

CLIMATE CHANGE

36/2016

Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln

Endbericht

CLIMATE CHANGE 36/2016

Umweltforschungsplan des
Bundesministeriums für Umwelt,
Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit

Forschungskennzahl 3709 41 319 2
UBA-FB 002265

Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln

von

Markus Müller, Dr. Peter Röllig, René Paatzsch
Institut für Luft- und Kältetechnik gemeinnützige GmbH, Dresden

Im Auftrag des Umweltbundesamtes

Impressum

Herausgeber:

Umweltbundesamt
Wörlitzer Platz 1
06844 Dessau-Roßlau
Tel: +49 340-2103-0
Fax: +49 340-2103-2285
info@umweltbundesamt.de
Internet: www.umweltbundesamt.de

 /umweltbundesamt.de

 /umweltbundesamt

Durchführung der Studie:

Institut für Luft- und Kältetechnik gemeinnützige GmbH
Bertold-Brecht-Allee 20
01309 Dresden

Abschlussdatum:

Dezember 2013

Redaktion:

Fachgebiet III 1.4 Stoffbezogene Produktfragen
Kerstin Martens

Publikationen als pdf:

<http://www.umweltbundesamt.de/publikationen>

ISSN 1862-4359

Dessau-Roßlau, Dezember 2016

Das diesem Bericht zu Grunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit unter der Forschungskennzahl 3709 41 319 2 gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autorinnen und Autoren.

Kurzbeschreibung

Auf den Gebäudebereich entfallen rund 40% des deutschen Endenergieverbrauchs und etwa ein Drittel der CO₂-Emissionen. Wärmepumpen werden zukünftig einen großen Teil der Gebäudeheizung, Warmwasserbereitung und wenn möglich der Prozesswärmebereitstellung übernehmen, da sie energieeffizient Strom aus erneuerbaren Energien nutzen können. Momentan werden Hauswärmepumpen fast ausschließlich mit fluorierten Kältemitteln (FKW, HFKW) betrieben, die ein hohes Treibhauspotenzial besitzen, wenn diese durch Leckagen oder bei der Entsorgung in die Atmosphäre gelangen.

Vor diesem Hintergrund hat das Umweltbundesamt die Institut für Luft- und Kältetechnik gemeinnützige GmbH Dresden mit einer Studie zu Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln folgenden Inhalts beauftragt:

- (1) Marktübersicht von Hauswärmepumpen mit und ohne natürliche Kältemittel und vergleichende ökologische und ökonomische Bewertung.
- (2) Ermittlung von Markthemmnissen für eine größere Verbreitung von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln und Vorschläge für die Beseitigung bzw. Verringerung der Hemmnisse.
- (3) Untersuchungen zu Industrierärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln und Vergleich mit konventionellen Wärmepumpen.
- (4) Machbarkeitsstudie einer Hauswärmepumpe mit dem Kältemittel Ammoniak.

Die Ergebnisse zeigen, dass Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln das Potenzial haben, in Bezug auf Energieeffizienz mit FKW/HFKW-Wärmepumpen zu konkurrieren, hinsichtlich der Kosteneffizienz aber noch großer Nachholbedarf herrscht, der durch gesetzgeberische oder förderpolitische Maßnahmen ausgeglichen werden kann.

Abstract

Approximately 40% of Germany's end-use energy consumption and about one third of its CO₂-emissions can be allotted to buildings. In the future, heat pumps will provide a large portion of heating, warm water, and, if possible, process heat supplies, as they make use of power gained from renewable energy sources with high energy efficiency. Currently, heat pumps are operated using fluorinated refrigerants (PFC, HFC), which have a high global warming potential if they are released into the atmosphere through leaks or during the disposal process.

Against this background, the German Federal Environment Agency (Umweltbundesamt) commissioned the Institute of Air Handling and Refrigeration gGmbH Dresden (Institut für Luft- und Kältetechnik gemeinnützige GmbH Dresden) to carry out a study on heat pumps with natural refrigerants to include the following:

- 1) A market analysis on heat pumps with and without natural refrigerants as well as a comparison of the respective ecological and economic assessments.
- 2) Identification of the market obstacles involved in the large-scale proliferation of heat pumps with natural refrigerants and suggestions for minimizing resp. eliminating these obstacles.
- 3) Research on industrial heat pumps with natural refrigerants as well as a comparison with conventional heat pumps.
- 4) A feasibility study concerning the use of ammonia as a refrigerant in residential heat pumps.

The results show that heat pumps with natural refrigerants have, in relation to energy efficiency, the potential to compete with traditional heat pumps which use PFC/HFC refrigerants. However, in relation to cost efficiency, there remains ample room for improvement. This improvement can be facilitated by government funding programs and proper legislation.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis.....	10
Tabellenverzeichnis.....	14
Abkürzungen	16
1 Zusammenfassung	17
2 Summary.....	31
3 Einleitung.....	44
3.1 Einordnung und Abgrenzung.....	44
3.2 Ziele und Aufgabenstellung.....	47
3.3 Definitionen	48
3.3.1 Primärenergieverbrauch	48
3.3.2 Treibhausgasemissionen.....	48
3.3.3 Jahresarbeitszahl.....	48
3.4 Betrachtungen zu natürlichen Kältemitteln	49
3.4.1 Ammoniak (NH ₃)	49
3.4.2 Kohlendioxid (CO ₂).....	49
3.4.3 Kohlenwasserstoffe.....	50
4 Grundlagen zu Wärmepumpen.....	51
4.1 Thermodynamik	51
4.2 Klassifizierung.....	52
4.2.1 Nach der Aufgabenstellung	52
4.2.2 Nach thermodynamischem Grundprozess.....	53
4.2.3 Nach der Wärmequelle	53
4.2.4 Nach dem verwendeten Kältemittel	54
4.3 Förderung.....	54
4.4 Dichtheitsanforderungen	55
5 Marktübersicht Hauswärmepumpen.....	57
5.1 Europa.....	57
5.2 Deutschland.....	59
5.2.1 Luft-Wasser-Wärmepumpen	63
5.2.2 Sole-Wasser-Wärmepumpen	65
5.2.3 Wasser-Wasser-Wärmepumpen.....	66
5.2.4 Direktverdampfende Wärmepumpen	66
5.2.5 Sonderbauformen.....	67

5.2.6	Warmwasser-Wärmepumpen.....	67
5.2.7	Thermisch angetriebene Wärmepumpen.....	67
6	Vergleichende ökologische und ökonomische Bewertung von Hauswärmepumpen	68
6.1	Auswahl der zu bewertenden Systeme	68
6.1.1	Hauswärmepumpe Luft-Wasser.....	69
6.1.2	Hauswärmepumpe Sole-Wasser.....	70
6.1.3	Hauswärmepumpe Wasser-Wasser	70
6.2	Berechnungsmethoden.....	70
6.2.1	Jahresarbeitszahl.....	71
6.2.2	Jahres-Endenergiebedarf	72
6.2.3	TEWI – Total Equivalent Warming Impact.....	75
6.2.4	Lebenszykluskosten	76
6.3	Optimierte Propan-Wärmepumpe	79
6.3.1	Randparameter	80
6.3.2	Leistungszahlen	81
6.4	Ergebnisdarstellung.....	83
6.4.1	Jahresarbeitszahl.....	83
6.4.2	Energiebedarf	86
6.4.3	Aufwandszahl.....	90
6.4.4	TEWI – Total Equivalent Warming Impact.....	93
6.4.5	Lebenszykluskosten	99
6.4.6	CO ₂ -Vermeidungskosten.....	107
6.4.7	Zusammenfassung der Ergebnisse für Hauswärmepumpen	110
7	Markthemmnisse Hauswärmepumpen.....	119
7.1	Einleitung	119
7.1.1	Markthemmnisse durch Rechtsvorschriften und Normen.....	119
7.1.2	Anwendungstechnische Markthemmnisse.....	122
7.1.3	Markthemmnisse durch die aktuelle Förderpolitik	122
7.1.4	Die Kundenakzeptanz betreffende Markthemmnisse	123
7.2	Umfrageaktion bei Wärmepumpenherstellern.....	123
7.2.1	Hersteller, die nicht planen, Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln herzustellen.....	124
7.2.2	Hersteller, die vielleicht in Zukunft Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln herstellen	124
7.2.3	Hersteller, die Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln anbieten	125

7.2.4	Hersteller, die Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln aus dem Programm genommen haben	126
7.3	Zusammenfassung der Markthemmnisse.....	126
7.4	Lösungen zur Beseitigung von Markthemmnissen	129
7.4.1	Normen und Rechtsvorschriften	129
7.4.2	Anwendungstechnik	130
7.4.3	Politik und Förderung.....	130
7.4.4	Kundenakzeptanz.....	132
7.5	Möglichkeiten der Verbesserung der TEWI-Bilanz von HFKW-freien WP	133
7.5.1	Auslegung und Anlagenkomponenten	133
7.5.2	ECO-System bei Ammoniak-Kälteanlagen mit Schraubenverdichter	134
7.5.3	Innerer Wärmeübertrager (IHX)	135
7.5.4	Innerer Wärmeübertrager (IHX) bei überkritischen CO ₂ -Kälteprozessen	137
7.5.5	Optimale Gaskühler-Austrittstemperatur beim überkritischen CO ₂ -Kälteprozess	137
7.5.6	Optimale Kältemittelfüllung beim überkritischen CO ₂ -Kälteprozess.....	139
7.5.7	Expansionsmaschinen und Ejektoren	140
7.5.8	Expansionsmaschinen speziell für CO ₂ -Kältekreisläufe	141
7.5.9	Kaskadenschaltungen	143
8	Industriewärmepumpen	146
8.1	Allgemeines.....	146
8.1.1	Definition.....	146
8.1.2	Wärmequellen	146
8.1.3	Nutzen / Anwendungsgebiete	146
8.1.4	Bewertungskriterien.....	147
8.2	Marktübersicht Industriewärmepumpen	148
8.2.1	Stand der Technik	148
8.2.2	Anwendungen	148
8.2.3	Europa.....	149
8.2.4	Deutschland	150
8.3	Anlagenvergleich.....	152
8.3.1	Allgemeines.....	152
8.3.2	Leistungszahl und Carnot-Gütegrad	152
8.3.3	TEWI-Bewertung.....	154
8.3.4	Anlagenkosten	155

8.3.5	Lebenszykluskosten	156
8.4	Markthemmnisse Industriewärmepumpen.....	156
8.4.1	Markthemmnis Kosten.....	157
8.4.2	Markthemmnisse durch Rechtsvorschriften und Normen	158
8.4.3	Anwendungstechnische Markthemmnisse.....	158
8.4.4	Ordnungspolitische Markthemmnisse	158
8.4.5	Markthemmnisse durch die aktuelle Förderpolitik	158
8.4.6	Die Kundenakzeptanz betreffende Markthemmnisse	158
8.5	Abbau vorhandener Markthemmnisse	159
8.6	Smart Grid	159
8.7	Zusammenfassung Industriewärmepumpen	161
9	Machbarkeitsstudie NH ₃ -Wärmepumpe.....	162
9.1	Einleitung und Zielstellung.....	162
9.2	Eigenschaften von Ammoniak als Kältemittel.....	162
9.3	Auslegung einer Kleinwärmepumpe für Wohngebäudeheizung.....	167
9.4	Bauteile und RI-Schema	170
9.5	Aufstellbedingungen für die Ammoniak-Wärmepumpe	170
9.6	Schätzung der Kosten für die Herstellung der Wärmepumpe	171
10	Quellenverzeichnis.....	172
11	Anlagen.....	180

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Treibhausgasemissionen in Deutschland seit 1990 und Ziele bis 2050 [Destatis 2012].....	44
Abbildung 2: Entwicklung seit 1990 und Ziele bis 2050 für den Anteil der erneuerbaren Energien am Energieverbrauch	45
Abbildung 3: Beheizungssysteme in neuen Wohnungen, 2000 bis Oktober 2011 - Anteile in % [AGEB 2012].....	46
Abbildung 4: Beheizungsstruktur des Wohnungsbestandes, 1975 bis 2010 - Anteile in % [AGEB 2012].....	46
Abbildung 5: Energieflussschaubild einer Wärmepumpe, [Wikipedia 2012].....	51
Abbildung 6: Schaltbild einer Wärmepumpe mit Kaltdampfprozess [Sperlich 2002].....	52
Abbildung 7: Verteilung der benötigten Abkühlung der Wärmequellen bei Industrierärmepumpen [Schnitzer 1985].....	52
Abbildung 8: Verkauf von Wärmepumpen in 2011 je Land (* inklusive Verkauf von reversiblen Luft-Luft-Wärmepumpen) [EHPA 2012].....	57
Abbildung 9: Verkaufszahlen nach Produktkategorien in EU-20, 2011 (inkl. reversible Luft/Luft-WP, H - vorrangig Heizfunktion) [EHPA 2012].....	58
Abbildung 10: Verkaufszahlen nach Ländern und Kategorien in EU-20, 2011 [EHPA 2012].....	58
Abbildung 11: Absatzzahlen von Wärmepumpen in Deutschland 2006-2011 [BWP 2012].....	60
Abbildung 12: Absatzzahlen seit 1978 und Prognose bis 2030 in Deutschland nach Wärmequelle [BWP 2011].....	61
Abbildung 13: Leistungsgrößen von marktüblichen Wärmepumpen nach Typ [IÖW 2011].....	62
Abbildung 14: Verwendung von Kältemitteln in elektrisch betriebenen Wärmepumpen [IÖW 2011].....	62
Abbildung 15: Leistungszahlverlauf nach EN 255 aller seit 1993 im WPZ getestet Luft-Wasser-Wärmepumpen [Eschmann 2012].....	64
Abbildung 16: Verwendete Typen von Kältemitteln in Luft-Wasser-Wärmepumpen [Eschmann 2012].....	64
Abbildung 17: Gebäudetypologie mit variierendem Heizwärmebedarf zwischen 40 und 120 kWh/(m ² ·a) und unterschiedlichen Nutzflächen A _N für Untersuchungen.....	73
Abbildung 18: Entwicklung des Strompreises für Haushalte [BMWT 2008]	79
Abbildung 19: Leistungszahlen (COP) der recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen und der theoretischen "Propan Opti"	83

Abbildung 20: Rechnerische Jahresarbeitszahlen nach [DIN V 4701-10] der untersuchten Wärmepumpentypen	86
Abbildung 21: Endenergiebedarf inkl. Hilfsenergie verschiedener Gebäudetypen beim Einsatz von Luft-Wasser-Wärmepumpen mit verschiedenen Jahresarbeitszahlen nach VDI 4650	87
Abbildung 22: Endenergiebedarf inkl. Hilfsenergie verschiedener Gebäudetypen beim Einsatz von Sole-Wasser-Wärmepumpen mit verschiedenen Jahresarbeitszahlen nach VDI 4650	88
Abbildung 23: Endenergiebedarf inkl. Hilfsenergie verschiedener Gebäudetypen beim Einsatz von Wasser-Wasser-Wärmepumpen mit verschiedenen Jahresarbeitszahlen nach VDI 4650	89
Abbildung 24: Relativer Endenergiebedarf von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im Vergleich zum mittleren Standard von jeweils gleichartigen Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln	90
Abbildung 25: Aufwandszahlen für den Endenergiebedarf der untersuchten Anlagensysteme.....	91
Abbildung 26: Aufwandszahlen für den Primärenergiebedarf der untersuchten Anlagensysteme + Gas-Brennwertsystem	92
Abbildung 27: TEWI-Werte für Luft-Wasser-Wärmepumpen der untersuchten Anlagensysteme.....	93
Abbildung 28: Anteil der direkten Kältemittlemissionen für Luft-Wasser-Wärmepumpen der untersuchten Anlagensysteme.....	94
Abbildung 29: TEWI-Werte für Sole-Wasser-Wärmepumpen der untersuchten Anlagensysteme.....	95
Abbildung 30: TEWI-Werte für Wasser-Wasser-Wärmepumpen der untersuchten Anlagensysteme.....	96
Abbildung 31: Mögliche Emissionsreduzierung beim Ersatz des HFKW-Kältemittels R407C in Wärmepumpensystemen durch R290	97
Abbildung 32: Spezifische CO ₂ äqu-Emissionen in g/kWh Endenergie	99
Abbildung 33: Minimale und maximale jährliche Gesamtkosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 1,3%/a).....	100
Abbildung 34: Minimale und maximale jährliche kapitalgebundene Kosten der untersuchten Anlagensysteme	101
Abbildung 35: Minimale und maximale jährliche verbrauchsgebundene Kosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 1,3%/a).....	102
Abbildung 36: Minimale und maximale jährliche verbrauchsgebundene Kosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 0,4%/a).....	103

Abbildung 37: Minimale und maximale jährliche Gesamtkosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 0,4%/a).....	103
Abbildung 38: Minimale und maximale jährliche betriebsgebundene Kosten der untersuchten Anlagensysteme	104
Abbildung 39: Relative Mehrkosten im Jahr für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln gegenüber Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln mittlerer Standard (Teuerungsrate 1,3%/a).....	105
Abbildung 40: Minimale und maximale Lebenszykluskosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 1,3%/a)	106
Abbildung 41: Minimale und maximale Lebenszykluskosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 0,4%/a)	106
Abbildung 42: Minimale und maximale CO ₂ -Vermeidungskosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 1,3%/a)	108
Abbildung 43: CO ₂ -Vermeidungskosten (netto) in Abhängigkeit des Jahresheizwärmebedarfs	109
Abbildung 44: Relativer Endenergiebedarf von Propan-Wärmepumpen im Vergleich zum mittleren Standard von Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln und gleicher Wärmequelle	111
Abbildung 45: Minimale und maximale Aufwandszahlen für den Endenergiebedarf der untersuchten Anlagensysteme.....	113
Abbildung 46: Relative Gesamtreibhausgasemissionen von Propan-Wärmepumpen im Vergleich zum mittleren Standard von Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln gleicher Wärmequelle	114
Abbildung 47: Direkter Anteil der Kältemittlemissionen, zusätzlich zum indirekten Anteil der Stromerzeugung	115
Abbildung 48: WP-Hersteller und deren Vertrieb von WP mit natürlichen KM.....	124
Abbildung 49: Wünsche der WP-Hersteller, um möglicherweise in den Markt für WP mit natürlichen KM einzutreten	125
Abbildung 50: Relativer Vergleich der Verdichter-Leistungszahl (COP) verschiedener Kältemittel [Renz 2003].....	135
Abbildung 51: Bereiche mit positivem bzw. negativem Einfluss des IHX (bzw. der Überhitzung) beim überkritischen CO ₂ -Kälteprozess [Grohmann 1998].....	137
Abbildung 52: Leistungszahlen als Funktion des Hochdruckes (bei konstanter Gaskühler-Austrittstemperatur für überkritische CO ₂ -Kälteprozesse [Röllig 2008].....	138

Abbildung 53: Einfluss von Gaskühler-Austrittstemperatur und Hochdruck auf den COP-Wert für überkritische CO₂-Kälteprozesse mit t₀ von ca. 5 °C [Bullard 2004] 139

Abbildung 54: Einfluss der Kältemittelfüllmenge auf den Hochdruck und damit auf den optimalen COP-Wert beim überkritischen CO₂-Kälteprozess [Köhler 1998] 140

Abbildung 55: Einfluss der Kältemittelfüllmenge bei verschiedenen Gaskühler-Austrittstemperaturen auf den optimalen COP-Wert beim überkritischen CO₂-Kälteprozess [Köhler 1998] 140

Abbildung 56: Einfluss von in den Kältekreislauf integrierten Komponenten auf die maximal erreichbaren Leistungszahlen (COP_{max}) im 1-stufigen CO₂-Kreislauf [Heyl 1999] 142

Abbildung 57: Einfluss von in den Kältekreislauf integrierten Komponenten auf die maximal erreichbaren Leistungszahlen (COP_{max}) im 2-stufigen CO₂-Kreislauf [Heyl 1999] 142

Abbildung 58: Schaltungsvariante zur Integration eines Ejektors in einen überkritischen CO₂-Prozess zur Verbesserung der energetischen Effizienz 143

Abbildung 59: Beispiel einer Kaskadenschaltung z.B. für die Gewerbekühlung könnten hier folgende Parameter gelten: Kreislauf mit R744 (CO₂): t₀ = -35 °C t_c = 0 °C Kreislauf mit R290 (Propan): t₀ = -5 °C t_c = 45 °C ... 145

Abbildung 60: Potenzial zur Wärmebereitstellung für ausgewählte Branchen bis 70 °C [Lambauer 2008] 147

Abbildung 61: Wärmebedarf im Industriesektor in EU-27 geordnet nach Temperaturniveau [Kuder 2010] 149

Abbildung 62: Carnot-Gütegrad über der Heizleistung für verschiedene Industriewärmepumpen mit unterschiedlichen Kältemitteln.... 153

Abbildung 63: Direkte und indirekte Anteile des TEWI für HFKW-Wärmepumpen 155

Abbildung 64: Vergleich der spezifischen Anlagenkosten für drei verschiedene Kältemittel..... 156

