erde durch Optimieren des Kühllastanteils eines luftgekühlten Gaskühlers immer auf null gesenkt werden kann. Verglichen mit dem System ohne luftgekühlten Gaskühler verringern sich die Investitionskosten des vorgeschlagenen R744-Systems aufgrund der sinkenden Kosten für





Bodenwärmetauscher um 14,5–25,5% und der Leistungskoeffizient wird erhöht. Mit der Zunahme der Tiefe des Bodenwärmetauschers verschlechtert sich die Leistung, und der Bodenwärmetauscher mit geringerer Tiefe wird im GSHPS bevorzugt. Die Investitions- und Betriebskosten des vorgeschlagenen R744-Systems sind niedriger als die des vorhandenen R134a-Systems.

#### 5.4.17 Thermodynamische Analysen an einem Ejektor verbesserten CO<sub>2</sub>-transkritischen Wärmepumpenkreislauf mit Dampfneinjektion.

Autoren: BAI T. YAN G. YU J. 2015

Erkenntnisse: In dieser Arbeit wird ein Ejektor mit verbesserter, transkritischer R744-Wärmepumpe mit Dampfneinjektion und Unterkühler (ESCVI) für Heizanwendungen in kalten Regionen vorgeschlagen. Die thermodynamische Analyse mit energetischen und exergetischen Methoden wird durchgeführt, um die Leistungsmerkmale des Ejektor-Enzyklationszyklus vorherzusagen und dann mit denen des konventionellen Dampfneinspritz-Wärmepumpenkreislaufs mit Unterkühler (SCVI) zu vergleichen. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass der Ejektor-verbesserte Zyklus unter den angegebenen Betriebsbedingungen eine bessere Leistung als der herkömmliche Dampfneinjektionszyklus zeigt. Die Verbesserungen des maximalen System-COP und der volumetrischen Heizleistung könnten bis zu 7,7% bzw. 9,5% betragen. Eine exergetische Analyse zeigt, dass der grösste Exergiezerstörungsgrad am Verdichter erzeugt wird, gefolgt vom Verdampfer und Gaskühler. Zusätzlich wird die Exergieeffizienz des Ejektors eingeführt, um die Wirksamkeit des Exergierückgewinnungs-Prozesses zu quantifizieren, was ein neues Kriterium zur Bewertung der Leistung des Ejektor-verstärkten Dampfkompressionszyklus sein kann.

#### 5.4.18 Auswirkungen von Dampfneinjektionstechniken auf die Heizleistung einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe bei niedrigen Umgebungstemperaturen.

Autoren: BAEK C. HEO J. JUNG J. et al. 2014

Erkenntnisse: Ziel dieser Studie ist es, die Auswirkungen von Dampfneinjektionstechniken auf die Heizleistung einer R744-Wärmepumpe zu untersuchen. Die Leistungen der Flash-Tank-Dampfneinspritzung (FTVI), der Unterkühler-Dampfneinspritzung (SCVI) und FTVI mit einem Saugleitungswärmetauscher (FTSX) wurden gemessen und mit Schwankungen der Außentemperatur, der Kompressor-Frequenz und des Einspritzmassenstroms analysiert. Bei der Außentemperatur von 15 °C und der Kompressor-Frequenz von 55 Hz waren die Heizleistung und der COP des optimierten SCVI-Zyklus um 12,1% bzw. 12,7% höher als die des optimierten FTVI-Zyklus, da der Gesamtmassendurchfluss im SCVI-Zyklus aufgrund der großen Temperatur- und Druckunterschiede im Unterkühler des SCVI-Zyklus höher als der im FTVI-Zyklus war. Darüber hinaus wurden die optimalen Einspritzdurchflussraten-Verhältnisse in den R744-Zyklen mit Dampfneinspritzung, die den maximalen COP ergeben, bei verschiedenen Kompressor-Frequenzen bestimmt.

#### 5.4.19 Modellierung und Simulation des transkritischen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpensystems.

Autoren: LIN K. H. KUO C. S. HSIEH W. D. et al. 2013

Erkenntnisse: In dieser Studie wurde ein Modell für den transkritischen R744-Zyklus entwickelt, ohne übermäßige Einschränkungen wie festen Auslassdruck und Saugdruck aufzuerlegen. Die detaillierte geometrische Variation des Gaskühlers und des Verdampfers wurde berücksichtigt. Das Modell wurde mit den experimentellen Messungen validiert. Es wurden parametrische Einflüsse auf das R744-System in Bezug auf den Einfluss von Trockentemperatur, relativer Luftfeuchtigkeit, Wassereintrittstemperatur, Verdichterdrehzahl und Kapillarrohrlänge angegeben. Der COP steigt mit der Trockentemperatur des Kolbens oder der relativen Feuchte des Einlasses des Verdampfers. Obwohl der Kältemittelmassenstrom mit der Wassereintrittstemperatur erhöht werden kann, sinkt der COP



erheblich. Die Erhöhung der Verdichter Drehzahl führt zu einer höheren Heizleistung und zu einem deutlich niedrigeren COP. Im Gegensatz zu konventionellen unterkritischen Kältemitteln weist der COP des transkritischen R744-Kreislaufs keinen Maximalwert gegenüber der Kapillarrohrlänge auf.

#### 5.4.20 Experimentelle Untersuchung an einer transkritischen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen-Warmwasserbereitungsanlage mit Luftquelle und fester Wassereintrittstemperatur.

Autoren: WANG S. TUO H. CAO F. et al. 2013

Erkenntnisse: Um die wichtigsten Einflussfaktoren auf transkritische R744-Wärmepumpen mit Luftquellen und den Einfluss dieser Hauptfaktoren bei einer festgelegten Wassereintrittstemperatur von 12°C zu klären, wurde eine experimentelle Untersuchung eines Prototyps in einem Bereich von Umgebungstemperaturen von (15/35°C) und Wasseraustrittstemperaturen von (55–80°C) durchgeführt. Basierend auf den experimentellen Ergebnissen wurde der Einfluss von Wasseraustrittstemperaturen und Umgebungstemperaturen auf den optimalen Auslassdruck und System-COP-Wert veranschaulicht, und mit Änderungen der Wasseraustrittstemperaturen und Umgebungstemperaturen wurden Änderungen der R744-Gaskühler-Auslasstemperaturen, Verdampfungstemperaturen und andere Zyklusvariablen vorgenommen, präsentiert und interpretiert. Nach einem etablierten Simulationsmodell wurde eine Simulation für den Prototyp durchgeführt. Als Schlussfolgerung für eine etablierte Anlage kann eine Korrelation für den optimalen Austrittsdruck als Funktion der Umgebungstemperaturen und der Wasseraustrittstemperaturen durch Anpassen zahlreicher Simulations- oder Versuchsergebnisse erzielt werden.

#### 5.4.21 Experimentelle und numerische Untersuchung des Einflusses der Zweiphasen-Ejektorgeometrie auf die Leistung der Wärmepumpe R744.

Autoren: BANASIAK K. HAFNER A. ANDRESEN T. 2012

Erkenntnisse: Es wurde eine experimentelle und numerische Untersuchung der optimalen Ejektorgeometrie für eine R744-Wärmepumpe mit kleiner Kapazität durchgeführt. Untersucht wurden verschiedene Ejektorkonfigurationen, darunter verschiedene Längen und Durchmesser des Mischers und verschiedene Divergenzwinkel für den Diffusor. Basierend auf einem vereinfachten eindimensionalen Ejektormodell wurde eine Optimierung der Ejektorgeometrie durchgeführt. Aufgrund der numerischen Simulation und der experimentellen Arbeit erwies sich die Ejektoreffizienz als wesentlich abhängig von der Mischerlänge und dem Durchmesser sowie vom Diffusor-Divergenzwinkel. Die maximale Erhöhung des Leistungskoeffizienten (COP) betrug 8% gegenüber einem System mit einem herkömmlichen Expansionsventil.

#### 5.4.22 Theoretische und experimentelle Analyse einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe für Brauchwarmwasser.

Autoren: MINETTO S. 2011

Erkenntnisse: In dieser Arbeit wurde die Entwicklung einer R744-Luft / Wasser-Wärmepumpe zur Erzeugung von Warmwasser in einem Wohngebäude beschrieben. Das Grundkonzept besteht aus einem einstufigen Kolbenkompressor, einem Gaskühler des Koaxialtypen, einem elektronischen Expansionsventil, einem Rippenrohrverdampfer und einem Niederdruckaufnehmer. Die Wärmepumpe ist mit einem Speicher kombiniert, der die interne Wasserschichtung aufrechterhält. Die Gaskühlerdruckoptimierung bei fester Wasserpumptemperatur wurde theoretisch analysiert. Ein neues Regelungsverfahren für den oberen Zyklusdruck wurde entwickelt, um den COP der Wärmepumpe zu maximieren, während der Wassermassenstrom so eingestellt wurde, dass die eingestellte Wassertemperatur am Gaskühlerausgang beibehalten wird. Vor der Inbetriebnahme wurde die Wärmepumpe im Werk getestet, um ihre Energieleistung zu überprüfen und die Hochdrucksteuerlogik zu überprüfen.





#### 5.4.23 Experimentelle Untersuchungen an adiabatischem Kapillarrohr in einem transkritischen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpensystem zur gleichzeitigen Wasserkühlung und -heizung.

Autoren: AGRAWAL N. BHATTACHARYYA S. 2011

Erkenntnisse: Es wurden experimentelle Studien für ein Prototyp-R744-Wärmepumpensystem mit einem Kapillarrohr als Expansionsvorrichtung zum gleichzeitigen Erwärmen und Kühlen von Wasser vorgestellt. Die Systemleistung wird maßgeblich durch die Wassereinlasstemperatur des Gaskühlers beeinflusst, während der Einfluss der Wasserdurchflussmenge auf die Systemleistung gering ist. Es wird auch eine optimale Ladung aufgezeichnet, bei der das System mit einem Kapillarrohr den besten COP erzielt. Die Leistungsverschlechterung ist im unterladenen Zustand stärker als im überladenen Zustand. Vergleiche von Testdaten mit simulierten Ergebnissen zeigen, dass die maximale Abweichung des Kältemittelmassenstroms plus oder minus 10% beträgt und die Flusseigenschaften eine ziemlich gute Übereinstimmung mit den Testdaten zeigen.

#### **F) Publikationen Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants**

12th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (GL2016). Proceedings. Edinburgh, United Kingdom

11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (GL2014). Proceedings. Hangzhou, China

10th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids (GL2012). Proceedings. Delft, Netherlands

9th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids (GL2010). Proceedings. Sydney, Australia

8th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids (GL2008)

#### 5.4.24 Entwicklung und experimentelle Analyse einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe für die Warmwasserbereitung.

Autoren: TRINCHIERI R. NICOLANDREA C. ROVELLA P. 2016

Erkenntnisse: Diese Studie präsentiert Ergebnisse von zwei experimentellen Kampagnen zu einem 30 kW-Luftquellen-R744-Wärmepumpenprototyp für die Warmwasserbereitung. Der Prototyp wurde innerhalb des 7. europäischen Rahmenprojekts NxtHPG (Next Generation of Heat Pumps, das mit natürlichen Flüssigkeiten arbeitet) realisiert, getestet und optimiert. Das Projekt zielt darauf ab, einen höheren Wirkungsgrad (10-20% SPF-Verbesserung) und einen niedrigeren CO<sub>2</sub>-Fussabdruck (20% weniger TEWI) als die derzeit bekannten HFKW / HFOs oder Sorption-Wärmepumpen zu erreichen, wobei die Kosten sehr ähnlich oder etwas höher sind als die letzteren Systeme (10%). Die getestete R744-Wärmepumpe wurde für die Erzeugung von Wasser bei 60°C/80°C entwickelt, beginnend mit einer Rücklauftemperatur im Bereich von 10°C /55°C (Winter) und 20°C/55°C (Sommer). Die erste experimentelle Kampagne wurde durchgeführt, um mögliche Probleme und mögliche Verbesserungen an diesem Prototyp zu ermitteln. In der zweiten experimentellen Kampagne, nach den erforderlichen Modifikationen des Prototyps, wurden die gemessene Leistung, der COP und die Heizleistung mit den Zielen in Einklang gebracht. Zusätzlich wurden nützliche Informationen erhalten, um zusätzliche Modifikationen vorzunehmen, um die Wärmepumpenleistung weiter zu verbessern.

#### 5.4.25 Ejektor-CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe zur Raumheizung und -kühlung.

Autoren : MINETTO S. CONDOTTA M. ROSSETTI A. et al. 2016



Erkenntnisse: Kohlendioxid gilt als ideales Fluid für Dampfkomppressions-Wärmepumpen für die Warmwasserbereitung. Aufgrund der intrinsischen Ineffizienz des transkritischen Zyklus bei hoher Auslasstemperatur aus dem Gaskühler wurde dies jedoch kaum für Klimatisierungsanwendungen in Betracht gezogen. In dieser Arbeit werden die ersten Schritte beschrieben, die zur Entwicklung einer reversiblen Wärmepumpe für die Raumheizung und -kühlung auf der Grundlage eines transkritischen R744-Kreislaufs führen. Spezifische technische Lösungen, die darauf abzielen, die Drosselverluste durch einen zweiphasigen Ejektor zu reduzieren und eine Zyklusinversion zu ermöglichen, wurden eingeführt und implementiert, um die Einheit mit alternativen Optionen auf der Basis synthetischer Flüssigkeiten konkurrenzfähig zu machen. Die experimentelle Bewertung der Heiz- und Kühlbetriebsarten wird beschrieben, wobei der Leistung des Zweiphasen-Ejektors besonders Rechnung getragen wird.

#### 5.4.26 Experimentelle Analyse des Einflusses der Betriebsbedingungen auf die Leistung (COP und Ejektoreffizienz) der R744-Wärmepumpe mit Einphasen-Ejektor.

Autoren: XIONG J. EIKEVIK T. M. WANG R. et al. 2014

Erkenntnisse: Der Ejektor wird in zunehmendem Maße zur Expansionsrückgewinnung von Wärme geringerer Qualität eingesetzt, um einen zusätzlichen Kühleffekt zu erzeugen. Experimentelle Untersuchungen der optimalen Betriebsbedingungen wurden durchgeführt. Es wurden jeweils unterschiedliche Betriebsbedingungen untersucht, einschließlich der Einlasstemperatur und des Einspritzdrucks (Temperatur und Druck auf der Hochdruckseite). Basierend auf den experimentellen Ergebnissen über einen weiten Bereich von Temperaturen und Drücken wurden die Einflüsse der Temperatur und des Drucks auf der Hochdruckseite auf das Masseneinleitungsverhältnis, den Gesamt-COP, den tatsächlichen COP und die Ejektoreffizienz erhalten. Die beste Leistung wurde mit einer Temperatur von etwa 75°C und einem Druck von etwa 85 bar bei einer bestimmten Ejektorgeometrie und einem festen Verdampfer von 51 bar und einem Verflüssigungsdruck von 58 bar erzielt.

#### 5.4.27 Experimentelle Studie an einem Ejektor, der in einem transkritischen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpensystem verwendet wird.

Autoren: LU Y. J. CHEN Q. TONG Y. et al. 2012

Erkenntnisse: Es wurde eine experimentelle transkritische R744-Wärmepumpen-Warmwasserbereitungsanlage entworfen und das Mess- und Kontrollsystem für Tests entwickelt. Die Leistung von transkritischen R744-Wärmepumpensystemen mit (TRCS-EJEC) und ohne (TRCS) Ejektor wurde analysiert, indem die Durchflussmenge des Kühlwassers geändert oder die Drosselklappe eingestellt wurde. Untersucht wurden Strömungsgeschwindigkeit, Entrainment-Ratio, Verdichtungsgrad und Wirkungsgrad des Ejektors. Die experimentellen Ergebnisse zeigten, dass der Heizkoeffizient von TRCS-EJEC im Vergleich zu dem von TRCS um 7,3% bis 13,9% verbessert wurde, wenn die Wassertemperatur im Bereich von 63°C bis 55 °C lag. Die Entwicklung eines hocheffizienten Ejektors war ein entscheidender Faktor für die Optimierung des transkritischen R744-Wärmepumpensystems.

#### 5.4.28 Experimentelle Analyse und Simulation einer integrierten CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe für Niedrigenergiehäuser.

Autoren: HEINZ A. MARTIN K. RIEBERER R. et al. 2010

Erkenntnisse: In Gebäuden mit niedriger Heizenergie sind Wärmepumpen aufgrund der erheblichen Reduzierung des Raumheizungsbedarfs und der Einführung von Niedertemperaturheizungssystemen zu einem attraktiven Heizsystem geworden. Komfortkühlung gewinnt auch an Bedeutung, vor allem in Leichtbaugebäuden mit großen nach Süden ausgerichteten Fenstern, die im Sommer teilweise



überhitzen. Eine Wärmepumpe hat die einzigartige Eigenschaft, dass Heizen und Kühlen mit demselben System und gleichzeitig bereitgestellt werden können. Somit ist ein integriertes Wärmepumpensystem mit den Funktionen Heizen, Kühlen und Aufbereiten von Brauchwasser eine interessante Lösung für die Energieversorgung von Niedrigenergiehäusern. Am Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz wurde ein Prototyp einer integrierten Wärmepumpe mit dem natürlichen Kältemittel R744 ( $\text{CO}_2$ ) entwickelt. Eine detaillierte experimentelle Analyse des Prototyps in verschiedenen Betriebsmodi wurde durchgeführt und wird in diesem Artikel vorgestellt. Die Ergebnisse dieser Messungen werden verwendet, um ein stationäres Modell des Systems zu validieren, das angewendet wird, um Leistungskarten der Wärmepumpe in verschiedenen Betriebsmodi zu erhalten.

#### 5.4.29 $\text{CO}_2$ -Wärmepumpensystem zur Raumheizung und Warmwasserheizung in Niedrigenergiehäusern und Passivhäusern.

Autoren: STENE J. 2008

Erkenntnisse: Es wurden verschiedene integrierte R744-Wärmepumpensysteme für die Raumheizung und für die Warmwasserbereitung (Brauchwasser) untersucht, wobei der Entwurf des Wärmeaustauschwärmetauschers (Gaskühlers) und des Trinkwassersystems im Mittelpunkt standen. Es wurde festgestellt, dass ein dreiteiliger Gegenstrom-R744-Gaskühler in Kombination mit einem externen Einmantel-Warmwasserspeicher und einem Niedertemperatur-Wärmeverteilungssystem die Erzeugung von Warmwasser von  $60^\circ\text{C}$  bis  $85^\circ\text{C}$  ohne elektrische Nachheizung ermöglicht und zu einem höchstmöglichen COP für das R744-Wärmepumpensystem beiträgt. Der saisonale Leistungsfaktor (SPF) für eine Prototyp-Sole-zu-Wasser-R744-Wärmepumpe wurde auf der Grundlage umfangreicher Labormessungen berechnet und mit der Leistung einer hocheffizienten Sole-Wasser-Wärme nach dem Stand der Technik verglichen. Die R744-Wärmepumpe übertraf mit 50% die Wärmepumpe auf dem neuesten Stand der Technik. Ein integriertes R744-Wärmepumpensystem, das mit einem dreiteiligen Gaskühler ausgestattet ist, ist daher ein vielversprechendes, hocheffizientes System für die kombinierte Raumheizung und die Warmwasserbereitung in Niedrigenergie- und Passivhäusern. Die Ergebnisse setzen die Verwendung eines Niedertemperatur-Raumheizungssystems und eines optimierten Designs des Warmwasserspeichers voraus, um die thermodynamischen Verluste zu minimieren, die durch das Mischen von heißem / kaltem Wasser und die konduktive Wärmeübertragung im Tank entstehen.

#### 5.4.30 $\text{CO}_2$ -Wärmepumpe für Brauchwarmwasser.

Autoren: FORNASIERI E. GIOTTO S. MINETTO S. 2008

Erkenntnisse: In diesem Artikel wird die Entwicklung einer R744-Luft / Wasser-Wärmepumpe beschrieben, die den Warmwasserbedarf eines Wohngebäudes im Norden Italiens decken soll. Das Grundkonzept besteht aus einem einstufigen Kolbenkompressor, einem Gaskühler des Koaxialtypen, einem elektronischen Expansionsventil, einem Rippenrohrverdampfer und einem Niederdruckaufnehmer. Die Wärmepumpe ist mit einem Speicher kombiniert, der die interne Wasserschichtung aufrechterhält. Eine neue Regelungsmethode für den oberen Zyklusdruck wurde entwickelt, um den COP der Wärmepumpe zu maximieren, während der Wassermassenstrom so eingestellt wird, dass die eingestellte Wassertemperatur am Ausgang des Gaskühlers erhalten bleibt. Vor der Inbetriebnahme wurde die Wärmepumpe im Werk getestet, um ihre Energieleistung zu überprüfen und die Hochdrucksteuerlogik zu überprüfen.

#### 5.4.31 Experimentelle Studie über eine transkritische $\text{CO}_2$ -Wärmepumpe mit Ejektorsystem.

Autoren: XU X. X. CHEN G. M. LIU S. et al. 2008

Erkenntnisse: In dieser Arbeit wurde ein konstantes Druck-Mischungsmodell für den Ejektor erstellt, um die thermodynamische Analyse des Wasserheizungssystems für die transkritische R744-Wärmepumpe



durchzuführen. Die Entwurfparameter von Systemkomponenten wurden durch Anwenden der Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie erhalten. Der Entwurfsprozess der Systemkomponenten wurde kurz beschrieben. Das Ziel des Beitrags ist es, die Leistung des Wasserheizungssystems für die transkritische R744-Wärmepumpe zu bewerten und den für den letzten Zeitraum des Experiments angemessenen Ejektorentwurf zu überprüfen. Experimente wurden analysiert, um die Auswirkungen auf die Systemleistung als Folge von Änderungen der Wassertemperatur am Gaskühler-Einlass im Vergleich zu Systemen mit und ohne internen Wärmetauscher (IHX) zu bewerten. Die Ergebnisse zeigen, dass die Verwendung eines IHX im Ejektor System einen um 16% höheren COP ergibt als derjenige ohne IHX.

#### 5.4.32 Ein Konzept für eine integrierte Wärmepumpe R744 für Niedrigenergiehäuser.

Autoren: HEINZ A. RIEBERER R. 2008

Erkenntnisse: In Gebäuden mit niedriger Heizenergie haben sich Wärmepumpen zu einem attraktiven Heizsystem entwickelt, da der Heizwärmebedarf merklich gesenkt und Niedertemperaturheizsysteme eingeführt wurden. Komfortkühlung gewinnt auch an Bedeutung, vor allem in Leichtbaugebäuden mit großen nach Süden ausgerichteten Fenstern, die im Sommer teilweise überhitzen. Eine Wärmepumpe hat die einzigartige Eigenschaft, dass Heizen und Kühlen mit demselben System und gleichzeitig bereitgestellt werden können. Ein integriertes Wärmepumpensystem mit den Funktionen Heizen, Kühlen und Aufbereiten von Brauchwasser ist daher eine interessante Lösung für die Energieversorgung von Niedrigenergiehäusern. In der ersten Projektphase wurden verschiedene Konzepte für integrierte Wärmepumpen anhand von Simulationen der Kältemittelkreisläufe in den verschiedenen Betriebsarten unter Verwendung verschiedener Kältemittel untersucht (R134a, R290, R744). Aufgrund dieser Ergebnisse wurde eine Sole/ Wasser-Wärmepumpensystem mit dem natürlichen Kältemittel R744 (CO<sub>2</sub>) für die weitere Arbeit ausgewählt. Ein Prototyp dieses Systems wird gerade gebaut und am Institut für Wärmetechnik getestet. In diesem Beitrag werden die untersuchten Systeme und die Ergebnisse der Simulationsarbeit kurz beschrieben und das realisierte Prototypensystem diskutiert.



#### 5.4.33 Statische Simulation und experimentelle Untersuchung einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe.

Autoren: KATO D. YAMAGUCHI S. SAITO K. et al. 2008

Erkenntnisse: Ziel dieser Studie war es, das Systemsimulationsmodell für den Wassererwärmer der R744-Wärmepumpe zu entwickeln und die Gültigkeit dieses Modells zu untersuchen, indem die Simulationsergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen verglichen wurden. Die detaillierten Modelle jeder Komponente (Gaskühler, Verdampfer, Kompressor und Expansionsventil) wurden entwickelt. Ein Experiment wurde auch mit einer Maschine mit einer Heizleistung von 22,3 kW und einer Warmwassertemperatur von 90°C durchgeführt. Die Auswirkungen der Wasservorlauftemperatur und der Aussenlufttemperatur auf die Systemeigenschaften (COP, Wärmetauscher Geschwindigkeit, Kühlmittel-Durchflussmenge usw.) wurden sowohl durch Simulation als auch durch Experiment untersucht. Als Ergebnis wurde das statische Simulationsmodell einer R744-Wärmepumpe entwickelt. Beispielsweise wurde festgestellt, dass die Genauigkeit dieses Modells im Vergleich zu den Ergebnissen des Experiments innerhalb von 3,6% lag.

#### 5.4.34 Leistung von CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen-Warmwasserbereitern.

Autoren: FERNANDEZ N. HWANG Y. RADERMACHER R 2008

Erkenntnisse: Die experimentellen Bemühungen, einschliesslich des Testaufbaus, der Instrumentierung und der wichtigsten Testergebnisse für ein R744-Wärmepumpen-Wasserheizgerät (HPWH), wurden beschrieben. Die Leistung des R744-HPWH wurde unter drei Erwärmungsszenarien bewertet: anfängliche Warmwasserbereitung, wobei das gesamte Tankvolumen mit frischem Leitungswasser gefüllt ist; normale Wassererwärmung, während heisses Wasser unter einem bestimmten Wasserentnahmeprofil verwendet wurde; und Standby-Wassererwärmung, simuliert die Wärmeverluste im Tank. Die Leistung war für die anfängliche Tankheizung am höchsten und für die Standby-Verlustheizung am niedrigsten. Weitere in diesen Szenarien untersuchte Parameter waren Heisswassertemperatur und Umgebungstemperatur. Es wurden zwei Modelle erstellt und mit Testdaten verifiziert, eines für das R744-HPWH und eines für herkömmliche Kältemittel mit unterkritischen Kreisläufen. R744 erwies sich als günstiger für die Warmwasserbereitung als eines der unterkritischen Kältemittel.

### **G) Fortsetzung des 24. Internationalen IIR-Kongresses für Kühlung: Yokohama, Japan, 16.-22. August 2015**

#### 5.4.35 Modellierung und Simulation eines transkritischen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpensystems mit internem Wärmetauscher.

Autoren: SIAN R. WANG C. C. 2015

Erkenntnisse: In dieser Studie wird ein transkritisches Kohlendioxid-Wärmepumpenmodell vorgeschlagen, das aus fünf Komponenten besteht (Kompressor, Plattenwärmetauscher-Gaskühler, Expansionsgerät, Verdampfer mit Rippenschlange und internem Rohr-in-Rohr-Wärmetauscher). Die detaillierte geometrische Variation der einzelnen Komponenten und die parametrischen Einflüsse der Fluide auf das System werden berücksichtigt. Es wurde ein Computercode entwickelt, um sowohl die thermodynamischen als auch die Transporteigenschaften für R744, Wasser und Luft in jeder der Komponenten entsprechend zu bewerten, sowie einen Lösungsalgorithmus für das System, ohne übermäßige Beschränkungen aufzuerlegen. Darüber hinaus zielt die vorgeschlagene Studie darauf ab, nicht nur die bestehenden Modelle zu verbessern, sondern auch die systemische Leistungsfähigkeit von R744 als Arbeitsfluid besser zu verstehen. Darüber hinaus können die Ergebnisse dieser Studie bei der Analyse und dem Entwurf transkritischer R744-Systeme hilfreich sein.



#### 5.4.36 Experimentelle Untersuchung eines transkritischen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpensystems mit Ejektor unter abweichenden Bedingungen.

Autoren: WEI J. CHEN Q. TANG L. et al. 2015

Erkenntnisse: Der Einsatz von Ejektoren ist eine der vielversprechendsten Methoden zur Verbesserung der Leistung von transkritischen R744-Wärmepumpensystemen. In dieser experimentellen Studie wurde jedoch festgestellt, dass das transkritische R744-Wärmepumpensystem mit Ejektor (TCHSE) dem konventionellen transkritischen R744-Wärmepumpensystem (TCHS) hinsichtlich des Leistungskoeffizienten (COP) unterlegen ist, wenn die Warmwasser-Austrittstemperatur einen bestimmten Wert überschreitet. Daher kann die Verwendung eines Ejektors in einem R744-Wärmepumpen-Warmwasserbereiter unter bestimmten Arbeitsbedingungen nicht vorteilhaft sein. In diesem Dokument werden die Off-Design-Leistungsmerkmale der Systeme analysiert. Experimentelle Untersuchungen und Bewertungen der Leistung von TCHS und TCHSE unter Bedingungen außerhalb der Konstruktion werden ebenfalls durchgeführt.

**H) Fortsetzung des 24. Internationalen IIR-Kongresses für Kühlung: Prag, Tschechische Republik 21.-26. August 2011**

#### 5.4.37 Eine Simulationsstudie zum quasi stationären thermischen Verhalten in einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen-Warmwasserbereitungsanlage.

Autoren: KIM D. H. KIM M. S. 2011

Erkenntnisse: Es wird erwartet, dass das Wassersystem der R744-Wärmepumpe dazu beiträgt, den Energieverbrauch in der Warmwasserversorgung von Wohnräumen zu verringern. Eine dynamische Simulation für das Warmwasserbereiter-System ist erforderlich, da die Leistung der Wärmepumpe mit zunehmender Kondensatortemperatur variiert. Es wurde eine Simulationsforschung für ein R744-Wärmepumpen-Warmwasserbereiter-System durchgeführt, das einen Warmwasserspeicher umfasst. Die Eigenschaften der thermischen Verteilung in Reservoir- und Wärmepumpensystemen während des Betriebs wurden untersucht.

#### 5.4.38 Energiebewertung einer Wärmepumpe R744 für Wohngebäude.

Autoren: BRIGNOLI R. CECCHINATO L. FORNASIERI E. et al. 2011

Erkenntnisse: Das Ziel dieses Beitrags war es, die Energiebewertung einer Wasser / Wasser-R744-Wasserkühlmaschine / Wärmepumpe vorzulegen, die nach einem transkritischen Zyklus arbeitet und für die Winterheizung, Sommerkühlung und Warmwasserproduktion verwendet wird. Aus Gründen der Vereinfachung wurden die verschiedenen Funktionen (Heizen, Kühlen, Warmwasser) auf der Wasserseite verwaltet, und daher war keine Umkehrung zwischen Verdampfer- und Gaskühlerrolle erforderlich. Das für Norditalien typische Klima wurde berücksichtigt. Die Analyse der R744-Kühlmaschine / Wärmepumpe basiert auf einer ursprünglich vereinfachten Methode, mit der die Energieeffizienz des Geräts nur auf der Grundlage seiner Leistungsdaten bei Nennbetriebsbedingungen vorhergesagt werden kann. Die Methode wurde anhand experimenteller Daten validiert. Es wird ein Vergleich mit einer modernen R410A-Einheit dargestellt. Die monatliche Analyse zeigt, dass die R744-Einheit bei der Warmwasserbereitung sehr effizient ist, beim Heiz- und Kühlbetrieb jedoch benachteiligt wird, so dass der Gesamtenergieverbrauch des Jahres für den R410A um 20% niedriger ist.

**I) Fortsetzung Zweiter IIR-Workshop zur Reduzierung der Kältemittelfüllmenge in Kältesystemen: Stockholm, Schweden, 16.-17. Juni 2010.**



#### 5.4.39 Einfluss der Kältemittelfüllung auf die globalen Leistungen einer transkritischen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe.

Autoren: COLASSON S. RULLIÈRE R. HABERSCHILL P. 2010

Erkenntnisse: R744-Kühlsysteme zielen darauf ab, die Auswirkungen des Kältemittels auf die Umwelt im Vergleich zu synthetischen Flüssigkeiten zu reduzieren und die Probleme der Toxizität und Entzündbarkeit anderer natürlicher Kältemittel zu begrenzen. Darüber hinaus ist R744 aufgrund seiner attraktiven physikalischen und Transporteigenschaften eine gute Alternative für Klimaanlage und Wärmepumpen. Diese Arbeit präsentiert eine experimentelle Charakterisierung des thermischen Verhaltens einer transkritischen R744-Wärmepumpe. Der Einfluss der Kältemittelfüllmenge und des hohen Drucks auf die Leistung des Systems wird unter stationären Bedingungen untersucht. Im Versuchsaufbau wird kein Speicher verwendet, um mehr über den Einfluss der Kältemittelfüllung zu erfahren. Der Gaskühler ist ein kompakter Spiralwärmetauscher, bei dem R744 mit Wasser gekühlt wird. Die Wärmepumpe wurde bei verschiedenen Wassertemperaturen getestet. Abhängig von der Kältemittelfüllung wies das R744-System große Leistungsschwankungen auf, insbesondere die Kapazität. Die COP-Trends zeigen, dass die Wärmepumpe sehr empfindlich auf die Kältemittelfüllung und den Hochdruck reagiert.







## 6 Normen und Richtlinien

*Das Kapitel Normen und Richtlinien widmet sich aktuellen Normen und gängigen Kennzahlen zur Beurteilung der Effizienz von Wärmepumpen. Die Erkenntnisse aus diesem Kapitel fliessen in die Effizienzprognosen und Effizienzvergleiche verschiedener Systeme ein.*

Sicherheitstechnische, ökologische und energetische Anforderungen an Wärmepumpen werden mittels verschiedener Normen und Richtlinien geregelt. Je nach Anwendung sind unterschiedliche Normen und Richtlinien in Betracht zu ziehen. Teilweise überschneiden sich die Inhalte der Normen resp. es sind verschiedene Normen zu berücksichtigen. Dies gilt insbesondere dann, wenn Wärmepumpen für zwei oder mehrere Anwendungen, wie zum Beispiel die Gebäudeheizung und Aufbereitung von Warmwasser, eingesetzt werden.

### 6.1 Chemikalien-Risikoreduktions-Verordnung (ChemRRV)

Die ChemRRV regelt unter anderem den Umgang und die Verwendung von Kältemittel in verschiedenen Anwendungsbereichen. Folglich gilt sie auch für die Anwendung von Kältemittel in Wärmepumpen. Die für Kältemittel relevanten Abschnitte der ChemRRV werden in einer Wegleitung zusammengefasst. Daraus ist ersichtlich, dass aktuell bis zu einer Kälteleistung von 100 kW sämtliche HFKW Kältemittel-Gruppen zugelassen sind. Ab einer Kälteleistung von 100 kW bis 600 kW darf die Kältemittel-Füllmenge einen Grenzwert von 0.48 kg/kW für Kältemittel mit einem GWP < 1900 und 0.22 kg/kW für Kältemittel mit einem GWP > 1900 nicht überschreiten. Über 600 kW sind ausschliesslich natürliche Kältemittel einzusetzen. (16)

### 6.2 Wärmepumpen Systemmodul (WPSM)

Das Wärmepumpen-System-Modul ist ein Standard für die Planung und den Bau von Wärmepumpen zur Beheizung von Räumen und Aufbereitung von Brauchwarmwasser. Es stellt sicher, dass Wärmepumpen mit höchstmöglicher Energie-Effizienz und Betriebssicherheit arbeiten. Darüber hinaus regelt das Modul die Abläufe und Zuständigkeiten bei der Planung, Installation und Inbetriebnahme der Wärmepumpen. Mit dem Wärmepumpen-System-Modul wird ein Standard eingeführt, der die Transparenz gegenüber dem Endkunden erhöht, die Energieeffizienz der Anlage gewährleistet und das gute Image der Wärmepumpenbranche hochhält. Die Wärmepumpen-System-Module sind für Wärmepumpen bis zu einer Heizleistung von 15 kW bei Normbedingungen (A-7/W35, B0/W35, W10/W35) vorgesehen. (17) (18), (19)

### 6.3 Wärmepumpen Gütesiegel

Die Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz (FWS) ist die vom Bund und den Kantonen anerkannte und verantwortliche Vergabestelle für das Wärmepumpen Gütesiegel in der Schweiz. Das Gütesiegelverfahren basiert auf dem EHPA Gütesiegel Reglement und beinhaltet die europäische Prüfnorm EN 14511 und EN 14825. Das Reglement wendet sich an serienmässig hergestellte Heizwärmepumpen mit oder ohne Brauchwarmwassererwärmung bis zu einer Heizleistung von 400 kW mit den Wärmequellen Luft, Erdwärme oder Wasser.



## 6.4 Energieeffizienzverordnung (EnEV) über die Anforderungen an die Energieeffizienz serienmässig hergestellter Anlagen, Fahrzeuge und Geräte

Mit dieser Verordnung soll der Energieverbrauch serienmässig hergestellter Anlagen, Fahrzeuge und Geräte reduziert werden, welche in erheblichem Ausmass Energie verbrauchen und in der Schweiz in Verkehr gebracht oder abgegeben werden. Dies betrifft unter anderem Warmwasserbereiter, Warmwasserspeicher, Raumheizgeräte, Kombiheizgeräte, Einzelraumheizgeräte, Ventilatoren, Elektromotoren, Umwälz- und Wasserpumpen. (20)

## 6.5 Qualitätsüberwachung von Kleinwärmepumpen und statistische Auswertung der Prüfergebnisse 2017

Die Prüfergebnisse von Wärmepumpen, welche am akkreditierten Wärmepumpen-Testzentrum in Buchs SG seit 2005 geprüft wurden, werden statistisch ausgewertet. Die durchschnittlich gemessenen COP im Jahr 2017 verschiedener Systeme wird in untenstehender Tabelle dargestellt.

Quelle/Senke	Temperatur-Regime	COP
Luft/Wasser	A2/W35	3.75
Sole/Wasser	B0/W35	4.74
Luft/Wasser	A15/W55	2.84
Luft/Wasser	A20/W55	3.51

Tabelle 6-1: Durchschnittlich gemessene COP-Werte verschiedener Wärmepumpen.

Die Effizienz der Warmwasser-Wärmepumpe hängt stark von der eingestellten Thermostat-Temperatur ab. So steigt die Effizienz um rund 1.5% pro 1 K tieferer Thermostat-Temperatur. Umgekehrt entspricht die Erhöhung der Thermostat-Temperatur von +55°C auf +60°C einer Effizienzeinbusse von 6-8%. (21).

## 6.6 Prüfergebnisse Warmwasser-Wärmepumpen basierend auf EN 16147:2011 und Sole/Wasser-Wärmepumpen basierend auf EN 14511:2013 und EN 14825:2013/EN 14825:2016

Die zur Veröffentlichung freigegebenen Prüfergebnisse von Wärmepumpen, welche am akkreditierten Wärmepumpen-Testzentrum in Buchs SG geprüft wurden, werden in Diagramm 6-1, sortiert nach Kältemittel, dargestellt. Die meisten zur Veröffentlichung freigegebenen Prüfergebnisse stammen von Wärmepumpen mit dem Kältemittel R407C, gefolgt von R410A und R134a. (22)

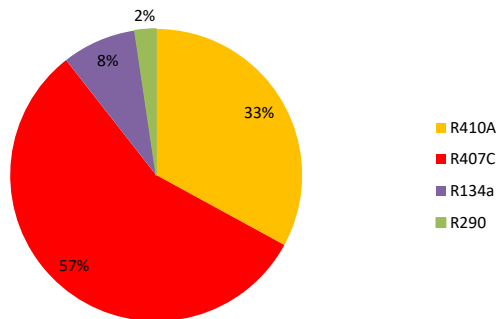


Diagramm 6-1: Zur Veröffentlichung freigegebene Prüfergebnisse von Wasser/Wasser und Sole/Wasser Wärmepumpen dargestellt nach den verwendeten Kältemitteln.

Das Diagramm 6-2 stellt die freigegebenen Prüfergebnisse von Wärmepumpen, sortiert nach Kältemittel und Nenn-Heizleistung, im Norm-Betriebspunkt B0/W35 dar. Die vollen Punkte zeigen die überschlagsmässig berechneten Ergebnisse mit denselben Kältemitteln. Daraus wird interpretiert, dass die R744-Wärmepumpe durchaus das Potential hat, energetisch mit herkömmlichen Systemen mithalten zu können.

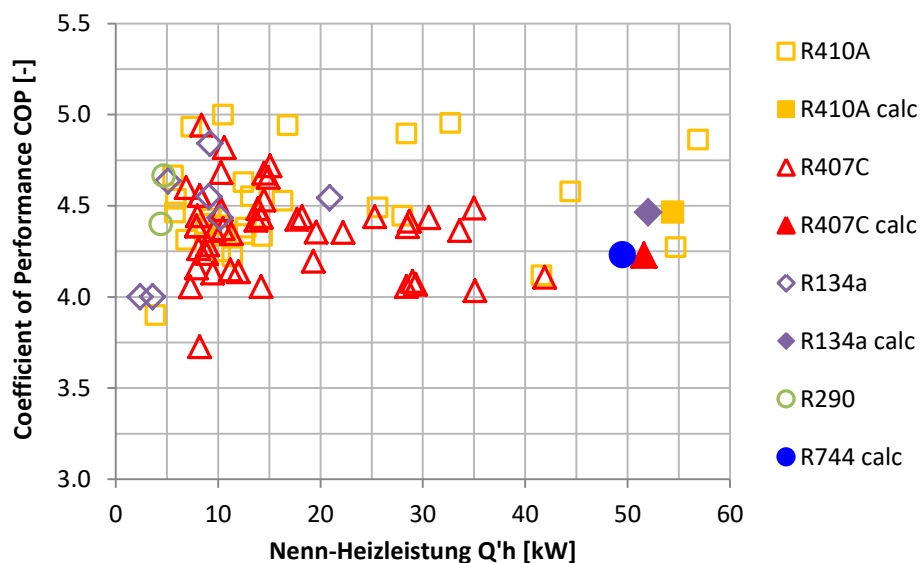


Diagramm 6-2: Zur Veröffentlichung freigegebene Prüfergebnisse von Wärmepumpen, sortiert nach Kältemittel und Nenn-Heizleistung.

Das Diagramm 6-2 fokussiert auf die Heizanwendung im Norm-Betriebspunkt B0/W35. Kombiniert man die Heizanwendung mit der Warmwasser-Anwendung z.B. B0/W55, ist davon auszugehen, dass dies ein energetischer Vorteil für R744 ist, zumal R744 gerade bei hohem Temperaturhub und hohen Vorlauf-Temperaturen seine Stärken hat.



## 6.7 Systemsimulation und Labormessungen zu Effizienz von Wärmepumpen-Warmwasserspeicher

Im Rahmen einer Vergleichsstudie wurde eine Systemsimulation einer Brauchwarmwasser-Wärmepumpe, einer Luftwasser-Wärmepumpe sowie einer elektrischen Heizung für Warmwasser durchgeführt (23). Die Jahresarbeitszahl (JAZ) wurde in Abhängigkeit unterschiedlicher Zapfmengen respektive Jahreszapfprofile untersucht. Die Simulation zeigt, dass die JAZ bei geringen Zapfmengen stark abnimmt. Bei kleinen Zapfmengen, wie beispielsweise 40 Liter pro Tag, werden durch die Effizienz vom Wärmepumpensystem absolut gesehen kleine Energiemengen benötigt. Jedoch werden die Stand-By-Verluste auf eine geringe Menge Brauchwarmwasser umgelegt, welches somit zu einer schlechten JAZ führt. In der Simulation wurde ebenfalls die Schichtung berücksichtigt. Es zeigt sich, dass die Qualität der Schichtung bei zunehmenden Entnahmemengen abnimmt, was sich negativ auf die Effizienz (JAZ, COP) auswirkt.

## 6.8 Qualitätsprüfung Wärmepumpe 2016, Kanton Basel-Stadt und Kanton Basel-Landschaft, Schlussbericht

Die Qualitätsprüfungskampagne untersuchte 40 Wärmepumpen aus dem Förder- und Inbetriebnahme Zeitraum 2010 bis 2014. Im Kanton Basel-Landschaft wurden für die Qualitätsprüfung 25 (überwiegend Luft-Wasser-) Wärmepumpen ausgewählt, die als Ersatz von Elektroheizungen installiert und gefördert wurden. Im Kanton Basel-Stadt wurden 15 (überwiegend Sole-Wasser-)Wärmepumpen im oberen Leistungsbereich für die Qualitätsprüfung ausgewählt. Von den insgesamt 40 geprüften Wärmepumpen sind 16 Sole-Wasser-Anlagen, 23 Luft-Wasser- Anlagen und eine Wasser-Wasser-Anlage. 11 der 40 geprüften Wärmepumpen haben im jeweils massgebenden Arbeitsbereich eine thermische Nennleistung von über 20 kW. Die 40 geprüften Wärmepumpen wurden von 24 verschiedenen Installationsbetrieben und von sieben verschiedenen Planern installiert bzw. geplant.

Bei 29 Wärmepumpen konnte die Jahresarbeitszahl (JAZ) näherungsweise bestimmt werden. Die Jahresarbeitszahlen der geprüften, monovalent betriebenen Luft-Wasser-Wärmepumpen liegen im Durchschnitt bei 2.57 und die der monovalent betriebenen Sole-Wasser-Wärmepumpen bei 3.8. Die mit „ausreichend“ und „schlecht“ bewerteten Anlagen zeigen, dass es Verbesserungspotenzial bei Planung, Installation und Betrieb von Wärmepumpenanlagen gibt. Insbesondere bei Gebäudesanierungen ist die Integration einer Wärmepumpenanlage in das bestehende Heizungsverteilsystem eine Herausforderung. Fehler bei der Dimensionierung und Planung der Wärmepumpenanlage führen, insbesondere bei zu hohen Vorlauftemperaturen im Heizkreis aufgrund einer energetisch schlechten Gebäudehülle, zu einem ineffizienten Betrieb der Wärmepumpe. Möglichst breite Aus- und Weiterbildungsangebote für die Heizungsbranche sowie die Einführung des Wärmepumpen-System-Moduls der Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz (FWS) können hier Verbesserungen bewirken. (24)

## 6.9 Richtlinie 2009/125/EG des Europäischen Parlaments und des Rates zur Schaffung eines Rahmens für die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung energieverbrauchsrelevanter Produkte im Hinblick auf Luftheizungsprodukte, Kühlungsprodukte, Prozesskühler mit hoher Betriebstemperatur und Gebläse Konvektoren

Die Ökodesign-Richtlinie 2009/125/EG ist eine europarechtliche Richtlinie, die Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung „energieverbrauchsrelevanter Produkte“ (englisch: energy-related products, ErP) im gemeinsamen Binnenmarkt der Europäischen Union festlegt. (25)



## 6.10 EHPA-Reglement zur Erteilung des internationalen Gütesiegels für elektrisch angetriebene Wärmepumpen

Das Wärmepumpen Systemmodul (siehe Kapitel 6.2) und das Wärmepumpen Gütesiegel (siehe Kapitel 6.3) stützt auf dem EHPA-Reglement. Die inhaltlich relevanten Anforderungen aus diesem Reglement werden in den Kapiteln 6.2 und 6.3 erläutert. (26)

## 6.11 SN EN 14511-1: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Begriffe

Diese Europäische Norm legt die Begriffe für die Einstufung und Leistung von Luftkonditionierern, Flüssigkeitskühlsätzen und Wärmepumpen, die Luft, Wasser oder Sole als Wärmeträger nutzen, mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und/oder -kühlung fest. Sie gilt nicht für Wärmepumpen zum Erwärmen von Warmwasser, obwohl bestimmte Definitionen auf diese angewendet werden können. (27)

## 6.12 SN EN 14511-2: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Prüfbedingungen

Diese Europäische Norm legt die Bedingungen für die Leistungsprüfung von Luftkonditionierern, Flüssigkeitskühlsätzen und Wärmepumpen, die entweder Luft, Wasser oder Sole als Wärmeträger nutzen, mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und/oder -kühlung fest. (28)

### 6.12.1 Norm-Nenn-Bedingungen

Aus der Norm gehen folgende Norm-Nenn-Bedingungen für Wärmepumpen für unterschiedliche Senken-Temperatur-Niveaus hervor.

Niedrige Temperaturen					
System	Quelle			Senke	
	T_ein [°C]	T_dew [°C]	T_aus [°C]	T_ein [°C]	T_aus [°C]
Wasser/Wasser	10.0		7.0	30.0	35.0
Sole/Wasser	0.0		-3.0		
Luft/Wasser	7.0	6.0			

Tabelle 6-1: Norm-Nenn-Bedingungen niedrige Senken-Temperatur nach SN EN 14511-2.

Intermediäre Temperaturen					
System	Quelle			Senke	
	T_ein [°C]	T_dew [°C]	T_aus [°C]	T_ein [°C]	T_aus [°C]
Wasser/Wasser	10.0		7.0	40.0	45.0
Sole/Wasser	0.0		-3.0		
Luft/Wasser	7.0	6.0			

Tabelle 6-2: Norm-Nenn-Bedingungen intermediäre Senken-Temperatur nach SN EN 14511-2.



Mittlere Temperaturen					
System	Quelle			Senke	
	T_ein [°C]	T_dew [°C]	T_aus [°C]	T_ein [°C]	T_aus [°C]
Wasser/Wasser	10.0		7.0	47.0	55.0
Sole/Wasser	0.0		-3.0		
Luft/Wasser	7.0	6.0			

Tabelle 6-3: Norm-Nenn-Bedingungen mittlere Senken-Temperatur nach SN EN 14511-2.

Hohe Temperaturen					
System	Quelle			Senke	
	T_ein [°C]	T_dew [°C]	T_aus [°C]	T_ein [°C]	T_aus [°C]
Wasser/Wasser	10.0		7.0	55.0	65.0
Sole/Wasser	0.0		-3.0		
Luft/Wasser	7.0	6.0			

Tabelle 6-4: Norm-Nenn-Bedingungen hohe Senken-Temperatur nach SN EN 14511-2.

### 6.13 SN EN 14511-3: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Prüfverfahren

Diese Europäische Norm legt die Prüfverfahren für die Bemessung und Leistung von Luftkonditionierern, Flüssigkeitskühlsätzen und Wärmepumpen, die Luft, Wasser oder Sole als Wärmeträger nutzen und mit elektrisch angetriebenen Verdichtern betrieben werden, für die Raumbeheizung und -kühlung fest. (29)

### 6.14 SN EN 14511-4: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern - Betriebsanforderungen, Kennzeichnung und Anleitung

Diese Europäische Norm legt Mindestbetriebsanforderungen fest, durch die sichergestellt ist, dass Luftkonditionierer, Wärmepumpen und Flüssigkeitskühlsätze, die Luft, Wasser oder Sole als Wärmeträger nutzen und mit elektrisch angetriebenen Verdichtern betrieben werden, für die vom Hersteller vorgesehene Anwendung geeignet sind, wenn sie für die Raumbeheizung und/oder -kühlung eingesetzt werden. (30)

### 6.15 SN EN 14825: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und -kühlung - Prüfung und Leistungsbemessung unter Teillastbedingungen und Berechnung der saisonalen Arbeitszahl

Diese Europäische Norm legt Teillastbedingungen und Berechnungsverfahren für die Bestimmung der saisonalen Arbeitszahl im Kühlbetrieb und der saisonalen Arbeitszahl im Heizbetrieb von Wärmepumpen, Luftkonditionierer und Flüssigkeitskühlsätze fest. Die für diese Studie relevanten Vorgaben werden zusammengefasst und fließen wie folgt in die Betrachtungen ein. Dabei liegt der Fokus dieser Norm auf Wärmepumpen für Heizanwendungen, nicht aber für die Aufbereitung von Warmwasser.



### 6.15.1 Klimabedingungen

Die Norm unterscheidet folgende drei verschiedene Klimabedingungen (kältere, mittlere und wärmere). Es wird die Häufigkeit der Aussentemperatur der drei Standorte für die Heizperiode angegeben. Die Auflösung der Aussentemperatur-Häufigkeit beträgt 1 K Inkremente von -22°C bis +16°C. Das im Kapitel 7 für die Berechnung herangezogene Modell bedarf jedoch stündlicher Werte. Bei der Summenhäufigkeit der Aussentemperatur gehen Information verloren, die für das Speicher-Modell unerlässlich sind. Folglich wurden stündliche Werte für den Standort Strassbourg mittels Meteonorm 7 generiert und zur Kontrolle mit den Werten aus der Norm verglichen. (31), (32)

Klimabedingungen			T_design [°C]	T_Raum [°C]	T_bivalent [°C]	T_dew [°C]
Kältere Klimabedingungen	C = "kältere"	Helsinki	-22.0	20.0	-7.0	-
Mittlere Klimabedingungen	A = "mittlere"	Strasbourg	-10.0	20.0	2.0	-11.0
Wärmere Klimabedingungen	W = "wärmere"	Athen	2.0	20.0	7.0	1.0

Tabelle 6-5: Norm-Klimabedingungen verschiedener Klimazonen nach SN EN 14825.

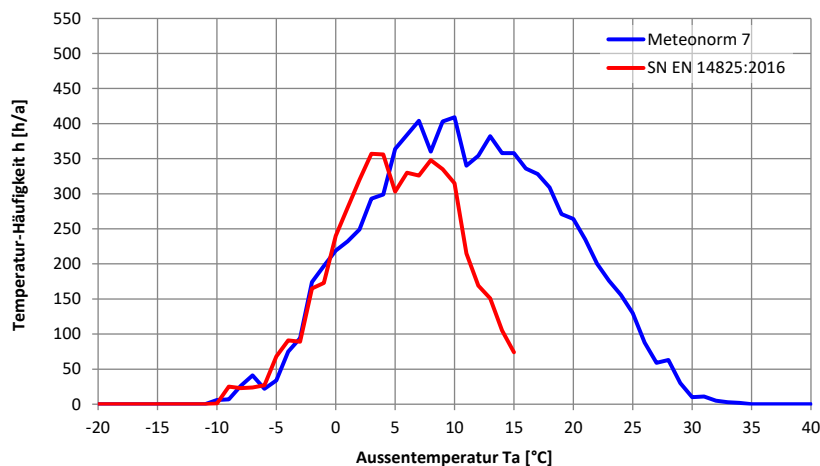


Diagramm 6-3: Vergleich der Häufigkeit der Aussentemperatur des Standortes Strassbourg, Frankreich zweier verschiedener Datenquellen.