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Für Wärmepumpen übliche Kältemittel und einige Haupteigenschaften [BFE 2008], [IPCC 2007].....	54
Tabelle 2: Aktuelle Kriterien für eine BAFA-Förderung für elektrisch betriebene Wärmepumpen [BAFA 2012].....	54
Tabelle 3: Aktuelle Kriterien für eine BAFA-Förderung für gasmotorisch angetriebene oder Absorptionswärmepumpen [BAFA 2012].....	55
Tabelle 4: Fristen für die Kontrolle auf Dichtheit	55
Tabelle 5: Grenzwerte spezifischer Kältemittelverluste für ortsfeste Anlagen in Abhängigkeit vom Anlagenalter [ChemKlimaschutzV].....	56
Tabelle 6: Anzahl der Hersteller und Geräte nach Kategorien in [BAFA 2012a].....	59
Tabelle 7: Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln 2009 bis 2012	65
Tabelle 8: Sole-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln 2009-2012.....	66
Tabelle 9: Wasser-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen KM 2009-2012.....	66
Tabelle 10: Direktverdampfende Wärmepumpen mit natürlichen KM 2009-2012 ...	66
Tabelle 11: Leistungszahlen verschiedener Wärmepumpensysteme (BAFA-Liste Stand: 30.09.2010).....	68
Tabelle 12: Kriterien für die Auswahl der Luft-Wasser-Wärmepumpen.....	69
Tabelle 13: Leistungszahlen Luft-Wasser-Wärmepumpen (BAFA-Liste Stand: 30.09.2010 und WPZ)	70
Tabelle 14: Leistungszahlen Sole-Wasser-Wärmepumpen (BAFA-Liste Stand: 30.09.2010, WPZ, AIT, Hersteller)	70
Tabelle 15: Leistungszahlen Wasser-Wasser-Wärmepumpen (BAFA-Liste Stand: 30.09.2010 und Herstellerangaben).....	70
Tabelle 16: GWP Treibhauspotenzial der betrachteten Kältemittel [IPCC 2007].....	76
Tabelle 17: Spezifische Füllmenge verschiedener Wärmepumpentypen und Kältemittel [AIT 2010, WPZ 2011].....	76
Tabelle 18: Geschätzte Investitionskosten (netto) verschiedener Wärmepumpensysteme (Heizleistung von 7 bis 11 kW), inkl. Puffer- und Trinkwasserspeicher, Wärmequellenerschließung und Montage	77
Tabelle 19: Für die Verdichterauslegung ermittelte Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen	81
Tabelle 20: Verflüssigerleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl (COP) des Propan-Verdichters von Bitzer Typ 2EC-3.2P.....	81
Tabelle 21: Verflüssigerleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl (COP) der optimierten Propan-Wärmepumpe.....	82

Tabelle 22: Jahresarbeitszahlen für Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln nach VDI 4650, Blatt 1 (minimaler Standard entsprechend BAFA-Liste Stand: 30.09.2010).....	83
Tabelle 23: Jahresarbeitszahlen für Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln nach VDI 4650, Blatt 1 (mittlerer Standard entsprechend BAFA-Liste Stand: 30.09.2010).....	84
Tabelle 24: Jahresarbeitszahlen für Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln nach VDI 4650, Blatt 1 (maximaler Standard entsprechend BAFA-Liste Stand: 30.09.2010).....	84
Tabelle 25: Jahresarbeitszahlen für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln (R290) nach VDI 4650, Blatt 1 (mittlerer Standard).....	85
Tabelle 26: Jahresarbeitszahlen der theoretisch ausgelegten Wärmepumpe "Propan Opti" nach VDI 4650, Blatt 1.....	85
Tabelle 27: Hilfsenergiebedarf pro Jahr	86
Tabelle 28: Allgemeine Werte für die TEWI-Berechnung	93
Tabelle 29: Spezifische CO ₂ äqu.-Emissionen in g/kWh Endenergie	98
Tabelle 30: Ergebnisse der Untersuchungen für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im Vergleich zum mittleren Standard der jeweiligen HFKW-Wärmepumpen der gleichen Wärmequelle	117
Tabelle 31: Ergebnisse der Untersuchungen für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im Vergleich zum mittleren Standard der Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-KM.....	118
Tabelle 32: Vorschlag für Novellierung des Marktanzreizprogramms	132
Tabelle 33: Eignung natürlicher Kältemittel für den Einsatz eines inneren Wärmeübertragers (IHX).....	136
Tabelle 34: Vergleich spezifischer Eigenschaften von Expansionsmaschine und Ejektor (auf Basis theoretischer Untersuchungen).....	141
Tabelle 35: Übersicht über in Deutschland (und teilweise Europa) verfügbare Wärmepumpen	151
Tabelle 36: Stoffwerte (Verdampfungsenthalpie, Wärmeleitkoeffizienten) von Ammoniak im Vergleich zu anderen Kältemitteln	164
Tabelle 37: Daten bezüglich Brennbarkeit/Explosivität für ausgewählte Kältemittel, Quelle: DIN EN 378, Sicherheitsdatenblätter der Kältemittel.....	165
Tabelle 38: Variation der Betriebsparameter für Wärmepumpenberechnung	169

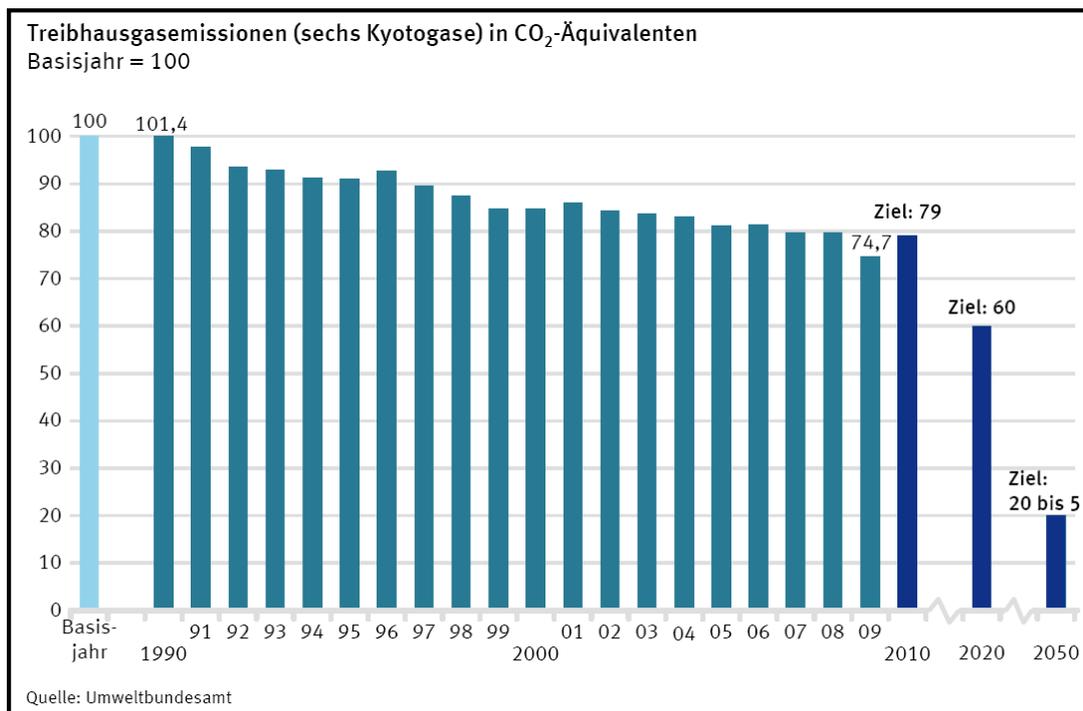
Abkürzungen

AGW	Arbeitsplatz-Grenzwert
AREA	Air Conditioning and Refrigeration European Association
BAFA	Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle
BHKW	Blockheizkraftwerk
BMU	Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit
BWP	Bundesverband Wärmepumpe e.V.
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
COP	Coefficient of Performance
EHPA	European Heat Pump Association
ERPG	Emergency Response Planning Guideline
FKW	Fluorkohlenwasserstoffe (vollständig halogeniert)
GWP	Global Warming Potential (Treibhauspotenzial)
HFKW	Teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe
IHX	Innerer Wärmeübertrager
JAZ	Jahresarbeitszahl
KM	Kältemittel
Kv-Wert	Durchflusskoeffizient eines Ventils
LCCP	Life Cycle Climate Performance
LFL	Untere Explosionsgrenze
MAK	Mittlere Arbeitsplatz-Konzentration
MAP	Marktanreizprogramm
ODP	Ozone Depletion Potential (Ozonabbaupotenzial)
R	Refrigerant
R290	Propan
RI-Schema	Rohrleitungs- und Instrumentenfließschema
SHERHPA	Sustainable Heat and Energy Research for Heat Pump Applications
SPF	Seasonal Performance Factor
TRBS	Technische Regeln für Betriebssicherheit
TRGS	Technische Regeln für Gefahrstoffe
TEWI	Total Equivalent Warming Impact
UBA	Umweltbundesamt
WGK	Wassergefährdungsklasse
WP	Wärmepumpe

1 Zusammenfassung

Auf den Gebäudebereich entfallen rund 40% des deutschen Endenergieverbrauchs und etwa ein Drittel der CO₂-Emissionen [Bundesregierung 2010]. Aus diesem Grund sind in diesem Sektor die Potenziale zur Energie- und CO₂-Einsparung gewaltig. In ihrem Energiekonzept [Bundesregierung 2010] hat die Bundesregierung entsprechende Ziele formuliert, die die geplanten Senkungen des Primärenergieverbrauchs, der Treibhausgasemissionen und die Anteile der erneuerbaren Energien am Bruttoendenergiebedarf festlegen. Abbildung 1 zeigt die Entwicklung der Treibhausgasemissionen seit 1990 und die Ziele bis zum Jahr 2050 [Destatis 2012].

Abbildung 1: Treibhausgasemissionen in Deutschland seit 1990 und Ziele bis 2050 [Destatis 2012]



Die Reserven wichtiger fossiler Energieträger wie Öl und Gas sind begrenzt, und ihre Nutzung ist mit der Emission von Treibhausgasen verbunden. Ein Umstieg auf erneuerbare Energien, die sich als natürliche Energiequellen ständig regenerieren, verringert die energetisch bedingten Emissionen und damit das Ausmaß des Klimawandels [Destatis 2012]. Da ein Teil der von Wärmepumpen bereitgestellten Energie auf erneuerbarer Basis beruht (Nutzbarmachung von Umgebungswärme), gilt diese Art der Wärmeversorgung als umweltschonend.

Die Installation von Wärmepumpen wird bei der Einhaltung bestimmter Kriterien für die Leistungszahlen in Abhängigkeit von der Bauart (siehe Abschnitt 4.3) durch das Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) über das Marktanreizprogramm (MAP) für erneuerbare Energien gefördert [BAFA 2011]. Dies erfolgt unabhängig vom eingesetzten Kältemittel, d.h. die Förderung bezieht nur den indirekten Einfluss des Heizsystems (Primärenergieverbrauch) auf den CO₂-Ausstoß ein.

In Wärmepumpen kommen jedoch überwiegend teilfluorierte Kohlenwasserstoffe (HFKW) zum Einsatz, welche beim Entweichen in die Atmosphäre ein hohes Treibhauspotenzial (Global Warming Potential, GWP) besitzen. Bei einer ganzheitlichen Betrachtung der Treibhausgasemissionen (TEWI, nach [DIN EN 378]) muss dieser direkte Einfluss der Kältemittel-emissionen mit berücksichtigt werden und verschlechtert die CO₂-Bilanz der Wärmepumpe.

Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln haben dieses Problem nicht, da diese Kältemittel kein oder nur ein sehr geringes Treibhauspotenzial besitzen. Trotzdem ist ihr Marktanteil in Europa bisher gering. Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln sollen deshalb in dieser Studie untersucht werden, um sie bei Vorteilen hinsichtlich des TEWI-Wertes stärker in den Fokus der Öffentlichkeit und auch der Herstellerfirmen zu bringen.

Für das Verstehen bestimmter Zusammenhänge werden in der Studie einige thermodynamische und technische Grundlagen vermittelt. Dies betrifft Erläuterungen zu den physikalischen Zusammenhängen ebenso wie Erläuterungen zur Klassifizierung der Wärmepumpen nach Aufgabenstellung, thermodynamischen Grundprozessen, Art der Wärmequellen und Art des verwendeten Kältemittels.

Ebenso wird auf gesetzgeberische Aspekte wie technische Anforderungen (z.B. Dichtheit) und Förderprogramme eingegangen.

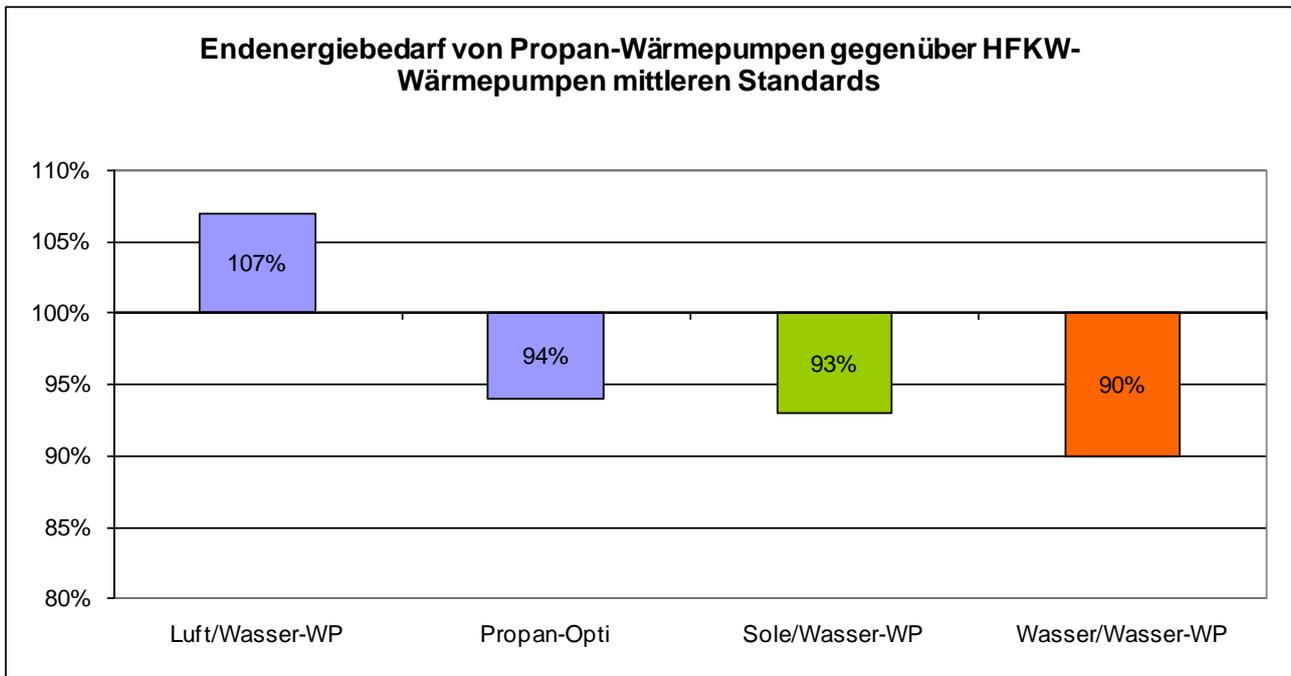
In dieser Studie werden verschiedene Hauswärmepumpensysteme für die Wärmequellen Luft, Erdreich und Wasser mit natürlichen und mit HFKW-Kältemitteln untersucht und verglichen. Die theoretischen Untersuchungen erfolgen aus energetischen, ökologischen und ökonomischen Gesichtspunkten, um den aktuellen Stand von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln aufzuzeigen, daraus eventuelle Hemmnisse für eine breitere Positionierung im Wärmepumpenmarkt zu erkennen und wenn möglich entsprechende Maßnahmen abzuleiten, um natürliche Kältemittel im Wärmepumpensektor zu etablieren.

Die energetischen Untersuchungen zeigen, dass die recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln (Betrachtungen nur für R290 – Propan durchgeführt) den HFKW-Wärmepumpen minimalen Standards entsprechen. Die ermittelten Jahresarbeitszahlen liegen hier im gleichen Bereich, was bedeutet, dass bei den recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in der Praxis mit einem höheren Energieverbrauch zu rechnen ist, da der Durchschnitt der HFKW-Wärmepumpen bessere Arbeitszahlen aufweist. Die Gründe sind hier in dem Sachverhalt zu suchen, dass in den letzten Jahren wenig Entwicklungsarbeit zur Effizienzverbesserung bei Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln geleistet wurde. Demzufolge standen zum Untersuchungszeitpunkt nur wenige Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln zur Verfügung, welche i.d.R. Propan als Arbeitsmedium verwendeten. Demgegenüber stecken in Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln sehr viele Entwicklungsaktivitäten, welche stetige Effizienzverbesserungen bewirkten. Um dieses Missverhältnis im Stand der Technik zwischen HFKW-Wärmepumpen und Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln auszugleichen, wird für diese Studie zusätzlich eine Wärmepumpe mit Propan als Kältemittel ausgelegt („Propan-Opti“) und in die vergleichenden Betrachtungen aufgenommen. Als Ergebnis ergeben sich bessere Jahresarbeitszahlen als der mittlere Standard bei HFKW-Wärmepumpen, nahezu so gut wie der Durchschnitt der 11 besten recherchierten Geräte der BAFA-Liste mit HFKW-Kältemitteln. Durch eine die Studie ständig begleitende Recherche konnten nach Fertigstellung der Berechnungen weitere, neue Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel gefunden werden, die zum aktuellen Zeitpunkt auf dem Markt verfügbar sind. Eine Neuermittlung der mittleren Leistungszahlen unter zusätzlicher Berücksichtigung dieser Wärmepumpen ergibt für den Prüfpunkt A2/W35 einen mittleren COP von 3,62. Dieser COP entspricht dem Wert der theoretisch ausgelegten „Propan-Opti“ mit 3,65, weshalb die Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ als Repräsentant des aktuellen Standes im Bereich der Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel angesehen werden kann. Im Bereich der Sole-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ist der theoretische Endenergiebedarf geringer als der der durchschnittlichen HFKW-Wärmepumpen und entspricht den Werten der besten HFKW-Wärmepumpen dieses Bereiches. Es ist also hier durch den Einsatz von

Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ein geringerer Endenergieverbrauch, gemessen an dem Durchschnitt der Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln, zu erwarten. Ähnlich sieht es bei den Wasser-Wasser-Wärmepumpen aus. Hier liegt der ermittelte Endenergiebedarf ebenfalls deutlich unter dem mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen, im Bereich der besten Geräte mit HFKW-Kältemitteln. Auch hier ist also mit einem geringeren Energieverbrauch in der Praxis zu rechnen. Es ist jedoch darauf hinzuweisen, dass die Datenlage für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln sehr gering ist. Da die verwendeten Leistungszahlen aber z.T. entsprechend der Prüfnorm DIN EN 14511 bestätigt sind, zeigt dies, dass Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln diese Werte erreichen und deshalb auch als Vergleich dienen können.

Insgesamt ergeben die Berechnungen des Endenergiebedarfs inkl. Hilfsenergie für Nebenaggregate, dass die zum Untersuchungszeitpunkt recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ca. 7% mehr Energiebedarf im Vergleich zum mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen gleicher Wärmequelle benötigen, Sole-Wasser-Wärmepumpen ca. 7% weniger und Wasser-Wasser-Wärmepumpen ca. 10% weniger. Mit der optimierten Propan-Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ ergibt sich ein geringerer Endenergiebedarf von ca. 6%. Es kann also festgehalten werden, dass unabhängig von der verwendeten Wärmequelle bei Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel ein geringerer Endenergiebedarf zu erwarten ist als im Vergleich zum Durchschnitt der Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln. Der berechnete Endenergiebedarf liegt im Bereich der besten HFKW-Wärmepumpen. Dabei wird davon ausgegangen, dass die theoretisch berechnete Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ den aktuellen Stand der auf dem Markt verfügbaren Wärmepumpen mit Propan darstellt.

Abbildung 44: Relativer Endenergiebedarf von Propan-Wärmepumpen im Vergleich zum mittleren Standard von Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln und gleicher Wärmequelle

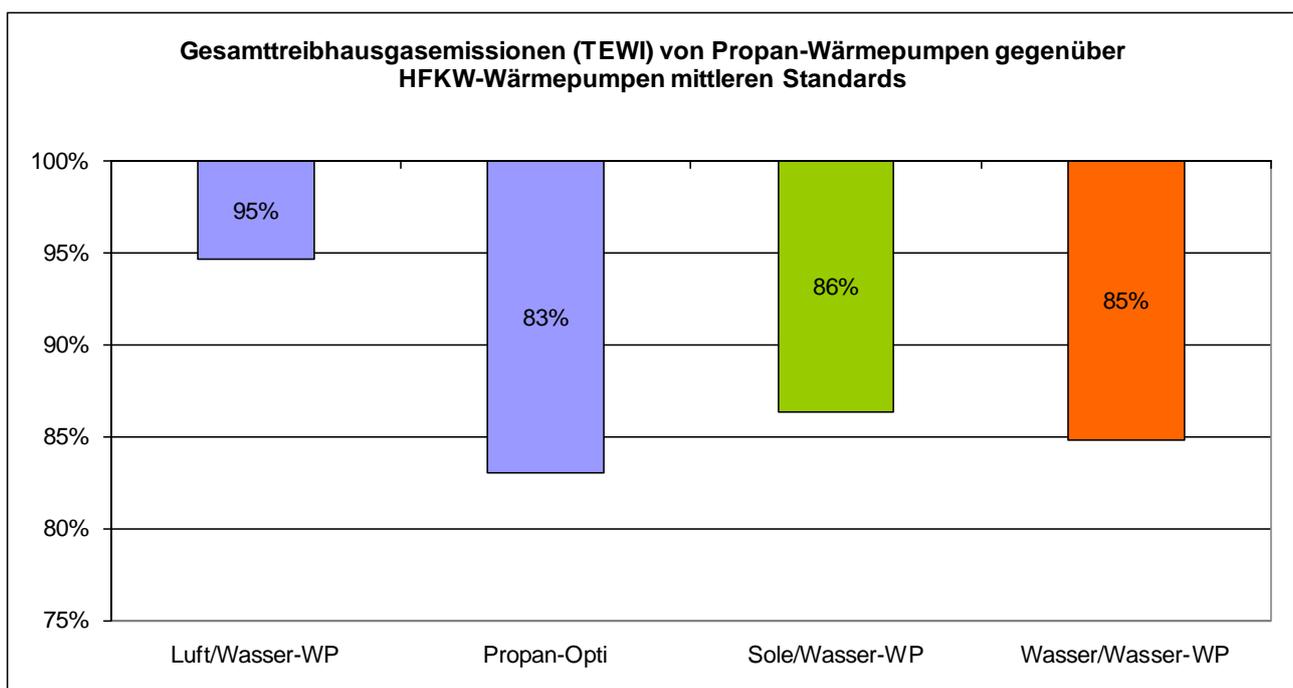


Durch den Einsatz von Kältemitteln entstehen neben den spezifischen CO₂-Emissionen, welche bei der Stromerzeugung zum Antrieb der Wärmepumpen anfallen, noch weitere direkte Emissionen durch das Kältemittel selbst. Diese werden in Form von CO₂-Äquivalenten ausgedrückt und zusammen mit den CO₂-Emissionen der Stromerzeugung zu einem Wert

zusammengefasst (TEWI-Wert). Durch natürliche Kältemittel können die Auswirkungen auf die Umwelt beim Betrieb von Wärmepumpen reduziert werden. Für die zum Berechnungszeitpunkt recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen liegen die Werte der gesamten Treibhausgasemissionen (TEWI) im Vergleich zum mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen bei ca. 95% zwischen 85% und 99%. Der ökologische Vorteil ist hier also nicht immer signifikant und im Vergleich zu den besten Geräten mit HFKW-Kältemitteln können die gesamten Emissionen sogar höher sein. Ursache hierfür ist der hohe Anteil der indirekten Emissionen, welche sich aus dem Elektroenergiebedarf ergeben. Durch die besseren Jahresarbeitszahlen der derzeit am Markt verfügbaren Wärmepumpen, dargestellt durch die theoretisch ausgelegte Propan-Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“, können die indirekten Emissionen deutlich verringert werden und somit kann für jeden untersuchten Punkt der ökologische Vorteil nachgewiesen werden.

Im Vergleich zum mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen (s. Abbildung 46) betragen die gesamten Treibhausgasemissionen (TEWI) ca. 83% mit einem Bereich von 77% bis 86%. Gegenüber den vergleichbar besten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln sinken die berechneten Gesamtemissionen immer noch auf ca. 89% zwischen 81% und 93%. Somit kann durch aktuelle, optimierte Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel das gesamte Treibhauspotenzial etwa zwischen 7% bis 23% reduziert werden, wobei bei besser gedämmten Gebäuden, also bei geringerem Heizenergiebedarf, das Reduktionspotenzial größer ist. Ähnlich sieht es im Bereich der Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen aus, wo die Jahresarbeitszahlen besser sind als der Durchschnitt der HFKW-Wärmepumpen und im Bereich der besten Geräte der jeweiligen Kategorie liegen. Hier sind die Gesamtemissionen deutlich unterhalb des mittleren Standards der HFKW-Wärmepumpen und auch unter denen der Top-Geräte. Für Sole-Wasser-Wärmepumpen liegen die Emissionen bei ca. 86% in einem Bereich von 83-88% und für Wasser-Wasser-Wärmepumpen bei ca. 85% zwischen 82-86% im Vergleich zum mittleren Standard der gleichen Wärmequelle. Im Schnitt sind hier also die gesamten Emissionen ca. 15% geringer.

Abbildung 46: Relative Gesamtreibhausgasemissionen von Propan-Wärmepumpen im Vergleich zum mittleren Standard von Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln gleicher Wärmequelle



Der ökologische Vorteil von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln wird also im Wesentlichen durch die indirekten Emissionen, welche vom Elektroenergieverbrauch und damit von der Jahresarbeitszahl abhängen, beeinflusst. Dabei wirkt sich bei Anlagensystemen mit geringerem Endenergiebedarf, wie z.B. bei Gebäuden mit einem höherem Dämmstandard, der Einsatz einer Wärmepumpe mit natürlichen Kältemitteln ökologisch günstiger aus. Aber auch der direkte Emissionsanteil des Kältemittels selbst ist bei HFKW-Kältemitteln nicht zu vernachlässigen. Für die untersuchten Anlagensysteme mit HFKW-Kältemitteln erhöht sich der indirekte Anteil um einen Faktor von 1,04 bis 1,26 (s. Abbildung 47). Also bis zu 26% zusätzliche Emissionen je Kilowattstunde Endenergie können durch den Einsatz von HFKW-Kältemitteln verursacht werden. Der Anteil wird dabei wiederum größer, je geringer der Endenergiebedarf ist, also mit zunehmendem Dämmstandard und mit höherem technischem Stand der Anlagen. Entscheidend für die Verbesserung der ökologischen Effizienz ist also nicht nur der technische Stand der eingesetzten Wärmepumpe, sondern auch der technische Stand des Gebäudes und der ausgeführten Anlage. Da die Gebäude immer besser gedämmt werden und auch die entsprechenden Anlagenteile wie Rohrleitungen, geht der Trend zu einem immer geringeren Endenergiebedarf. Dies macht deutlich, dass die zusätzlichen direkten Emissionen der Kältemittel einen immer größeren Einfluss auf die Gesamtbilanz haben werden und somit der Einsatz von natürlichen Kältemitteln nur folgerichtig ist.

Die wirtschaftlichen Untersuchungen zeigen, dass die geringsten Kosten bei Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln mittleren Standards zu erwarten sind. Dies ist hauptsächlich auf die geringeren Investitionskosten zurückzuführen und hier speziell auf die geringeren Kosten der Wärmequellenerschließung. Ansonsten verursachen Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln insgesamt in etwa die gleichen Lebenszykluskosten über 18 Jahre ($\pm 8\%$), unabhängig von der Wärmequelle. Die Wärmepumpen mit den besten Jahresarbeitszahlen gleichen dabei ihre höheren Investitionskosten durch geringere verbrauchsgebundene Kosten wieder aus. Die Kosten für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln sind hingegen etwas höher abzuschätzen als der Standard mit HFKW-Kältemitteln. Insbesondere die Investitionskosten verursachen höhere kapitalgebundene Kosten, die bei Luft-Wasser-Wärmepumpen zwischen 13-24% und bei Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen ca. 13-14% im Vergleich zum mittleren Standard betragen können. Insgesamt betragen die errechneten Mehrkosten im Jahr zwischen 11% und 17% für die recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen bzw. zwischen 5% bis 10% für die Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ (aktuell verfügbarer Stand) und zwischen 7% bis 13% bei Sole-Wasser- und 5% bis 11% bei Wasser-Wasser-Wärmepumpen. Die Ermittlung erfolgte mit einer Teuerungsrate von 1,3%/a und 0,4 %/a für die verbrauchsgebundenen Kosten.

Ein weiteres Bewertungskriterium sind die CO₂-Vermeidungskosten, wobei als Bezugssystem die Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln mittleren Standards gewählt wurden. Der kleinste Wert der CO₂-Vermeidungskosten wurde für Wasser-Wasser-Wärmepumpen mittleren Standards mit HFKW-Kältemitteln bei einem höheren Heizwärmebedarf (ab etwa 19000 kWh/a für Raumheizung und Trinkwassererwärmung) ermittelt und liegt bei 0,06 €/kgCO₂. In einem Bereich von 9000 kWh/a bis 19000 kWh/a konnten die geringsten CO₂-Vermeidungskosten für die HFKW-Sole-Wasser-Wärmepumpen mittleren Standards berechnet werden (0,30 €/kgCO₂ bis 0,12 €/kgCO₂).

Aber auch die Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln können eine gute Alternative darstellen. Insbesondere die Verbesserung der Jahresarbeitszahlen der aktuell verfügbaren Luft-Wasser-Wärmepumpen, wiedergegeben durch die theoretisch ausgelegte Wärmepumpe „Propan-Opti“, führt zur deutlichen Absenkung der CO₂-Vermeidungskosten. Die „Propan-Opti“ weist gerade im niedrigen Bereich des Heizwärmebedarfs für Raumheizung und

Trinkwassererwärmung bis etwa 9000 kWh/a die im Vergleich zu allen anderen Systemen geringsten CO₂-Vermeidungskosten auf. Hierbei werden Werte von 0,37 €/kgCO₂ für 9250 kWh/a und 0,45 €/kgCO₂ für 5250 kWh/a ermittelt.

Zusammenfassend sind in der folgenden Tabelle die Ergebnisse der energetischen, ökologischen und wirtschaftlichen Bewertung der untersuchten Wärmepumpen übersichtlich dargestellt. Ergänzt wird die Tabelle um die CO₂-Vermeidungskosten. Dabei wird der Vergleich der einzelnen Wärmepumpensysteme mit natürlichen Kältemitteln zum jeweiligen mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen mit gleicher Wärmequelle durchgeführt. Ein Vergleich der Wärmepumpensysteme mit natürlichen Kältemitteln zur Luft-Wasser-Wärmepumpe mit HFKW-Kältemittel mittleren technischen Standards ergibt die gleichen Ergebnisse wie in Tabelle 30 dargestellt.

Tabelle 30: Ergebnisse der Untersuchungen für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im Vergleich zum mittleren Standard der jeweiligen HFKW-Wärmepumpen der gleichen Wärmequelle

Kriterium	Luft-Wasser - WP	Propan-Opti	Sole-Wasser - WP	Wasser-Wasser - WP
energetisch	-	+	+	+
ökologisch	+	+	+	+
ökonomisch	-	-	-	-
CO ₂ -Vermeidungskosten	-	-	-	-

Es ist zu erkennen, dass unabhängig von der Wärmequelle durch den Einsatz von natürlichen Kältemitteln sowohl energetisch als auch ökologisch bessere Ergebnisse („+“) erzielt werden können, wenn man berücksichtigt, dass die Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ die aktuell verfügbaren Wärmepumpen am Markt repräsentiert. Sowohl im Vergleich zum mittleren technischen Stand der HFKW-Wärmepumpen der jeweiligen Wärmequelle, als auch zum mittleren technischen Stand der Luft-Wasser-Wärmepumpe mit HFKW-Kältemittel stellen die Wärmepumpen mit dem natürlichen Kältemittel Propan die bessere Alternative dar. Bei den zum Untersuchungszeitpunkt recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ist hingegen das Ergebnis aus energetischer Sicht schlechter („-“). Da aktuelle Recherchen jedoch zeigten, dass seit Herbst 2012 bessere Wärmepumpen verfügbar sind, die den Werten der „Propan-Opti“ entsprechen, ist hier also eine deutliche Verbesserung zu verzeichnen. Aufgrund der höheren Investitionskosten von Propan-Wärmepumpen sind die Ergebnisse der ökonomischen Bewertung für alle 3 Wärmequellen Luft, Erdreich und Wasser schlechter („-“), was auch die CO₂-Vermeidungskosten negativ beeinflusst. Wenn die Investitionskosten der Hauptkomponente Wärmepumpe durch beispielsweise einen höheren Absatz gesenkt werden können, dann besteht für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln eine sehr gute Marktchance. Auch wenn der Strompreis deutlich stärker als die angenommenen 0,4% bzw. 1,3% pro Jahr steigt, sinken die CO₂-Vermeidungskosten bei den energetisch günstigen Propan-Wärmepumpen überproportional und können unter Umständen sogar negative Werte annehmen. Zu beachten ist auch, dass energetisch optimierte Luft-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW (HFKW Max) noch höhere CO₂-Vermeidungskosten haben als die untersuchten Propan-Wärmepumpen der gleichen Wärmequelle. Im Vergleich zu diesen Systemen haben Wärmepumpen mit Kohlenwasserstoffen neben einem klaren ökologischen auch einen ökonomischen Vorteil.

Sowohl aus der Auswertung der Literatur als auch aus den Umfrageergebnissen unter Herstellern für Hauswärmepumpen lassen sich Schwerpunkte für die Markthemmnisse für

Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln

Hauswärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in verschiedenen Kategorien zusammenfassen.

- Markthemmnisse durch Rechtsvorschriften und Normen:
 - Die DIN EN 378 [DIN 2012] als harmonisierte europäische Norm legt die Anforderungen an Herstellung, Aufstellung und Betrieb von Kälteanlagen und Wärmepumpen fest. Es gilt die Konformitätsvermutung, dass bei Einhaltung der DIN EN 378 auch die Richtlinie 2006/42/EG über Maschinen (Maschinenrichtlinie), die Richtlinie 97/23/EG über Druckgeräte (Druckgeräterichtlinie) und die Richtlinie 2004/108/EG über die elektromagnetische Verträglichkeit (EMV-Richtlinie) erfüllt sind. Hersteller von Kälteanlagen/Wärmepumpen orientieren sich deshalb vordergründig an dieser Norm, denn die europäischen Richtlinien sind über das Produktsicherheitsgesetz und die zugehörigen Verordnungen in nationales Recht überführt. Laut DIN EN 378 sind je nach Sicherheitsgruppe des verwendeten Kältemittels spezielle Randbedingungen zu beachten (Füllmenge, Aufstellungsort, Verbindungstechniken etc.) Diese Bedingungen sind für FKW/HFKW einfacher einzuhalten, da die meisten dieser Kältemittel der Sicherheitsgruppe A1 (nicht brennbar, geringe Toxizität) und nur einige der Sicherheitsgruppe A2 (geringe Brennbarkeit, geringe Toxizität) angehören.
 - Propan hat eine höhere Brennbarkeit, aber eine geringe Toxizität (Sicherheitsgruppe A3). Die Normen legen maximale Füllmengen für die Raumaufstellung fest. Weitere Randbedingungen beziehen sich auf Gehäuse als Maschinenraum mit Be- und Entlüftung, die Aufwand und Kosten in die Höhe treiben.
 - Ammoniak ist gering brennbar und hat eine höhere Toxizität (Sicherheitsgruppe B2). Eine Innenaufstellung ist damit sehr schwierig zu realisieren, eine Außenaufstellung erfordert auch weitere Maßnahmen (Schutz der Umgebung). Ammoniak hat eine große Alarmwirkung durch den stechenden Geruch schon bei geringen, relativ ungefährlichen Konzentrationen. Dies kann dazu führen, dass schon bei sehr geringen Leckagen Fehlalarme ausgelöst werden.
 - CO₂ ist nicht brennbar und hat eine geringe Toxizität (Sicherheitsgruppe A1), aber eine hohe Drucklage. Die hohe Drucklage bringt meist eine andere Einstufung nach Druckgeräterichtlinie [EG 1997] mit sich. Damit sind deutlich kompliziertere Konformitätsbewertungsverfahren und –nachweise erforderlich. Auch an die Qualitätskontrolle werden in diesem Fall hohe Anforderungen gestellt (z.B. Prüfung von Schweißnähten etc.).
 - Kältemittel der Sicherheitsgruppe A2 (geringe Brennbarkeit) müssen prinzipiell nach den gleichen Vorschriften wie Kältemittel der Sicherheitsgruppe A3 behandelt werden. Im Falle der Aufstellräume und Füllmengen kommt aber die deutlich höhere untere Explosionsgrenze (LFL) zum Tragen und sorgt dafür, dass die Räume deutlich kleiner bzw. die Füllmengen deutlich größer sein können als bei Kältemitteln der Sicherheitsgruppe A3.
 - Die Hauptaussagen der Normen beziehen sich auf Füllmengenbeschränkungen und Anforderungen an Komponenten, Rohre, Verbindungen, Druckbehälter etc. Lösungen sind meist möglich, vergrößern aber den Aufwand und damit die Kosten dieser Systeme. So gesehen führen diese Anforderungen nur indirekt zu Markthemmnissen, indem sie die Systeme verteuern.

- VDMA-Einheitsblätter sind eine gute Ergänzung zur europäischen Normung. Für den Betrieb von Kälteanlagen und Wärmepumpen mit CO₂ und brennbaren Kältemitteln der Sicherheitsgruppe A3 (nach DIN EN 378) sind aktuell neue Einheitsblätter entwickelt worden [VDMA 2011] [VDMA 2012]. Diese sollen Herstellern, aber vor allem Betreibern Hilfestellungen für die Konstruktion und den Betrieb von Kälteanlagen und Wärmepumpen mit den jeweiligen Kältemitteln unter Beachtung der Sicherheitsnormen geben. Für Hauswärmepumpen haben diese Einheitsblätter aber nur informativen Charakter, da Betreiber im Sinne dieser Einheitsblätter Unternehmen sind, die die Kälteanlagen ihren Mitarbeitern als (sichere) Arbeitsmittel zur Verfügung stellen müssen. Deshalb sind sie eher für Industrie-Wärmepumpen interessant.
- Anwendungstechnische Markthemmnisse:
 - Schwierige Beschaffung von Komponenten: Dies gilt vor allem für die Verdichter. Aus der Literaturoswertung ist ersichtlich, dass sich die Hersteller hier um Fortschritte bemühen, die Befragung der WP-Hersteller zeigt aber, dass hier noch Nachholbedarf besteht. Andererseits gibt es auch positive Beispiele, bei denen die Hersteller keine Probleme mit der Komponentenbeschaffung signalisierten [Niemann 2012]. Die fehlende Vielfalt bei der Komponentenauswahl ist aber auch hier zu nennen. Diese verhindert auch wesentlich die notwendige Weiterentwicklung und Optimierung, so dass hocheffiziente Produkte derzeit eher selten sind. Die meisten WP-Verdichter sind standardmäßig nicht für Propan freigegeben. Copeland-Scroll-Verdichter, die von WP-Herstellern als verwendete Verdichter angegeben werden, findet man auf den offiziellen Seiten des Verdichterherstellers nicht für R290. Bei der Firma Danfoss findet man folgenden Hinweis: „Aufgrund des erhöhten Risikos beim Umgang mit brennbaren Kältemitteln ist es notwendig, einen formellen Vertrag zu unterzeichnen, der unter anderem besagt, dass sich der Anwender (Anlagenbauer) der Risiken bewusst ist und über das notwendige Fachwissen verfügt, Einheiten mit brennbaren Kältemittel zu fertigen, reparieren oder zu warten“. Solche Sätze sind für potentielle Anwender eher abschreckend. Auch bei Danfoss findet man offiziell nur die kleinen Hubkolbenverdichter für Propan.
Für (elektronische) Einspritzventile gibt es maximal auf Anfrage eine Freigabe für Propan [Honeywell 2012]. Lediglich für die Wärmeübertrager (Verdampfer, Verflüssiger) sind in der Regel keine besonderen Freigaben notwendig. Hier ist nur die ggf. veränderte Auslegung zu beachten.
 - Zu hohe Preise für die Komponenten: Da sehr viele Komponenten für die natürlichen Kältemittel nicht zum Standardprogramm der Lieferanten gehören, sind die Preise teilweise deutlich höher als für vergleichbare herkömmliche Komponenten.
 - Relativ kompliziertes Konformitätsbewertungsverfahren: Hochdruckkältemittel oder brennbare Kältemittel erfordern nach Druckgeräterichtlinie bzw. Maschinenrichtlinie ein deutlich komplizierteres Konformitätsbewertungsverfahren. Dies äußert sich in deutlich mehr zu

beachtenden weiteren Normen und umfangreicheren Dokumentationen, Risikobeurteilungen etc.

- CO₂ ist thermodynamisch bedingt für den Einsatz in reinen Heizungswärmepumpen weniger geeignet, für die Warmwasserbereitung besitzt es jedoch energetische Vorteile. Unter bestimmten Umständen (z.B. hoher Warmwasserbedarf bei niedrigem Heizungsbedarf im Passiv- oder Niedrigstenergiehaus) kann eine kombinierte Heizungs-Warmwasser-Wärmepumpe mit CO₂ energieeffizient betrieben werden.
- Ordnungspolitische Markthemmnisse durch die aktuelle Förderpolitik:
 - Die Preise für fluorierte Kältemittel sind nicht durch Steuern künstlich erhöht, wie es in anderen Ländern (Dänemark, Slowenien, Norwegen, Australien) bereits üblich ist.
 - Es gibt keine spezielle Förderung von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln.
 - Damit existieren momentan wenige Anreize, eine laufende Produktion umzustellen.
 - Momentan gibt es keine Verbote bei der Verwendung von fluorierten Kältemitteln in Wärmepumpen.
- Markthemmnisse durch mangelnde Kundenakzeptanz:
 - Für viele Kunden sind die Investitionskosten immer noch das entscheidende Kaufkriterium. Hier sind Wärmepumpen mit FKW/HFKW im Vorteil, da aufgrund der Vielzahl der Hersteller von Anlagen und Komponenten die Konkurrenzsituation erheblich ist. Auch sind Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln durch die schon beschriebenen teureren Komponenten insgesamt teurer.
 - HFKW werden in vielen Werbebroschüren der Wärmepumpenhersteller als umweltfreundliche Kältemittel angepriesen, da sie kein Ozonzerstörungspotenzial besitzen. Die sehr hohen Treibhausgasemissionen (GWP), die bei einer Freisetzung des Kältemittels entstehen, werden nicht erwähnt.
 - Propan-WP wurden bis vor kurzem nur als Außenluft-WP für die Außenaufstellung angeboten. Dies schränkte die Möglichkeiten der Anwender ein, die entweder keine Möglichkeit der Außenaufstellung haben oder sich aus anderen Gründen eher für die Aufstellung im Innenraum entschieden haben.
 - Viele Kunden haben Sicherheitsbedenken bezüglich der Brennbarkeit/Explosionsgefahr.

Die durch Auswertung von Literatur als auch aus den Umfrageergebnissen unter Herstellern für Hauswärmepumpen identifizierten Maßnahmen zur Beseitigung bzw. Verringerung von Markthemmnissen für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln sind:

Hilfe bei der sicherheitstechnischen Betrachtung geben mehr als die Hälfte der Hersteller von Wärmepumpen an, damit sie die Herstellung von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in Erwägung ziehen würden. Bezüglich der Sicherheit gibt es prinzipiell keine unlösbaren

Probleme. Selbst für eine Innenaufstellung sind mit einem gewissen technischen Aufwand Lösungen zu finden, die sowohl sicher sind als auch den aktuellen Richtlinien entsprechen. Der teilweise Einsatz von ex-geschützten Komponenten (Steuerung, Lüfter) in Kombination mit einer Gasdetektion kann die Maschinen sicher machen.