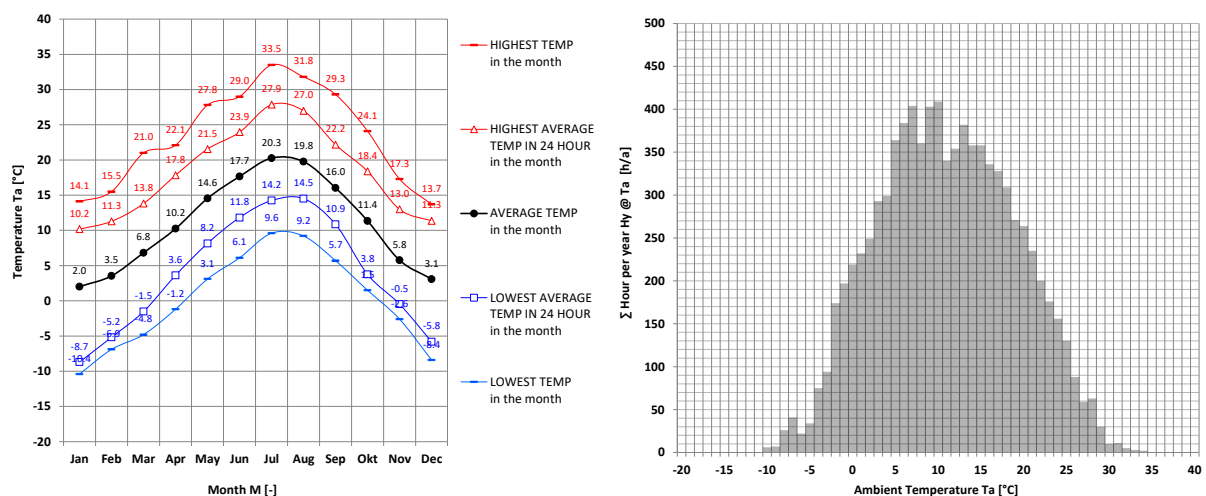


Diagramm 6-4: Klimadaten Standort Strassbourg, Frankreich. (32)



Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die in der SN EN 14825:2016 angenommenen Temperaturprofile für die Heizperiode im Bereich zwischen  $-5^{\circ}\text{C}$  und  $+5^{\circ}\text{C}$  Aussentemperatur höhere und im Bereich über  $+5^{\circ}\text{C}$  geringere Häufigkeiten aufwiesen. Die Unterschiede können aus unterschiedlichen Referenzjahren, Datenquellen oder anderen Klimamodellen stammen. Es ist auch denkbar, dass die Temperaturprofile in der Norm bewusst zu Lasten höheren Heizbedarfs angepasst wurden. Die Klimabedingungen vom Standort Strasbourg resp. die mittleren Klimabedingungen aus der Norm sind dem Standort Schweiz am nächsten. Folglich wird für den weiteren Verlauf der Studie, wenn nicht anders erwähnt, Vorgaben wie Designtemperatur, Bivalenztemperatur usw. für die mittleren Klimabedingungen herangezogen. Für die Simulationen im Kapitel 7 wird aber das Temperaturprofil vom Standort Basel herangezogen (siehe Kapitel 7.7.3).

#### 6.15.2 Teillastbedingungen im Heizbetrieb, Heizkurve

In der Norm sind die Teillastbedingungen im Heizbetrieb resp. die Heizkurve für mittlere Klimabedingungen festgelegt. Die Heizkurve ist eine Gerade mit 100% Heizleistung im Auslegungspunkt bei  $T_a$  von  $-10^{\circ}\text{C}$  und 0% bei einer Grenztemperatur  $T_a$  von  $+16^{\circ}\text{C}$

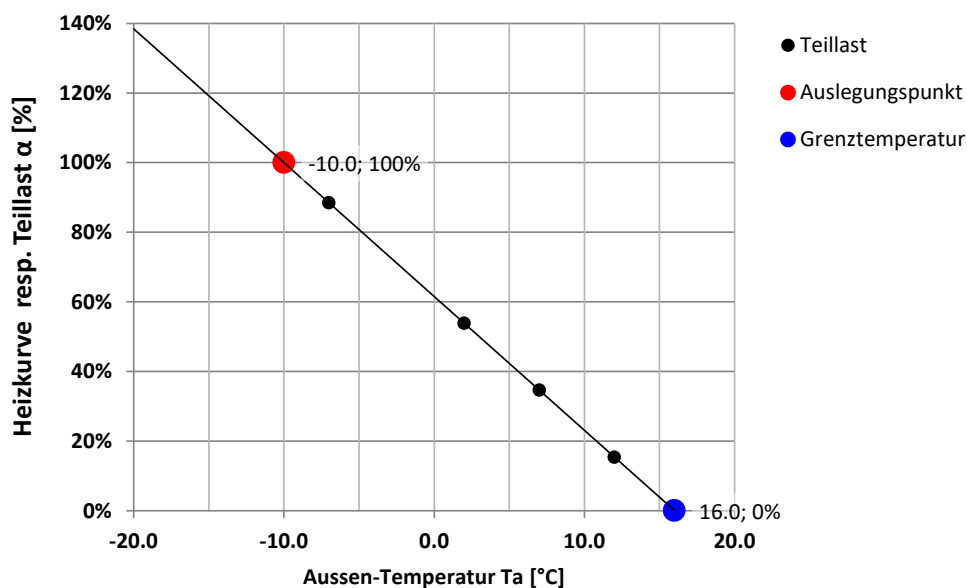


Diagramm 6-5: Heizkurve resp. Teillast gemäss SN EN 14825:2016 für mittlere Klimabedingungen.

#### 6.15.3 Vorlauf-Temperaturen

Vorausgesetzt die Steuerung der Wärmepumpe kann die Vorlauftemperatur der Aussentemperatur anpassen, so ist nach Norm eine Schiebung der Vorlauftemperatur gemäss Diagramm 6-6 zulässig. Dabei werden vier Temperatur-Niveaus unterschieden ( $+35^{\circ}\text{C}$ ,  $+45^{\circ}\text{C}$ ,  $+55^{\circ}\text{C}$ ,  $+65^{\circ}\text{C}$ ). Diese Temperatur-Niveaus sind identisch mit den in der Norm SN EN 14511-2:2018 angegebenen Norm-Nenn-Bedingungen (siehe Kapitel 6.12)



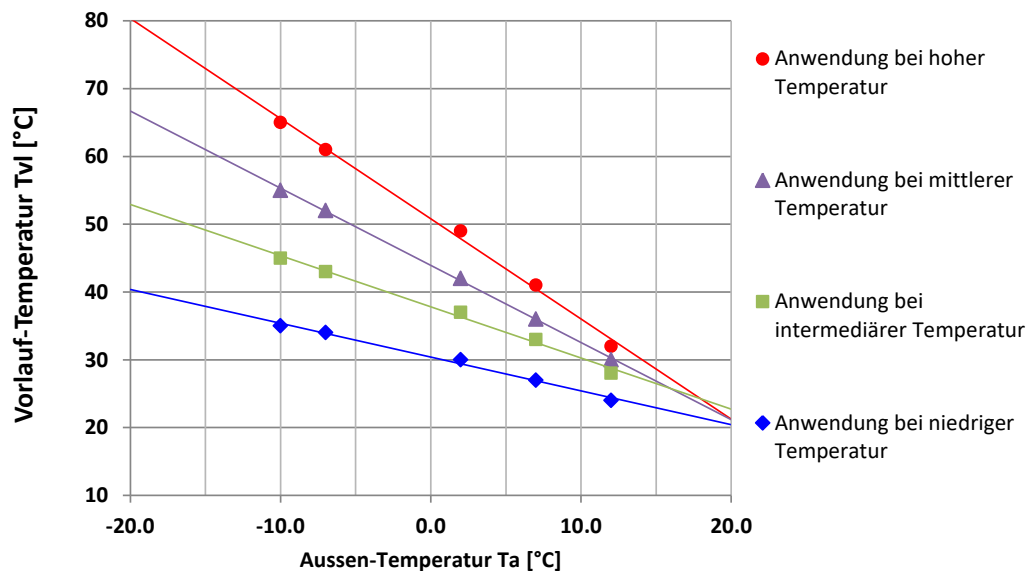


Diagramm 6-6: Vorlauftemperaturen gemäss SN EN 14825:2016 für vier verschiedene Temperatur-Niveaus.

## 6.16 SN EN 16147: Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern - Prüfungen, Leistungsbemessung und Anforderungen an die Kennzeichnung von Geräten zum Erwärmen von Brauchwarmwasser

Diese Europäische Norm legt Verfahren zur Prüfung und Bewertung der Leistung und Berechnung der Energieeffizienz der Warmwasseraufbereitung von Wasser/Wasser, Sole/Wasser sowie Luft/Wasser-Wärmepumpen und Wärmepumpen-Kombiheizgeräten mit elektrisch angetriebenen Kompressoren, einschließlich eines Warmwasserspeichers fest. Diese Norm umfasst lediglich das Prüfverfahren für die Warmwasseraufbereitung des Wärmepumpensystems. Prüfverfahren für den gleichzeitigen Betrieb der Warmwasseraufbereitung und der Raumheizung werden in dieser Norm nicht behandelt. Diese Europäische Norm gilt nur für Warmwasserbereiter, die in einem Paket aus Wärmepumpe und Speicher geliefert werden. (33)

### 6.16.1 Wärmequelle

Die Wärmequellen werden analog der SN EN 14825:2016 und SN EN 14511:2018 unterschieden. Dabei wird zwischen Wasser/Wasser, Sole/Wasser und Luft/Wasser-Wärmepumpen unterschieden. Die Luft/Wasser-Wärmepumpen werden wiederum in Abhängigkeit von drei Klimabedingungen dargestellt.

System	Klimabedingungen	Quelle		
		T <sub>ein</sub> [°C]	T <sub>dew</sub> [°C]	T <sub>aus</sub> [°C]
Wasser/Wasser		10.0		7.0
Sole/Wasser		0.0		-3.0
Luft/Wasser	C = "kältere"	2.0	1.0	
Luft/Wasser	A = "mittlere"	7.0	6.0	
Luft/Wasser	W = "wärmere"	14.0	13.0	

Tabelle 6-6: Verschiedene Wärmequellen nach SN EN 16147.

### 6.16.2 Wärmesenke



Das in dieser Norm betrachtete Medium der Wärmesenke ist stets Wasser, da diese Norm ausschliesslich auf Warmwasser-Wärmepumpen bezieht. Die Frischwasser Eintrittstemperatur beträgt nach Norm +10°C. Die Warmwasser Austrittstemperatur beträgt +55°C. Das entspricht einer Temperatur-Differenz von 45 K und einer Enthalpie-Differenz von 188.2 kJ/kg.

### 6.16.3 Warmwasser Speicher

Die Umgebungstemperatur vom Warmwasser Speicher beträgt nach Normbedingungen +20°C.

### 6.16.4 Lastprofile

In dieser Norm werden verschiedene Speicherbezugsprofile beschrieben. Die Profile gehen von 0.345 bis 93.5 kWh pro Tag.

Speicher Bezugsprofile	$\Sigma$ Energie	$\Sigma$ Menge	$\Sigma$ Dauer	Bezug Max	Leistung Max
	Q <sub>tap</sub>	m <sub>tap</sub>	t <sub>tap</sub>	f <sub>max</sub>	Q' <sub>max</sub>
	kWh/d	l/d kg/d	min	l/min kg/min	kW
3XS	0.345	6.60	3.30	2.00	6.27
XXS	2.10	40.2	20.1	2.00	6.27
XS	2.10	40.2	13.4	3.00	9.41
S	2.10	40.2	10.9	5.00	15.7
M	5.85	111.8	26.7	6.00	18.8
L	11.7	223.0	36.0	10.0	31.4
XL	19.1	364.8	54.3	10.0	31.4
XXL	24.5	469.3	51.3	16.0	50.2
3XL	46.8	894.5	26.3	48.0	150.5
4XL	93.5	1'789.0	26.3	96.0	301.1

Tabelle 6-7: Speicher Bezugsprofile nach SN EN 16147.

## 6.17 Zusammenfassung

Sicherheitstechnische, ökologische und energetische Anforderungen an Wärmepumpen werden in verschiedenen Normen und Richtlinien geregelt. Die wichtigsten Aspekte wurden im Kapitel 6 zusammengefasst. Teilweise überschneiden sich die Norminhalte resp. es sind verschiedene Normen zu berücksichtigen. Dies gilt insbesondere dann, wenn Wärmepumpen für zwei oder mehrere Anwendungen, wie zum Beispiel die Gebäudeheizung und Aufbereitung von Warmwasser eingesetzt werden. Aktuell gibt es keine Norm, die sowohl die Gebäudeheizung als auch die Aufbereitung von Warmwasser abdeckt. Dies erschwert eine einheitliche Gegenüberstellung von Wärmepumpen für die Gebäudeheizung und die Aufbereitung von Warmwasser. Darüber hinaus beziehen sich die Normen häufig nur auf den Auslegungspunkt. Für eine energetische Betrachtung über das Jahr, sollten die jährlichen Schwankungen berücksichtigt werden. Im Kapitel 7 erfolgten die Annahmen in Anlehnung an die aktuell gültigen Normen und Richtlinien. Die effektiv getroffenen Annahmen sind dem Kapitel 7 zu entnehmen.



## 7 Effizienzprognose für Wärmepumpe mit R744 im Vergleich zu R407C

Basierend auf den bislang gewonnen Erkenntnissen wird ein Konzeptkatalog aus zwei Systemen (R744-Wärmepumpe, R407C-Wärmepumpe), zwei Wärmequellen und drei Wärmesenken erstellt und diese als Kreisprozess modelliert. Die daraus gewonnenen Ergebnisse werden in Abhängigkeit der Jahreszeit, der Systemtemperaturen und Leistung dargestellt.

Die Gegenüberstellung der R407C- und R744-Wärmepumpen basiert auf untenstehendem Systemkatalog für den Standort Basel. Die Klimadaten für den Standort Basel resp. für das Lastprofil wurden mittels Meteonorm 7 generiert. Es wird von einer monoenergetischen Abdeckung des Wärmebedarfs ausgegangen. (32)

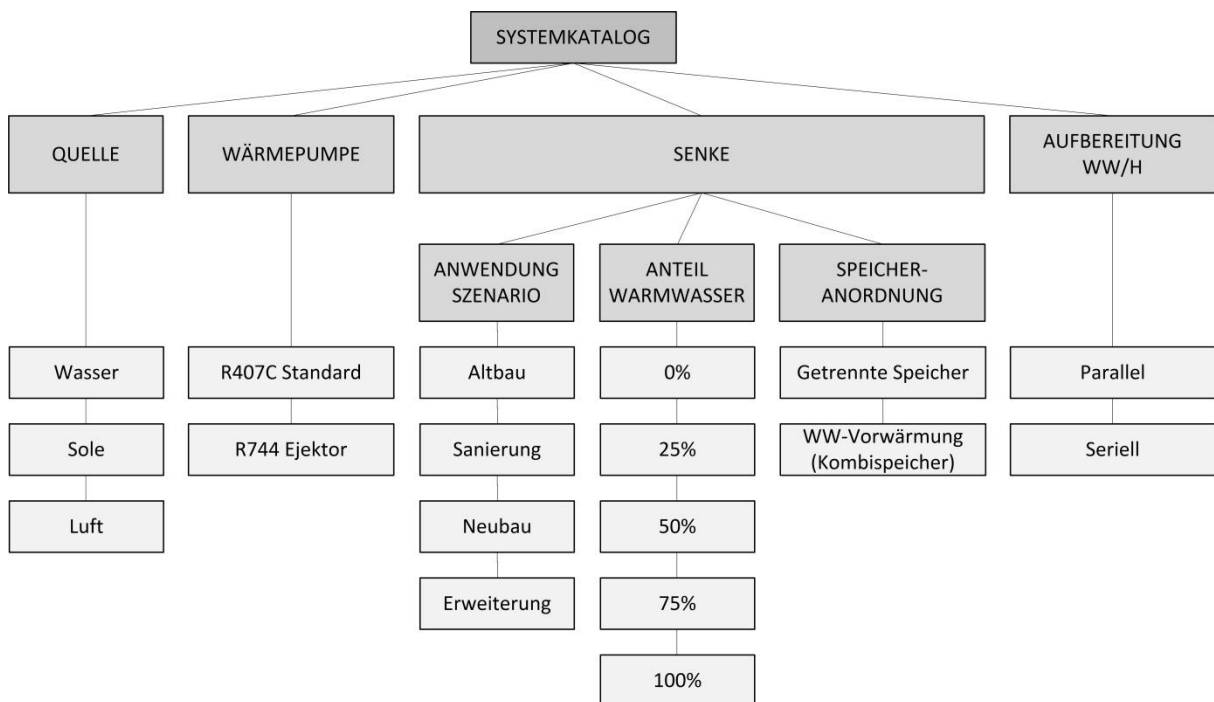


Abbildung 7-1: Systemkatalog, in Betracht gezogene Kombinationen für die Effizienzuntersuchung.

### 7.1 Quelle

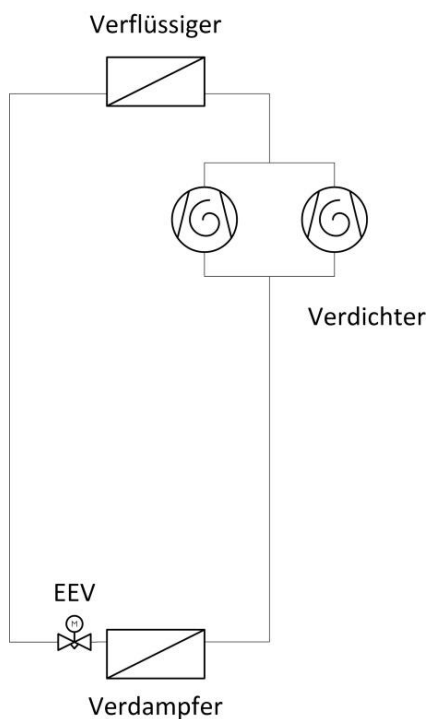
Es werden die drei Wärmequellen Wasser, Sole und Luft untersucht. Bei Wasser wurde basierend auf den Messwerten im Grundwasserbericht 2014 (34), über das Jahr eine konstante Temperatur von  $+10^{\circ}\text{C}$  angenommen. Bei der Sole wurde die Temperatur, basierend auf dem Handbuch Wärmepumpen (35), über das Jahr im Bereich von  $\pm 0^{\circ}\text{C}$  bis  $+10^{\circ}\text{C}$  variiert. Bei der Luft wird basierend auf der Meteonorm 7 (32), die Temperatur über das Jahr im Bereich  $-10^{\circ}\text{C}$  bis  $+34^{\circ}\text{C}$  variiert. Basierend auf diesen Annahmen wird für alle drei Quellen ein Temperatur-Profil bestehend aus 8760 Stunden pro Jahr modelliert.



## 7.2 Wärmepumpe

Die getroffenen Annahmen der R407C-Wärmepumpe basieren auf dem Stand der Technik wie sie heute grösstenteils in der Wärmepumpenbranche zum Einsatz kommen. Die Annahmen für die R744-Wärmepumpe wurden aus der Kältetechnik abgeleitet, wie die Technologie dort zum Einsatz kommt. In Abbildung 7-2 sind die Prinzipschematas der untersuchten und modellierten R407C- und R744-Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpen dargestellt. Mittels mathematischer Modellierung einzelnen Komponenten (siehe Abbildung 7-2) und basierend auf den Stoffdaten wird eine Kreisprozessberechnung beider Wärmepumpen im relevanten Anwendungsbereich vollzogen. (5)

R407C Standard



R744 Ejektor

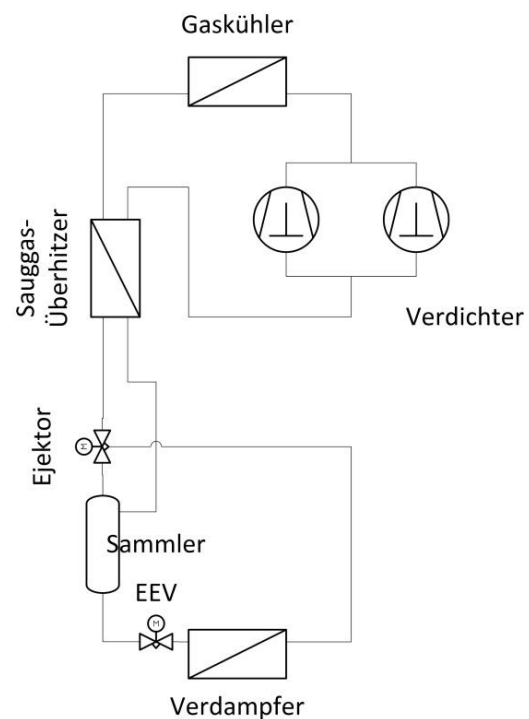


Abbildung 7-2: Prinzipschema der R407C- und R744-Wärmepumpe.

## 7.3 Anwendung/Szenario

Es werden vier verschiedene Szenarien in Betracht gezogen. Die Erläuterung erfolgt in den Kapiteln 0, 7.3.2, 7.3.3, sowie 7.3.4 und die Randbedingungen dieser sind der Tabelle 7-1 zu entnehmen. Die Randbedingungen wurden in Anlehnung an die aktuell gültigen Normen und Richtlinien gemäss dem Kapitel 0 definiert. Die Begriffe wie „niedrig“, „intermediär“ oder „mittel“ beziehen sich auf die Norm SN EN 14511-2. Der Heizbedarf der einzelnen Szenarien wird mittels Heizkurve in Abhängigkeit der Aussentemperatur modelliert.



### 7.3.1 Neubau

Wie es der Name „Neubau“ verrät, handelt es sich dabei in der Regel um einen Neubau, sprich einem Gebäude nach aktuellen Stand der Technik. Gegebenenfalls kann es auch ein stark modernisiertes Gebäude sein, bei welchem diverse energetische Massnahmen vollzogen wurden. Das Erkennungs- resp. Klassifizierungsmerkmal vom Gebäude im Szenario „Neubau“ ist, dass der Heizbedarf mit einer niedrigen Vorlauftemperatur ( $+35^{\circ}\text{C}$ ) gedeckt werden kann.

### 7.3.2 Sanierung

Das Erkennungs- resp. Klassifizierungsmerkmal vom Gebäude im Szenario „Sanierung“ ist, dass der Heizbedarf mit einer intermediären Vorlauftemperatur ( $+45^{\circ}\text{C}$ ) gedeckt werden kann. Dies können zum Beispiel bestehende Gebäude sein, bei welchen eine energetische Sanierung vollzogen wurde (z.B.: Fassade, Fenster) und folglich dessen Heizbedarf mittels einer tieferen Vorlauftemperatur (intermediär) abgedeckt werden.

### 7.3.3 Altbau

Das Szenario „Altbau“ geht von bestehenden Gebäude aus, bei welchen keine energetischen Massnahmen am Gebäude unternommen wurden und eine mittlere Vorlauftemperatur ( $+55^{\circ}\text{C}$ ) benötigen. Dieses Szenario entspricht in etwa einem 1:1 Ersatz einer fossilen Heizung, ohne dabei energetische Massnahmen am bestehenden Gebäude zu vollziehen. Klassifizierungsmerkmal vom Gebäude im Szenario „Altbau“ ist, dass der Heizbedarf mit einer mittleren Vorlauftemperatur ( $+55^{\circ}\text{C}$ ) gedeckt werden kann.

### 7.3.4 Erweiterung

Wie es der Name bereits andeutet, geht das Szenario „Erweiterung“ von einem Gebäude aus, bei welchem ein Teil erweitert wurde (z.B.: ein Anbau oder die Kombination eines alten und neuen Gebäudes). Klassifizierungsmerkmale vom Gebäude im Szenario „Erweiterung“ sind Senken auf zwei unterschiedlichen Temperatur-Niveaus (Vorlauftemperatur niedrig:  $+35^{\circ}\text{C}$  und Vorlauftemperatur intermediär:  $+45^{\circ}\text{C}$ ) und dass möglichst ein gleichzeitiger Bedarf beider Senken ansteht.

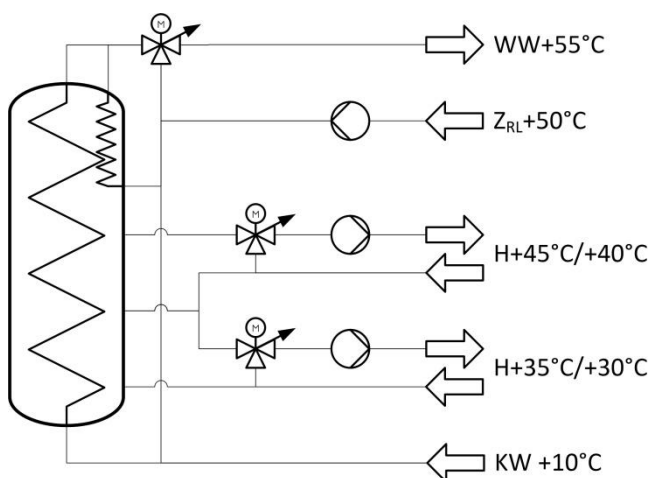


Abbildung 7-3: Prinzipschema einer möglichen Einbindung mehrerer Senken-Temperatur-Niveaus nach Szenario „Erweiterung“.



Anwendung / Szenario	-	-	Neubau	Sanierung	Altbau	Erweiterung
<b>Senke Heizung H</b>						
Temperatur-Niveau nach SN EN 14825	-	-	Niedrig	Intermediär	Mittel	Niedrig/Intermediär
Medium	-	-	Wasser			
Heizbedarf, Heizleistung	Q'	kW	f(Ta) gemäss Diagramm 5-9			
Heizung Rücklauftemperatur	T <sub>RL</sub>	°C	+30.0	+40.0	+47.0	+30.0
			konstant ==> keine f(Ta)			
Heizung Vorlauftemperatur	T <sub>VL</sub>	°C	+35.0	+45.0	+55.0	+45.0
			konstant ==> keine f(Ta)			
Wärmeabdeckung	-	-	monoenergetisch			
Grenztemperatur Heizen	T <sub>grenz</sub>	°C	+16.0			
Bivalenztemperatur Heizen	T <sub>bivalent</sub>	°C	-8.0			
Auslegungstemperatur	T <sub>design</sub>	°C	-10.0			

Tabelle 7-1: Randbedingungen Heizung.

## 7.4 Anteil Warmwasser

Basierend auf dem Speicher Lastprofil 3XL der aktuell gültigen Norm SN EN 16147:2017 [14] wird ein Zapfprofil mit einer minimalen Warmwassertemperatur von +55°C und konstanten Frischwassertemperatur von +10°C in ein Lastprofil mit 8760 Stunden pro Jahr umgerechnet. Der jährliche, energetische Warmwasser-Anteil wird dabei in 5 Fällen, von 0% bis 100%, in 25% Schritten variiert. Bei 0% Warmwasser-Anteil ist die Last der Wärmepumpe nur vom Heizbedarf des Gebäudes abhängig. Bei 100% Warmwasser-Anteil ist die Last der Wärmepumpe nur vom Warmwasser-Verbrauch abhängig.

Anwendung / Szenario	-	-	Neubau	Sanierung	Altbau	Erweiterung
<b>Senke Warmwasser WW</b>	-	-				
Medium	-	-	Wasser			
Frisch-/Kaltwasser	T <sub>KW</sub>	°C	+10.0			
Warmwasser	T <sub>WW</sub>	°C	≥ +55.0			
Speicher Lastprofil (Referenz)	-	-	3XL, SN EN 16147:2017			
Energetischer Anteil WW	-	%	0%, 25%, 50%, 75%, 100%			
Zirkulation	-	-	180 kg/h (0.05 kg/s) zwischen 4:00 Uhr und 24:00 Uhr			

Tabelle 7-2: Randbedingungen Warmwasser.