Von anwendungstechnischer Seite muss die Vielfalt der Komponenten verbessert und deren Kosten gesenkt werden. Da gegenwärtig nur geringe bzw. nicht ausreichend große Stückzahlen dieser Erzeugnisse angefragt werden, sind kostenaufwendige Zulassungen der Komponenten für brennbare Kältemittel offensichtlich nicht rentabel. Entsprechend den marktwirtschaftlichen Regeln würde sich an dieser Marktsituation etwas ändern, wenn entsprechend größeres Absatzpotenzial für die Komponentenhersteller erkennbar wird.

Politik und Gesetzgebung können einen großen Beitrag zur Verringerung von Markthemmnissen leisten. Eine Novellierung des Marktanreizprogramms hin zu einer stärker ökologisch orientierten Förderung wäre sinnvoll. Dies könnte so aussehen, dass nicht nur ein Grenzwert für die Förderung entscheidend ist, sondern dass die Höhe der Förderung z.B. abhängig vom TEWI-Wert der gesamten Anlage gemacht wird. Dies würde bedeuten, dass sowohl die energetische Effizienz (als Maß für den indirekten Anteil an den Treibhausgasemissionen) als auch die direkten Kältemittellemissionen (anhand statistisch fundierter Annahmen zu den Kältemittelverlusten während des Betriebs und der Entsorgung) in die Bewertung mit einfließen und so die diesbezüglich besten Maschinen die höchste Förderung erhalten.

Alle Maßnahmen gemeinsam sollten dazu führen, dass die Kundenakzeptanz weiter steigt. Für die meisten Kunden ist die Höhe der Investitions- und Betriebskosten ihrer Heizungsanlage das wichtigste Entscheidungskriterium. Durch Unterstützung der Hersteller im Entwicklungs- und Produktionsprozess, in der Zulieferkette und durch flankierende politische Maßnahmen von Restriktionen und Förderung kann hier entscheidend dazu beigetragen werden, Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln auch kostenmäßig konkurrenzfähig zu machen.

Bei Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln, die sehr geringe GWP-Werte aufweisen, wird die TEWI-Bilanz im Wesentlichen durch den Energieverbrauch als indirekten Effekt beeinflusst. Die TEWI-Bilanz HFKW-freier Wärmepumpen kann durch eine Vielzahl von Möglichkeiten verbessert werden:

Bereits durch sorgfältige Planung und Auslegung sowie durch die Verwendung optimaler Komponenten bei der Herstellung kann die Energieeffizienz der Anlagen von vornherein maßgeblich verbessert werden.

Darüber hinaus gibt es zusätzliche Maßnahmen, die für spezielle Schaltungsarten bzw. Varianten des Kältekreislaufs oder bei speziellen Kältemitteln zur energetischen Verbesserung der Prozesse verwendet werden können. Hier wurden im Einzelnen speziell für den Einsatz von natürlichen Kältemitteln folgende Möglichkeiten beschrieben:

- ECO-System
- Innerer Wärmeübertrager (IHX)
- Innerer Wärmeübertrager (IHX) bei überkritischen CO₂-Kälteprozessen
- Optimale Gaskühler-Austrittstemperatur beim überkritischen CO₂-Kälteprozess
- Optimale Kältemittelfüllung beim überkritischen CO₂-Kälteprozess
- Expansionsmaschinen und Ejektoren

- Expansionsmaschinen speziell für CO₂-Kältekreisläufe
- Kaskadenschaltungen

Einige der beschriebenen Maßnahmen (ECO-System für Schraubenverdichter, IHX, Kaskadenschaltungen) sind in der Praxis gut eingeführt und bereits Stand der Technik, andere hingegen befinden sich noch auf dem Niveau von Forschung und Entwicklung bzw. werden gegenwärtig üblicherweise nur im sehr großen Leistungsbereich eingesetzt (Expansionsmaschinen, Ejektoren).

Für einige der Maßnahmen (IHX) sind fallspezifische bzw. kältemittelspezifische Prüfungen erforderlich, um die Vor- und Nachteile gegeneinander abzuwägen und somit die Sinnhaftigkeit zu ermitteln.

Wie eingangs beschrieben gilt in jedem Fall, dass bereits möglichst bei Planung und Auslegung der Anlagen auch die optimale Verwendung dieser genannten zusätzlichen Maßnahmen betrachtet werden sollte.

Wärmepumpen werden in der Industrie vermehrt für die Bereitstellung von Raum- und Prozesswärme eingesetzt und gewinnen auch in Nahwärmenetzen eine immer größere Bedeutung. Im Zusammenhang mit der Nutzung von Abwärme aus industriellen Prozessen oder aber auch durch die Nutzung der kalten Seite zu Klimatisierungs- oder Kühlzwecken stellen sie eine ausgezeichnete Alternative zu herkömmlichen Heizsystemen dar.

Für alle Industrierärmepumpen gilt, dass der sinnvolle Einsatz anhand der gegebenen Randbedingungen zu prüfen ist. So ist die Effizienz der Wärmepumpe vor allem vom Temperaturniveau der Wärmequelle und Wärmesenke abhängig. Je näher diese Temperaturniveaus beieinander liegen, desto höher sind die erreichbaren Leistungszahlen (siehe Ausführung in Abschnitt 8.3.2). Die ökologische Bewertung kann über den TEWI erfolgen, in welchen vor allem auch die CO₂-Bilanz der Energieerzeugung eingeht. Der vermehrte Einsatz von Strom aus erneuerbaren Energien hilft den Wärmepumpen zu immer besseren ökologischen Bilanzen – vor allem auch im Vergleich zu konventionellen Heizsystemen.

Die Markthemmnisse von Industrierärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln beziehen sich hauptsächlich auf die relativ hohen Investitionskosten und die erforderlichen Randbedingungen (Wärmequelle, Wärmesenke).

Es muss immer berücksichtigt werden, auf welchem Temperaturniveau die Wärme benötigt wird (Raumwärme, Prozesswärme, Warmwasser in unterschiedlichen Temperaturen) und welche Wärmequellen genutzt werden können (Außenluft, Erdreich, Abwärme aus Prozessen). Hier sind den Wärmepumpen technische Grenzen gesetzt (verfügbare Kältemittel für die benötigten Temperaturen, Gütegrade der einzusetzenden Verdichter, Freigabe für spezielle Randbedingungen, Herkunft des zum Antrieb benötigten Stroms und damit primärenergetische Effizienz).

Der Anteil der Industrierärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ist höher als bei den Hauswärmepumpen. Trotz der meist höheren Kosten und annähernd vergleichbarer Jahresenergieverbräuche gehören sie in verschiedenen Branchen und bei ausgewählten Kunden zum Stand der Technik. Vorteile haben diese Wärmepumpen dadurch, dass Sie nicht unter die Chemikalien-Klimaschutzverordnung [ChemKlimaschutzV] fallen und damit regelmäßige Dichtheitsprüfungen und das Führen eines speziellen Anlagenlogbuchs entfallen. Vor allem speziell projektierte und ausgelegte Anlagen weisen sehr gute Leistungszahlen auf.

In der Industrie ist durch die mögliche Nutzung größerer Speicher auch die Einbindung in intelligente Stromnetze (englisch: Smart Grid) zur Nutzung überschüssigen EE-Stroms gegeben. Gerade auch im Bürogebäudesektor lassen sich große Energiemengen durch Speicherung im Gebäude (Bauteilaktivierung) nutzen.

Um die Möglichkeit des Einsatzes von Ammoniak in Wärmepumpen kleinerer Leistungsgrößen aufzuzeigen, wurde für diese Studie auch eine Luft/Wasser-Wärmepumpe mit dem Kältemittel Ammoniak für Gebäudeheizung im Leistungsbereich von 10 kW ausgelegt und konzipiert. Dafür wurden Schaltschema und Bauteilliste erstellt. Die Verfügbarkeit der notwendigen Anlagenkomponenten wurde geprüft und die technische Machbarkeit einer solchen Anlage nachgewiesen.

Theoretisch wurden die mit der konzipierten Ammoniak-Wärmepumpe erreichbaren Leistungsziffern (COP-Werte) für mehrere Varianten ermittelt. Die COP-Werte hängen im Wesentlichen von konkreten Einsatzbedingungen (Verdampfungs-, Verflüssigungsparameter), auch von der Qualität der Kältemittel-Verdichtung (Liefergrad, innerer Wirkungsgrad) ab. Die COP-Werte von Ammoniak-Anlagen liegen höher als bei vergleichbaren konventionellen Wärmepumpen mit üblichen HFKW-Kältemitteln.

Die Studie enthält auch die Anforderungen zur Aufstellung einer Ammoniak-Wärmepumpe sowie zu zusätzlichen Sicherheitsmaßnahmen. Diese Forderungen sind höher als bei vergleichbaren HFKW-Wärmepumpen. Denn Ammoniak ist toxisch und gering brennbar und wird deshalb in die Sicherheitsgruppe B2 eingeordnet. Bei einer üblichen Kältemittelfüllmenge für eine Ammoniak-Wärmepumpe zur Gebäudeheizung ergibt sich zwangsläufig die Notwendigkeit einer Aufstellung im Freien bzw. in einem besonderen Maschinenraum ohne Personenaufenthalt.

Für die konzipierte Ammoniak-Wärmepumpe wurde eine Kostenschätzung vorgenommen. Außerdem ist eine Kostenabschätzung von zusätzlichen Bauteilen (im Wesentlichen Messtechnik) für eine begleitende wissenschaftliche Untersuchung ausgewiesen.

Ammoniak-Wärmepumpen im kleinen Leistungsbereich sind in der Herstellung teurer und damit unrentabler als konventionelle Wärmepumpen mit üblichen HFKW-Kältemitteln. In der Energieeffizienz sind Ammoniak-Anlagen jedoch günstiger.

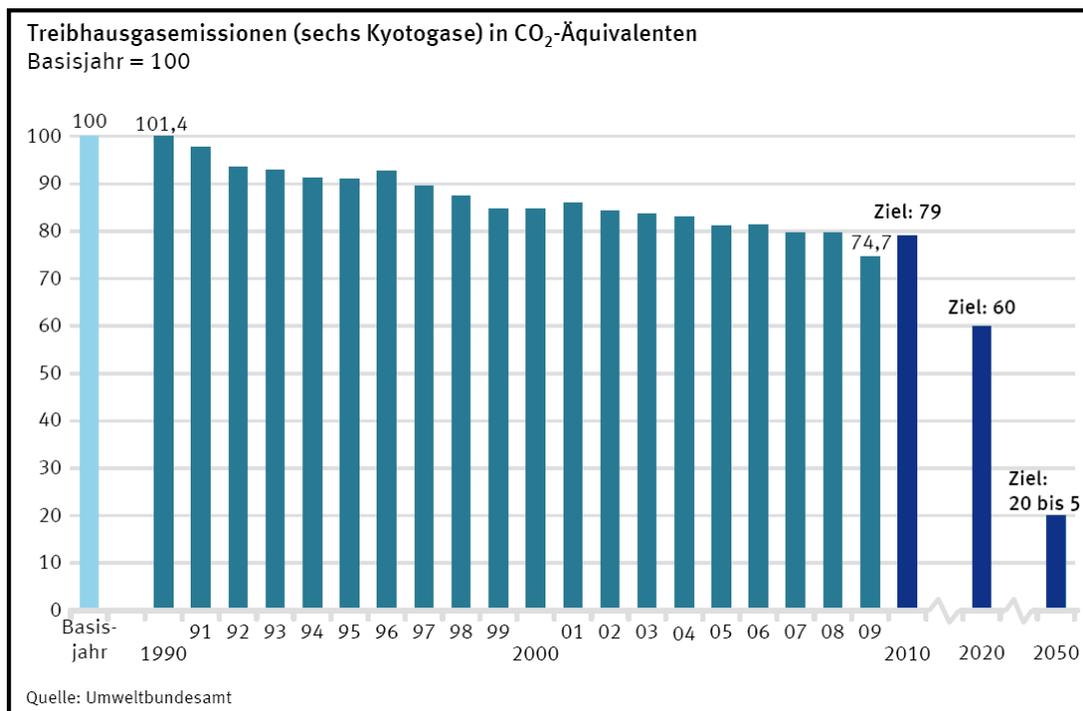
Ab etwa 100 kW Leistung ist für Ammoniak-Anlagen aus heutiger Sicht die Wettbewerbsfähigkeit gegeben. Für größere Leistungen (ab ca. 300 kW) sind Ammoniakanlagen sogar wirtschaftlich nahezu unschlagbar.

Die grundsätzliche technische Machbarkeit einer Luft/Wasser-Wärmepumpe mit dem Kältemittel Ammoniak für Gebäudeheizung im Leistungsbereich von 10 kW wird nachgewiesen. Auf Grund der höheren Investitionskosten sowie der besonderen Anforderungen an Aufstellungsort und zusätzlichen Sicherheitsmaßnahmen ist der Einsatz solcher kleiner Ammoniak-Anlagen gegenwärtig in der Praxis nicht üblich.

2 Summary

Approximately 40% of Germany’s end-use energy consumption and about one third of its CO₂ emissions can be allotted to buildings [Bundesregierung 2010]. For this reason, the potential for energy savings and CO₂ emissions reduction is immense in this sector. In its energy concept [Bundesregierung 2010] the German Federal Government formulated the appropriate goals, which established the planned reduction of primary energy consumption and greenhouse gas emissions, as well as the percentage of renewable energies within the entire energy needs spectrum. Figure 1 shows the development of greenhouse gas emissions since 1990 and the reduction goals until the year 2050 [Destatis 2012].

Figure 1: Greenhouse gas emissions in Germany since 1990 and the reduction goals until 2050 [Destatis 2012]



The reserves of vital fossil fuels such as oil and natural gas are limited and their use is connected with the emission of greenhouse gases. The switch to renewable sources of energy, which are constantly regenerated through natural processes, reduces energy-related emissions and thus the magnitude of climate change [Destatis 2012]. As a portion of the energy supplied by heat pumps is gained from renewable energy sources (utilization of ambient heat), this kind of heat supply is considered to be environmentally friendly.

The installation of heat pumps is financially supported by the Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety (BMU) through the Market Incentive Program for renewable energy sources (MAP), subject to certain criteria concerning coefficient of performance depending on the design (refer to section 4.3) [BAFA 2011]. This is the case irrespective of the type of refrigerant used. This means that the financial support only requires that the heating system has an indirect influence on CO₂ emissions.

However, refrigerants containing partly fluorinated hydrocarbons (HFC) are widely used in heat pumps. HFCs which escape into the atmosphere possess a high Global Warming Potential (GWP). Therefore, in a holistic examination of greenhouse gas emissions (TEWI, according to [DIN EN 378]) this direct influence of refrigerant emissions must be taken into account as it downgrades the overall CO₂ balance of heat pumps.

Heat pumps with natural refrigerants do not have this problem as natural refrigerants have either no or very little Global Warming Potential. Nevertheless, the market share in Europe has been minimal until now. Therefore, heat pumps with natural refrigerants should be examined in this study in order to make the general public and manufacturers more aware of their advantages with respect to their low greenhouse gas emissions (TEWI-values).

In order to facilitate the understanding of certain correlations some thermodynamic and technical principles will be explained in this study. This applies to explanations concerning physical correlations as well as explanations pertaining to the classification of heat pumps according to their tasks, thermo-dynamic basic processes, type of heat source and type of refrigerant used.

Additionally, legislative aspects such as technical requirements (i.e. tightness) and financial aid programs will be addressed.

Various residential heat pump systems which use natural refrigerants and HFC refrigerants and which have air, earth and water as heat sources will be examined and compared in this study. The theoretical examinations will be carried out from an energetic, ecological, and economic point of view in order to show the current status of heat pumps with natural refrigerants and to identify possible obstacles to a broader positioning in the heat pump market and, if possible, derive appropriate measures to establish natural refrigerants in the field of heat pumps.

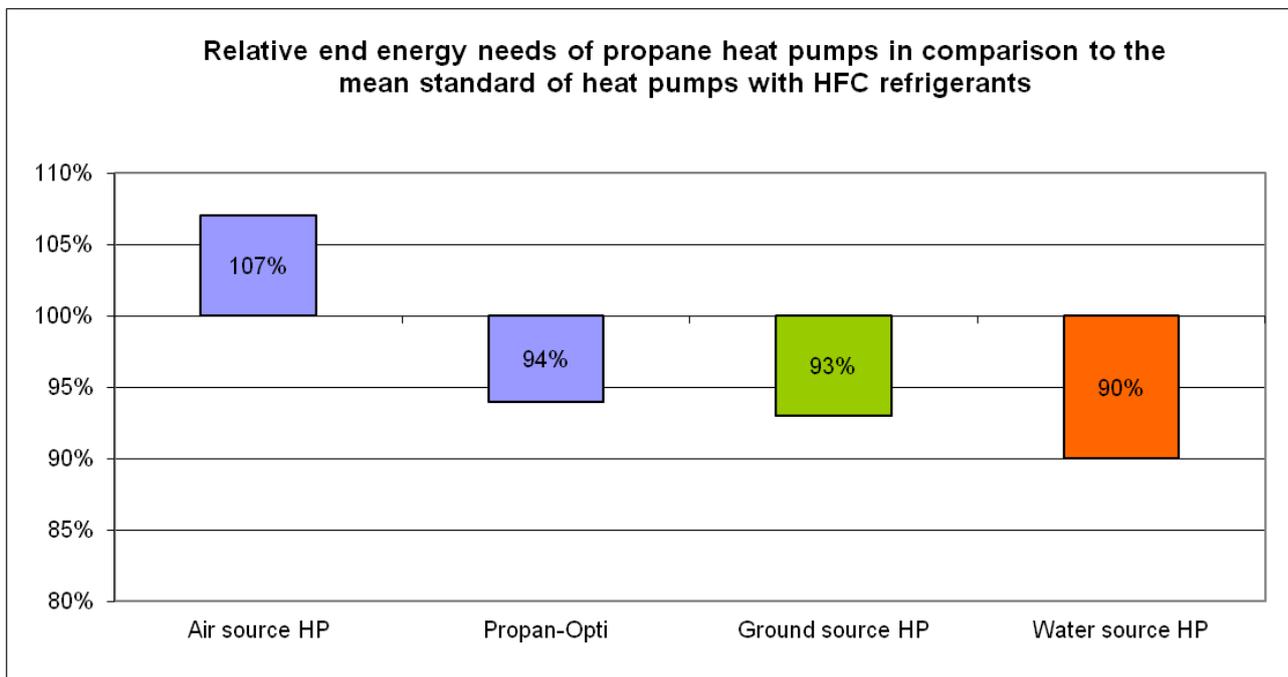
The energetic studies show that the air source heat pumps with natural refrigerants which were investigated (observations only carried out with R290-propane) meet the minimum standards that HFC heat pumps also meet. The calculated seasonal performance factors are within the same range. This means that in practice higher energy consumption is to be expected for the air source heat pumps with natural refrigerants which were investigated, as the average standard of HFC heat pumps possess better seasonal performance factors. This is due to the fact that during the past few years very little development work has been done in order to improve the efficiency of heat pumps with natural refrigerants. For this reason, at the time of the study, only very few heat pumps with natural refrigerants were available. Those that were available generally used propane as an operating medium. In comparison, heat pumps with HFC refrigerants have undergone a great deal of research and development, which has translated into a steady improvement in their energy efficiency. In order to compensate for the discrepancy between the stages of development of HFC heat pumps and air source heat pumps with natural refrigerants, a heat pump with propane (the so-called "Propan-Opti") will be included for examination purposes in this study. This will result in better seasonal performance factors than the average standard of HFC heat pumps, which is nearly as good as the average performance of the top 11 examined devices with HFC refrigerants on the BAFA list. Through continuous and simultaneous research during the course of this study, more air source heat pumps with propane were discovered and were readily available on the market. A recalculation of the mean coefficients of performance taking these heat pumps into consideration translates to a mean COP value of 3.62 for test point A2/W35. This COP value of 3.65 is equivalent to the theoretical value of (the so-called "Propan-Opti"), which is why the air source heat pump called "Propan-Opti" can be seen as the most up-to-date example of the current stage of development in the field of air source heat pumps with propane.

The theoretical energy consumption of ground source heat pumps with natural refrigerants is lower than that of the average among HFC heat pumps and is equivalent to the best HFC heat pumps in this field. Compared with the average energy consumption of heat pumps with HFC refrigerants, a lower rate of energy consumption can be expected by using heat pumps with natural refrigerants. A similar situation can be observed in water source heat pumps. Here, the

calculated end-use energy consumption is well below that of the mean standard of HFC heat pumps in the field of the best devices with HFC refrigerants. In practice, a lower rate of energy consumption of devices with natural refrigerants can be expected in this area as well. However, it must be noted that the amount of available data on heat pumps with natural refrigerants is meager. Nevertheless, the fact that the coefficients of performance used in this study have been confirmed partially according to the test norm DIN EN 14511 shows that heat pumps with natural refrigerants will attain these values and can therefore be used as a comparison in this study.

Overall, the results show that the calculations of the end energy needs including auxiliary power for secondary devices for air source heat pumps with natural refrigerants which were examined at the time of the study use approximately 7% more energy in comparison to the mean standard of HFC heat pumps with the same heat source. Ground source heat pumps use approximately 7% less and water source heat pumps approximately 10% less energy (figure 44). The optimized propane air source heat pump “Propan-Opti” uses 6% less energy. It can be said that regardless of the heat source used, a lower rate of energy consumption is to be expected in heat pumps with propane in comparison to the average standard of heat pumps with HFC refrigerants. The calculated end-use energy needs lies within the same range of the best HFC heat pumps. Furthermore, it can be assumed that the theoretical calculations for the air source heat pump “Propan-Opti” are representative of the heat pumps with propane which are currently available on the market.