Beispiel	-	-	Duschen		Geschirr spülen (von Hand)		Warmwasser Zirkulation	
	-	-	Frishwasser Eintritt	Warmwasser Austritt	Frishwasser Eintritt	Warmwasser Austritt	Rücklauf Eintritt	Vorlauf Austritt
Temperatur	T	°C	10.0	40.0	10.0	55.0	50.0	55.0
Druck	P	bara	3.0		3.0		3.0	
Enthalpie	H	kJ/kg	42.3	167.8	42.3	230.5	209.6	230.5
Enthalpie Differenz	$\Delta H$	kJ/kg	125.5		188.2		20.9	
		kWs/kg	125.5		188.2		20.9	
		kWh/kg	0.035		0.052		0.006	
Massenstrom Wasserbezug	m'	kg/s	0.200		0.100		0.050	
		kg/min	12.0		6.0		3.0	
		kg/h	720.0		360.0		180.0	
<b>Leistung Wasserbezug</b>	<b>Q'</b>	<b>kW</b>	<b>25.1</b>		<b>18.8</b>		<b>1.05</b>	
Zeitdauer Wasserbezug	t	s	300		300		64800	
		min	5.0		5.0		1080.0	
		h	0.1		0.1		18.0	
Energie pro Wasserbezug	Q	kWh	2.1		1.6		18.8	
Anzahl Parteien	P	P	4		4		1	
Anzahl Bezüge pro Partei	V	V/P	3		1		1	
<b>Energie pro Tag</b>	<b>Q</b>	<b>kWh</b>	<b>25.1</b>		<b>6.3</b>		<b>18.8</b>	
Tage im Jahr		d/a	365		365		365	
Energie pro Jahr	Q	kWh	9'160		2'290		6'868	

Tabelle 7-3: Beispiel verschiedener Warmwasser-Verbraucher.



## 7.5 Speicher-Anordnung

Es werden zwei Speicher-Anordnungen untersucht. Bei der einen sind es zwei getrennte Speicher für Warmwasser und Heizung. Bei der anderen ist es ein Kombispeicher, bei welchem eine Warmwasser-Vorwärmung auf dem Temperatur-Niveau der Heizung stattfindet. Die Speicher-Anordnung „Getrennte Speicher“ wie auch der „Kombispeicher“ unterscheiden sich zwischen R407C und R744 geringfügig. Wesentliche Unterschiede sind bei der Anzahl Wärmetauscher und der Regel-Strategie zu erkennen. Bei R744 macht es mehrheitlich Sinn, parallel Warmwasser und Heizungswasser aufzubereiten. Für die energetische Gegenüberstellung ist insbesondere die Rücklauftemperatur von Bedeutung. Die Ermittlung der Wärmepumpen-Rücklauftemperatur basiert auf einem Schichtspeichermodell (23) in Abhängigkeit der definierten Lastprofile.

### 7.5.1 Getrennte Speicher

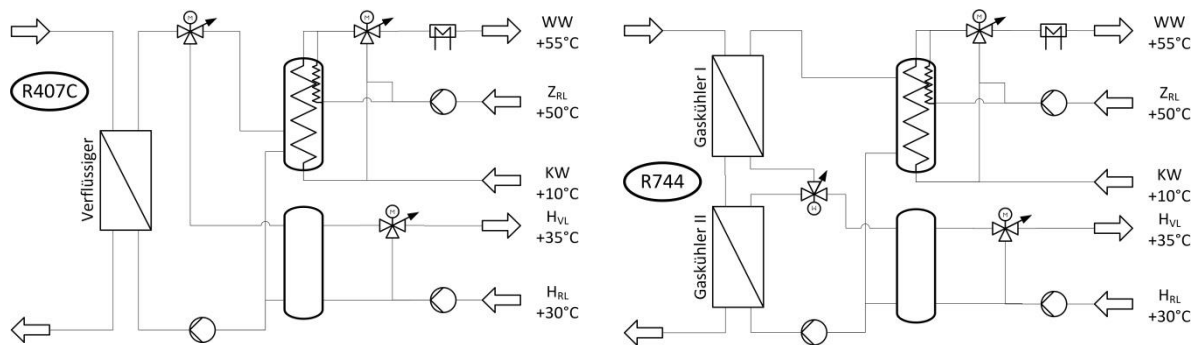


Abbildung 7-4: Hydraulik-Schema der Speicher-Anordnung mit getrennten Speichern der R407C- und R744-Wärmepumpe.

Die Rücklauftemperatur zur Wärmepumpe bei den getrennten Speichern setzt sich aus der Mischung beider unteren Speichertemperaturen und den jeweils vorliegenden Lastverhältnissen von Warmwasser und Heizung zusammen.

### 7.5.2 Kombispeicher

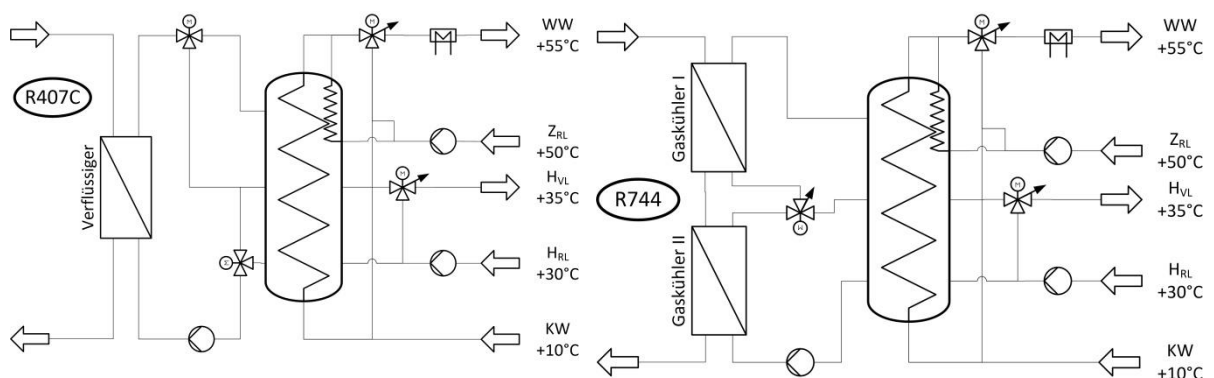


Abbildung 7-5: Hydraulik-Schema der Speicher-Anordnung mit Kombispeicher der R407C- und R744-Wärmepumpe.

Um die Rücklauftemperatur vom Kombispeicher zu ermitteln, wurde ein mathematisches Modell für einen Kombispeicher in Anlehnung an das Schichtspeichermodell (23) erstellt. Die Genauigkeit der Ergebnisse des Speicher-Modells hängt von den herangezogenen Zeitinkrementen ab. In einem ersten Schritt wurden die Ergebnisse plausibilisiert und geprüft, was für ein Zeitinkrement erforderlich ist. Es hat sich gezeigt, dass mit einem Zeitinkrement von kleiner, gleich





5 Sekunden die Abweichungen vernachlässigbar sind. Mittels dieses Modells wurde die Mischtemperatur, resp. Rücklauftemperatur in Abhängigkeit verschiedener Szenarien durchgespielt. Die Simulation wurde jeweils über 10 Stunden mit 5 Sekunden Zeitinkrementen berechnet. Während den ersten zwei Stunden wurde der Speicher auf Betriebstemperatur erwärmt. Nach zwei Stunden wurde eine Sprungantwort auf das System gegeben.

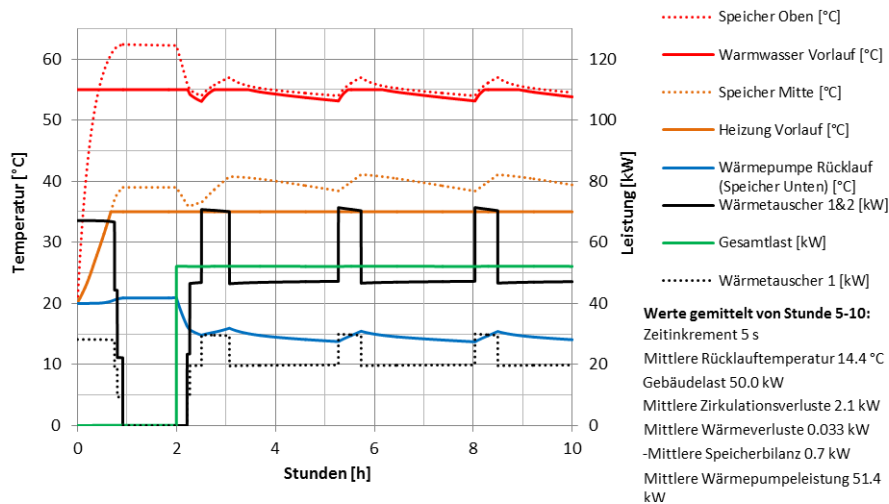


Diagramm 7-1: Temperaturschichtung im Speicher bei 100% Anteil Warmwasser und 0% Heizung.

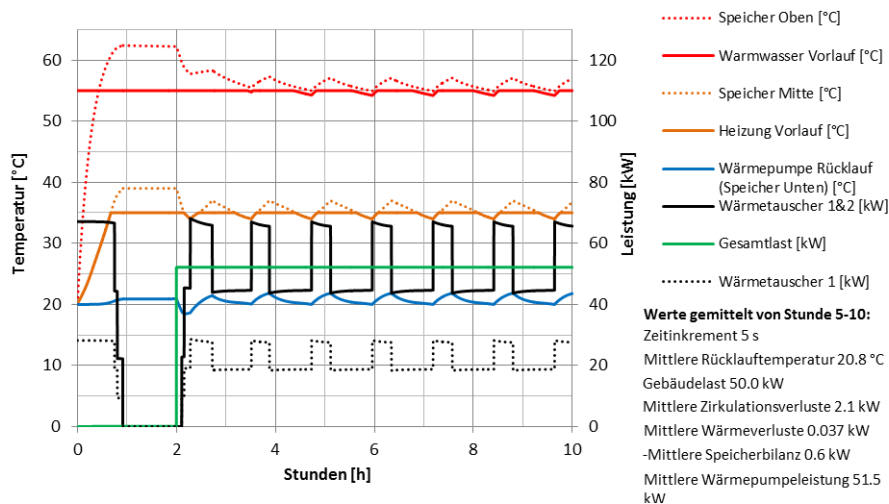


Diagramm 7-2: Temperaturschichtung im Speicher bei 80% Anteil Warmwasser und 20% Heizung.

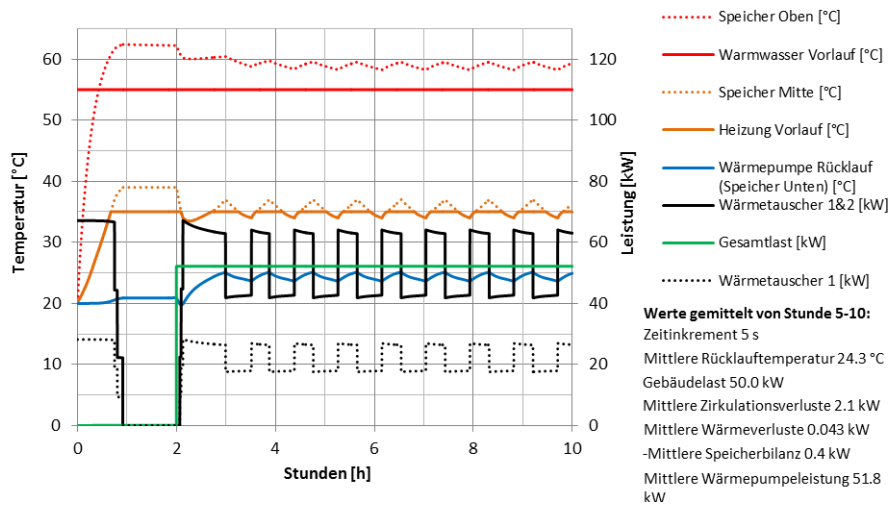


Diagramm 7-3: Temperaturschichtung im Speicher bei 60% Anteil Warmwasser und 40% Heizung.

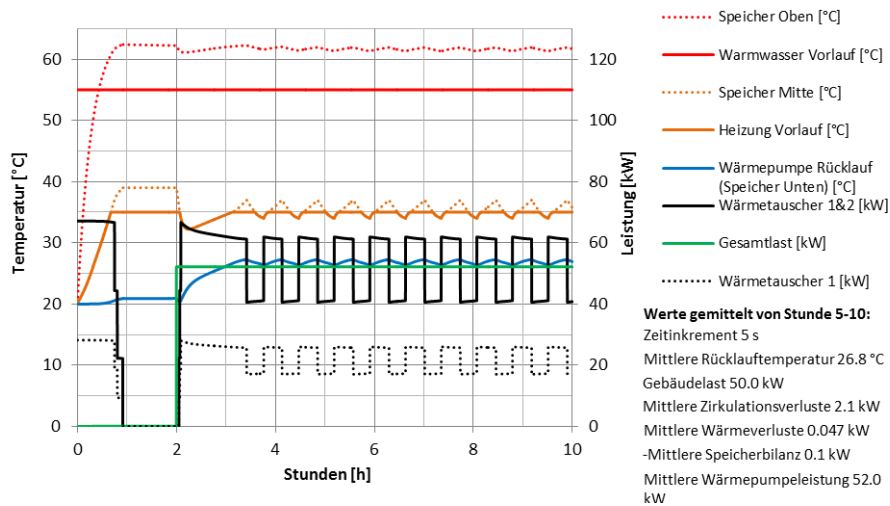


Diagramm 7-4: Temperaturschichtung im Speicher bei 40% Anteil Warmwasser und 60% Heizung.

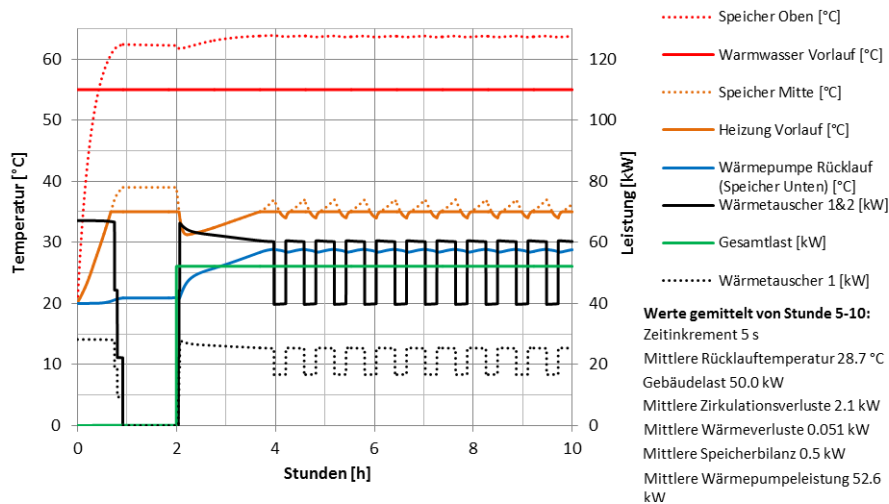


Diagramm 7-5: Temperaturschichtung im Speicher bei 20% Anteil Warmwasser und 80% Heizung.

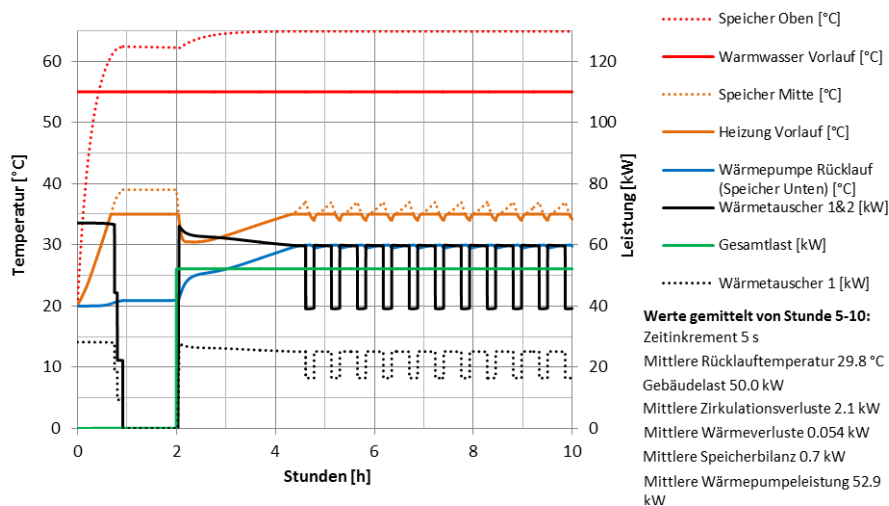


Diagramm 7-6: Temperaturschichtung im Speicher bei 0% Anteil Warmwasser und 100% Heizung.

Die Ergebnisse wurden dann zwischen der 5. zur 10. Stunde gemittelt und fließen in die Modellbildung ein. Daraus ist ersichtlich, dass sich je nach Lastverhältnis von Warmwasser und Heizung eine andere Rücklauftemperatur einstellt. Im Anschluss wurde die Rücklauftemperatur vom Kombispeicher in Abhängigkeit der Kaltwasser-Eintrittstemperatur und der Heizungs-Rücklauftemperatur formuliert. Diese Abhängigkeit wurde dann in die Jahressimulation eingebunden. Aus den Diagrammen mit den Einschwingprozessen ist ersichtlich, dass bereits ab einem Lastverhältnis von 20% Heizung resp. weniger als 20% Warmwasser die Speicherbeladung von der Heizung dominiert wird und umgekehrt.

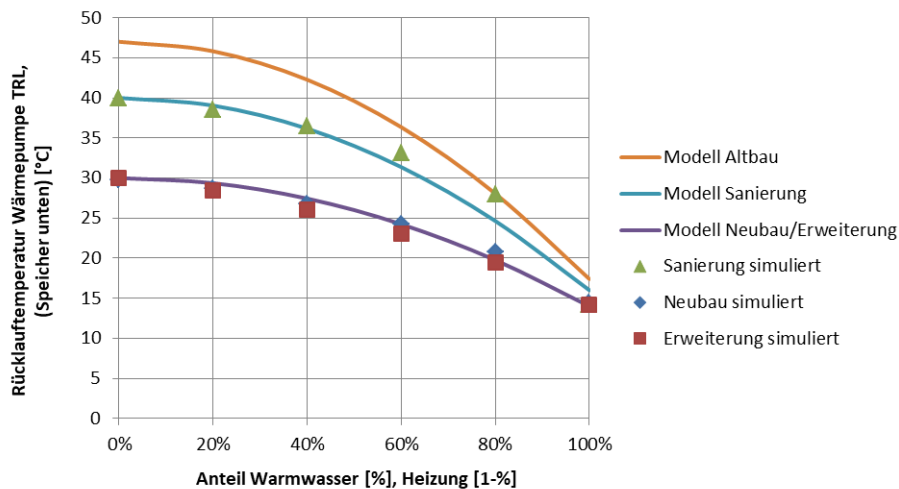


Diagramm 7-7: Rücklauftemperatur zur Wärmepumpe in Abhängigkeit verschiedener Lastverhältnisse und Senken Temperatur-Niveau.

Formel zur Bestimmung der Rücklauftemperatur zur Wärmepumpe in Abhängigkeit verschiedener Lastverhältnisse und Senken Temperatur-Niveau:

$$T_{\text{Rücklauf}} = T_{\text{Kaltwasser}} + (1 - 0.8 \cdot x^2) \cdot \Delta T$$

$$x = \frac{Q_{\text{Warmwasser}}}{Q_{\text{Warmwasser}} + Q_{\text{Heizung}}}$$

$$\Delta T = T_{\text{Rücklauf Heizung}} - T_{\text{Kaltwasser}}$$

## 7.6 Aufbereitung Warmwasser/Heizung

Die Aufbereitung von Warmwasser und Heizung kann zeitlich separat (seriell) oder simultan (parallel) erfolgen. Eine parallele Aufbereitung von Warmwasser und Heizung hat aus Sicht der Wärmepumpe eine grössere senkenseitige Temperatur-Spreizung (Ein- und Austrittstemperatur der Wärmesenke) zufolge.

## 7.7 Allgemeine Randbedingungen

Wenn nicht explizit anders erwähnt, wurden für die Berechnung folgende weiteren Randbedingungen angenommen.

### 7.7.1 Referenzdatum

Berechnungen und Ergebnisse in Abhängigkeit der Zeit beziehen sich, wenn nicht anders erwähnt auf das Referenzdatum 01.01.2030, 00:00:00 Uhr.



### 7.7.2 Zeitinkremente

Berechnungen und Ergebnisse in Abhängigkeit der Zeit werden, wenn nicht anders erwähnt mit Zeit-Inkrementen von 300 s berechnet und dargestellt.

### 7.7.3 Klimadaten

Berechnungen und Ergebnisse in Abhängigkeit der Klimadaten, insbesondere die Luft-Aussentemperatur und Luft-Feuchtigkeit, basieren wenn nicht anders erwähnt auf Klimadaten vom Standort Basel. Als Referenzjahr wurde das Jahr 2030 herangezogen. Die Werte mittels des Modells B1 generiert. (32)

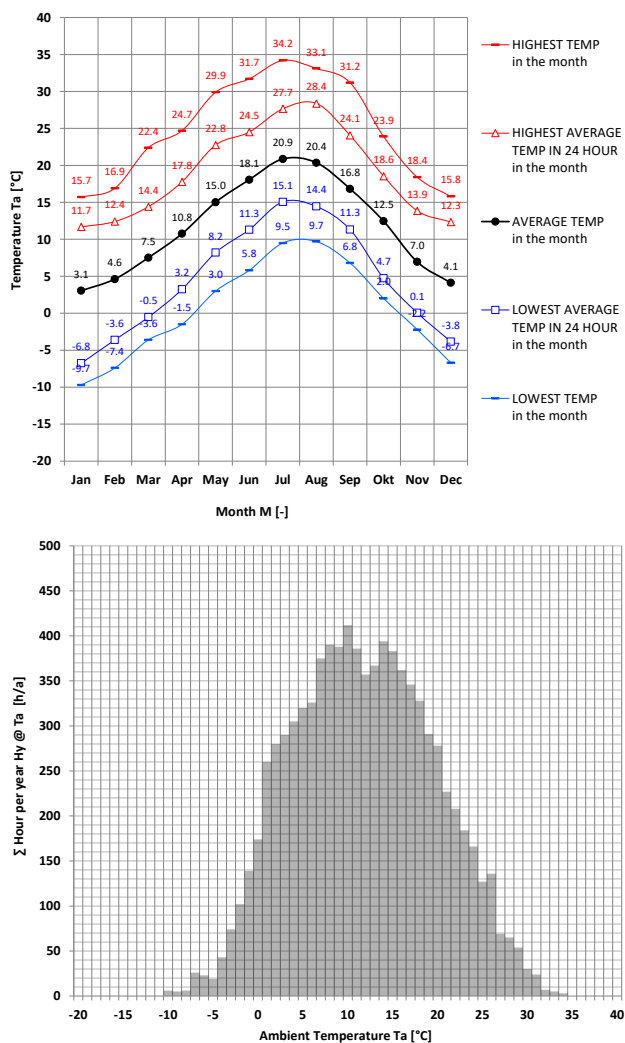


Diagramm 7-8: Klimadaten Standort Basel, Schweiz.



#### 7.7.4 Sperrzeiten

Wenn nicht explizit anders erwähnt, wurden für die Berechnung folgende Sperrzeiten angenommen. Während dieser Zeit können die Wärmeabnehmer zwar Wärme aus dem Speicher beziehen, die Wärmepumpe bleibt aber ausser Betrieb.

- Mittag: 12:00 Uhr bis 13:00 Uhr
- Abend: 18:00 Uhr bis 19:00 Uhr

### 7.8 Randbedingungen Wärmepumpe R744 Ejektor

Wenn nicht anders erwähnt, wurden für die Berechnung der R744-Wärmepumpe folgende Randbedingungen angenommen oder mathematische Modelle angewendet.

#### 7.8.1 Verdichter

Es werden zwei transkritische Hubkolben-Verdichter für R744 parallel, mit insgesamt ca. 50 kW Heizleistung bei W10/W35, mit einer Aufteilung von ca. 1/3 und 2/3 in Betracht gezogen. Mittels der Software wurden die Verdichter Polynome von Massenstrom und Leistungsaufnahme generiert und der Berechnung hinterlegt. Der Massenstrom und die Leistungsaufnahme werden in Abhängigkeit von der effektiven Überhitzung korrigiert. Verdichter-Modelle alternativer Hersteller zeigen vergleichbare Leistungszahlen. (12).

- Stufe 1: 1 x Bitzer 2MTE-5K @ 50 Hz
- Stufe 2: 1 x Bitzer 4MTE-10K @ 50 Hz
- Stufe 3: 1 x Bitzer 2MTE-5K @ 50 Hz, 1 x Bitzer 4MTE-10K @ 50 Hz

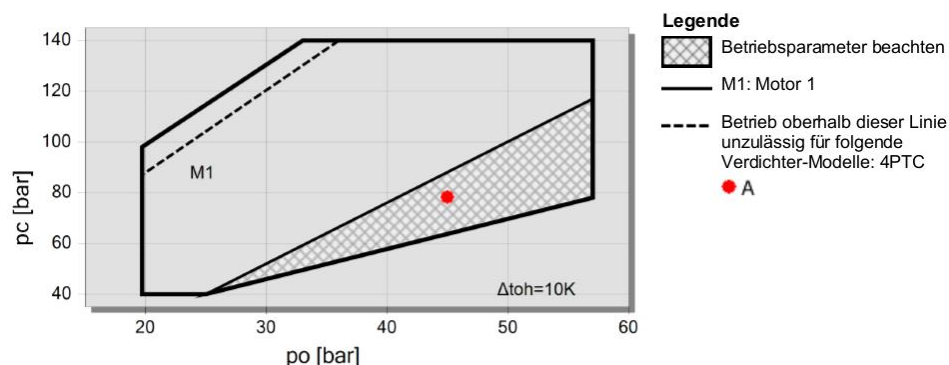


Diagramm 7-9: Einsatzgrenzen transkritische R744-Hubkolben-Verdichter.



#### 7.8.2 Gaskühler

- Pinch-Temperatur: 2 K
- Approach: 2 K

#### 7.8.3 Elektronisches Expansionsventil (EEV)

- Isenthalpe Entspannung (haus = hein)

#### 7.8.4 Verdampfer

- Pinch-Temperatur: 2 K
- Überhitzung am Verdampfer: 2 K

#### 7.8.5 Sauggas-Überhitzer

- Überhitzung am Verdampfer: 10 K

#### 7.8.6 Ejektor

- Elektronisches Expansionsventil
- Isentrope Entspannung ( $\eta_i = 0.7$ )

#### 7.8.7 Sammler

- Abscheider: Phasentrennung Flüssigkeit / Gas
- Füllmenge Ausgleich verschiedener Last- und Betriebszustände

### 7.9 Randbedingungen Wärmepumpe R407C Standard

Wenn nicht explizit anders erwähnt, wurden für die Berechnung der R407C-Wärmepumpe folgende Randbedingungen angenommen oder mathematische Modelle angewendet.

#### 7.9.1 Verdichter

Es werden zwei Scroll-Verdichter für R407C parallel, mit insgesamt ca. 50 kW Heizleistung bei W10/W35, mit einer Aufteilung von ca. 1/3 und 2/3 in Betracht gezogen. Mittels der Software wurden die Verdichter Polynome von Massenstrom und Leistungsaufnahme generiert und der Berechnung hinterlegt. Der Massenstrom und die Leistungsaufnahme werden in Abhängigkeit von der effektiven Überhitzung korrigiert. Verdichter-Modelle alternativer Hersteller zeigen vergleichbare Leistungszahlen. (36)

- Stufe 1: 1 x Emerson ZB38KCE-TFD @ 50 Hz
- Stufe 2: 1 x Emerson ZB76K5E\_TFD @ 50 Hz
- Stufe 3: 1 x Emerson ZB38KCE-TFD @ 50 Hz, 1 x Emerson ZB76K5E\_TFD @ 50 Hz

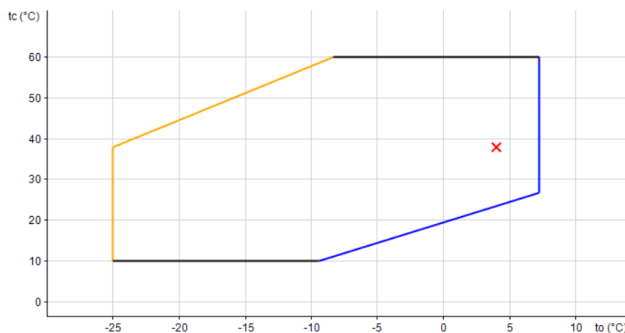


Diagramm 7-10: Einsatzgrenzen R407C-Scroll-Verdichter.

### 7.9.2 Verflüssiger

- Pinch-Temperatur-Differenz 2K
- Unterkühlung 2 K

### 7.9.3 Elektronisches Expansionsventil (EEV)

- Isenthalpe Entspannung (haus = hein)

### 7.9.4 Verdampfer

- Pinch-Temperatur: 2 K
- Überhitzung am Verdampfer: 5 K

## 7.10 Parameterstudie Wärmequelle

Basierend auf den in Kapitel 7.7, 7.8 und 7.9 getroffenen Annahmen wurde der Kreisprozess der Wärmepumpen mathematisch abgebildet und der Coefficient of Performance (COP) berechnet. Dazu wurden die Stoffdaten wie Temperatur, Druck, Enthalpie oder Entropie, jeweils am Ein- und Austritt jeder Komponente gemäss Abbildung 7-6 ermittelt. Die Modellbildung der einzelnen Komponenten basiert auf branchenüblichen Modellen wie beispielsweise in Schul- und Fachliteratur (6) beschrieben oder in den Auslegungstools verschiedener Verdichter-Hersteller hinterlegt ist (12), (36). Die Berechnung erfolgte mit dem Engineering Equation Solver (5) und anschliessender Darstellung in Excel (37). Die Ergebnisse dieser Parameterstudie Wärmequelle zeigen den Coefficient of Performance (COP) einer R407C- und R744-Wärmepumpe in Abhängigkeit der Wärmequelle. Die Wärmesenke wurde jeweils konstant, wie rechts vom jeweiligen Diagramm deklariert, angenommen. Die Ergebnisse beinhalten nur die Leistungsaufnahme der Verdichter. Die Peripheriegeräte wurden an dieser Stelle noch nicht berücksichtigt.





### 7.10.1 Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 30/35

Bei kleinen senkenseitigen Temperatur-Hüben im Bereich von 5 K schneidet R407C unabhängig der Quellen-Temperatur besser ab.

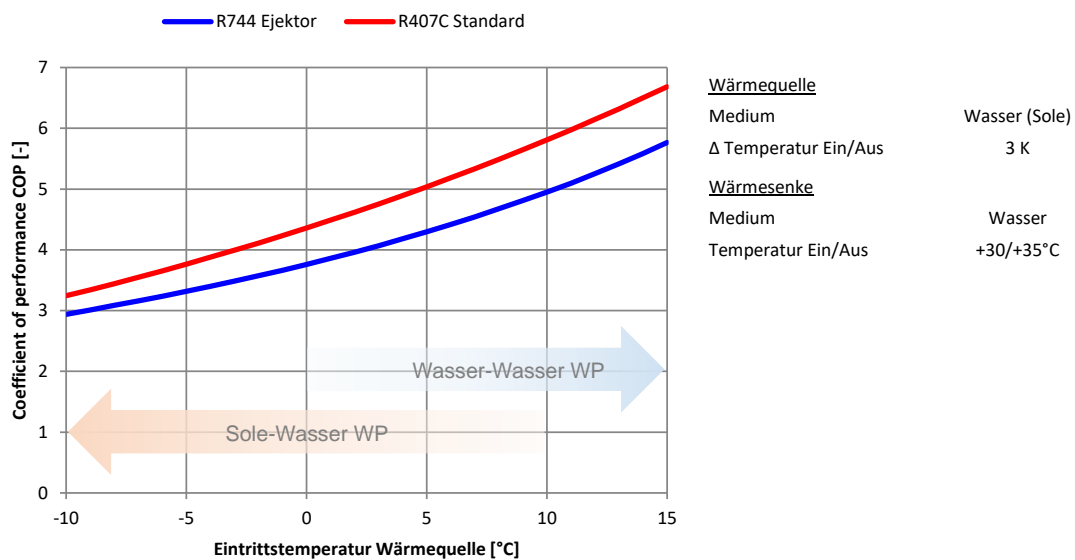


Diagramm 7-11: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 30/35: COP in Abhängigkeit der Quellentemperatur.

### 7.10.2 Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 25/50

Mit zunehmenden senkenseitigen Temperatur-Hüben im Bereich von 25 K schneidet R744 unabhängig der Quellen-Temperatur besser ab. Der Temperatur-Hub bei, welcher die zwei verglichenen Systeme in etwa gleichwertig ist, liegt Grössenordnung zwischen 15 K und 20 K.

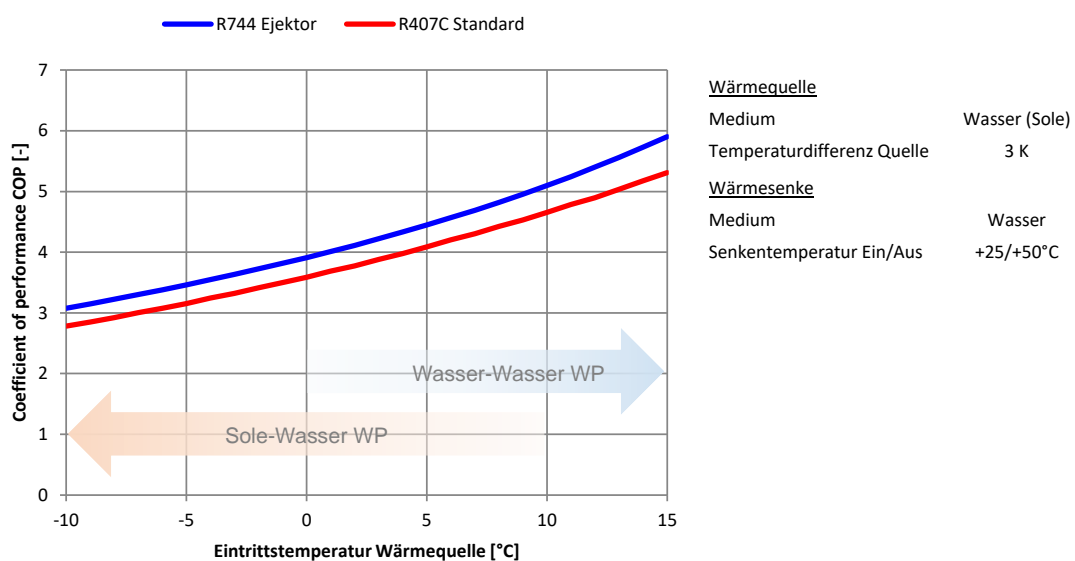


Diagramm 7-12: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 25/50: COP in Abhängigkeit der Quellentemperatur.



### 7.10.3 Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 20/65

Der Trend, dass die Vorteile mit zunehmenden senkenseitigen Temperatur-Hüben zu Gunsten von R744 liegen setzt sich weiter fort. Unabhängig der Quellen-Temperatur schneidet R744 bei senkenseitigen Temperatur-Hüben von 45 K besser ab.

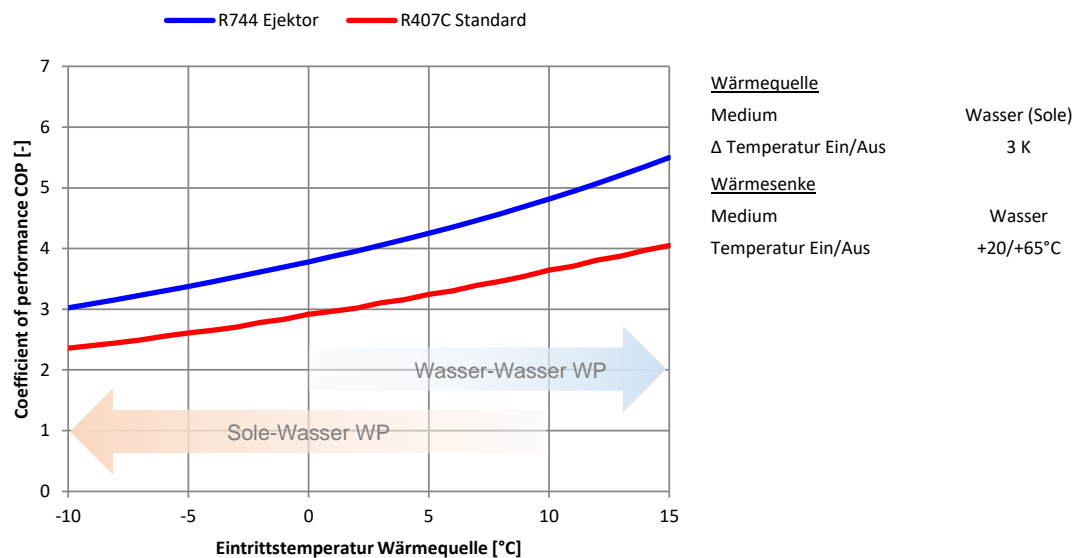


Diagramm 7-13: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 20/65: COP in Abhängigkeit der Quelltemperatur.

### 7.10.4 Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 20/65

Die Effizienz beider Systeme lässt sich durch eine simultane Bereitstellung von Warmwasser und Heizung weiter steigern. Unabhängig der Quellen-Temperatur schneidet R744 bei simultanen senkenseitigen Temperatur-Hüben von 45 K besser ab.

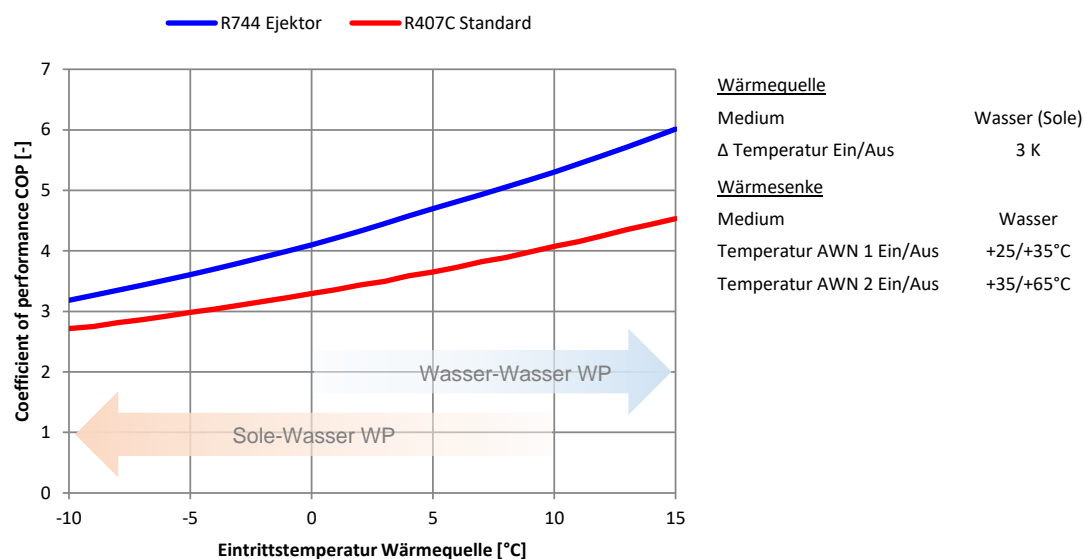


Diagramm 7-14: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 20/65: COP in Abhängigkeit der Quelltemperatur.



#### 7.10.5 Zusammenfassung COP Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe

Mit zunehmenden senkenseitigen Temperatur-Hüben nehmen die Effizienz von R407C ab und die Effizienz von R744 zu. Der Schnittpunkt (gleichwertige Effizienz) liegt zwischen 15 K und 20 K. Eine simultane Aufbereitung von Warmwasser und Heizung steigert die Effizienz beider Systeme gegenüber einem senkenseitigen Temperatur-Hub von 45 K.

#### 7.10.6 Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 30/35

Bei kleinen senkenseitigen Temperatur-Hüben im Bereich von 5 K schneidet R407C unabhängig der Quellen-Temperatur besser ab.

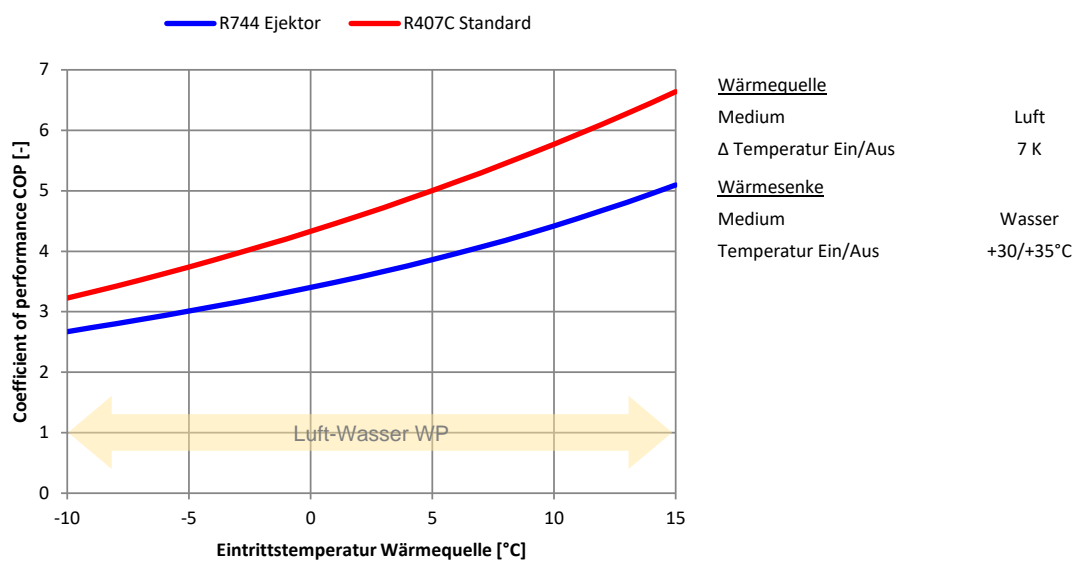


Diagramm 7-15: Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 30/35: COP in Abhängigkeit der Quellentemperatur.

#### 7.10.7 Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 25/50

Mit zunehmenden senkenseitigen Temperatur-Hüben im Bereich von 25 K schneidet R407C unabhängig der Quellen-Temperatur geringfügig besser ab. Der Temperatur-Hub bei welcher die zwei verglichenen Systeme in etwa die gleiche Effizienz aufweisen, liegt knapp über 25 K.

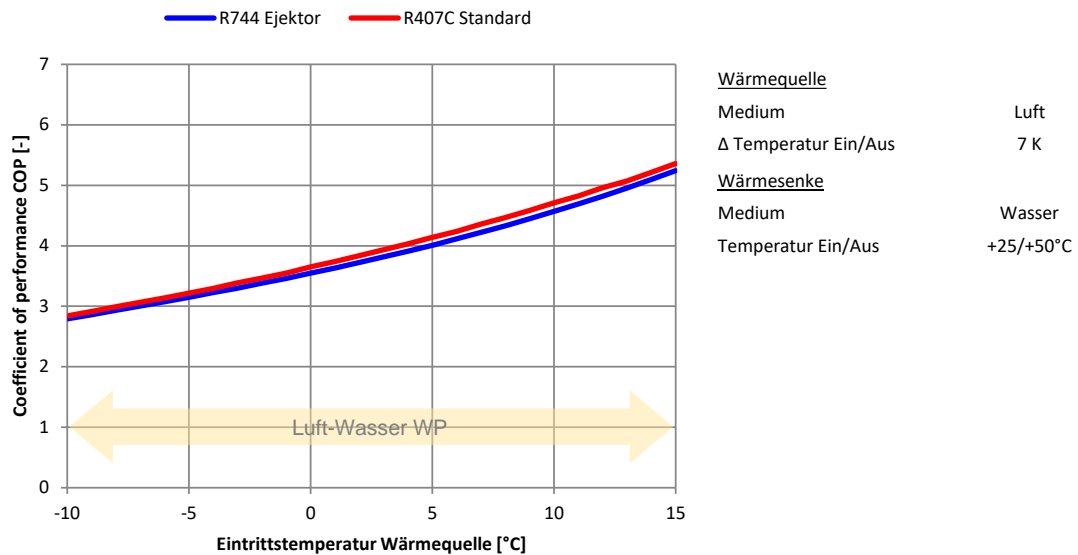


Diagramm 7-16: Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 25/50: COP in Abhängigkeit der Quellentemperatur.

#### 7.10.8 Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 20/65

Der Trend, dass die Vorteile mit zunehmenden senkenseitigen Temperatur-Hüben zu Gunsten von R744 liegen, setzt sich weiter fort. Unabhängig der Quellen-Temperatur schneidet R744 bei senkenseitigen Temperatur-Hüben von 45 K besser ab.

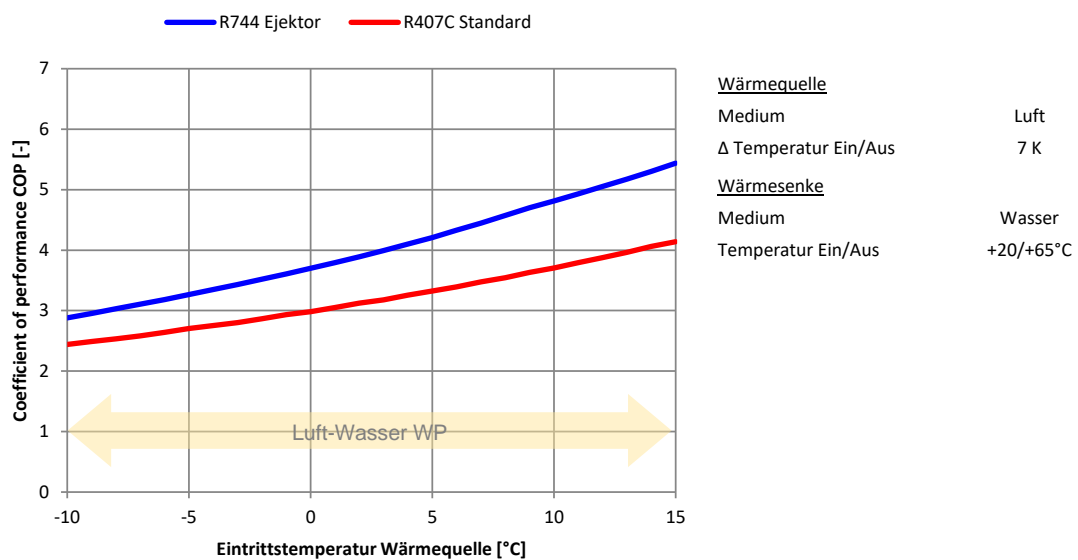


Diagramm 7-17: Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 20/65: COP in Abhängigkeit der Quellentemperatur.



### 7.10.9 Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 25/35 35/65

Die Effizienz vom R407C System lässt sich durch eine simultane Bereitstellung von Warmwasser und Heizung gegenüber einem senkenseitigen Temperatur-Hub von 45 K weiter steigern. Unabhängig der Quellen-Temperatur schneidet R744 bei simultanen senkenseitigen Temperatur-Hüben von 45 K nach wie vor besser ab.

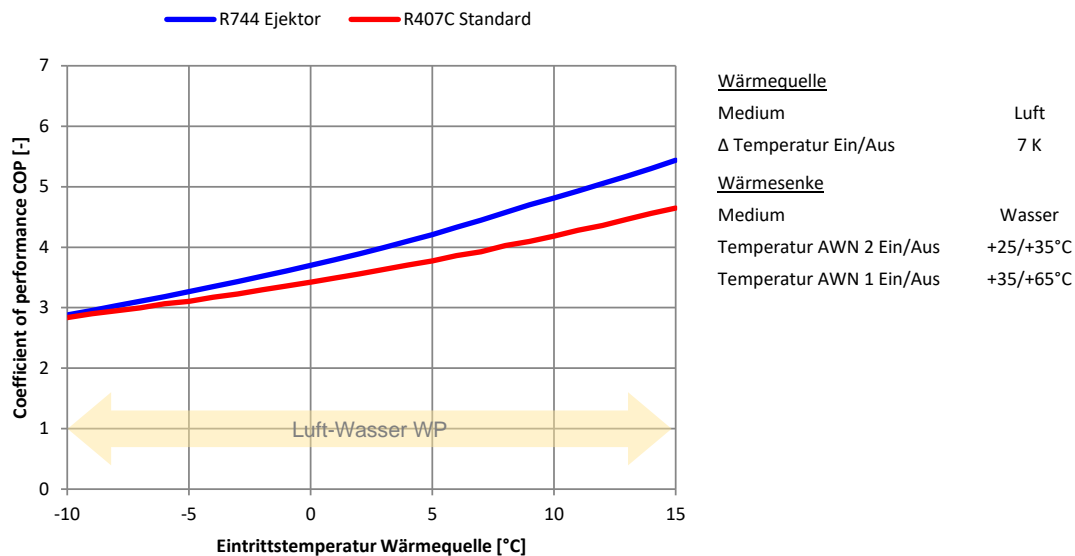


Diagramm 7-18: Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke 25/35 35/65: COP in Abhängigkeit der Quellentemperatur.

### 7.10.10 Zusammenfassung COP Luft-Wasser Wärmepumpe

Mit zunehmenden senkenseitigen Temperatur-Hüben nehmen die Effizienz von R407C ab und die Effizienz von R744 zu. Der Schnittpunkt (gleichwertige Effizienz) liegt knapp über 25 K. Eine simultane Aufbereitung von Warmwasser und Heizung steigert die Effizienz von R407C Systeme gegenüber einem senkenseitigen Temperatur-Hub von 45 K. Im Vergleich zu Wasser (Sole)-Wasser WP verschiebt die höhere Temperatur-Spreizung auf der Quellenseite (Ein- und Austrittstemperatur der Wärmequelle) die Vorteile zu Gunsten von R407C. Das R744-Ejektor-System kann mit sehr kleinen Überhitzungen betrieben werden. Mit zunehmenden Temperatur-Spreizungen auf der Quellenseite (insbesondere Luft-Wasser WP) bringt eine geringe zulässige Überhitzung durch den Ejektor einen geringeren Vorteil mehr.



## 7.11 Parameterstudie Wärmesenke

Basierend auf den in Kapitel 7.7, 7.8 und 7.9 getroffenen Annahmen wurde der Kreisprozess der Wärmepumpen mathematisch abgebildet und der Coefficient of Performance (COP) berechnet. Dazu wurden die Stoffdaten wie Temperatur, Druck, Enthalpie oder Entropie, jeweils am Ein- und Austritt jeder Komponente gemäss Abbildung 7-6 ermittelt. Die Modellbildung der einzelnen Komponenten basiert auf branchenüblichen Modellen wie beispielsweise in Schul- und Fachliteratur (6) beschrieben oder in den Auslegungstools verschiedener Verdichter-Hersteller hinterlegt ist (12), (36). Die Berechnung erfolgte mit dem Engineering Equation Solver (5) und anschliessender Darstellung in Excel (37). Die Ergebnisse dieser Parameterstudie Wärmesenke zeigen den Coefficient of Performance (COP) einer R407C- und R744-Wärmepumpe in Abhängigkeit der Wärmesenke. Die Wärmequelle wurde jeweils konstant, wie rechts vom jeweiligen Diagramm deklariert, angenommen. Die Ergebnisse beinhalten nur die Leistungsaufnahme der Verdichter. Die Peripheriegeräte wurden an dieser Stelle noch nicht berücksichtigt.

### 7.11.1 Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke $\Delta T$ 5K

Bei senkenseitigen Temperatur-Hüben im Bereich von 5 K und einer tiefen Wärmesenken Eintrittstemperaturen unterhalb von  $+20^{\circ}\text{C}$  ist der COP von R744 höher. Bei senkenseitigen Temperatur-Hüben im Bereich von 5 K und Wärmesenken Eintrittstemperaturen oberhalb von  $+20^{\circ}\text{C}$  ist der COP von R407C höher.

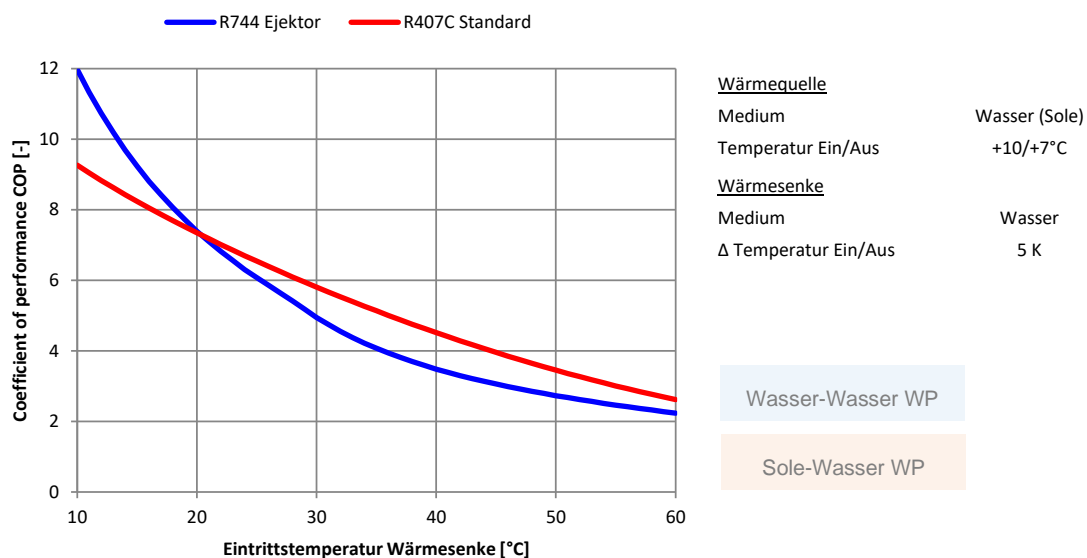


Diagramm 7-19: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Senke  $\Delta T$  5K: COP in Abhängigkeit der Senktemperatur.

### 7.11.2 Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke $\Delta T$ 25K

Bei senkenseitigen Temperatur-Hüben im Bereich von 25 K ist der COP von R744 unabhängig der Wärmesenken Eintrittstemperaturen durchgehend höher. Der Temperatur-Hub bei welcher die zwei verglichenen Systeme in etwa die gleichwertige Effizienz aufweisen liegt Grössenordnung bei 20 K.