Figure 44: Relative end energy needs of propane heat pumps in comparison to the mean standard of heat pumps with HFC refrigerants and the same heat source

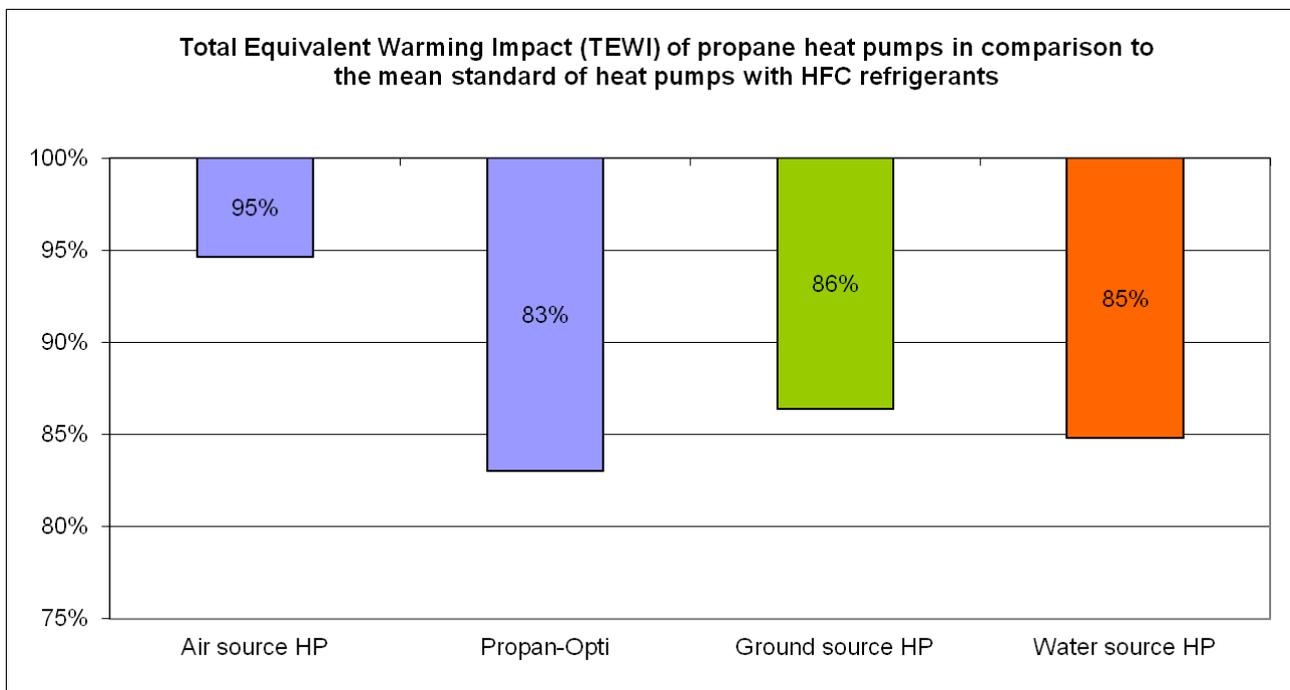


The use of refrigerants causes further direct emissions in addition to the specific CO₂ emissions which are produced in the power generation process. These emissions are referred to as CO₂ equivalents and are summarized together with the CO₂ emissions caused by the energy production process (TEWI-value). Negative effects on the environment can be reduced by using natural refrigerants in the operation of heat pumps. At the time the current calculations were made, the total greenhouse gas emissions (TEWI) for the propane air source heat pumps which were examined amounted to approximately 95% (between 85%-99%) in comparison to the

mean standard of HFC heat pumps. The environmental advantage is not always significant and, in comparison to the best devices with HFC refrigerants, the total emissions can even be higher. This is due to the high percentage of indirect emissions caused by the production of energy needs. Through the improved seasonal performance factors of the heat pumps which are now on the market (represented by the theoretical values of the propane air source heat pump “Propan-Opti”), indirect emissions can be reduced significantly. Therefore, the environmental advantage for each point that was examined can be proven.

In comparison to the mean standard of HFC heat pumps (figure 46) the total greenhouse gas emissions (TEWI) are approximately 83% when considering a range between 77% and 86%. In contrast to similar high-efficiency air source heat pumps with HFC refrigerants, the total emissions calculated decrease to 89% when considering a range between 81% and 93%. Therefore, by making use of modern optimized air source heat pumps with propane, the total greenhouse gas emissions can be reduced by 7% to 23%. The greenhouse gas emissions can be further reduced in well insulated buildings as the heating needs are lower. A similar situation can be observed in ground source and water source heat pumps. Here, the seasonal performance factors are better than the average standard of HFC heat pumps and also lie within the range of the best devices in each category. In this area, the total emissions are significantly lower than the average standard of HFC heat pumps and are also below those of top-of-the line devices. Ground source heat pumps emissions are at approximately 86% in a range from 83-88% and water source heat pumps emissions are at approximately 85% between 82-86% in comparison to the mean standard of HFC heat pumps with the same heat source. On average, total emissions are approximately 15% lower.

Figure 46: Relative total greenhouse gas emissions of propane heat pumps in comparison to the mean standard of heat pumps with HFC refrigerants and the same heat source



The environmental advantage of heat pumps with natural refrigerants is substantially influenced by indirect emissions, which depend on the amount of electricity consumption and thus the seasonal performance factors as well. Therefore, the environmental advantage of heat pump systems which have lower energy needs and which use natural refrigerants are most effective in well-insulated buildings, for example. However, the percentage of direct emissions

of the refrigerant itself in HFC heat pumps is also something which should not be dismissed. The examined heat pump systems showed an increase of emissions by the factor 1.04-1.26 (refer to figure 47). Therefore, up to 26% additional emissions per kilowatt hour of end use energy can be caused by using HFC refrigerants. On the other hand, this ratio becomes larger the lower the energy needs, i.e. with increasing insulation standards and with increasing technical standards of the systems. The deciding factor for the improvement of environmental efficiency is not only the technical standard of the heat pump in use, but also the technical standard of the building and its entire heating system. The general trend towards reduced energy consumption is becoming more apparent as buildings and the heating system parts such as pipes become better insulated. This clearly shows that the additional direct emissions of the refrigerant will have an ever increasing influence on the total emissions balance and thus the use of natural refrigerants is a logical consequence of this fact.

The economic studies show that the lowest costs are to be expected from HFC air source heat pumps of average standard. This is mainly due to their lower investment costs and especially the lower costs of connecting the system to the heat source. Otherwise, heat pumps with HFC refrigerants produce approximately the same lifecycle costs over 18 years (+/- 8%), irrespective of the type of heat source. Heat pumps with the best seasonal performance factors negate their higher investment costs with their lower use-dependent costs. However, the estimated costs for heat pumps with natural refrigerants are slightly higher than standard heat pumps with HFC refrigerants. Mainly the investment costs result in a higher level of capital investment. The amount of capital investment can be between 13-24% in air source heat pump systems and between 13-14% in ground source and water source heat pump systems in comparison to the mean standard of HFC systems. Calculations show that the additional annual costs for the examined heat pumps are as follows: Air source heat pumps between 11% and 17% higher, "Propan-Opti" air source heat pump (currently available level) between 5% and 10%, ground source heat pumps between 7% and 13% and water source heat pumps 5% and 11%. The calculation of the use-dependent costs was made based on an annual inflation rate of 1.3% and 0.4%.

An additional assessment criterion is the CO₂ avoidance costs. Here, air source heat pumps with HFC refrigerants of mean standard are used as the reference system. The lowest value of CO₂ avoidance costs was identified for water source heat pumps with HFC refrigerants of mean standard having higher heating requirements (from approximately 19,000 kWh/p.a. for space heating and water heating). In this case, the costs were calculated at 0.06 €/kgCO₂. In the range from 9,000 kWh/p.a. to 19,000 kWh/p.a. the lowest CO₂ avoidance costs were identified in HFC-ground source heat pumps of mean standard. In this case, the costs were calculated at 0.30 €/kgCO₂ to 0.12 €/kgCO₂.

Heat pumps with natural refrigerants can also represent a good alternative. Particularly the improved seasonal performance factors of the air source heat pumps currently available as reflected in the theoretically designed "Propan-Opti" heat pump, leads to a considerable reduction in the CO₂ avoidance costs. In the lowest range of heating demands for space and water heating of up to approximately 9,000 kWh/p.a., it is precisely the "Propan-Opti" model that exhibits the lowest CO₂ avoidance costs in comparison to all other systems. Here, the measured values ranged from 0.37 €/kgCO₂ for 9,250 kWh/p.a. and 0.45 €/kg CO₂ for 5,250 KWh/ p.a.

The results of the energetic, ecological, and economical assessment of the investigated heat pumps are clearly summarized in the table below. Additionally, the CO₂ avoidance costs are listed. At the same time, the comparison is made between the individual heat pump systems with natural refrigerants and the respective mean standard of HFC heat pumps with the same

heat source. A comparison between heat pump systems with natural refrigerants and air source heat pumps with HFC refrigerants of mean technical standards produce the same results as those shown in table 30.

Table 30: Results of the analyses for heat pumps with natural refrigerants in comparison to the mean standard of the respective HFC heat pumps with the same heat source

Criterion	Air source HP	Propan-Opti	Ground source HP	Water source HP
energetic	-	+	+	+
ecological	+	+	+	+
economical	-	-	-	-
CO ₂ avoidance costs	-	-	-	-

It should be noted that, irrespective of the heat source, better energy and environmental results (“+”) can be attained through the use of natural refrigerants if one takes into consideration that the air source heat pump “Propan-Opti”, is representative of the heat pumps which are currently available on the market. Both, in the comparison with the mean technical standard of HFC heat pumps of the respective heat sources as well as with the mean technical standard of air source heat pumps with HFC refrigerants, heat pumps with propane prove to be the better alternative. However, the air source heat pumps with natural refrigerants which were examined at the time of the study, show worse (“-“) results from an energy point of view. Current research shows that better heat pumps have been available since autumn 2012 and they are equivalent to the values of the “Propan-Opti” heat pump. Therefore, significant improvement can be observed. Due to higher investment costs of propane heat pumps the results of the economical assessment for all 3 heat sources (air, earth and water) are worse (“-“), which also negatively affects the CO₂ avoidance costs. If the investment costs for the heat pumps could be reduced, heat pumps with natural refrigerants would have a very good chance of succeeding on the market. The CO₂ avoidance costs of the energetically favorable propane heat pumps will also sink disproportionately if the electricity price rises somewhat more sharply than 0.4% or 1.3% per year, as suggested in this study. In circumstances such as those, the CO₂ avoidance costs could assume negative values. It should also be noted that energetically optimized HFC air source and water source heat pumps (HFC Max) have higher CO₂ avoidance costs than the investigated propane heat pumps with the same heat source. In comparison to these systems heat pumps with hydrocarbons have an economical advantage in addition to a clear ecological benefit.

Both, the evaluation of the technical literature as well as the results of surveys conducted by heat pump manufacturers, make it possible to summarize the market obstacles for residential heat pumps with natural refrigerants in several categories.

- Market obstacles caused by legislation and standards:
 - The European harmonized standard DIN EN 378 [DIN 2012] determines the requirements concerning the manufacture, assembly and operation of refrigeration systems and heat pumps. The presumption of conformity applies in so far as in adhering to DIN EN 378 Directive 2006/42/EC on machinery (Machinery Directive), Directive 97/23/EC concerning pressure equipment (Pressure Equipment Directive) and Directive 2004/108/EC concerning electromagnetic compatibility (EMC Directive) are fulfilled. Manufacturers of refrigeration systems and heat pumps mainly align themselves with this standard

because European directives are also anchored in product safety laws and respective regulations under national laws. According to DIN EN 378, specific basic regulations must be adhered to regarding fill quantity, location and joining techniques, etc. depending on the safety group of the refrigerant being used. These requirements are more easily fulfilled by PFC/HFCs as most of these refrigerants belong to the safety group A1 (non-flammable, low toxicity) and only a few of them belong to the safety group A2 (low flammability, low toxicity).

- Propane has a higher flammability level, however a lower toxicity level (safety group A3). The standards determine the maximum fill quantity for the respective locations. Additional regulations apply to the air ventilation housings in machine rooms. The extra work and expenditure causes increased costs.
- Ammonia is slightly flammable and has a higher toxicity (safety group B2). Therefore, installation indoors is difficult undertaking. Installation outdoors requires further measures (protection of the environment). Ammonia has an alarming effect due to its penetrant scent even at very low and relatively safe concentrations. This can lead to false alarms, caused by very minor leaks.
- CO₂ is a non-flammable substance with low toxicity level (safety group A1) but has high pressure partings. Often, these high pressure partings require further measures in accordance with the Pressure Equipment Directive [EG 1997]. This makes the situation more complicated because strict adherence to additional conformity rules and further safety verifications become necessary. Besides, quality control checks must meet high standards (i.e. inspection of weld seams, etc.).
- As a matter of principle, the safety group A2 refrigerants (low flammability) must be treated according to the same regulations as the safety group A3 refrigerants. Concerning the location rooms and fill quantities, the upper explosive limit (UEL) becomes important and permits rooms to be significantly smaller and the fill quantities significantly higher than for safety group A3 refrigerants.
- Standards mainly refer to fill quantities and requirements pertaining to components, pipes, bonds, pressure tanks, etc. There are possible solutions concerning these matters, however the effort and the resulting expense increase the cost of these systems. From this point of view, these requirements lead to indirect market obstacles as they make the systems more costly.
- VDMA conformity brochures are a good complement to European standards. Currently, new conformity brochures [VDMA 2011] [VDMA 2012] have been developed for the operation of refrigeration systems and heat pumps with CO₂ and flammable refrigerants from the safety group A3 (according to DIN EN 378). These brochures are meant to serve as an aid to manufacturers and, above all, operators in the assembly and operation of refrigeration systems and heat pumps which use the respective refrigerants, while also assisting them in observing the safety standards. For residential heat pumps, these brochures serve informational purposes only as they define operators to be companies that must put the refrigeration systems at the disposal of their employees as a (safe) piece of

working equipment. Therefore, they are of more important in the area of industrial heat pumps.

- Application-related market obstacles:
 - Difficulty in obtaining components: This is especially the case concerning compressors. An evaluation of the technical literature shows that manufacturers are making an effort to improve the situation. However, the survey of heat pump producers shows a need for improvement in this area. On the other hand, there are positive examples of producers who have said that they have no problem in obtaining components [Niemann 2012]. But the lack of variety in the choice of components must also be noted here. This creates a considerable obstacle to necessary further development and improvement, which is why highly efficient products are rare. Most heat pump compressors are not typically cleared for the use with propane. Copeland scroll compressors, which are the compressors that are listed by manufacturers, cannot be found for R290 on the official website of the compressor producer. The Danfoss Company has the following notice on its website: “Due to the increased risk involved in handling flammable refrigerants, it is necessary to sign a formal contract which states among other things that the user (plant engineer) is aware of the risks and possesses the technical expertise necessary to produce, repair or service units which use flammable refrigerants.” Statements like these scare off potential users. Officially, only the small reciprocating compressors are available for the use with propane.

For (electronic) injection valves, exceptional type approval is only available for propane [Honeywell 2012]. Only heat exchangers (evaporators, condensers) are generally exempt from any particular type approval. If applicable, only design changes need to be taken into consideration.
 - Overpriced components: Because many of the components for natural refrigerants do not belong to the standard product range of suppliers, prices are in some instances considerably higher than traditional components.
 - Relatively complicated compliance assessment procedures: According to applicable Pressure Equipment Directive and Machine Directive, high pressure or flammable refrigerants require considerably more complicated compliance assessment procedures. This is evident in the fact that there are further standards, extensive documentation, and risk assessments, etc. to adhere to.
 - Thermodynamically speaking, CO₂ is not well-suited for the use in heat pump systems used solely for heating. However, for heating water it does have energetic advantages. Under certain circumstances (i.e. higher warm water demand combined with low heating demand in passive or low energy houses) a dual heating-hot-water heat pump can be operated energy-efficiently with CO₂.
- Public policy market obstacles caused by current incentive policy:
 - The prices for fluorinated refrigerants have not been artificially increased by taxes as is the case in other countries (i.e. Denmark, Slovenia, Norway, and Australia) where this practice is now common.
 - There are no special financial incentive programs for heat pumps with natural refrigerants.
 - Therefore, there are currently few incentives to adapt current production.

- From a legislative point of view there are currently no bans surrounding the use of fluorinated refrigerants in heat pumps.
- Market obstacles caused by lack of customer acceptance:
 - For many customers investment costs remain the deciding purchase criterion. For this reason, heat pumps with PFC / HFC refrigerants clearly possess an advantage. This is due to the fact that there are numerous producers of these types of systems and components which increases competition among them. Additionally, heat pumps with natural refrigerants are more expensive on the whole due to their more expensive components as describe earlier.
 - In many advertising brochures HFCs are praised as being environmentally friendly because they do not possess any ozone depletion potential (ODP). The high levels of global warming potential (GWP) which occur when refrigerants are released into the environment are not mentioned.
 - Until recently, propane heat pumps were only offered as air source heat pumps for outdoor installation. This limited the possibilities for potential users as they either did not have the possibility to install the system outside or for other reasons they tended to decide for a system which could be installed indoors.
 - Many customers have concerns relating to the danger of explosion and flammability.

The following list of measures intended to remove and reduce market obstacles for heat pumps with natural refrigerants was compiled based on the results of surveys conducted by producers of heat pumps as well as the evaluation of technical literature:

More than half of the producers of heat pumps indicated they desired more assistance with safety-related issues before they would consider producing heat pumps with natural refrigerants. In relation to safety, there are, in principle, no unsolvable problems. With a certain amount of technical effort there are even solutions available for systems which are installed indoors. These systems are safe and meet current regulations. The partial use of externally protected components (controls, ventilators) in combination with a gas detection system can make the machines safe.

From a user standpoint, the diversity of components must be improved and their costs must be reduced. As the demand for these types of goods is currently very low or inadequate, the high cost of licensing components for flammable refrigerants is obviously not cost-effective. According to the rules of a free market economy, this situation would change if component producers were convinced there was an adequately large sales potential.

Public policy and legislation can accomplish a great deal in removing and reducing market obstacles. Amending the market incentive program for renewable energy sources towards a more environmentally oriented financial aid would be sensible. Not only having one level limit which decides whether or not funding is given, but rather making funding dependent on the TEWI-values of the entire system would help to improve the market situation. This would mean that energy efficiency calculations (as a measurement of indirect greenhouse gas emissions) as well as the direct refrigerant emissions levels (based on statistically supported assumptions relating to refrigerant loss during operation and disposal) would be included in the calculations and thus the best devices would receive the highest amount of funding.

All of these measures together should result in increased customer acceptance. For most customers, the amount of capital investment and operating costs are the deciding factors in their purchasing decision. Support of producers in the development and production process and in the supply chain, as well as supportive governmental measures including restrictions and funding can contribute in making heat pumps with natural refrigerants price competitive.

For heat pumps with natural refrigerants which have very low GWP-values, the TEWI balance is for the most part influenced by energy use as an indirect effect. The TEWI balance of HFC-free heat pumps can be improved further by making use of a number of possibilities:

The energy efficiency of the systems can be greatly improved from the beginning simply through careful planning and design as well as the use of optimal components in the production process.

Furthermore, there are additional measures, e.g. special circuitry variations of the refrigerant cycle or other measures for selected refrigerants which can be taken to improve the energy efficiency. The following is a list of possibilities especially for the use of natural refrigerants:

- ECO-system
- Internal heat exchanger (IHX)
- Internal heat exchanger (IHX) in the case of supercritical CO₂ cooling processes
- Optimal gas cooler outlet temperature in the case of supercritical CO₂ cooling processes
- Optimal refrigerant charge in the case of supercritical CO₂ cooling processes
- Expansion machines and ejectors
- Expansion machines specifically for CO₂ refrigerant circuits
- Cascade circuitry

Some of the above-mentioned measures (ECO-systems for screw compressors, IHX, cascade circuitry) are in practice widely used and already belong to standard technology. On the other hand, other methods are still in the research and development phase or are currently only normally being used in very high performance ranges (expansion machines and ejectors).

Some methods (IHX) require case-sensitive or refrigerant-sensitive testing in order to compare the advantages and disadvantages of the method in question so that its effectiveness can be determined.

Preferably, as described at the beginning, the optimal application of the additional methods mentioned should be considered in the planning and construction phases.

In industry, heat pumps are increasingly being used to provide space and process heat and are gaining more importance in district heating systems. In connection with waste heat use from industrial processes and also by using the cold side for climate control or cooling purposes, heat pumps have proven to be an excellent alternative to traditional heating systems.

It is true of all industrial heat pumps that their ecologically meaningful use must be tested on the basis of existing basic conditions. Their efficiency is largely dependent on the temperature levels of the heat source and heat sink. The closer these temperature levels are to each other, the higher the attainable coefficients of performance (see explanation in section 8.3.2). The ecological assessment can be carried out by means of the TEWI in which, above all, the CO₂ balance of the energy production is included. The increased use of electricity from renewable

energies assists the heat pumps in attaining an increasingly better ecological balance, especially in comparison to conventional heating systems.

The market obstacles of industrial heat pumps with natural refrigerants are for the most part due to the relatively high investment costs and the necessary basic conditions (heat source, heat sink).

The range of heat temperatures needed must always be taken into account (space heat, process heat, hot water at various temperatures) as well as which heat sources (outside air, ground, waste heat from processes) can be used. Here, there are various technical limits that are set on heat pumps. These include: availability of refrigerants for the required temperature, quality standard for compressors, approval for specific basic conditions, source of electricity used to drive the system, and therefore primary energy efficiency.

The percentage of industrial heat pumps with natural refrigerants is higher than that of residential heat pumps with natural refrigerants. Despite their mostly higher costs and comparable annual energy consumption, they are now standard technology in various industries and among certain selected customers. The advantage of these heat pumps is that they are not subject to the German Ordinance on climate protection against changes caused by release of certain fluorinated greenhouse gases [ChemKlimaschutzV] and therefore do not need to undergo regular tightness tests, and it is also not necessary to keep a plant log book. Above all, specially designed and constructed systems with natural refrigerants show very good coefficients of performance.

In industry, the possibility of connecting the plant to large storage systems also allows the plant to be connected to intelligent smart grids in order to make use of excess renewables-based electricity. It is precisely in the office building sector that it is possible to make use of large amounts of energy by storing it in the building (thermal mass activation system).

In order to demonstrate the use of ammonia in heat pumps with lower performance capacities, a 10 kW residential air source heat pump with ammonia was designed and constructed for this study. Circuit diagrams and a list of components were compiled as well. The availability of the necessary plant components was checked and the technical feasibility of this type of system was proven.

Theoretically, the achievable COP values for several models were determined using the ammonia heat pump which was designed for this study. The COP values depend for the most part on the specific conditions of operation (evaporation and condensation parameters) as well as the quality of the refrigerant compression (volumetric efficiency and internal efficiency factor). The COP values of ammonia systems are higher than comparable conventional heat pumps with common HFC refrigerants.

The study also addresses the requirements for installation of ammonia heat pumps as well as additional safety measures. These requirements are more stringent than those of comparable HFC heat pumps. This is because ammonia is toxic and slightly flammable and is therefore included in the B2 safety group. The usual refrigerant fill amount for residential ammonia heat pumps makes it necessary to install the system outside or in a special machine room off limits to personnel.

A cost estimate was made for the specially-designed ammonia heat pump. Furthermore, a cost estimate for additional component parts (predominantly for measurement technology) is provided for the accompanying scientific study.

In the low performance capacity area, ammonia heat pumps are more expensive to produce and therefore less economical than conventional heat pumps with common HFC refrigerants. In the area of energy efficiency, ammonia heat pumps are more efficient.

Current findings show that ammonia heat pump systems are competitive from a performance capacity of 100 kW. Higher performance capacities (from 300 kW) make ammonia heat pump systems nearly unbeatable.

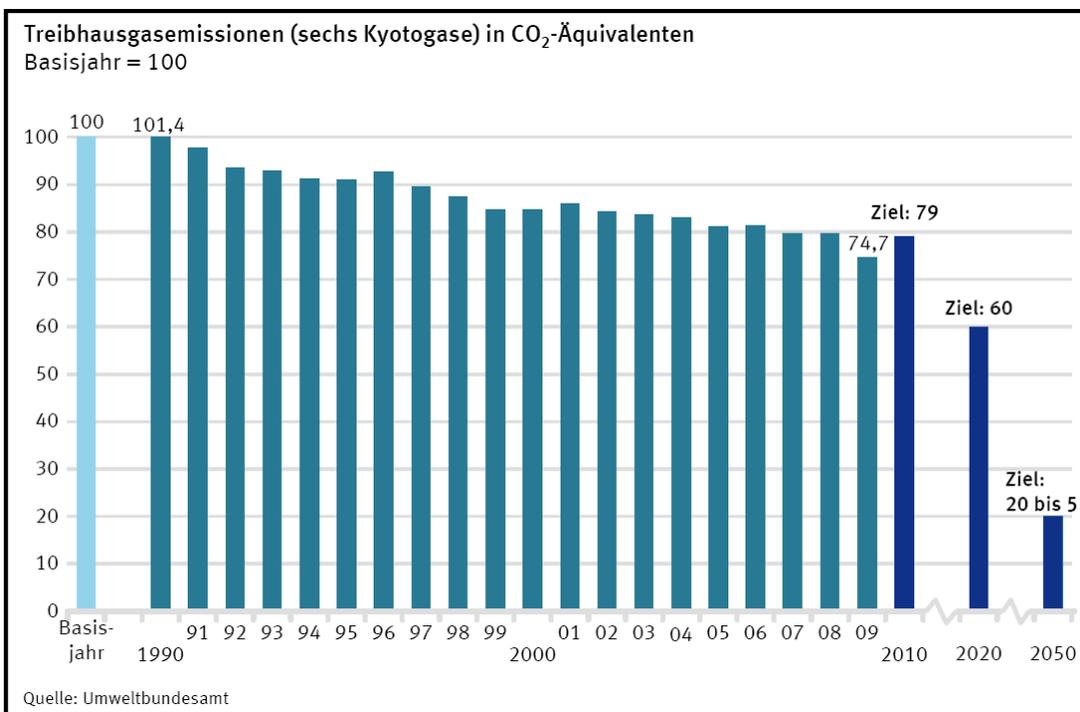
The study shows that it is technically possible to construct a 10 kW air source heat pump with ammonia. However, due to the higher investment costs as well as the additional safety requirements, the use of small ammonia heat pump systems is currently uncommon in practice.

3 Einleitung

3.1 Einordnung und Abgrenzung

Auf den Gebäudebereich entfallen rund 40% des deutschen Endenergieverbrauchs und etwa ein Drittel der CO₂-Emissionen [Bundesregierung 2010]. Aus diesem Grund sind in diesem Sektor die Potenziale zur Energie- und CO₂-Einsparung gewaltig. In ihrem Energiekonzept [Bundesregierung 2010] hat die Bundesregierung entsprechende Ziele formuliert, die die geplanten Senkungen des Primärenergieverbrauchs, der Treibhausgasemissionen und die Anteile der erneuerbaren Energien am Bruttoendenergiebedarf festlegen. Abbildung 1 zeigt die Entwicklung der Treibhausgasemissionen seit 1990 und die Ziele bis zum Jahr 2050 [Destatis 2012].

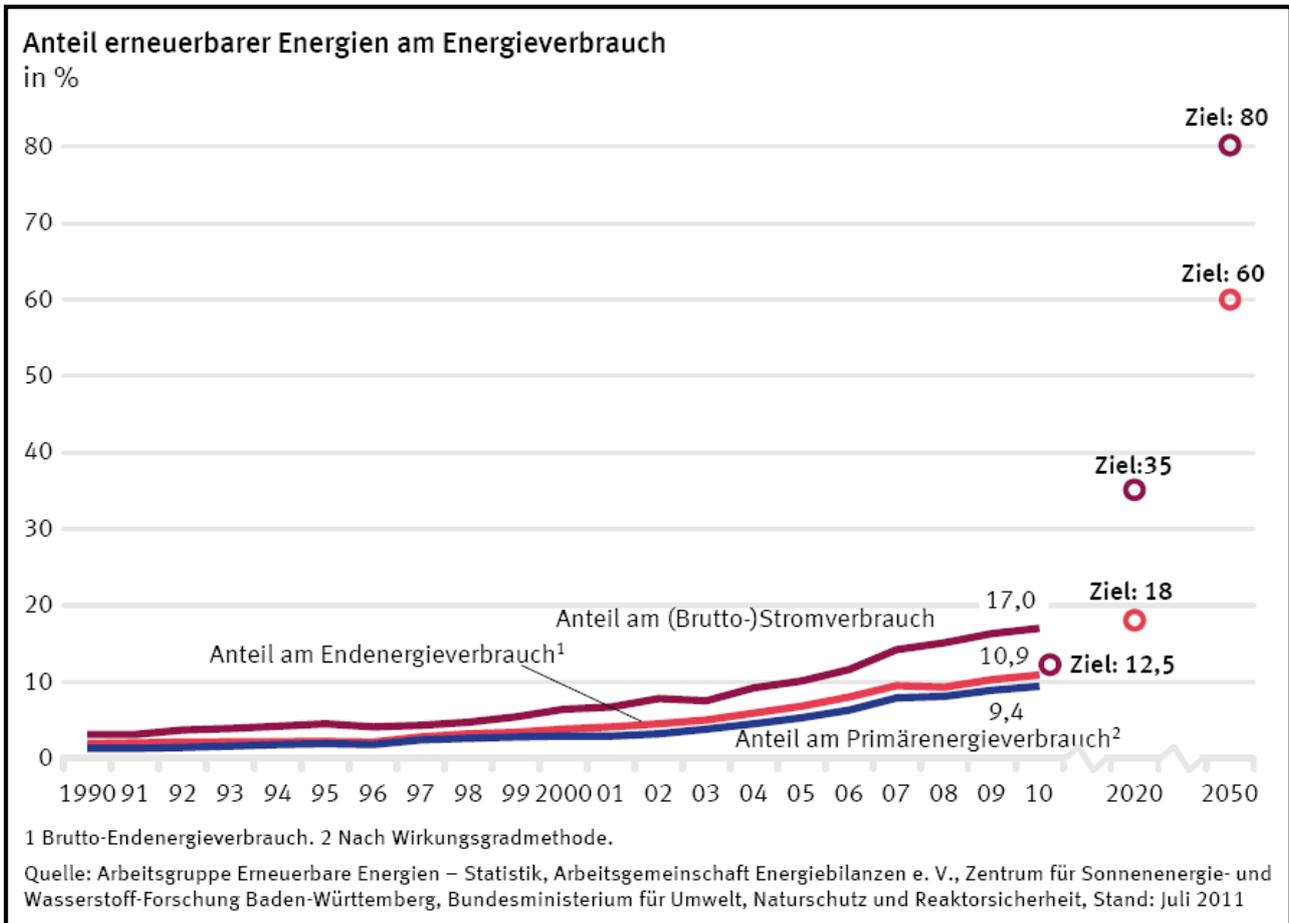
Abbildung 1: Treibhausgasemissionen in Deutschland seit 1990 und Ziele bis 2050 [Destatis 2012]



Die Reserven wichtiger fossiler Energieträger wie Öl und Gas sind begrenzt, und ihre Nutzung ist mit der Emission von Treibhausgasen verbunden. Ein Umstieg auf erneuerbare Energien, die sich als natürliche Energiequellen ständig regenerieren, verringert die energetisch bedingten Emissionen und damit das Ausmaß des Klimawandels [Destatis 2012].

Speziell zu den erneuerbaren Energien wurden Ziele für den Anteil an der Stromerzeugung und am Endenergieverbrauch festgelegt (siehe Abbildung 2).

Abbildung 2: Entwicklung seit 1990 und Ziele bis 2050 für den Anteil der erneuerbaren Energien am Energieverbrauch



Momentan ist der Anteil von CO₂ an den Gesamtreibhausgasemissionen von 960 Millionen Tonnen CO₂-Äquivalenten in Deutschland mit 86,6 % (2010) hoch. Die HFKW haben zurzeit nur einen Anteil von 1,3% an den Gesamtemissionen [Destatis 2012a]. Mit steigendem Anteil der EE an der Energieerzeugung werden die CO₂-Emissionen zukünftig aber stark sinken. Weiterhin werden die fossilen Brennstoffe aus den Haushalten in Zukunft verdrängt werden. Damit kann der Anteil der HFKW an den Gesamtreibhausgasemissionen ohne weitere Minderungsmaßnahmen zukünftig stark ansteigen.

Der Anteil an Wärmepumpen bei Neubauten liegt momentan bei ca. 23% [AGEB 2012] – siehe auch Abbildung 3. Dies hängt auch mit dem bei Neubauten relativ niedrigen Wärmebedarf zusammen. Allerdings ist im Bestand der Anteil der strombasierten Wärme (hauptsächlich Wärmepumpen) weiterhin bei nur 6% (Abbildung 4). Momentan wird noch über 80% des Energieverbrauchs im Haushalt für Raumwärme und Warmwasser benötigt, wobei davon im Gebäudebestand ca. 80% mit Öl oder Gas abgedeckt wird.

Abbildung 3: Beheizungssysteme in neuen Wohnungen, 2000 bis Oktober 2011 - Anteile in % [AGEB 2012]

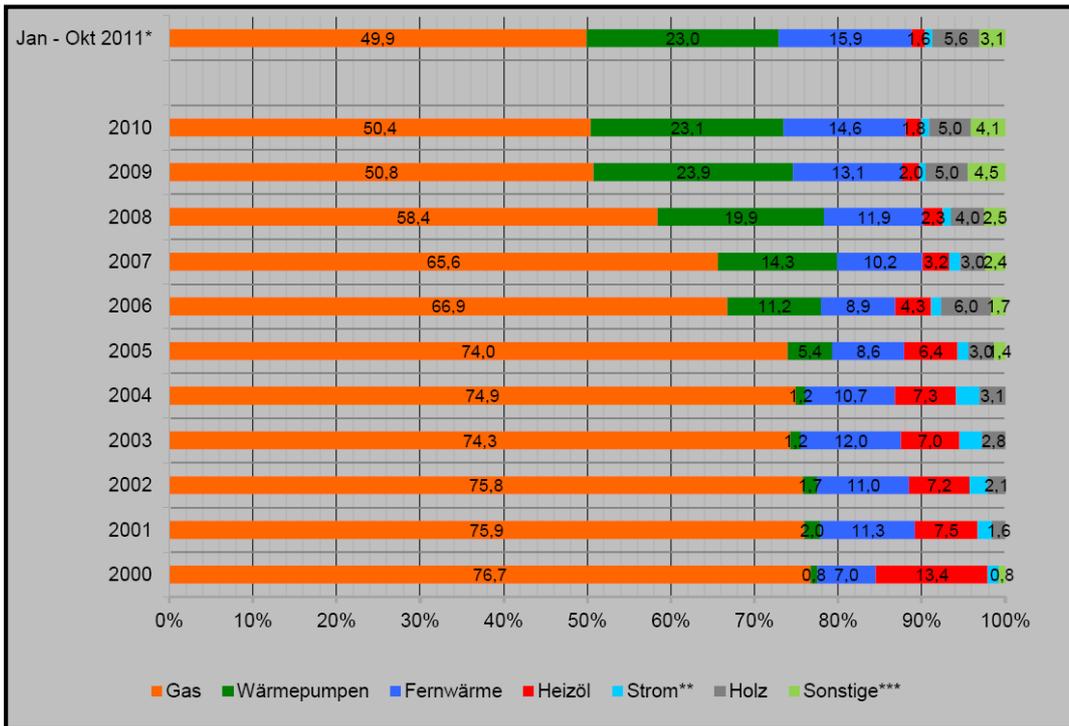
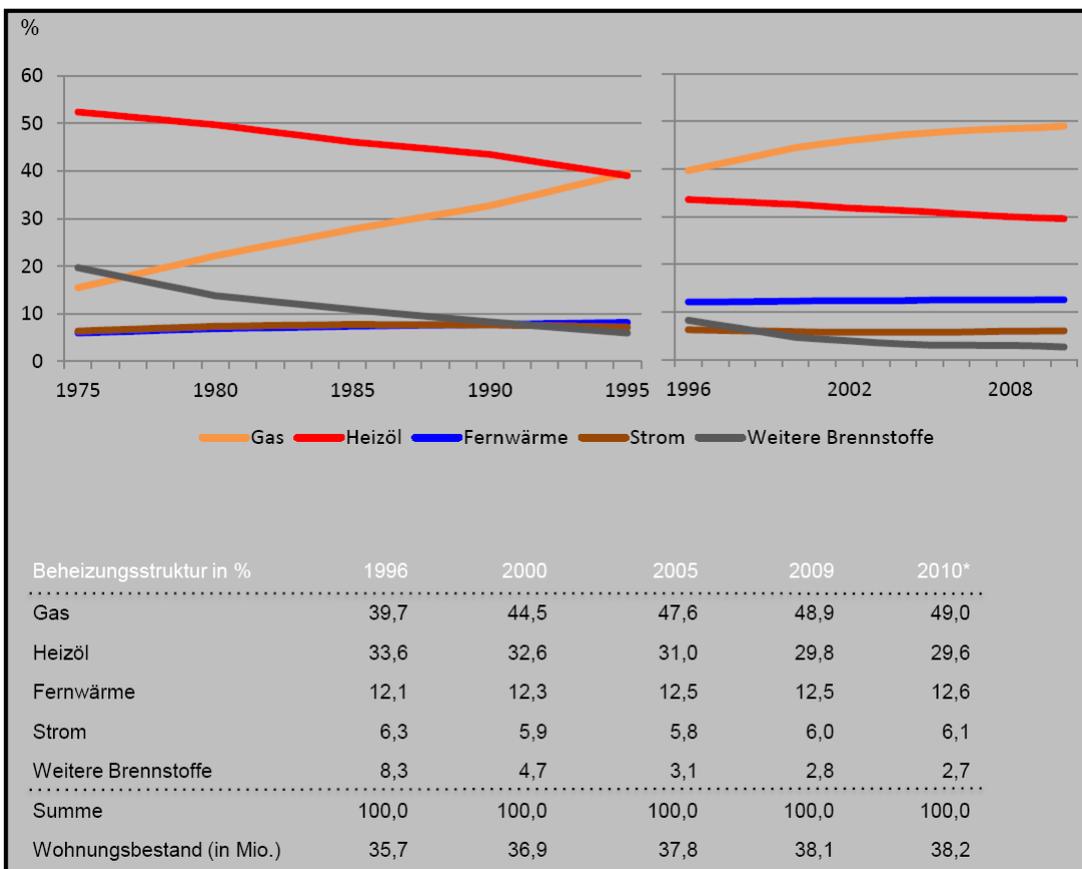


Abbildung 4: Beheizungsstruktur des Wohnungsbestandes, 1975 bis 2010 - Anteile in % [AGEB 2012]



In [UBA 2010a] wird ein Szenario beschrieben, bei dem der Endenergieverbrauch für die Raumheizung im Jahr 2050 nur noch 7% des jetzigen Stands betragen wird. Dabei ersetzt Strom den gesamten Bedarf an Brennstoffen. Die Erzeugung der Raumwärme und des Warmwassers wird ausschließlich über elektrische Wärmepumpen mit Pufferspeichern und solarthermischer Unterstützung erfolgen.

Aus diesen Zahlen leitet sich ab, dass 2050 nicht mehr der zukünftige CO₂-Ausstoß bei der Stromerzeugung (im Szenario gegen 0 gehend), sondern nur die verbleibenden Treibhausgasemissionen der Wärmepumpen durch Kältemittelverluste von entscheidender Bedeutung für ihre TEWI-Bilanz sein werden.

3.2 Ziele und Aufgabenstellung

Die Installation von Wärmepumpen wird bei der Einhaltung bestimmter Kriterien für die Leistungszahlen in Abhängigkeit von der Bauart (siehe Abschnitt 4.3) durch das Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) über das Marktanreizprogramm (MAP) für erneuerbare Energien gefördert [BAFA 2011]. Dies erfolgt unabhängig vom eingesetzten Kältemittel, d.h. die Förderung bezieht nur den indirekten Einfluss des Heizsystems (Primärenergieverbrauch) auf den CO₂-Ausstoß ein.

In Wärmepumpen kommen jedoch überwiegend teilfluorierte Kohlenwasserstoffe (HFKW) zum Einsatz, welche beim Entweichen in die Atmosphäre ein hohes Treibhauspotenzial (Global Warming Potential, GWP) besitzen. Bei einer ganzheitlichen Betrachtung der Treibhausgasemissionen (TEWI, nach [DIN EN 378]) muss dieser direkte Einfluss der Kältemittellemissionen mit berücksichtigt werden und verschlechtert die CO₂-Bilanz der Wärmepumpe.

Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln haben dieses Problem nicht, da diese Kältemittel kein oder nur ein sehr geringes Treibhauspotenzial besitzen. Trotzdem ist ihr Marktanteil in Europa bisher gering. Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln sollen deshalb in dieser Studie untersucht werden, um sie bei Vorteilen hinsichtlich des TEWI-Wertes stärker in den Fokus der Öffentlichkeit und auch der Herstellerfirmen zu bringen.

Ziele des Vorhabens sind das Vorantreiben der Entwicklung energieeffizienter Wärmepumpenanlagen mit natürlichen Kältemitteln, die Evaluierung des Stands der Technik und die Unterstützung der Marktdiffusion klimafreundlicher Technologien in verschiedenen Anwendungen. Durch die Verbesserung der Marktstellung von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in Deutschland sollen die Emissionen fluoriertem Treibhausgas gesenkt und eine Signalwirkung auf andere Länder ausgeübt werden.

Im Rahmen dieser Studie wurde zunächst eine Marktübersicht über die wichtigsten in Deutschland und Europa verfügbaren Wärmepumpen und deren Anbieterfirmen erstellt. Es erfolgte eine Unterscheidung zwischen Haus- und Industrierärmepumpen, da diese beiden Märkte sehr unterschiedliche Anforderungen und Randbedingungen besitzen.

Ein besonderer Fokus wurde dabei auf Systeme mit halogenfreien Kältemitteln gelegt. In den letzten Jahren ist auf diesem Markt eine große Bewegung ersichtlich. Im Hausbereich kommen gerade auf diesem Gebiet eine große Anzahl von neuen Herstellern, aber auch etablierte Hersteller mit neuen Produkten, auf den Markt. Andererseits verschwinden auch Hersteller und Produkte vom Markt, teilweise durch Übernahmen bzw. nur noch als Vertriebsstellen, teilweise werden auch Propan-Wärmepumpen wieder aus dem Programm genommen. So werden in [Palm 2008] 23 Hersteller bzw. Marken mit über 50 verschiedenen Geräten aufgelistet. Aktuell sind von diesen Herstellern nur noch acht mit Propan-Wärmepumpen am Markt, wobei häufig

andere Geräte angeboten werden. Nur drei dieser Hersteller sind mit in Deutschland lieferbaren Propan-Geräten in der BAFA-Liste zu finden.