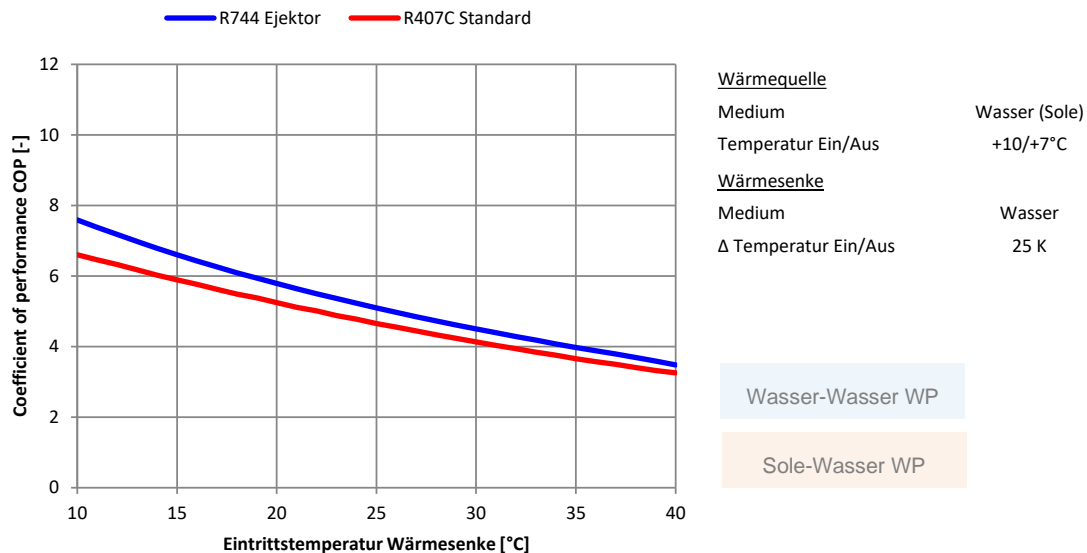


Diagramm 7-20: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Senke  $\Delta T$  25K: COP in Abhängigkeit der Senktemperatur.

### 7.11.3 Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke $\Delta T$ 45K

Der Trend, dass die Vorteile mit zunehmenden senkenseitigen Temperatur-Hüben zu Gunsten von R744 liegen setzt sich weiter fort. Unabhängig der Wärmesenken Eintrittstemperatur schneidet R744 bei senkenseitigen Temperatur-Hüben von 45 K durchgehend besser ab.

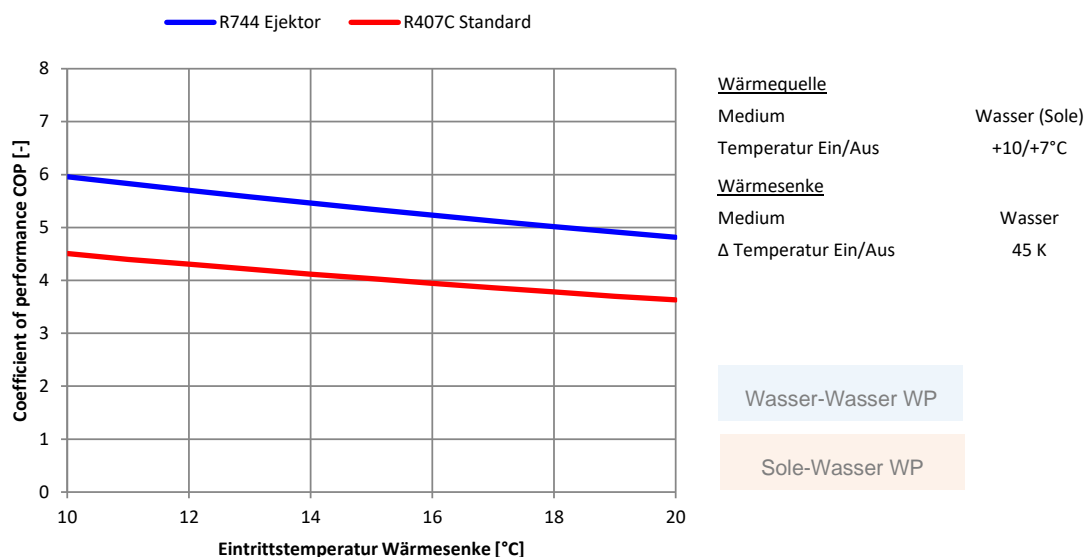


Diagramm 7-21: Wasser (Sole)-Wasser Wärmepumpe, Senke  $\Delta T$  45K: COP in Abhängigkeit der Senktemperatur.

### 7.11.4 Zusammenfassung COP Wasser (Sole)-Wasser WP

Mit zunehmenden senkenseitigen Temperatur-Hüben nehmen die Effizienz von R407C und R744 ab. Die Effizienzeinbuße von R407C ist jedoch höher, folglich resultiert der Schnittpunkt (gleichwertige



Effizienz) Grössenordnung bei 20 K. Bei einer tiefen Wärmesenken Eintrittstemperaturen unterhalb von +20°C und einem senkenseitigen Temperatur-Hub im Bereich von 5 K ist der COP von R744 höher.

#### 7.11.5 Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke $\Delta T$ 5K

Bei kleinen senkenseitigen Temperatur-Hüben im Bereich von 5 K schneidet R407C unabhängig der Wärmesenken Eintrittstemperaturen besser ab.

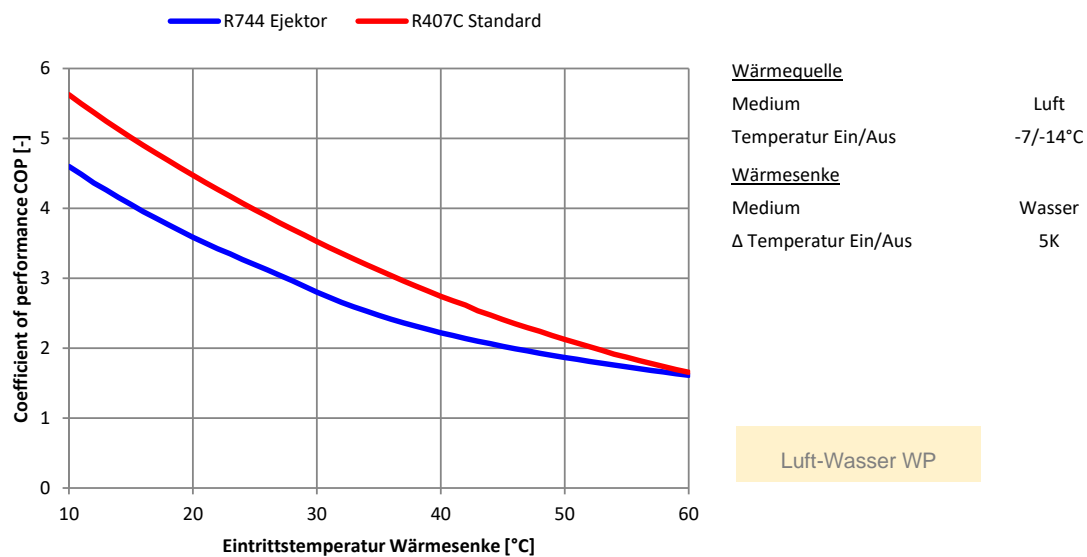


Diagramm 7-22: Luft-Wasser Wärmepumpe, Senke  $\Delta T$  5K: COP in Abhängigkeit der Senktemperatur.





### 7.11.6 Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke $\Delta T$ 25K

Bei senkenseitigen Temperatur-Hüben im Bereich von 25 K ist der COP von R744 und R407C unabhängig der Wärmesenken Eintrittstemperaturen in etwa gleichwertig.

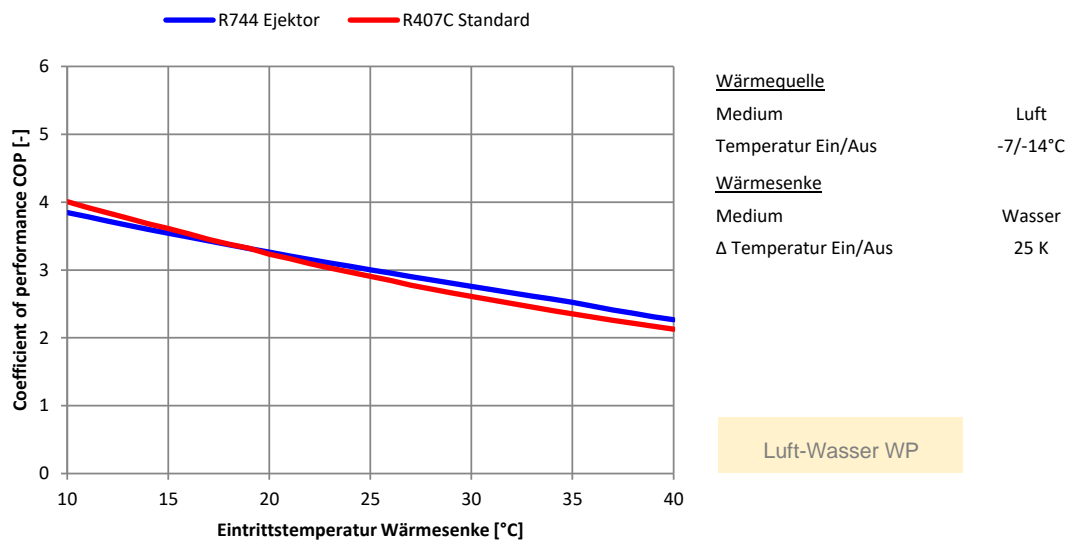


Diagramm 7-23: Luft-Wasser Wärmepumpe, Senke  $\Delta T$  25K: COP in Abhängigkeit der Senktemperatur.

### 7.11.7 Luft-Wasser Wärmepumpe, Wärmesenke $\Delta T$ 45K

Der Trend, dass die Vorteile mit zunehmenden senkenseitigen Temperatur-Hüben zu Gunsten von R744 liegen setzt sich weiter fort. Unabhängig der Wärmesenken Eintrittstemperatur schneidet R744 bei senkenseitigen Temperatur-Hüben von 45 K durchgehend besser ab.

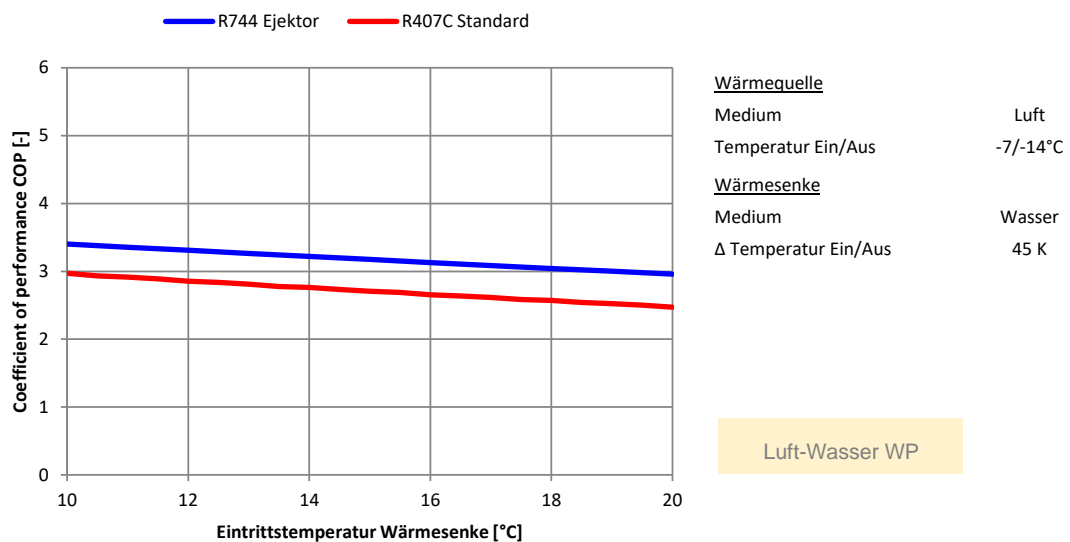


Diagramm 7-24: Luft-Wasser Wärmepumpe, Senke  $\Delta T$  45K: COP in Abhängigkeit der Senktemperatur.



### 7.11.8 Zusammenfassung COP Luft-Wasser Wärmepumpe

Mit zunehmenden senkenseitigen Temperatur-Hüben nehmen die Effizienz von R407C und R744 ab. Die Effizienzeinbusse von R407C ist jedoch höher, folglich resultiert der Schnittpunkt (gleichwertige Effizienz) Grössenordnung bei 25 K. Im Vergleich zu Wasser (Sole)-Wasser WP verschiebt die höhere Temperatur-Spreizung auf der Quellenseite (Ein- und Austrittstemperatur der Wärmequelle) die Vorteile zu Gunsten von R407C. Mit zunehmenden Temperatur-Spreizungen auf der Quellenseite bringt eine geringe Überhitzung keinen Vorteil mehr.

## 7.12 Parameterstudie Energieverbrauch Wasser-Wasser Wärmepumpe

Basierend auf den in Kapitel 7 getroffenen Annahmen wurden eine R407C und R744 Wasser-Wasser Wärmepumpen mathematisch abgebildet und die Jahresarbeitszahl (JAZ) berechnet. Der Heizbedarf und Warmwasserbedarf wurde so variiert, dass der jährliche, energetische Anteil den dargestellten Werten entspricht. Dies erfolgt in Anlehnung an die im Kapitel 6 erwähnten Normen und Richtlinien sowie darauf basierenden Annahmen im Kapitel 7. Die Leistungsaufnahme der Verdichter wurde anhand der COP-Werten aus den im Kapitel 7.11 berechneten und dargestellten Diagrammen bestimmt. Quellen- und senkenseitige Peripheriegeräte wie Pumpen wurden in Abhängigkeit von der Leistung berücksichtigt. Dazu wurden die Nenn-Druckverluste für beide Systeme gleich angenommen. Es wurden verschiedene Gebäude-Szenarien gemäss 7.3 untersucht. Jeweils für die R744 Wärmepumpe, im Szenario Neubau, wurde eine parallele Wärmeaufbereitung berücksichtigt. Bei allen anderen Gebäude Szenarien sowie bei der R407C Wärmepumpe wurde eine serielle Wärmeaufbereitung berücksichtigt. Die Berechnung und Darstellung erfolgten in Excel (37). Die Ergebnisse dieser Parameterstudie Wasser-Wasser Wärmepumpe zeigen die Jahresarbeitszahl (JAZ) einer R407C- und R744-Wärmepumpe in Abhängigkeit vom energetischen Anteil Warmwasser und Heizung.

### 7.12.1 Szenario Neubau

Bei einer reinen Heizungsanwendung liegt der Vorteil bei R407C. Umgekehrt liegt der Vorteil bei einer reinen Warmwasseranwendung bei R744. Der Schnittpunkt, bei welchen beide Systeme die gleiche Jahresarbeitszahl aufweisen, liegt bei ca. 30 % Warmwasser-Anteil.

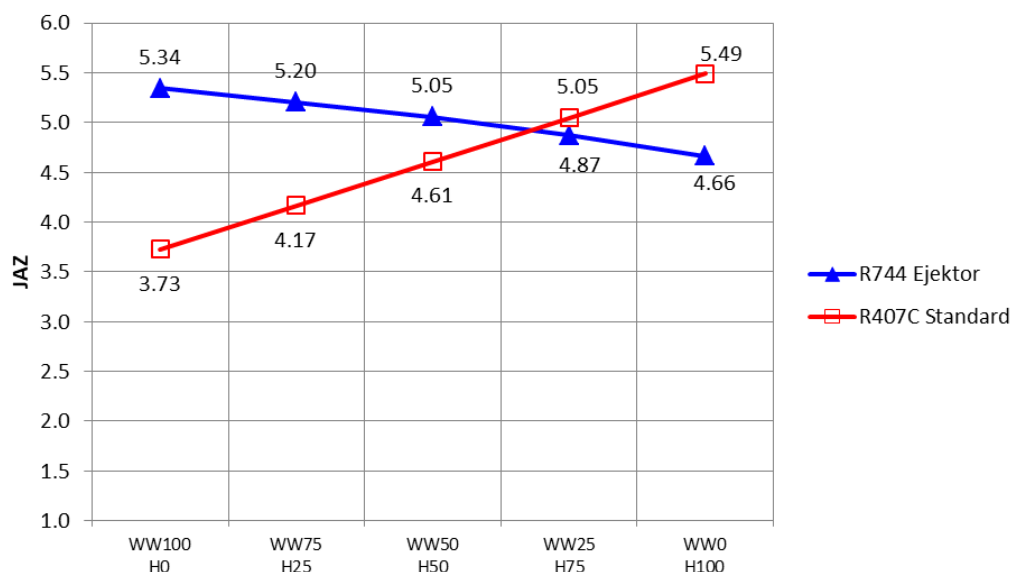


Diagramm 7-25: Wasser-Wasser Wärmepumpe, Szenario Neubau: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.



### 7.12.2 Szenario Sanierung

Bei einer reinen Heizungsanwendung liegt der Vorteil bei R407C. Umgekehrt liegt der Vorteil bei einer reinen Warmwasseranwendung bei R744. Der Schnittpunkt, bei welchen beide Systeme die gleiche Jahresarbeitszahl aufweisen, liegt bei ca. 40 % Warmwasser-Anteil.

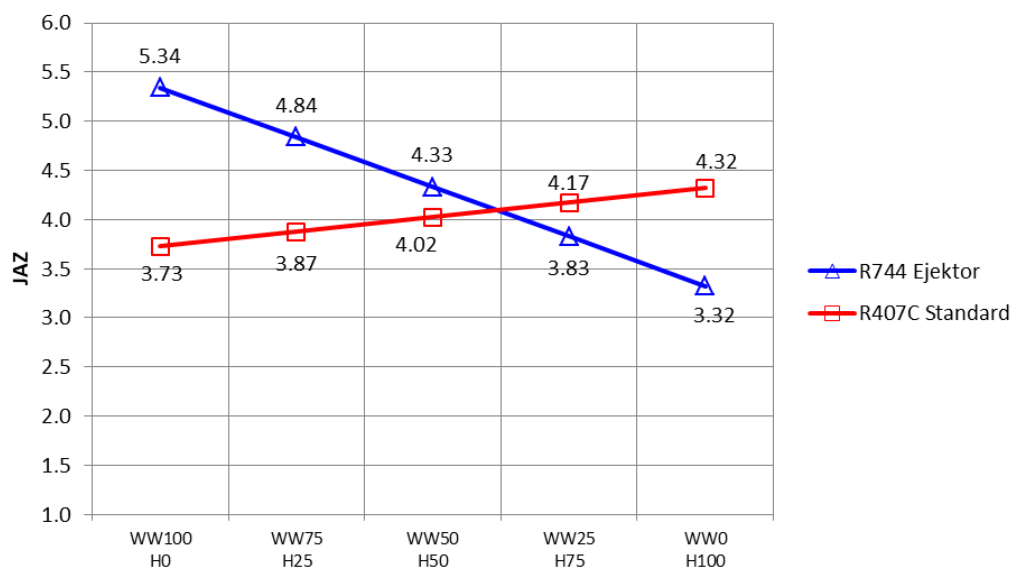


Diagramm 7-26: Wasser-Wasser Wärmepumpe, Szenario Sanierung: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.

### 7.12.3 Szenario Erweiterung

Beim Szenario Erweiterung, sprich bei einer grösseren Temperatur-Spreizung der Heizung (Ein- und Austrittstemperatur der Wärmesenke) weisen beide Systeme bei einer reinen Heizungsanwendung dieselbe Jahresarbeitszahl auf. Bei einer reinen Warmwasseranwendung liegen die Vorteile bei R744. Unabhängig vom Warmwasser-Anteil weist R744 die gleiche oder höhere Jahresarbeitszahl auf.

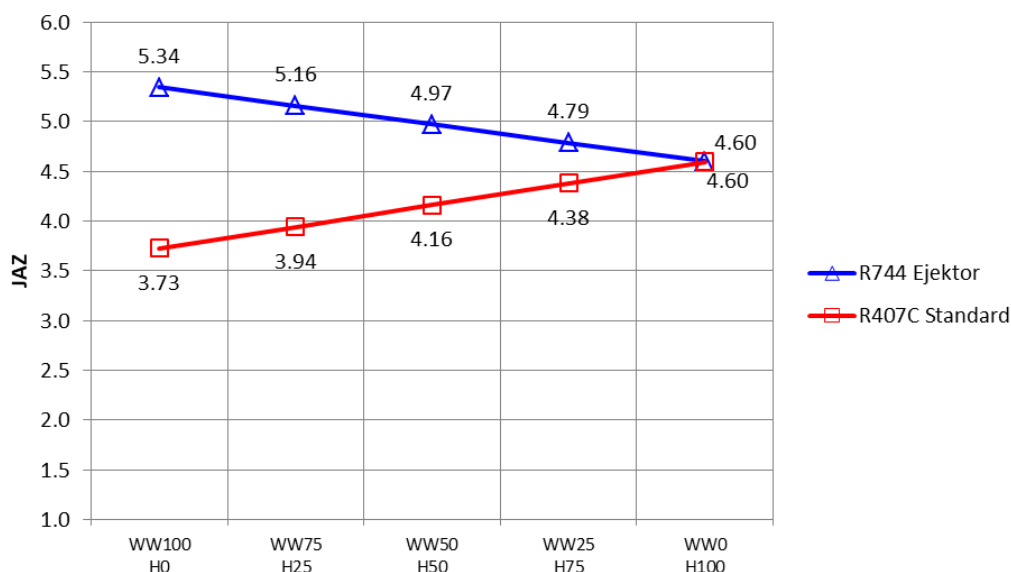


Diagramm 7-27: Wasser-Wasser Wärmepumpe, Szenario Erweiterung: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.



#### 7.12.4 Szenario Altbau

Bei einer reinen Heizungsanwendung liegt der Vorteil bei R407C. Umgekehrt liegt der Vorteil bei einer reinen Warmwasseranwendung bei R744. Der Schnittpunkt, bei welchen beide Systeme die gleiche Jahresarbeitszahl aufweisen, liegt bei ca. 30 % Warmwasser-Anteil.



Diagramm 7-28: Wasser-Wasser Wärmepumpe, Szenario Altbau: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.

#### 7.12.5 Zusammenfassung Parameterstudie Energieverbrauch Wasser-Wasser Wärmepumpe

Die Tabelle 7-4 fasst die Ergebnisse der Parameterstudie der Wasser-Wasser Wärmepumpe zusammen. Je nach Szenario und Warmwasser Anteil überwiegen die jährlichen energetischen Vorteile zugunsten von R744 oder R407C. Positive Werte deuten auf Vorteile zugunsten von R744 und negative Werte deuten auf Vorteile zugunsten von R407C hin.

Die untersuchten Szenarien zeigen ihren energetischen Gleichstand bei folgenden jährlichen energetischen Warmwasser-Anteilen:

- Altbau: 30%
- Sanierung: 40%
- Neubau: 30%
- Erweiterung: 0%

Das Bedienen von zwei Senken-Temperatur-Niveaus führt zu einer grösseren Temperatur-Spreizung (Ein- und Austrittstemperatur der Wärmesenke) aus Sicht der Wärmepumpe. Da dies bei der R744-Wärmepumpe ohne nennenswerten energetischen Mehraufwand von statten geht, wirkt sich dies zu deren Gunsten aus. Bedarf es mehrerer Temperatur-Niveaus oder können diese auf zwei Temperatur-Niveaus aufgeteilt werden, so ist dies eine ideale Anwendung für R744-Wasser-Wasser-Wärmepumpen. Dank der Aufteilung auf zwei Temperatur-Niveaus bei einer Erweiterung, erreicht die R744-Wasser-Wasser-Wärmepumpe bereits bei reinen Heizanwendungen ohne Warmwasser-Anteil eine gleichwertige Effizienz.



Energetische Vorteile von R744 Ejektor gegenüber R407C Standard			ANTEIL JÄHRLICHER ENERGIEVERBRAUCH					
			Warmwasser	100%	75%	50%	25%	0%
			Heizung	0%	25%	50%	75%	100%
WÄRMEQUELLE	Wasser	WÄRMESSENKE HEIZUNG	Altbau Mittel W47/55	43%	29%	14%	-2%	-19%
			Sanierung Intermediär W40/45	43%	25%	8%	-8%	-23%
			Neubau Niedrig W30/35	43%	25%	10%	-4%	-15%
			Erweiterung Niedrig/Intermediär W30/45	43%	31%	19%	9%	0%

Tabelle 7-4: Energetische Gegenüberstellung von R744- und R407C-Wasser-Wasser Wärmepumpen.

### 7.13 Parameterstudie Energieverbrauch Sole-Wasser Wärmepumpe

Basierend auf den in Kapitel 7 getroffenen Annahmen wurden eine R407C und R744 Sole-Wasser Wärmepumpen mathematisch abgebildet und die Jahresarbeitszahl (JAZ) berechnet. Der Heizbedarf und Warmwasserbedarf wurde so variiert, dass der jährliche, energetische Anteil den dargestellten Werten entspricht. Dies erfolgt in Anlehnung an die im Kapitel 6 erwähnten Normen und Richtlinien sowie darauf basierenden Annahmen im Kapitel 7. Die Leistungsaufnahme der Verdichter wurde anhand der COP-Werten aus den im Kapitel 7.11 berechneten und dargestellten Diagrammen bestimmt. Quellen- und senkenseitige Peripheriegeräte wie Pumpen wurden in Abhängigkeit von der Leistung berücksichtigt. Dazu wurden die Nenn-Druckverluste für beide Systeme gleich angenommen. Es wurden verschiedene Gebäude-Szenarien gemäss 7.3 untersucht. Jeweils für die R744 Wärmepumpe, im Szenario Neubau, wurde eine parallele Wärmeaufbereitung berücksichtigt. Bei allen anderen Gebäude Szenarien sowie bei der R407C Wärmepumpe wurde eine serielle Wärmeaufbereitung berücksichtigt. Die Berechnung und Darstellung erfolgten in Excel (37). Die Ergebnisse dieser Parameterstudie Wasser-Wasser Wärmepumpe zeigen die Jahresarbeitszahl (JAZ) einer R407C- und R744-Wärmepumpe in Abhängigkeit vom energetischen Anteil Warmwasser und Heizung.



### 7.13.1 Szenario Neubau

Bei einer reinen Heizungsanwendung liegt der Vorteil bei R407C. Umgekehrt liegt der Vorteil bei einer reinen Warmwasseranwendung bei R744. Der Schnittpunkt, bei welchen beide Systeme die gleiche Jahresarbeitszahl aufweisen, liegt bei ca. 30 % Warmwasser-Anteil.