Mit ausgewählten Wärmepumpensystemen mit halogenhaltigen und den verfügbaren Systemen mit natürlichen Kältemitteln wurde in dieser Studie eine nach ökologischen und ökonomischen Kriterien erstellte vergleichende Bewertung durchgeführt. Dafür wurden Kombinationen von verschiedenen Gebäudetypen, gekennzeichnet durch ihren jeweiligen spezifischen Heizwärmebedarf, mit den entsprechenden Wärmepumpensystemen untersucht. Nach den energetischen und TEWI-Betrachtungen wurden auch die Kosten für die Anlagen miteinander verglichen. Ergänzend wurde in dem Abschnitt 6 eine fiktive, optimierte Propan-WP in den Vergleich einbezogen.

Zur Ermittlung der Ursachen für die geringe Verbreitung von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln vor allem im Hausbereich, aber auch in der Industrie wurden verschiedene Recherchen und Befragungen durchgeführt. Zur Beseitigung von identifizierten Markthemmnissen für die Verbreitung energieeffizienter Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln wurden Vorschläge für Maßnahmen und Lösungsstrategien erarbeitet. Außerdem wurde eine Machbarkeitsstudie für den Bau einer Hauswärmepumpe mit dem Kältemittel Ammoniak erstellt.

3.3 Definitionen

3.3.1 Primärenergieverbrauch

Der Inland-Primärenergieverbrauch basiert auf den im Inland gewonnenen Primärenergie-trägern sowie sämtlichen importierten Energieträgern. Davon abgezogen werden Ausfuhr und Speicherung von Energieträgern.

Aus Sicht der Anwendung entspricht der Inland-Primärenergieverbrauch der Summe der für energetische und nichtenergetische (z.B. chemische) Zwecke eingesetzten Energie, der durch Energieumwandlung entstehenden Verluste, der Fackel- und Leitungsverluste sowie der in den Energiebilanzen nachgewiesenen statistischen Differenzen. [Destatis 2012]

3.3.2 Treibhausgasemissionen

Emissionen folgender Treibhausgase (Stoffe oder Stoffgruppen) gemäß Kyoto-Protokoll: Kohlendioxid (CO₂), Methan (CH₄), Distickstoffoxid (N₂O), teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe (HFKW/engl.: HFC), perfluorierte Kohlenwasserstoffe (FKW/engl.: PFC) und Schwefelhexafluorid (SF₆). Das Basisjahr ist 1990 für CO₂, CH₄, N₂O und 1995 für HFKW, FKW, SF₆. Die Berechnung erfolgt auf Basis der Datenbank ZSE (Zentrales System Emissionen) des Umweltbundesamtes unter Berücksichtigung weiterer energiestatistischer Informationen. [Destatis 2012]

3.3.3 Jahresarbeitszahl

Die Jahresarbeitszahl bei elektrisch angetriebenen Wärmepumpen ist das Verhältnis von abgegebener Wärmemenge zu eingesetzter Strommenge (einschließlich des Stroms für periphere Verbraucher, z.B. Grundwasserpumpe, Soleumwälzpumpe, Notheizstab, Regelung), betrachtet über den Zeitraum eines Jahres. [BAFA 2011]

3.4 Betrachtungen zu natürlichen Kältemitteln

Für die hier untersuchten Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln kommen drei verschiedene Kältemittel in Betracht: Ammoniak (R717), Kohlendioxid (R744) und Propan (R290). Jedes dieser Kältemittel hat spezifische Vor- und Nachteile, die in den folgenden Abschnitten zusammengefasst werden. Die Untersuchungen zur Hauswärmepumpe erfolgten ausschließlich mit Propan.

3.4.1 Ammoniak (NH₃)

Ammoniak wird als Kältemittel seit über 100 Jahren erfolgreich in Industriekälteanlagen eingesetzt. Es ist ein farbloses, unter Druck verflüssigtes Gas mit stechendem Geruch. Als Kältemittel ist Ammoniak unter der kältetechnischen Bezeichnung R717 (R = Refrigerant) bekannt und wird für die Verwendung in der Kältetechnik synthetisch hergestellt. Ammoniak hat kein Ozonabbaupotenzial (ODP = 0) und keinen direkten Treibhauseffekt (GWP = 0). Auf Grund der hohen Energieeffizienz eines Ammoniak-Kälteprozesses ist auch der Beitrag zum indirekten Treibhauseffekt vergleichsweise gering. Ammoniak ist bedingt brennbar. Die erforderliche Zündenergie ist jedoch 50-mal höher als die von Erdgas, und ohne Stützflamme brennt Ammoniak nicht weiter. In Verbindung mit der hohen Affinität des Ammoniaks zur Luftfeuchtigkeit hat das zur Einstufung als „schwer entzündlich“ geführt. Ammoniak ist giftig, besitzt aber einen charakteristischen, stechenden Geruch mit hoher Warnwirkung und ist bereits ab einer Konzentration von 3 mg/m³ in der Luft wahrnehmbar, was bedeutet, dass die Warnwirkung lange vor einer gesundheitsschädlichen Konzentration (> 1750 mg/m³) eintritt. Ammoniak ist des Weiteren leichter als Luft und steigt deshalb schnell auf.

Ammoniak ist wegen hoher Verdampfungsenthalpie, gutem Wärmeübergang und guter Drucklage das Kältemittel mit den nachweislich besten thermodynamischen Eigenschaften. Es ist das einzige natürliche Kältemittel, auf das die Industrie aufgrund der hohen Effizienz nie verzichten wollte. Auch aus ökologischer Sicht ist Ammoniak unschlagbar: Es trägt weder zum Abbau der Ozonschicht noch zur Klimaerwärmung bei (ODP und GWP = 0) und auch die TEWI Bilanz fällt aufgrund der hohen Leistungszahl (engl.: coefficient of performance (COP)) von Ammoniakanlagen günstig aus [Eurammon 2010].

3.4.2 Kohlendioxid (CO₂)

Kohlendioxid ist in der Kältetechnik unter der kältetechnischen Bezeichnung R744 bekannt und verfügt dort über eine lange Tradition, die bis weit ins 20. Jahrhundert reicht. Es ist ein farbloses, unter Druck verflüssigtes Gas mit schwach säuerlichem Geruch beziehungsweise Geschmack. Kohlendioxid besitzt kein Ozonabbaupotenzial (ODP = 0) und in der Verwendung als Kältemittel in geschlossenen Kreisläufen einen vernachlässigbaren direkten Treibhauseffekt (GWP = 1). Es ist nicht brennbar, chemisch inaktiv und schwerer als Luft. Auf den Menschen wirkt Kohlendioxid erst bei hohen Konzentrationen narkotisierend und erstickend. Kohlendioxid ist in sehr großen Mengen natürlich vorhanden.

Das Interesse an CO₂-Kälteanlagen hat in den letzten Jahren weltweit stetig zugenommen. Die energetische Effizienz von Anlagen mit CO₂ als Kältemittel hängt vor allem von der temperaturbedingten Prozessgestaltung ab. So ist ein CO₂-System einer mit synthetischen Kältemitteln betriebenen Anlage in Punkto Effizienz deutlich überlegen, wenn es im subkritischen Bereich eingesetzt wird. Aber auch im überkritischen Bereich können CO₂-Anlagen im Hinblick auf die Effizienz mit gutem Erfolg optimiert werden. Bestätigt hat das unter anderem die Coca Cola Company, die für ihre 550-Liter-Kühlschränke sowohl CO₂ als

auch R134a einsetzt. Ergebnis: Die mit CO₂ betriebenen Anlagen verbrauchen 20 bis 30 Prozent weniger Energie [Eurammon 2010]

3.4.3 Kohlenwasserstoffe

Kälteanlagen mit Kohlenwasserstoffen wie Propan (R290, C₃H₈), Propen (R1270, C₃H₆) oder Isobutan (R600a, C₄H₁₀) sind weltweit seit vielen Jahren in Betrieb. Kohlenwasserstoffe sind unter Druck verflüssigte, farb- und fast geruchlose Gase, die weder ein Ozonabbau Potenzial (ODP = 0) noch einen nennenswerten direkten Treibhauseffekt (GWP = 3) haben.

Kohlenwasserstoffe haben ausgezeichnete thermodynamische Eigenschaften, weshalb die mit ihnen betriebenen Kälte- und Klimaanlage besonders energiesparend sind. Sie sind gut mit gängigen Kälteölen mischbar und die kritische Temperatur liegt relativ hoch. Die Brennbarkeit von Kohlenwasserstoffen erfordert zwar hermetisch dichte Systeme und einen Explosionsschutz für elektrische Komponenten, aber die Komponenten sind verfügbar und der sichere Betrieb ist heute gut beherrschbar [Eurammon 2010]. Wegen der Brennbarkeit und der deshalb vorhandenen Sicherheitsvorrichtungen liegen die Kältemittelverluste nahe Null.

Kohlenwasserstoffe sind weltweit preiswert erhältlich und werden dank ihrer idealen kältetechnischen Eigenschaften besonders in Anlagen mit geringen Füllmengen eingesetzt.

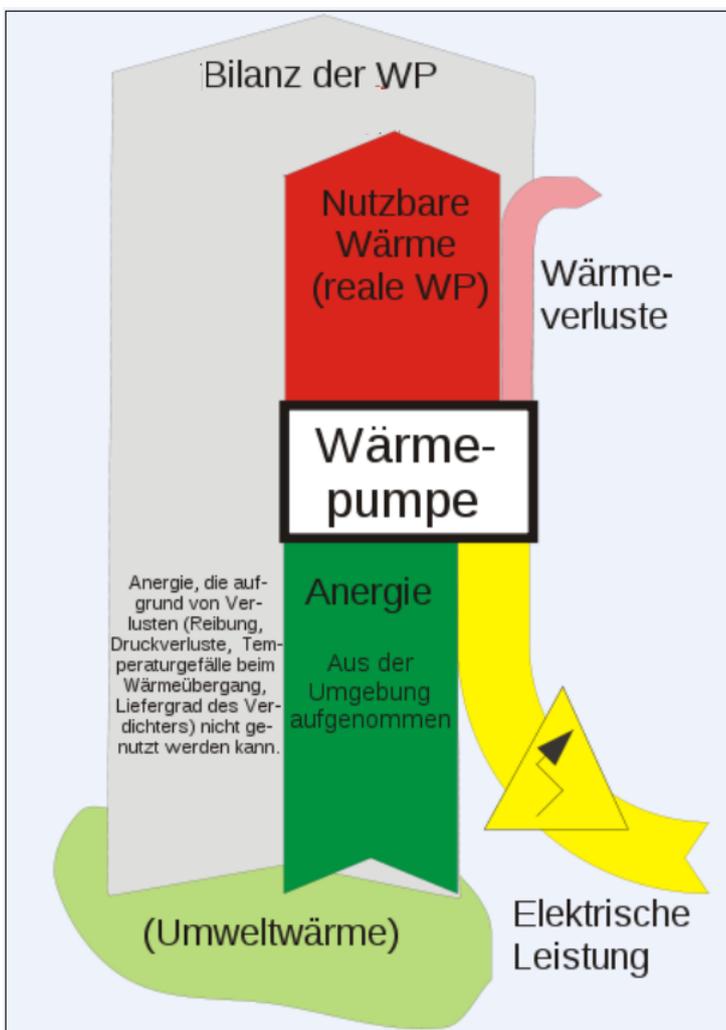
Propan hat sehr ähnliche thermodynamische Eigenschaften wie das chlorierte Kältemittel R22. Einige Länder im asiatischen Raum haben deshalb in zentralen Klimaanlage R22 durch Propan ersetzt und berichten von 10 bis 30 Prozent weniger Energieverbrauch, bei nur geringen erforderlichen Änderungen der Anlagen.

4 Grundlagen zu Wärmepumpen

4.1 Thermodynamik

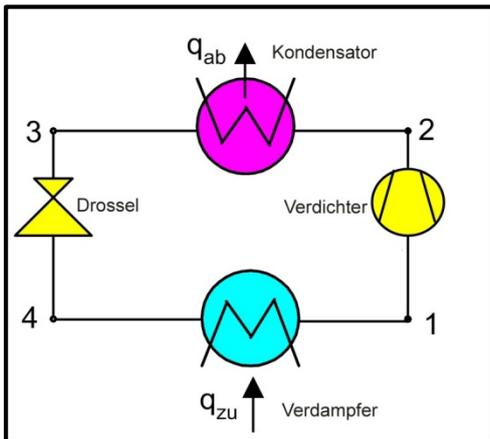
Wärmepumpen und Kältemaschinen unterscheiden sich im Wesentlichen nur darin, ob die Wärmequelle oder die Wärmesenke genutzt wird. Im günstigsten Fall sind sowohl die Quelle als auch die Senke nutzbar. Mit Hilfe von zugeführter (elektrischer oder thermischer) Energie wird Wärme von einem niedrigen Temperaturniveau auf ein höheres Temperaturniveau angehoben (s. Abbildung 5). Für die ökologische Bilanz ist dabei noch entscheidend, auf welchem Weg der eingesetzte elektrische Strom gewonnen wird, das heißt, welcher Primärenergiefaktor bzw. welcher CO₂-Ausstoß für die Erzeugung des Stroms angesetzt werden muss.

Abbildung 5: Energieflussschaubild einer Wärmepumpe, [Wikipedia 2012]



Beim einstufigen Grundprozess der Wärmepumpe wird dabei das Kältemittelgas in einem Verdichter (Hubkolben-, Scroll-, Rollkolben-, Schrauben- oder Turboverdichter als wichtigste Vertreter) auf den Hochdruck verdichtet. Unter Wärmeabgabe im Kondensator (Nutzwärme der Wärmepumpe) wird das Kältemittel verflüssigt. Danach wird das Kältemittel im Expansionsventil bei gleichzeitiger Abkühlung auf ein niedrigeres Druckniveau entspannt. Unter Wärmeaufnahme (Umweltenergie oder Abwärme) wird es im Verdampfer verdampft und danach wieder dem Verdichter zugeführt (s. Abbildung 6).

Abbildung 6: Schaltbild einer Wärmepumpe mit Kaltdampfprozess [Sperlich 2002]

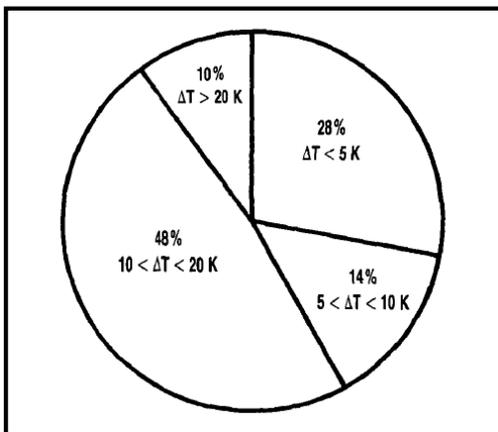


4.2 Klassifizierung

4.2.1 Nach der Aufgabenstellung

Gerade im Hinblick auf die unterschiedlichen Vor- und Nachteile der hier betrachteten natürlichen Kältemittel ist die Klassifizierung nach der Aufgabenstellung sinnvoll. Nach [Schnitzer 1985] ist die Unterscheidung nach der Temperaturspreizung sowohl der Wärmequelle als auch der Wärmesenke wichtig. Abbildung 7 zeigt die unterschiedlichen Anteile verschiedener Spreizungen auf der Wärmequellenseite.

Abbildung 7: Verteilung der benötigten Abkühlung der Wärmequellen bei Industrierärmepumpen [Schnitzer 1985]



Auf der Wärmesenkenseite sind kleine Temperaturspreizungen (0 bis 10 K) für die Heizungsanwendungen signifikant, große Temperaturspreizungen ($>10 \text{ K}$) hingegen für die Erwärmung von Stoffströmen charakteristisch. Beide Aufgabenstellungen sind thermodynamisch sehr unterschiedlich und es gibt jeweils optimale Prozessführungen bzw. Kältemittel.

Für große Temperaturspreizungen (Erwärmung von Stoffströmen – im Sinne dieser Studie vor allem Brauchwarmwassererzeugung) sind Kältemittel geeignet, die bei der Wärmeabgabe/Kondensation einen relativ großen Temperaturleit haben oder aber überkritisch arbeiten (z.B. CO_2). Für kleine Temperaturspreizungen sind alle Kältemittel geeignet, die unterkritisch bei relativ konstanten Temperaturen kondensieren (alle anderen hier betrachteten Kältemittel).

4.2.2 Nach thermodynamischem Grundprozess

Etwa 99% aller in Deutschland und Europa installierten Wärmepumpen arbeiten nach dem Kaldampfprozess. Dieser wurde schon kurz im Abschnitt 4.1 erläutert. Merkmal dieses Prozesses ist die mechanische Verdichtung. In den häufigsten Fällen erfolgt diese elektrisch, aber es gibt auch gasmotorisch angetriebene Wärmepumpen.

Ein weiterer Prozess ist der Ad- bzw. Absorptionsprozess für Wärmepumpen. Hierbei wird das Kältemittel durch einen sogenannten thermischen Verdichter auf den Kondensationsdruck verdichtet. Diese Wärmepumpen verwenden als Hauptantriebsenergie Wärme und meist nur zu einem geringen Prozentsatz mechanische Energie (zum Antrieb von Pumpen). Wenn die Antriebswärme kostenlos oder preiswert als Ab- oder Solarwärme o.ä. zur Verfügung steht, können diese Wärmepumpen eine gute Alternative zu den Kompressionswärmepumpen sein.

4.2.3 Nach der Wärmequelle

4.2.3.1 Außenluft

Vom technischen Aufwand her ist die Nutzung der Außenluft als Wärmequelle am einfachsten. Sie ist in der Regel überall ausreichend verfügbar. Nachteil bei der Nutzung von Außenluft sind die starken Temperaturschwankungen, denen die Außenluft unterliegt. Hinzu kommt, dass bei sinkenden Außentemperaturen die Leistung und die Energieeffizienz der Wärmepumpe zurückgehen, andererseits aber der Wärmebedarf im Falle der Gebäudebeheizung im gleichen Maße steigt. Bei Verdampfungstemperaturen unter 0°C muss der Verdampfer regelmäßig abgetaut werden, was die Energiebilanz des Systems verschlechtert.

4.2.3.2 Grundwasser

Die Verfügbarkeit und die wirtschaftliche Nutzung von Grundwasser als Wärmequelle sind stark von den geologischen und geografischen Gegebenheiten abhängig. Dafür hat Grundwasser den Vorteil, mit relativ konstanten Temperaturen von ca. 10°C ganzjährig vorzuliegen. In der Regel müssen für die Nutzung von Grundwasser mindestens zwei Brunnen gebohrt werden – einer für die Entnahme und ein zweiter für die Wiedereinbringung des Wassers. Wasser hat in den Wärmeübertragern von Wärmepumpen einen besseren Wärmeübergang als die im Folgenden beschriebene Sole. Andererseits muss immer die Frostfreiheit gewährleistet werden.

4.2.3.3 Erdreich (oberflächennah)

Ähnlich wie Grundwasser hat das Erdreich ab einer bestimmten Tiefe (ca. 10m) eine über das Jahr konstante Temperatur von ca. 10°C. Die Nutzung des Erdreichs als Wärmequelle erfolgt über Erdwärmekollektoren oder Erdwärmesonden. Dabei unterscheidet man noch danach, ob das Kältemittel in diesen Sonden direkt die Wärme aufnimmt und verdampft oder ob die Wärme über einen mit Sole gefüllten Zwischenkreis der Wärmepumpe zugeführt wird. Letzteres ist häufiger der Fall, weshalb diese Sole-Wasser-Wärmepumpen einen relativ großen Marktanteil besitzen. Dieser ist allerdings in den letzten Jahren zugunsten der Luft-Wasser-Wärmepumpe zurückgegangen (siehe auch Marktübersicht).

4.2.3.4 Abwärme

Vor allem bei den Industriegewärmepumpen spielt die Nutzung von Abwärme als Wärmequelle eine große Rolle. Diese Abwärme kann von technischen Prozessen stammen, häufig aber auch von BHKW. Weil die Abwärme sehr unterschiedlich vorliegt (Abluft, Abgas, warmes Wasser

oder andere Medien mit sehr unterschiedlichen Temperaturen) ist eine generelle Bewertung auch der Wirtschaftlichkeit schwierig. Im Abschnitt Industriewärmepumpen wird deshalb eine Methode vorgestellt, auch Wärmepumpen miteinander vergleichen zu können, die unterschiedliche Quellen- und Nutzttemperaturen besitzen.

4.2.4 Nach dem verwendeten Kältemittel

Wie auch im Abschnitt 5.2 qualitativ ausgeführt, gibt es nur eine überschaubare Anzahl von Kältemitteln, die in Wärmepumpen verwendet werden. In der Tabelle 1 sind diese Kältemittel mit einigen wesentlichen Eigenschaften zusammengestellt. Deutlich ist zu erkennen, dass sämtliche HFKW einen sehr hohen GWP-Wert haben, hingegen die natürlichen Kältemittel sicherheitstechnisch Nachteile besitzen.