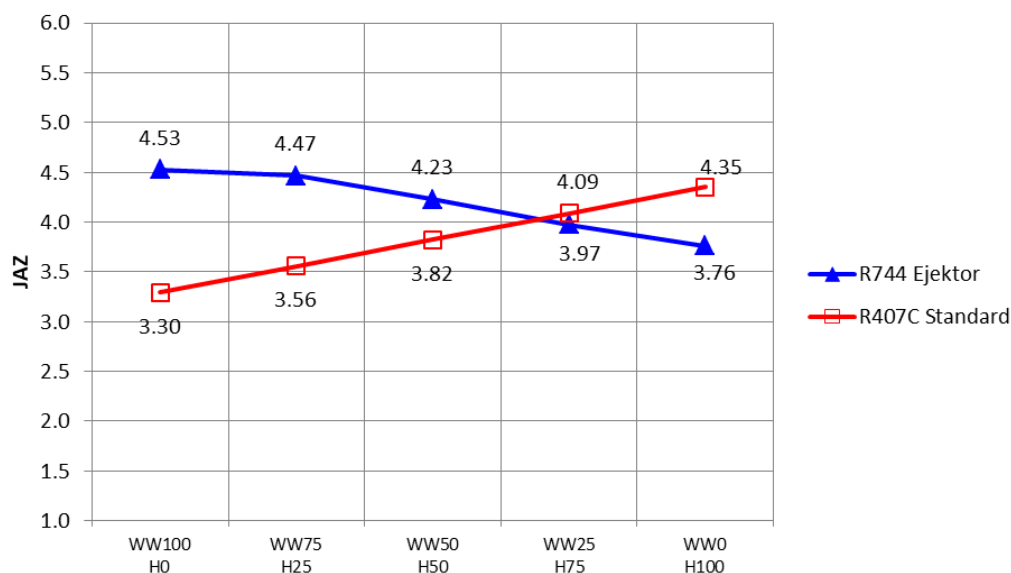


Diagramm 7-29: Sole-Wasser Wärmepumpe, Szenario Neubau: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.

### 7.13.2 Szenario Sanierung

Bei einer reinen Heizungsanwendung liegt der Vorteil bei R407C. Umgekehrt liegt der Vorteil bei einer reinen Warmwasseranwendung bei R744. Der Schnittpunkt, bei welchen beide Systeme die gleiche Jahresarbeitszahl aufweisen, liegt bei ca. 30 % Warmwasser-Anteil.

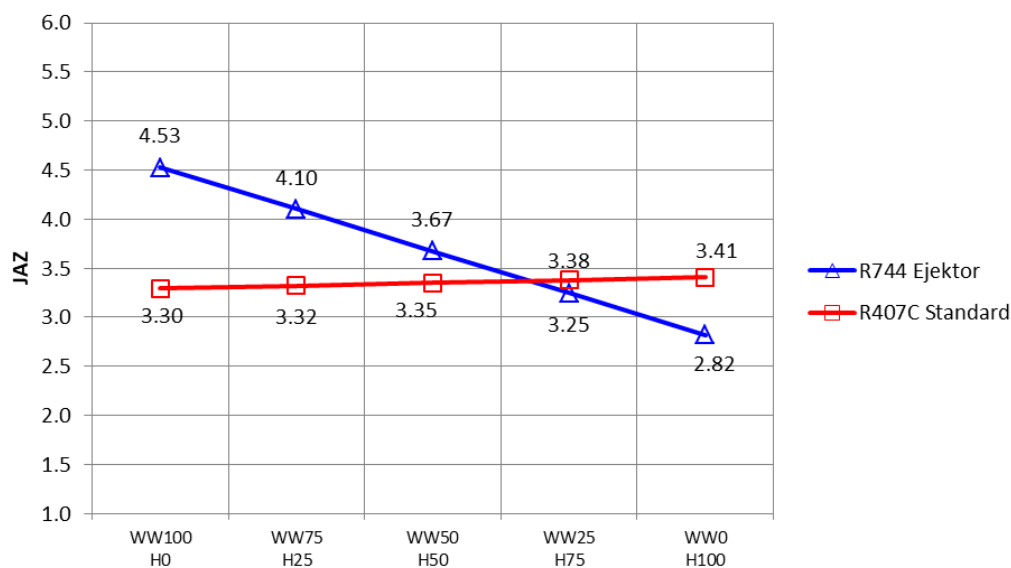


Diagramm 7-30: Sole-Wasser Wärmepumpe, Szenario Sanierung: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.



### 7.13.3 Szenario Erweiterung

Beim Szenario Erweiterung, sprich bei einer grösseren Temperatur-Spreizung der Heizung (Ein- und Austrittstemperatur der Wärmesenke) weisen beide Systeme bei einer reinen Heizungsanwendung dieselbe Jahresarbeitszahl auf. Bei einer reinen Warmwasseranwendung liegen die Vorteile bei R744. Unabhängig vom Warmwasser-Anteil weist R744 die gleiche oder höhere Jahresarbeitszahl auf.

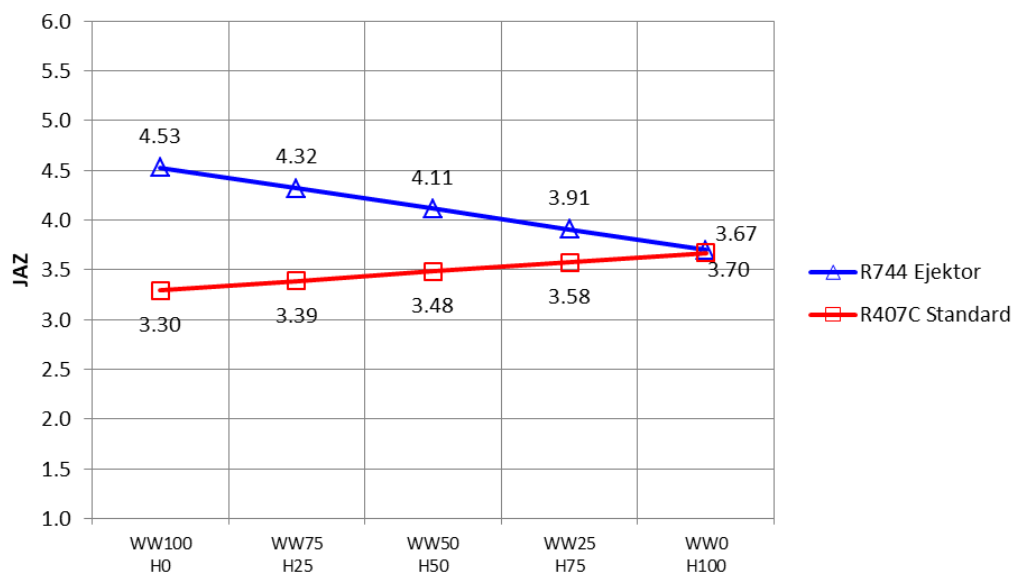


Diagramm 7-31: Sole-Wasser Wärmepumpe, Szenario Erweiterung: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.

### 7.13.4 Szenario Altbau

Bei einer reinen Heizungsanwendung liegt der Vorteil bei R407C. Umgekehrt liegt der Vorteil bei einer reinen Warmwasseranwendung bei R744. Der Schnittpunkt, bei welchen beide Systeme die gleiche Jahresarbeitszahl aufweisen, liegt bei ca. 20 % Warmwasser-Anteil.

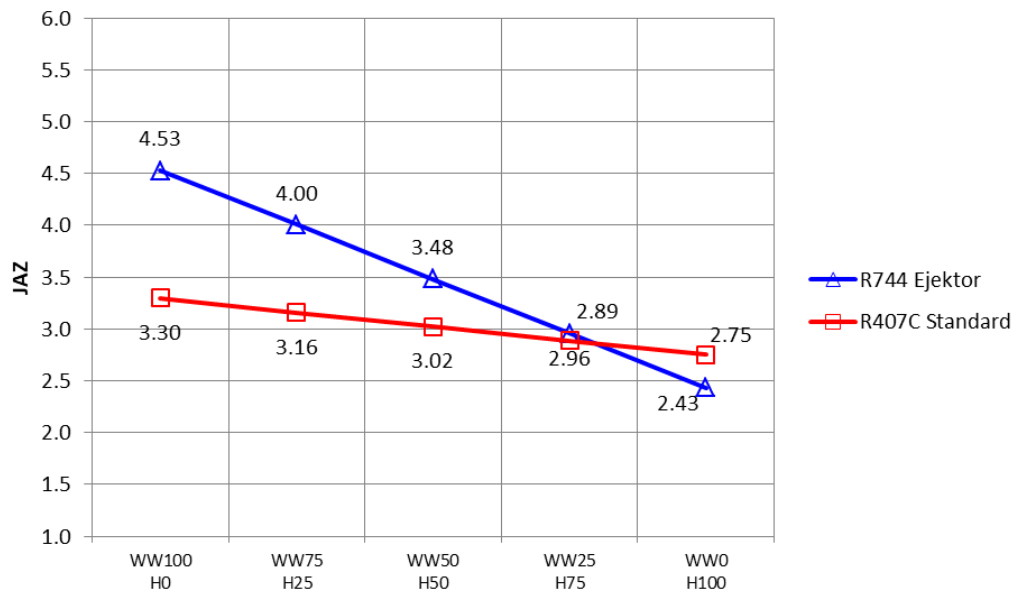


Diagramm 7-32: Sole-Wasser Wärmepumpe, Szenario Altbau: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.

#### 7.13.5 Zusammenfassung Parameterstudie Energieverbrauch Sole-Wasser Wärmepumpe

Die Tabelle 7-4 fasst die Ergebnisse der Parameterstudie der Sole-Wasser Wärmepumpe zusammen. Je nach Szenario und Warmwasser Anteil überwiegen die jährlichen energetischen Vorteile zugunsten von R744 oder R407C. Positive Werte deuten auf Vorteile zugunsten von R744 und negative Werte deuten auf Vorteile zugunsten von R407C hin.

Die untersuchten Szenarien zeigen ihren energetischen Gleichstand bei folgenden jährlichen energetischen Warmwasser-Anteilen:

- Altbau: 30%
- Sanierung: 30%
- Neubau: 20%
- Erweiterung: 0%

Das Bedienen von zwei Senken-Temperatur-Niveaus führt zu einer grösseren Temperatur-Spreizung aus Sicht der Wärmepumpe (Ein- und Austrittstemperatur der Wärmesenke). Da dies bei der R744-Wärmepumpe ohne nennenswerten energetischen Mehraufwand von statten geht, wirkt sich dies zu deren Gunsten aus. Bedarf es mehrerer Temperatur-Niveaus oder können diese auf zwei Temperatur-Niveaus aufgeteilt werden, so ist dies eine ideale Anwendung für R744-Sole-Wasser-Wärmepumpen. Dank der Aufteilung auf zwei Temperatur-Niveaus bei einer Erweiterung, erreicht die R744-Wasser-Wasser-Wärmepumpe bereits bei reinen Heizanwendungen ohne Warmwasser-Anteil eine gleichwertige Effizienz.





Energetische Vorteile von R744 Ejektor gegenüber R407C Standard			ANTEIL JÄHRLICHER ENERGIEVERBRAUCH					
			Warmwasser	100%	75%	50%	25%	0%
			Heizung	0%	25%	50%	75%	100%
WÄRMEQUELLE	Sole	WÄRMESSENKE HEIZUNG	Altbau Mittel W47/55	37%	27%	15%	-2%	-12%
			Sanierung Intermediär W40/45	37%	23%	10%	-4%	-17%
			Neubau Niedrig W30/35	37%	26%	11%	-3%	-14%
			Erweiterung Niedrig/Intermediär W30/45	37%	27%	18%	9%	1%

Tabelle 7-5: Energetische Gegenüberstellung von R744- und R407C-Sole-Wasser Wärmepumpen.

## 7.14 Parameterstudie Energieverbrauch Luft-Wasser Wärmepumpe

Basierend auf den in Kapitel 7 getroffenen Annahmen wurden eine R407C und R744 Luft-Wasser Wärmepumpen mathematisch abgebildet und die Jahresarbeitszahl (JAZ) berechnet. Der Heizbedarf und Warmwasserbedarf wurde so variiert, dass der jährliche, energetische Anteil den dargestellten Werten entspricht. Dies erfolgt in Anlehnung an die im Kapitel 6 erwähnten Normen und Richtlinien sowie darauf basierenden Annahmen im Kapitel 7. Die Leistungsaufnahme der Verdichter wurde anhand der COP-Werten aus den im Kapitel 7.11 berechneten und dargestellten Diagrammen bestimmt. Quellen- und senkenseitige Peripheriegeräte wie Pumpen und Ventilatoren wurden in Abhängigkeit von der Leistung berücksichtigt. Dazu wurden die Nenn-Druckverluste für beide Systeme gleich angenommen. Es wurden verschiedene Gebäude-Szenarien gemäss 7.3 untersucht. Jeweils für die R744 Wärmepumpe, im Szenario Neubau, wurde eine parallele Wärmeaufbereitung berücksichtigt. Bei allen anderen Gebäude Szenarien sowie bei der R407C Wärmepumpe wurde eine serielle Wärmeaufbereitung berücksichtigt. Die Berechnung und Darstellung erfolgten in Excel (37). Die Ergebnisse dieser Parameterstudie Wasser-Wasser Wärmepumpe zeigen die Jahresarbeitszahl (JAZ) einer R407C- und R744-Wärmepumpe in Abhängigkeit vom energetischen Anteil Warmwasser und Heizung.



### 7.14.1 Szenario Neubau

Bei einer reinen Heizungsanwendung liegt der Vorteil bei R407C. Umgekehrt liegt der Vorteil bei einer reinen Warmwasseranwendung bei R744. Der Schnittpunkt, bei welchen beide Systeme die gleiche Jahresarbeitszahl aufweisen, liegt bei ca. 70 % Warmwasser-Anteil.

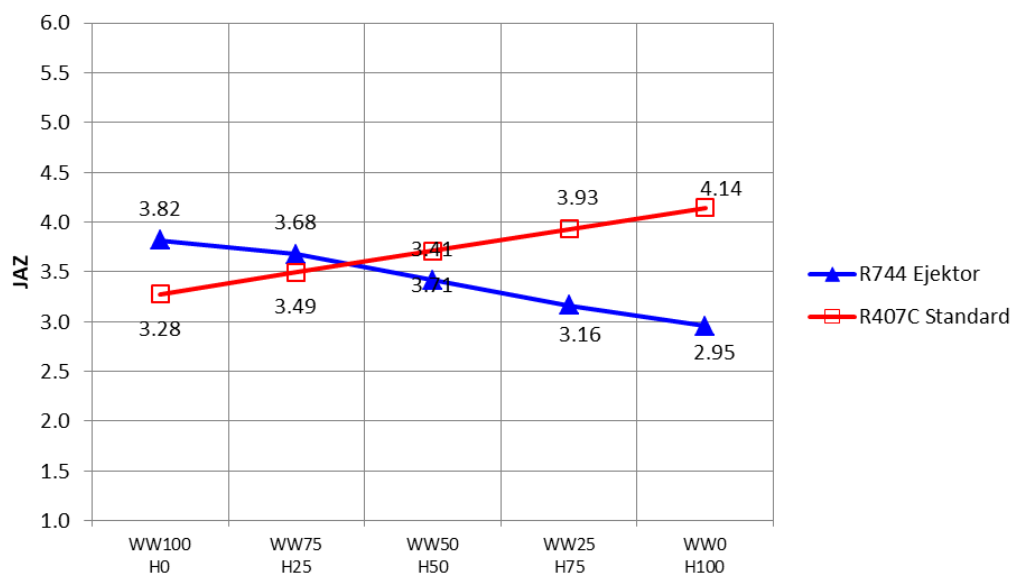


Diagramm 7-33: Luft-Wasser Wärmepumpe, Szenario Neubau: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.

### 7.14.2 Szenario Sanierung

Bei einer reinen Heizungsanwendung liegt der Vorteil bei R407C. Umgekehrt liegt der Vorteil bei einer reinen Warmwasseranwendung bei R744. Der Schnittpunkt, bei welchen beide Systeme die gleiche Jahresarbeitszahl aufweisen, liegt bei ca. 63 % Warmwasser-Anteil.

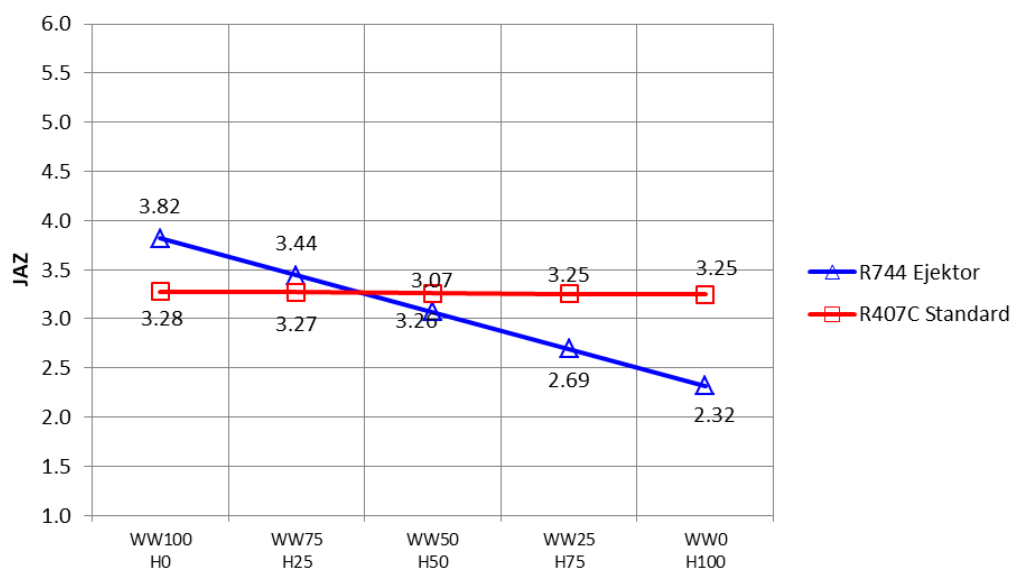


Diagramm 7-34: Luft-Wasser Wärmepumpe, Szenario Sanierung: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.



### 7.14.3 Szenario Erweiterung

Bei einer reinen Heizungsanwendung liegt der Vorteil bei R407C. Umgekehrt liegt der Vorteil bei einer reinen Warmwasseranwendung bei R744. Der Schnittpunkt, bei welchen beide Systeme die gleiche Jahresarbeitszahl aufweisen, liegt bei ca. 50 % Warmwasser-Anteil.

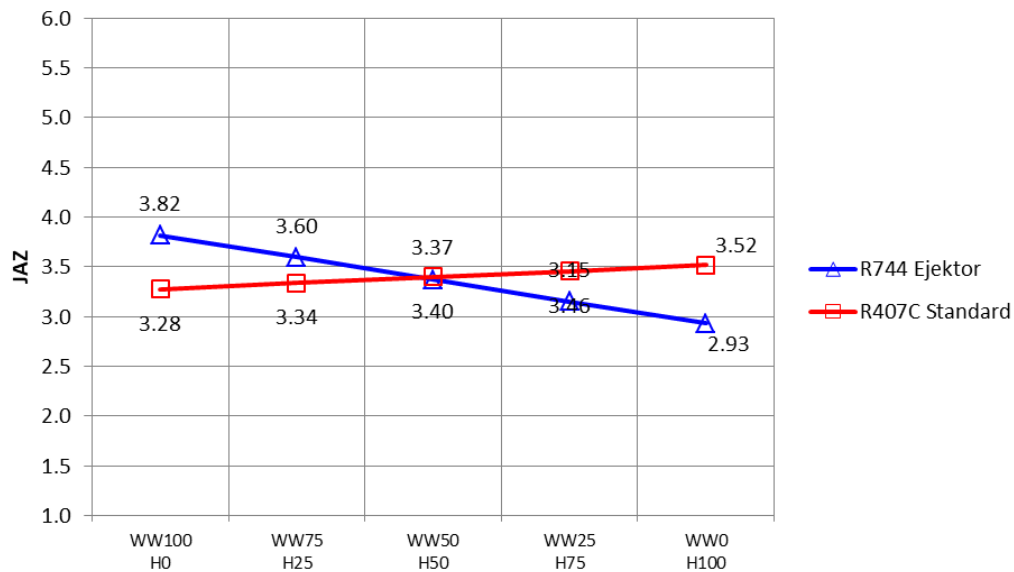


Diagramm 7-35: Luft-Wasser Wärmepumpe, Szenario Erweiterung: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.

### 7.14.4 Szenario Altbau

Bei einer reinen Heizungsanwendung liegt der Vorteil bei R407C. Umgekehrt liegt der Vorteil bei einer reinen Warmwasseranwendung bei R744. Der Schnittpunkt, bei welchen beide Systeme die gleiche Jahresarbeitszahl aufweisen, liegt bei ca. 50 % Warmwasser-Anteil.

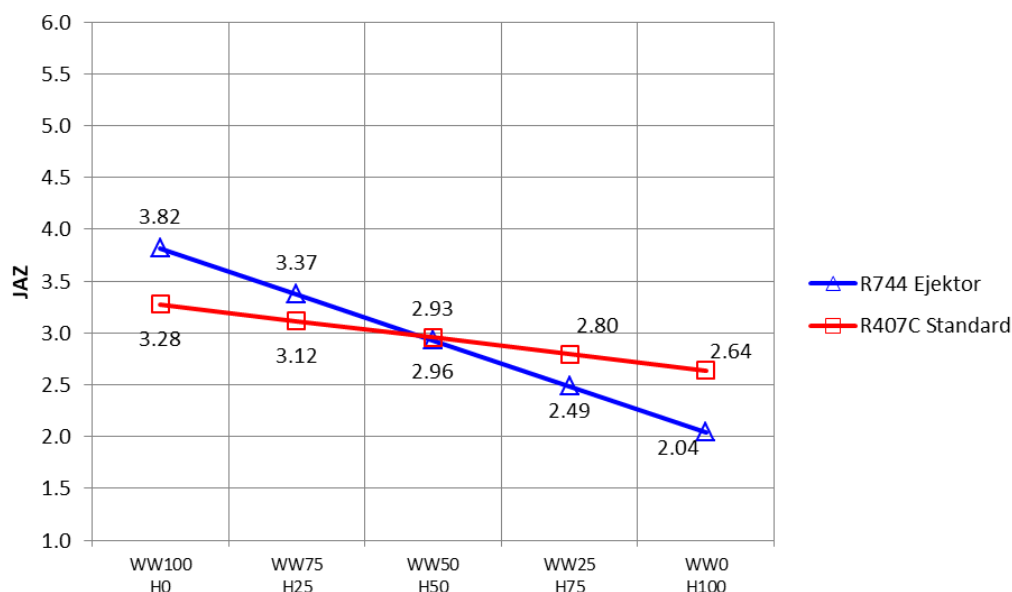


Diagramm 7-36: Luft-Wasser Wärmepumpe, Szenario Altbau: JAZ in Abhängigkeit vom Warmwasser-Anteil.

#### 7.14.5 Zusammenfassung Parameterstudie Energieverbrauch Luft-Wasser Wärmepumpe

Die Tabelle 7-6 fasst die Ergebnisse der Parameterstudie der Luft-Wasser Wärmepumpe zusammen. Je nach Szenario und Warmwasser Anteil überwiegen die jährlichen energetischen Vorteile zugunsten von R744 oder R407C. Positive Werte deuten auf Vorteile zugunsten von R744 und negative Werte deuten auf Vorteile zugunsten von R407C hin.

Die untersuchten Szenarien zeigen ihren energetischen Gleichstand bei folgenden jährlichen energetischen Warmwasser-Anteilen:

- Altbau: 50%
- Sanierung: 63%
- Neubau: 70%
- Erweiterung: 50%

Das Bedienen von zwei Senken-Temperatur-Niveaus führt zu einer grösseren Temperatur-Spreizung aus Sicht der Wärmepumpe (Ein- und Austrittstemperatur der Wärmesenke). Da dies bei der R744-Wärmepumpe ohne nennenswerten energetischen Mehraufwand von statten geht, wirkt sich dies zu deren Gunsten aus. Dank der Aufteilung auf zwei Temperatur-Niveaus bei einer Erweiterung, erreicht die R744-Luft-Wasser-Wärmepumpe bei Heizanwendungen mit einem Warmwasser-Anteil von 50% eine gleichwertige Effizienz.

Der energetische Gleichstand zwischen R744 und R407C in einer Luft-Wasser Wärmepumpe wird erst bei einem deutlich höheren Warmwasser-Anteil erreicht im Vergleich zu einer Wasser-Wasser oder Sole-Wasser Wärmepumpe. Dies ist hauptsächlich auf die Temperaturspreizung der Wärmequelle in Kombination mit dem Einsatz von Ejektoren bei der R744 Wärmepumpe zurückzuführen. Bei der Wasser-Wasser und Sole-Wasser Wärmepumpe wurde die Temperaturspreizung der Wärmequelle auf 3 K angenommen. Dem hingegen wurde bei der Luft-Wasser Wärmepumpe die Temperaturspreizung der Wärmequelle auf 7 K angenommen. Darüber hinaus ermöglicht der Einsatz von Ejektoren, die



Wärmepumpe mit einer sehr kleinen Überhitzung zu betreiben. Bei einer Wärmesenke mit geringer Temperaturspreizung ermöglicht dies, die Verdampfungstemperatur gegenüber Wärmepumpen mit einer herkömmlichen Überhitzung, deutlich anzuheben. Woraus einen energetischen Vorteil zugunsten der R744 Wärmepumpe resultiert. Hingegen Bei einer Wärmesenke mit hoher Temperaturspreizung dominiert die Quellen-Austrittstemperatur die Verdampfungstemperatur und es resultiert keinen energetischen Vorteil aus der geringen erforderlichen Überhitzung. Theoretisch könnte dieser Problematik mittels höheren Luft-Volumenströme abhilfe geschffen werden. Dies geht aber unter Umständen mit höheren luftseitigen Druckverlusten und Schallemissionen einher.

Energetische Vorteile von R744 Ejektor gegenüber R407C Standard			ANTEIL JÄHRLICHER ENERGIEVERBRAUCH					
			Warmwasser	100%	75%	50%	25%	0%
			Heizung	0%	25%	50%	75%	100%
WÄRMEQUELLE	Luft	WÄRMESENKE HEIZUNG	Altbau Mittel W47/55	16%	8%	-1%	-11%	-23%
			Sanierung Intermediär W40/45	16%	5%	-6%	-17%	-29%
			Neubau Niedrig W30/35	16%	5%	-8%	-20%	-29%
			Erweiterung Niedrig/Intermediär W30/45	16%	8%	-1%	-9%	-17%

Tabelle 7-6: Energetische Gegenüberstellung von R744- und R407C-Luft-Wasser Wärmepumpen.

## 7.15 Zusammenfassung Parameterstudie Energieverbrauch

Die Tabelle 7-7 fasst die Ergebnisse der Parameterstudie der Wasser-Wasser, Sole-Wasser und Luft-Wasser Wärmepumpe zusammen. Je nach Szenario und Warmwasser Anteil überwiegen die jährlichen energetischen Vorteile zugunsten von R744 oder R407C. Positive Werte deuten auf Vorteile zugunsten von R744 und negative Werte deuten auf Vorteile zugunsten von R407C hin.

Es ist ersichtlich, dass die energetischen Vorteile mit zunehmendem Warmwasser-Anteil zugunsten von R744 verschieben. Je nach Szenario und Wärmepumpe wird das energetische Gleichgewicht zwischen 0% und 70% Warmwasser-Anteil erreicht. Aus energetischer Sicht, macht der Einsatz von R744-Wärmepumpen insbesondere in den Kombinationsmöglichkeiten mit positiven Werten Sinn (grüne Felder).

Weiter ist ersichtlich, dass die Wasser-Wasser-Wärmepumpe und Sole-Wasser-Wärmepumpe ein ähnliches Verhalten zeigen. Dem hingegen wird das energetische Gleichgewicht der Luft-Wasser-Wärmepumpe erst bei deutlich höheren Warmwasser-Anteilen erreicht. Dies ist darauf zurück zu führen, dass die Annahme der Quellen-Temperatur-Spreizung der Luft (Ein- und Austrittstemperatur der



Wärmequelle) deutlich grösser ist als jene vom Wasser und Sole. Aufgrund der höheren Temperatur-Spreizung auf der Quellenseite kann R744 die Vorteile einer geringen Überhitzung am Verdampfer-Austritt nicht ausspielen. Bei Anwendungen mit einer geringen Temperatur-Spreizung auf der Quellenseite (hoher Luftvolumenstrom) ist davon auszugehen, dass sich die energetischen Vorteile zu Gunsten von R744 verschieben.

Energetische Vorteile von R744 Ejektor gegenüber R407C Standard			ANTEIL JÄHRLICHER ENERGIEVERBRAUCH					
			Warmwasser	100%	75%	50%	25%	0%
			Heizung	0%	25%	50%	75%	100%
WÄRMEQUELLE	Wasser	WÄRMESENKE HEIZUNG	Altbau Mittel W47/55	43%	29%	14%	-2%	-19%
			Sanierung Intermediär W40/45	43%	25%	8%	-8%	-23%
			Neubau Niedrig W30/35	43%	25%	10%	-4%	-15%
			Erweiterung Niedrig/Intermediär W30/45	43%	31%	19%	9%	0%
	Sole		Altbau Mittel W47/55	37%	27%	15%	-2%	-12%
			Sanierung Intermediär W40/45	37%	23%	10%	-4%	-17%
			Neubau Niedrig W30/35	37%	26%	11%	-3%	-14%
			Erweiterung Niedrig/Intermediär W30/45	37%	27%	18%	9%	1%
	Luft		Altbau Mittel W47/55	16%	8%	-1%	-11%	-23%
			Sanierung Intermediär W40/45	16%	5%	-6%	-17%	-29%
			Neubau Niedrig W30/35	16%	5%	-8%	-20%	-29%
			Erweiterung Niedrig/Intermediär W30/45	16%	8%	-1%	-9%	-17%

Tabelle 7-7: Energetische Gegenüberstellung von R744- und R407C-Wärmepumpen. (Zusammenzug aus Tabelle 7-4, Tabelle 7-5, Tabelle 7-6)



## 7.16 Prädestinierte Anwendungen für R744

Die im Kapitel 6 erläuterten Normen und Richtlinien beziehen sich entweder auf reine Heizungs- oder Warmwasser-Anwendungen und definieren Referenz-Punkte für solche Anwendungen. Diese zwei Anwendungen entsprechen den zwei rot umrahmten Bereichen in der Tabelle 7-7. Vermutlich unter der Annahme, dass die Gebäudeheizung den jährlichen Energiebedarf dominiert, werden der Einfachheit halber häufig nur die Referenz-Punkte für die Heizung in Betracht gezogen. Dies entspricht dem rechten der zwei rot umrahmten Bereiche. Die logische Konsequenz daraus ist, dass ausschliesslich R407C (oder vergleichbare Systeme) zum Einsatz kommen.

In der Praxis kommen Wärmepumpen aber häufig in einer kombinierten Anwendung zum Einsatz. Die Zusammenfassung der Ergebnisse dieses Forschungsprojektes (Tabelle 7-7) zeigt insbesondere das Verhalten von Wärmepumpen in der kombinierten Anwendung für Heizung und Warmwasser. Diese kombinierten Anwendungen sind in der Tabelle 7-7 zwischen den zwei rot umrahmten Bereichen zu finden. Daraus geht hervor, dass R744-Wasser-Wasser- und R744-Sole-Wasser Wärmepumpen je nach Szenario bereits bei reinen Heizungsanwendungen oder mit geringem Warmwasser-Anteil energetische Vorteile aufweisen und zweckmässig sind.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich folgende Faktoren zu Gunsten der Effizienz von R744-Wärmepumpen auswirken:

- Zunehmende Temperatur-Spreizung der Wärmesenke (Ein- und Austrittstemperatur der Wärmesenke)
- Zunehmender Warmwasser-Anteil am Nutzenergiebedarf
- Abnehmende Temperatur-Spreizung der Wärmequelle (Ein- und Austrittstemperatur der Wärmequelle)
- Bedarf an hohen Vorlauf-Temperaturen und Legionellenprävention

Unter Berücksichtigung der im Rahmen dieses Forschungsprojektes erarbeiteten Erkenntnisse, erkennt die Autorenschaft, nebst der längst bekannten Warmwasser-Anwendung mindestens in folgenden Anwendungen, energetische Vorteile zugunsten von R744-Wärmepumpen:

- Verwaltungsgebäude (öffentlich und privat)
- Gewerbezentren und industrielle Anwendungen
- Schulen, Gymnasien, Hochschulen, Universitäten usw.
- Turnhallen, Fitnesszentren usw.
- Hallenbäder, Wellness usw.
- Hotellerie und Gastronomie
- Ein- und Mehrfamilienhäuser

Die Aufzählung kann beliebig fortgeführt werden, unter der Voraussetzung, dass die Selektion einer geeigneten Wärmepumpe unter der Berücksichtigung der effektiven Anwendung und nicht der Einfachheit halber nach dem Referenz-Punkte z.B. für Heizanwendung erfolgt.







## 8 Diskussionsion der Ergebnisse

*Sämtliche Erkenntnisse der bisherigen Studie werden im Kapitel Chancen und Risiken hinsichtlich Effizienz, Nachhaltigkeit, Anwendungsbereiche zusammengefasst.*

Im Auftrag vom Bundesamt für Energie und dem Amt für Umwelt und Energie des Kantons Basel-Stadt wurde ein Forschungsprojekt über CO<sub>2</sub> (R744) Wärmepumpen für Warmwasser und Gebäudeheizung durchgeführt. Basierend auf einer Literaturrecherche bisheriger Forschungsaktivitäten über R744-Wärmepumpen, dem Stand der Technik sowie der Transformation der Technologie aus der Kältetechnik, wurden die Grundlagen aufbereitet. Darauf aufbauend wurden eine R407C- und eine R744-Wärmepumpe modelliert und verschiedene Anwendungen für Warmwasser und Gebäudeheizung mit einer totalen Heizleistung von 50 kW energetisch untersucht.

### 8.1 Grundlagen Kältemittel

R744 (CO<sub>2</sub>, Kohlenstoffdioxid) ist ein farbloses, geruchloses Gas, das bei Normbedingungen mit einer Dichte von 1.98 kg/m<sup>3</sup> schwerer ist als Luft. R744 ist nicht toxisch, weder brennbar noch explosiv und chemisch nahezu inaktiv. Es hat einen GWP-Wert (Global Warming Potential) von eins und einem ODP-Wert (Ozone Depletion Potential) von null. Der natürliche Bestand von Kohlenstoffdioxid in der Luft beträgt im Mittel 0.038 %. Es entsteht sowohl bei der vollständigen Verbrennung von kohlenstoffhaltigen Substanzen als auch im Organismus von Lebewesen als Koppelprodukt der Zellatmung. Der kritische Punkt von R744 liegt mitten im Temperaturbereich von Wärmepumpen Anwendungen. Folglich ist eine transkritische Prozessführung erforderlich. Die absoluten Betriebs- und Absicherungsdrücke sind bei R744 höher als bei anderen Kältemittel, nicht aber die Druckverhältnisse im System. Im Gegenzug ist die volumetrische Heizleistung von R744 markant höher als bei anderen Kältemittel. Unter dem Strich kann davon ausgegangen werden, dass sich die höheren Drücke im System und die höhere volumetrische Heizleistung in Punkto Rohmaterial grösstenteils kompensieren. Werden bei der System-Entwicklung die Eigenschaften von R744 berücksichtigt, so können die speziellen Eigenschaften von R744 gegenüber anderen Kältemittel nutzbringend eingesetzt werden.

### 8.2 Stand der Technologie

Die Erfindung und Publikation über die Hochdruckregelung für transkritische Prozessführung durch Gustav Lorentzen (1993) verspricht erstmals eine vergleichbare Kosten- und Energieeffizienz zu herkömmlichen Systemen. Damals schon erkannte Lorentzen das Potenzial von R744 und prophezeit dem Kältemittel eine blühende Zeit voraus. Spätestens seit Anfang des 21. Jahrhunderts, seit der Verjährung der Patentschriften von Gustav Lorentzen, erlebt R744 als Kältemittel eine Renaissance. (8) (9). Seither kommt R744 als Kältemittel vorwiegend in der industriellen sowie gewerblichen Kältetechnik zum Einsatz und gilt in diesen Anwendungen heute als Stand der Technik. Zur Steigerung der Effizienz kommen meist Parallelverdichter in Kombination mit Ejektoren zum Einsatz. Sämtliche Komponenten von Verdichter, Wärmetauscher, Regelventile und Ejektoren sind heute kommerziell verfügbar. Interessant ist die Kosten- und Effizienzentwicklung von R744 Kältesystemen im Retail-Kältetechnik Markt Schweiz. Im Zeitraum der Jahre 2000 bis 2017 reduzierten sich unter anderem dank der R744-Technologie und dem Einsatz von Ejektoren die Investitionskosten (pro Laufmeter Kühlmöbel) um 35% und die Energiekennzahl (pro Laufmeter Kühlmöbel) um 44%. Die Daten stammen von renommierten Detailhändlern der Schweiz. Die R744-Technologie im Retail Markt ist deshalb zu einem Standard bei allen Grossverteilern geworden und es ist damit zu rechnen, dass bis ins Jahre 2020 die Kosten- und Effizienzentwicklungen bis zu knapp etwas über 50% gegenüber dem Jahr 2000 sinken werden. Im Kapitel Stand der Technologie werden deshalb ausgiebige Informationen über den Einsatz von R744



dargelegt, welche eine zukünftige Entscheidungsfindung beim Anwendungsgebiet «Warmwasser und Gebäudeheizung» erleichtern.

### 8.3 Technologie-Transformation

R744 als Kältemittel gewinnt in der Kältetechnik laufend an Bedeutung. Darüber hinaus kommt das Kältemittel vermehrt für sogenannte Integral-Systemen zum Einsatz. Bei diesen steht nebst der bedarfsgerechten Kühlung auch die bedarfsgerechte Aufbereitung von Warmwasser und Wärme für die Gebäudeheizung im Fokus. Diese Systeme verfügen meist über einen zusätzlichen Aussenverdampfer und werden als Wärmepumpe betrieben. In anderen Worten werden bereits heute etliche Wärmepumpen mit R744 als Kältemittel betrieben und wertvolle Erfahrungen gesammelt. Diese Erfahrungen werden in diesem Kapitel hervorgehoben und auf eine herkömmliche Wärmepumpen-Anwendung transformiert. Es wird anhand der Dampfdruckkurven verschiedener Kältemittel dargestellt das R744 als Kältemittel als transkritisches System arbeitet. In der Kälte- und Gebäudetechnik kamen bislang meist subkritische Systeme zum Einsatz. Doch ein wesentlicher Vorteil von R744 ist nebst einem GWP von 1 und hoher chemischer Beständigkeit seine volumenbezogene Heizleistung von  $V_h: 18'370 \text{ (kJ/m}^3\text{)}$ . Dies bewirkt einen bedeutend niedrigeren verdichteten Volumenstrom gegenüber allen übrigen Kältemitteln und damit z.B. den Einsatz von kleineren Rohrleitungen. Eine ausführliche Darstellung aller in einem Wärmepumpensystem vorkommender Anlageteile wird kritisch hinterfragt und mit einem üblichen System mit R407C verglichen. Zusammenfassend betrachtet erfordert die effiziente Anwendung von R744 in der Wärmepumpentechnik ein Umdenken.

### 8.4 Literaturrecherche

Es wurden insgesamt 100 international publizierte Forschungsarbeiten über R744-Wärmepumpen identifiziert, wobei nach einer detaillierten Studie noch insgesamt 41 Arbeiten in den Kontext zur vorliegenden Forschungsarbeit einbezogen werden konnten. Diese Arbeiten entstanden im Zeitraum zwischen 2007-2018, wobei wir der Vollständigkeitshalber die im Jahr 2005 erarbeitete Studie «CO<sub>2</sub> Wärmepumpe» aus dem schweizerischen Forschungsprogramm UAW-Umgebungswärme, WKK, Kälte im Auftrag des BFE ebenfalls mitberücksichtigten. In Europa und Asien entstanden pro Jahr ca. 4 Arbeiten, die sich mit 114 Themengebieten der R744-Wärmepumpenforschung auseinandersetzten. Davon sind 26% rein theoretische Untersuchungen unter Verwendung von mathematischen Simulationen. 18% untersuchten Teile von R744-Wärmepumpen und Prototypen im Labor. Das Schwerpunktthema einiger Studien befasst sich ausschliesslich mit der Produktion von Warmwasser mittels Luft/Wasser R744-Wärmepumpen. Dabei ist der Anteil asiatischer Studien sehr gross. Anwendungen für Gebäudeheizung sind nicht gross untersucht worden und nur einige wenige Arbeiten beschäftigten sich zudem mit Speichersystemen. Zusammenfassend konnte keine vergleichbare Untersuchung über «CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe für Warmwasser und Gebäudeheizung» gefunden werden.

### 8.5 Normen und Richtlinien

Sicherheitstechnische, ökologische und energetische Anforderungen an Wärmepumpen werden in verschiedenen Normen und Richtlinien geregelt. Teilweise überschneiden sich die Norminhalte resp. es sind verschiedene Normen zu berücksichtigen. Dies gilt insbesondere dann, wenn Wärmepumpen für zwei oder mehrere Anwendungen, wie zum Beispiel die Gebäudeheizung und Aufbereitung von Warmwasser eingesetzt werden. Aktuell gibt es keine Norm, die sowohl die Gebäudeheizung als auch die Aufbereitung von Warmwasser abdeckt. Dies erschwert eine einheitliche Gegenüberstellung von Wärmepumpen für die Gebäudeheizung und die Aufbereitung von Warmwasser. Darüber hinaus beziehen sich die Normen häufig nur auf den Auslegungspunkt. Für eine energetische Betrachtung über das Jahr, sollten die jährlichen Schwankungen berücksichtigt werden.



## 8.6 Effizienzprognose für Wärmepumpe mit R744 im Vergleich zu R407C

In einer Effizienzuntersuchung wurden eine R407C- und R744-Wärmepumpe gegenübergestellt. Die getroffenen Annahmen der R407C-Wärmepumpe basieren auf dem Stand der Technik wie sie heute grösstenteils in der Wärmepumpenbranche zum Einsatz kommen. Die Annahmen für die R744-Wärmepumpe wurden aus der Kältetechnik abgeleitet, wie die Technologie dort zum Einsatz kommt. Darüber hinaus wurden verschiedene Heizungsanwendungen (Szenarien) definiert und den Einfluss vom Anteil an Warmwasser auf die verschiedenen Anwendungen untersucht.

Unabhängig der untersuchten Anwendungen resp. unabhängig von der Temperatur-Spreizung auf der Wärmesenke ist bei R744-Wärmepumpen der Hochdruck mehr oder weniger auf demselben Niveau. In anderen Worten, die Effizienz einer R744-Wärmepumpe hängt im Vergleich zu einer R407C-Wärmepumpe kaum von der Temperatur-Spreizung der Wärmesenke ab. Bei der R407C-Wärmepumpe hingegen wirkt sich eine zunehmende Temperatur-Spreizung der Wärmesenke negativ auf die Effizienz aus. Folglich verschieben sich die Vorteile bei Anwendungen mit zunehmender Temperatur-Spreizung der Wärmesenke zu Gunsten von R744. Folglich ist die Anwendung einer R744-Wärmepumpe insbesondere bei einer hohen Temperatur-Spreizung der Wärmesenke (Ein- und Austrittstemperatur der Wärmesenke) zweckmässig.

Der Einsatz von Ejektoren bei R744 bringt zwei wesentliche Vorteile, zum einen ist dies die Sauggas-Vorverdichtung durch die Ejektoren und zum anderen ist dies das Auskommen mit einer sehr kleinen Überhitzung am Verdampfer. Der letztere Vorteil kommt insbesondere bei Wärmequellen mit kleinen Temperatur-Spreizungen zum Tragen, da die Verdampfungstemperatur massgeblich durch die Wärmesenke-Austrittstemperatur und nicht durch die Überhitzung bestimmt wird. Der Vorteil der Sauggas-Vorverdichtung kommt unabhängig der Temperatur-Spreizung der Wärmequelle zu Tragen. Zusammenfassend bringen die Ejektoren deren grösste Wirkung bei Wärmequellen mit geringen Temperatur-Spreizungen wie zum Beispiel bei Wasser-Wasser oder Sole-Wasser Wärmepumpen.

Die hohen Heissgas-Temperaturen und die kontinuierliche Enthitzung von R744 im transkritischen Betrieb erlaubt es hohe Wasser Vorlauf-Temperaturen zu erzielen. Unabhängig der Quellen-Temperatur und kann in allen Betriebspunkten eine Vorlauf-Temperatur von +65°C erreicht werden. Dies bringt insbesondere Vorteile hinsichtlich Legionellenprävention resp. es bedarf keiner zusätzlicher elektrischer Nachheizung zum Erreichen der geforderten Vorlauf-Temperaturen. Darüber hinaus ist der Anteil an Enthitzungsenergie bei R744 (ca. 40%) gegenüber R407C (ca. 15%) deutlich grösser. Es lässt sich einen grösseren Anteil Warmwasser auf ein hohes Temperatur-Niveau heben.

Bei R407C-Wärmepumpen erfolgt in der Regel die Aufbereitung von Warmwasser und Heizung zeitlich separat voneinander. Der hohe Anteil an Enthitzungsenergie bei R744 ermöglicht aber auch eine simultane Aufbereitung von Warmwasser und Heizung. Daraus resultieren tiefe Rücklauf-Temperaturen zur Wärmepumpe wodurch die Effizienz steigt. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass folgende Faktoren sich zu Gunsten der Effizienz von R744-Wärmepumpen auswirken:

- Zunehmende Temperatur-Spreizung der Wärmesenke
- Zunehmender Warmwasser-Anteil
- Abnehmende Temperatur-Spreizung der Wärmequelle
- Bedarf an hohen Vorlauf-Temperaturen und Legionellenprävention



Bei Anwendungen mit einer Temperatur-Spreizung von mehr als 15 K auf dem Heizungsnetz ist die Effizienz von R744 bereits bei reiner Heizanwendung gleichwertig. Mit zunehmendem Warmwasser-Anteil nehmen die Vorteile zu Gunsten von R744 zu. Bei Wasser-Wasser und Sole-Wasser Wärmepumpen ist R744 ab einem Warmwasser-Anteil von ca. 25% unabhängig der Anwendung energetisch gleichwertig. Mit zunehmendem Warmwasser-Anteil nehmen die Vorteile zu Gunsten von R744 zu. Bei Luft-Wasser Wärmepumpen liegt die energetische Gleichwertigkeit bei ca. 50%. Mit zunehmendem Warmwasser-Anteil nehmen die Vorteile zu Gunsten von R744 zu.

Unter Berücksichtigung der im Rahmen dieses Forschungsprojekt erarbeiteten Erkenntnisse, erkennt die Autorenschaft, nebst der längst bekannten Warmwasser-Anwendung mindestens in folgenden Anwendungen, energetische Vorteile zugunsten von R744-Wärmepumpen:

- Verwaltungsgebäude (Bund, Kanton, Gemeinde)
- Gewerbezentren und industrielle Anwendungen
- Schulen, Gymnasien, Hochschulen, Universitäten usw.
- Turnhallen, Fitnesszentren usw.
- Hallenbäder, Wellness usw.
- Hotellerie und Gastronomie
- Ein und Mehrfamilienhäuser



## 9 Referenzen

1. **FWS.** <https://www.fws.ch/>. [https://www.fws.ch/wp-content/uploads/2019/06/fws-statistiken-2018\\_V02.pdf](https://www.fws.ch/wp-content/uploads/2019/06/fws-statistiken-2018_V02.pdf). [Online] 04. 09 2019.
2. **Arpagaus, Cordin.** *Hochtemperatur Wärmepumpen*. Berlin : VDE Verlag GmbH, 2019.
3. **AIR LIQUIDE Deutschland GmbH.** *1x1 der Gase*. 2009.
4. **Asco Kohlensäure AG.** *Die drei Aggregatzustände von CO<sub>2</sub>*. 2004.
5. **Klein, S.A.,** EES - Engineering Equation Solver, Version 10.405. *F-Chart Software*, <http://fchart.com>. [Online] 2019.
6. **Maurer, Thomas.** *Kältetechnik für Ingenieure*. Berlin : VDE Verlag GmbH, 2016.
7. **SN EN 378-1.** *SN EN 378-1*. Winterthur : Normen-Komitee INB/NK 181 Kälteanlagen und Wärmepumpen, Schweizerische Normenvereinigung (SNV), 2017.
8. **Lorentzen, Gustav.** Revival of carbon dioxide as a refrigerant. Trondheim, Norwegen : International Journal of Refrigeration, 15. 01 1994.
9. **Pohlmann.** *Pohlmann - Taschenbuch der Kältetechnik. Grundlagen, Anwendung, Arbeitstabellen und Vorschriften*. Berlin : VDE Verlag GmbH, 2013.
10. **Sarkar, J., Bhattacharyya, S. und Ram Gopal, M.** *Optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications*. Kharagpur, India : International Journal of Refrigeration, 2004.
11. **Danfoss.** *Komponenten für CO<sub>2</sub>-Anwendungen in der industriellen Kältetechnik*. s.l. : Danfoss A/S, Refrigeration and Air Conditioning Division, 2009.
12. **BITZER Kühlmaschinenbau GmbH.** <https://www.bitzer.de/>. *Software Version: 6.10.0.2160*. [Online] 2019.
13. **Bundesamt für Energie BFE.** *Energieforschung 2013*. Bern : Bundesamt für Energie, 2014.
14. **Kanton Zürich, Gesundheitsdirektion.** Legionellen. <https://kl.zh.ch/internet/gesundheitsdirektion/klz/de/wasser/hausinstallationen/legionellen.html>. [Online] 2019. [Zitat vom: 27. 05 2019.] <https://kl.zh.ch/internet/gesundheitsdirektion/klz/de/wasser/hausinstallationen/legionellen.html>.
15. **Danfoss.** *Kältemittel – jetzt und in Zukunft*. s.l. : Danfoss, 2018.
16. **ChemRRV.** *ChemRRV, Verordnung 814.81*. Bern : Schweizerische Bundesrat, 2018.
17. **WPSM, Reglement Hersteller/Lieferanten.** Wärmepumpen-System-Modul, Reglement Hersteller/Lieferanten. <https://www.wp-systemmodul.ch>. [Online] 16. 01 2014. [Zitat vom: 07. 03 2019.] <https://www.wp-systemmodul.ch/de-ch/page/HerstellerLieferant/Arbeitsunterlagen-und-Formulare-10038>.



18. **WPSM, Reglement Installateur.** Wärmepumpen-System-Modul, Reglement Installateur. <https://www.wp-systemmodul.ch>. [Online] 12. 10 2017. [Zitat vom: 07. 03 2019.] <https://www.wp-systemmodul.ch/de-ch/page/HerstellerLieferant/Arbeitsunterlagen-und-Formulare-10038>.
19. **WPSM, Pflichtenheft.** Wärmepumpen-System-Modul, Pflichtenheft. <https://www.wp-systemmodul.ch>. [Online] 23. 07 2018. [Zitat vom: 07. 03 2019.] <https://www.wp-systemmodul.ch/de-ch/page/HerstellerLieferant/Arbeitsunterlagen-und-Formulare-10038>.
20. **EnEV.** <https://www.admin.ch/>. <https://www.admin.ch/>. [Online] 24. 4 2019. [Zitat vom: 25. 3 2019.] <https://www.admin.ch/opc/de/classified-compilation/20162950/index.html>.
21. **Eschmann Mick, Interstaatliche Hochschule für Technik NTB.** *Qualitätsüberwachung von Kleinwärmepumpen und statistische Auswertung der Prüfergebnisse 2017*. Buchs, SG : Interstaatliche Hochschule für Technik NTB, 2017.
22. **WPZ, NTB Buchs.** WPZ, Wärmepumpen Prüfergebnisse. *WPZ, Wärmepumpen Prüfergebnisse*. [Online] 01. 01 2019. [Zitat vom: 01. 01 2019.] <https://www.ntb.ch/fue/institute/ies/wpz/pruefergebnisse-waermepumpen/>.
23. **M. Markstaler, S. Bertsch.** *Systemsimulation Effizienz der Brauchwarmwassererwärmung mit Wärmepumpen*. Buchs : NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, 2015.
24. **Sitzmann, Bernd.** *Qualitätsprüfung Wärmepumpen 2016 Kanton Basel-Stadt und Kanton Basel-Landschaft*. Basel : Energie Zukunft Schweiz, 2016.
25. **ErP, 2009/125/EG.** *Richtlinie 2009/125/EG des Europäischen Parlaments und des Rates zur Schaffung eines Rahmens für die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung energieverbrauchsrelevanter Produkte im Hinblick auf Luftheizungsprodukte, Kühlungspro.* Brüssel : Europäisches Parlament, 2009.
26. **EHPA-Reglement.** *EHPA-Reglement zur Erteilung des internationalen Gütesiegels für elektrisch angetriebene Wärmepumpen*. 2019.
27. **SN EN 14511-1.** *Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Begriffe*. Winterthur : Normen-Komitee INB/NK 181 Kälteanlagen und Wärmepumpen, Schweizerische Normen-Vereinigung (SNV), 2018.
28. **SN EN 14511-2.** *Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Prüfbedingungen*. Winterthur : Normen-Komitee INB/NK 181 Kälteanlagen und Wärmepumpen, Schweizerische Normen-Vereinigung (SNV), 2018.
29. **SN EN 14511-3.** *Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Prüfverfahren*. Winterthur : Normen-Komitee INB/NK 181 Kälteanlagen und Wärmepumpen, Schweizerische Normen-Vereinigung (SNV), 2018.
30. **SN EN 14511-4.** *Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Betriebsanforderungen, Kennzeichnung und Anleitung*. Winterthur : Normen-Komitee INB/NK 181 Kälteanlagen und Wärmepumpen, Schweizerische Normen-Vereinigung (SNV), 2018.
31. **SN EN 14825.** *Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und -kühlung - Prüfung und Leistungsmessung unter*



*Teillastbedingungen und Berechnung der saisonalen Arbeitszahl.* Winterthur : Normen-Komitee INB/NK 181 Kälteanlagen und Wärmepumpen, Schweizerische Normen-Vereinigung (SNV), 2016.

32. **Meteonorm 7.** *Software Version V7.1.11.24422 Vollversion.* 3012 Bern : Meteotest AG, 2019.

33. **SN EN 16147.** *Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern - Prüfungen, Leistungsbemessung und Anforderungen an die Kennzeichnung von Geräten zum Erwärmen von Brauchwarmwasser.* Winterthur : Normen-Komitee INB/NK 181 Kälteanlagen und Wärmepumpen, Schweizerische Normen-Vereinigung (SNV), 2017.

34. **Pfirtner + Nyfeler Partner AG.** *Grundwasserbericht 2014, Kanton Basel-Landschaft.* 2015.

35. **Bonin, Jürgen.** *Handbuch Wärmepumpen, Planung und Projektierung.* Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2017. 978-3-410-26868-0.

36. **Emerson Climate Technologies Europa .** *Software Version: 2.1.0.1954.* 2019.

37. **Mircosoft.** Microsoft Office 365, Excel 64-Bit, Version 1908. [Online]