Tabelle 1: Für Wärmepumpen übliche Kältemittel und einige Haupteigenschaften [BFE 2008], [IPCC 2007]

Kältemittel	GWP _{100a} (CO ₂ =1,0)	Praktischer Grenzwert (kg/m ³)	Angaben zur Sicherheit	Kritische Temperatur (°C)	Temperaturleit bei 1 bar _a (K)	Siedetemperatur bei 1 bar _a (°C)
R134a	1430	0,25	-	101	0	-26
R404A	3922	0,48	-	73	0,7	-47
R407C	1774	0,31	-	87	7,4	-44
R410A	2088	0,44	-	72	<0,2	-51
R290	3	0,008	Brennbar	97	0	-42
R717	0	0,00035	Giftig	133	0	-33
R723	8	-	Giftig	131	0	-37
R744	1	0,07	Hoher Druck	31	0	-57

4.3 Förderung

Wichtigstes Förderinstrument für den Markt der Wärmepumpen zur Gebäudebeheizung (vor allem im Wohngebäudebereich) ist das Marktanreizprogramm (MAP) der Bundesregierung [BAFA 2012]. Die Förderung ist dabei an Mindestanforderungen zur Effizienz geknüpft, die abhängig von der Wärmequelle definiert sind. In gewissen Abständen werden diese Mindestanforderungen überprüft und ggf. angepasst. Nach der letzten Änderung Anfang 2012 gelten folgende Randbedingungen:

Tabelle 2: Aktuelle Kriterien für eine BAFA-Förderung für elektrisch betriebene Wärmepumpen [BAFA 2012]

	Mindest-Jahresarbeitszahl	Mindest-COP ¹
Luft/Wasser-Wärmepumpen	3,5	3,10 (im Betriebspunkt A2/W35)
Sole/Wasser-Wärmepumpen	3,8 (bei Nichtwohngebäuden 4,0)	4,30 (im Betriebspunkt B0/W35)
Wasser/Wasser-Wärmepumpen	3,8 (bei Nichtwohngebäuden 4,0)	5,10 (im Betriebspunkt W10/W35)

¹ Bei elektrisch angetriebenen Wärmepumpen bis einschließlich 100 kW Nennwärmeleistung gemäß Prüfnorm EN 14511 [DIN EN 14511: 2012] für Luft/Wasser-Wärmepumpen bei A2/W35, Sole/Wasser-Wärmepumpen bei B0/W35 und Wasser/Wasser-Wärmepumpen bei W10/W35.

Tabelle 3: Aktuelle Kriterien für eine BAFA-Förderung für gasmotorisch angetriebene oder Absorptionswärmepumpen [BAFA 2012]

	Mindest-Jahresheizzahl	Mindest-Heizzahl
Luft/Wasser-Wärmepumpen	1,3	1,24 (im Betriebspunkt A2/W35)
Sole/Wasser-Wärmepumpen		1,72 (im Betriebspunkt B0/W35)
Wasser/Wasser-Wärmepumpen		2,04 (im Betriebspunkt W10/W35)

Die Mindestanforderungen an den COP-Wert elektrisch angetriebener Wärmepumpen bzw. an die Heizzahl von Gasmotor- oder Gasabsorptionswärmepumpen ergeben sich gemäß dem europäischen Umweltzeichen „Euroblume“.

Im Industriebereich werden Wärmepumpen häufig im Rahmen größerer Projekte von diversen verschiedenen Stellen gefördert (Bund, Länder, Kommunen).

4.4 Dichtheitsanforderungen

Entsprechend der EU-Verordnungen (EG) Nr. 842/2006 [EG 2006] und (EG) Nr. 1516/2007 [EG 2007] gelten für Kälteanlagen und Wärmepumpen mit FKW bzw. HFKW in Abhängigkeit von Ihrer Füllmenge und der Bauart bestimmte Anforderungen zur Sicherstellung der Anlagendichtheit.

Kontrollen auf Dichtheit sind bei Kälte- und Klimaanlageanlagen sowie Wärmepumpen mit fluorierten Kältemitteln bzw. Kältemittel-Gemischen nach Vorgaben der Tabelle 4 durchzuführen.

Tabelle 4: Fristen für die Kontrolle auf Dichtheit

Füllmenge	Intervall	Prüfpflicht ab
3 kg bis < 30 kg 6 kg bis < 30 kg (für hermetisch geschlossenes System)	alle 12 Monate	04.07.2007
30 kg bis < 300 kg	alle 6 Monate alle 12 Monate ²	04.07.2007
ab 300 kg	alle 3 Monate alle 6 Monate ²	04.07.2007

Darüber hinaus müssen auf nationaler Ebene Dichtheitsanforderungen gemäß der Chemikalien-Klimaschutzverordnung [ChemKlimaschutzV] eingehalten werden. Betreiber ortsfester Anlagen müssen sicherstellen, dass der spezifische Kältemittelverlust der Anwendung während des Normalbetriebs die in Tabelle 5 genannten Grenzwerte nicht überschreitet.

² Gemäß Artikel 3, Absatz 4 der Verordnung (EG) Nr. 842/2006 können durch die Installation eines automatischen Leckage-Erkennungssystems die Anzahl der Dichtheitsprüfungen halbiert werden.

Tabelle 5: Grenzwerte spezifischer Kältemittelverluste für ortsfeste Anlagen in Abhängigkeit vom Anlagenalter
[ChemKlimaschutzV]

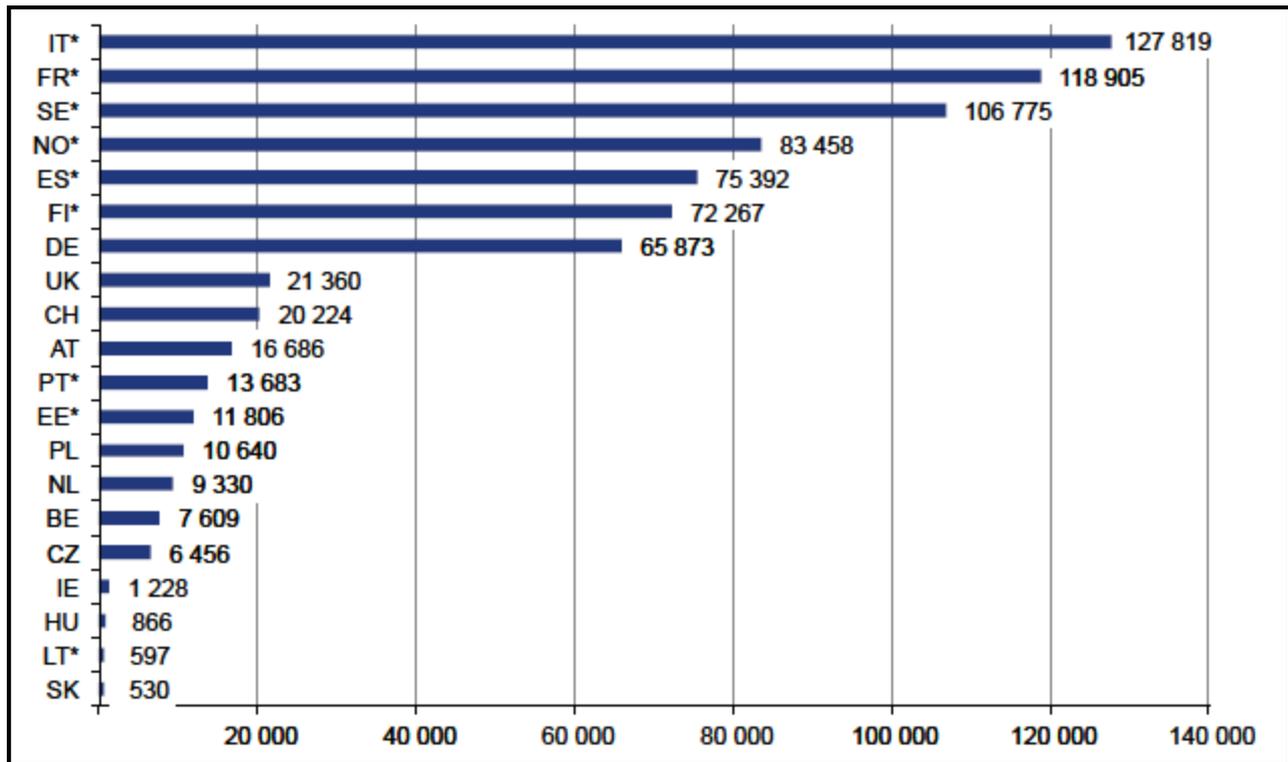
Errichtungsdatum der Anwendung	Füllmenge	Grenzwert
Nach dem 30.06.2008	< 10 kg	3% / a
	10 kg bis 100 kg	2% / a
	> 100 kg	1% / a
Vom 01.07.2005 bis zum 30.06.2008	< 10 kg	6% / a
	10 kg bis 100 kg	4% / a
	> 100 kg	2% / a
Vor dem 01.07.2005	< 10 kg	8% / a
	10 kg bis 100 kg	6% / a
	> 100 kg	4% / a

5 Marktübersicht Hauswärmepumpen

5.1 Europa

Die umfangreichste Marktstudie zu Wärmepumpen in Europa veröffentlicht jährlich die European Heat Pump Association (EHPA) [EHPA 2012].

Abbildung 8: Verkauf von Wärmepumpen in 2011 je Land (* inklusive Verkauf von reversiblen Luft-Luft-Wärmepumpen) [EHPA 2012]



In diesen Statistiken (Abbildung 8 bis Abbildung 10) sind keine Angaben zu den verwendeten Kältemitteln enthalten. Shecco, eine der führenden Organisationen, die sich mit der Verbreitung der natürlichen Kältemittel in der Kälte- und Wärmepumpentechnik beschäftigen, besitzt dazu auch keine Zahlen [Maratou, 2012]. Diese Organisation befindet sich in engem Kontakt zu EHPA, damit ggf. zukünftig dieser Aspekt mit in die Statistiken von EHPA aufgenommen wird. Es wird aber geschätzt, dass im kleinen Leistungsbereich der Hauswärmepumpen auch im skandinavischen Markt der Anteil nicht größer als 5 % ist. Anders verhält es sich bei Großwärmepumpen (und -kälteanlagen). Hier spielen gesetzliche Vorgaben und eine restriktive Besteuerungspolitik in einigen europäischen Ländern (z.B. Dänemark und Norwegen) eine große Rolle.

Die meisten Wärmepumpen werden in Italien, Frankreich und Schweden installiert, gefolgt von Norwegen, Spanien, Finnland und Deutschland. Während in den skandinavischen Ländern aufgrund des hohen Anteils der Stromgewinnung aus Wasserkraft die Wärmepumpen eine weite Verbreitung gefunden haben, dominieren in Südeuropa Luft-Luft-Wärmepumpen, die auch zur Klimatisierung eingesetzt werden (s. Abbildung 10).

Abbildung 9: Verkaufszahlen nach Produktkategorien in EU-20, 2011 (inkl. reversible Luft/Luft-WP, H - vorrangig Heizfunktion) [EHPA 2012]

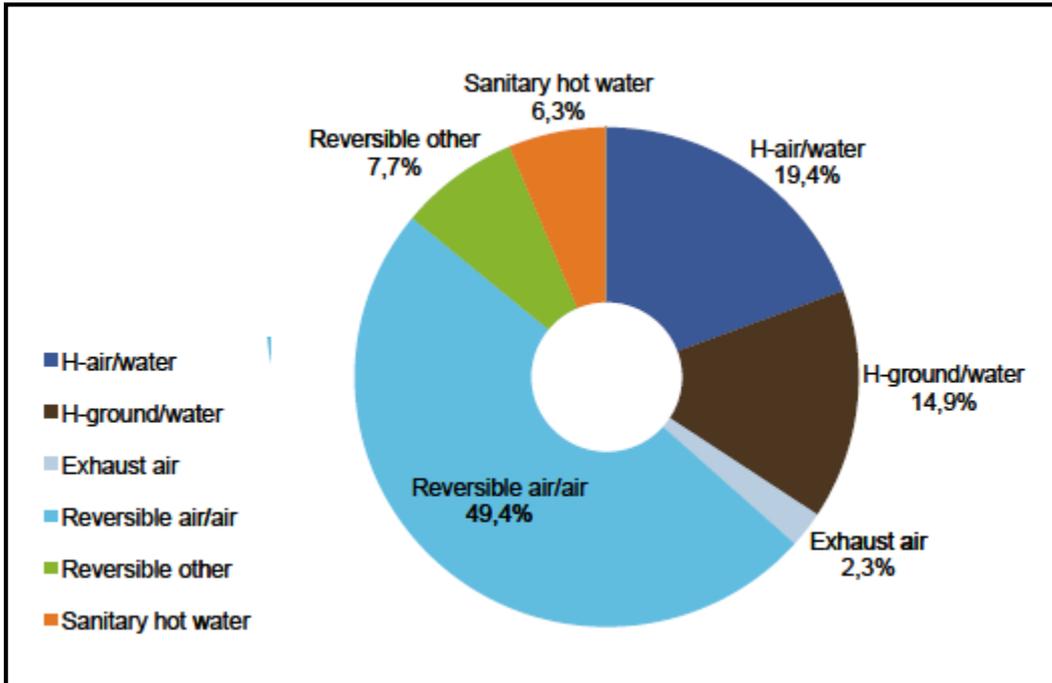
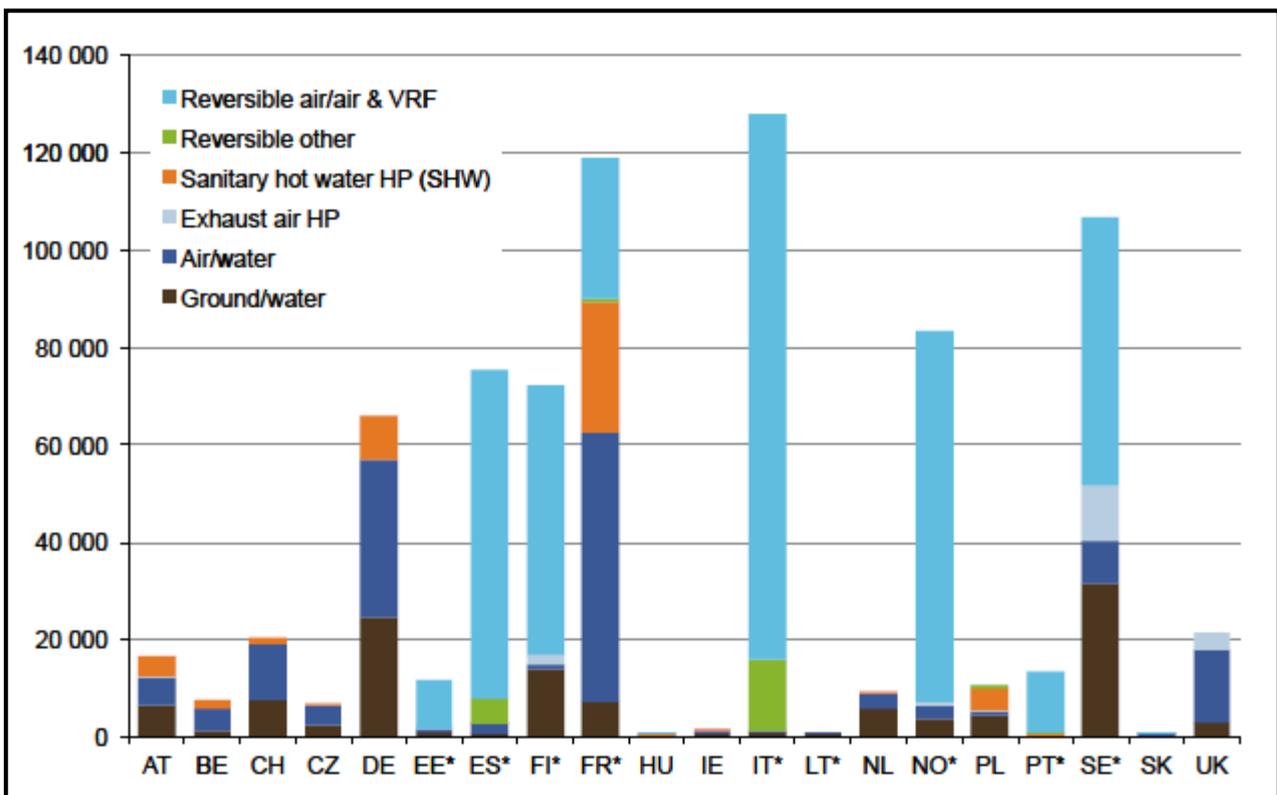


Abbildung 10: Verkaufszahlen nach Ländern und Kategorien in EU-20, 2011 [EHPA 2012]



In Deutschland, Frankreich und Schweden ist der Anteil der Wärmepumpen mit einem Wassersystem auf der Sekundärseite, am höchsten, wobei in Frankreich Außenluft als Wärmequelle überwiegt, während in Schweden Grundwasser bzw. Erdwärme am häufigsten als Quelle genutzt wird.

5.2 Deutschland

In Deutschland gibt es eine große Anzahl von Herstellern von Wärmepumpen. In der aktuellen BAFA-Liste [BAFA 2012a] für die Wärmepumpen, die für eine Förderung im Rahmen des Marktanzreizprogramms [BAFA 2012] in Frage kommen, befinden sich über 100 Hersteller mit insgesamt über 2000 Geräten. Darüber hinaus existieren weitere Wärmepumpen, die aus folgenden Gründen nicht in dieser Liste vermerkt sind:

- Sie erfüllen die Kriterien für eine Förderung nicht;
- Eine erforderliche Messung nach der Prüfnorm wurde nicht durchgeführt;
- Sie erfüllen zwar die Prüfnorm, werden aber nicht in Deutschland vertrieben;
- Bauartbedingt gibt es keine einheitliche Prüfnorm und aus diesem Grund keine Förderkriterien (z.B. Direktverflüssigung).

Die BAFA-Liste unterliegt einer ständigen Aktualisierung und kann unter www.bafa.de heruntergeladen werden. Die gelisteten Wärmepumpen vereinen schätzungsweise etwa 90 bis 95% des Marktvolumens in Deutschland auf sich. Aus diesem Grund und wegen der durch die zwingend notwendigen unabhängigen Messungen gesicherten Datenbasis wurden nur diese Wärmepumpen in die vergleichenden Bewertungen einbezogen.

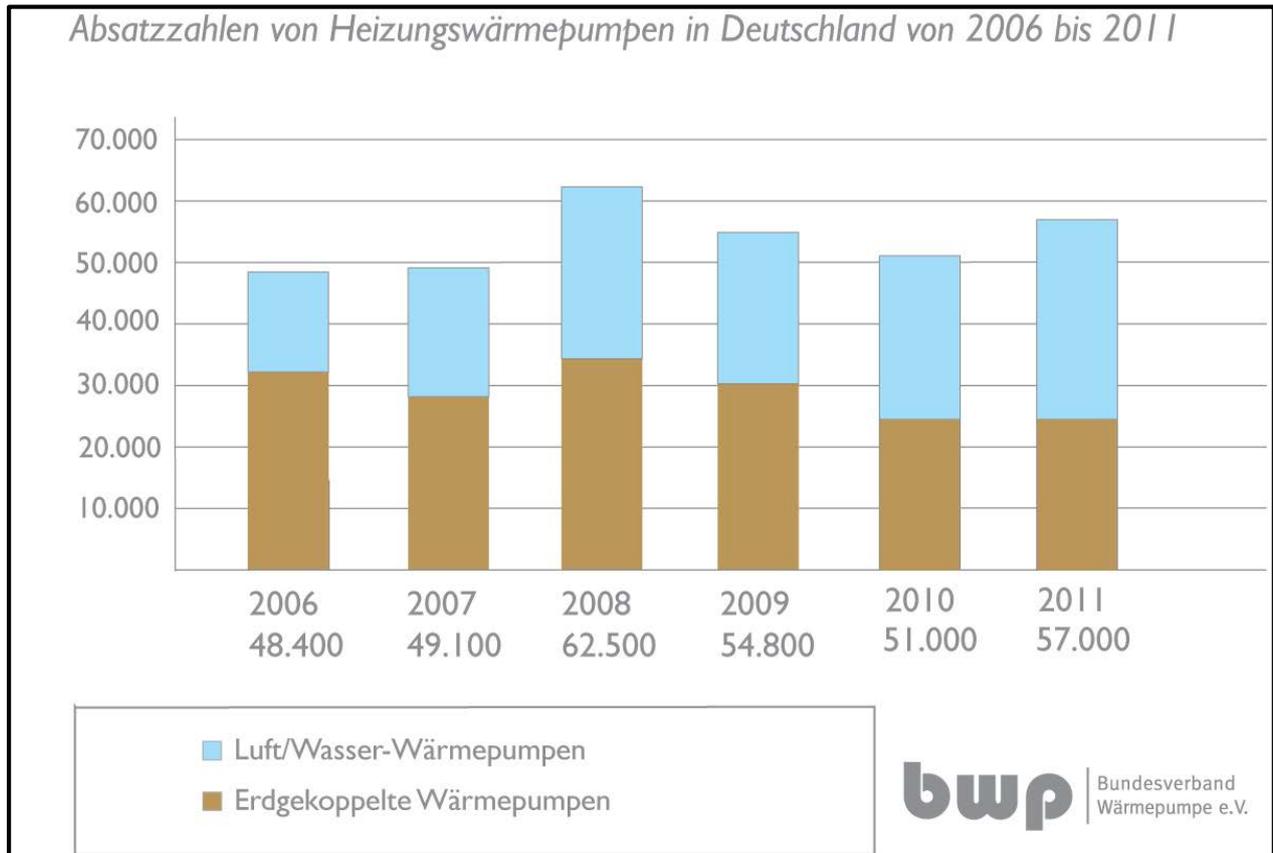
In folgende Kategorien werden die Geräte unterteilt (Tabelle 6):

Tabelle 6: Anzahl der Hersteller und Geräte nach Kategorien in [BAFA 2012a]

Kategorie	Anzahl Hersteller/ Marken	Anzahl Geräte	Leistung min/max	Leistung meiste Geräte
Luft-Wasser (elektr. betrieben)	83	>800	2,8 bis 50 kW	6 bis 12 kW
davon lieferbar mit natürlichem Kältemittel	3	6	5,2 bis 7,3 kW	5,2 bis 7,3 kW
Sole-Wasser (elektr. betrieben)	71	>650	4,1 bis 93 kW	7 bis 20 kW
davon lieferbar mit natürlichem Kältemittel	0	0		
Direktverdampfung - Wasser (elektr.)	8	52	5,2 bis 33 kW	8 bis 20 kW
davon lieferbar mit natürlichem Kältemittel	0	0		
Wasser - Wasser (elektr.)	63	>550	4,3 bis 95 kW	10 bis 20 kW
davon lieferbar mit natürlichem Kältemittel	0	0		
Wärmequelle Luft (gasbetrieben)	4	6	41 kW	41 kW
Wärmequelle Solarstrahlung (gasbetrieben)	1	1	10,2 kW	10,2 kW

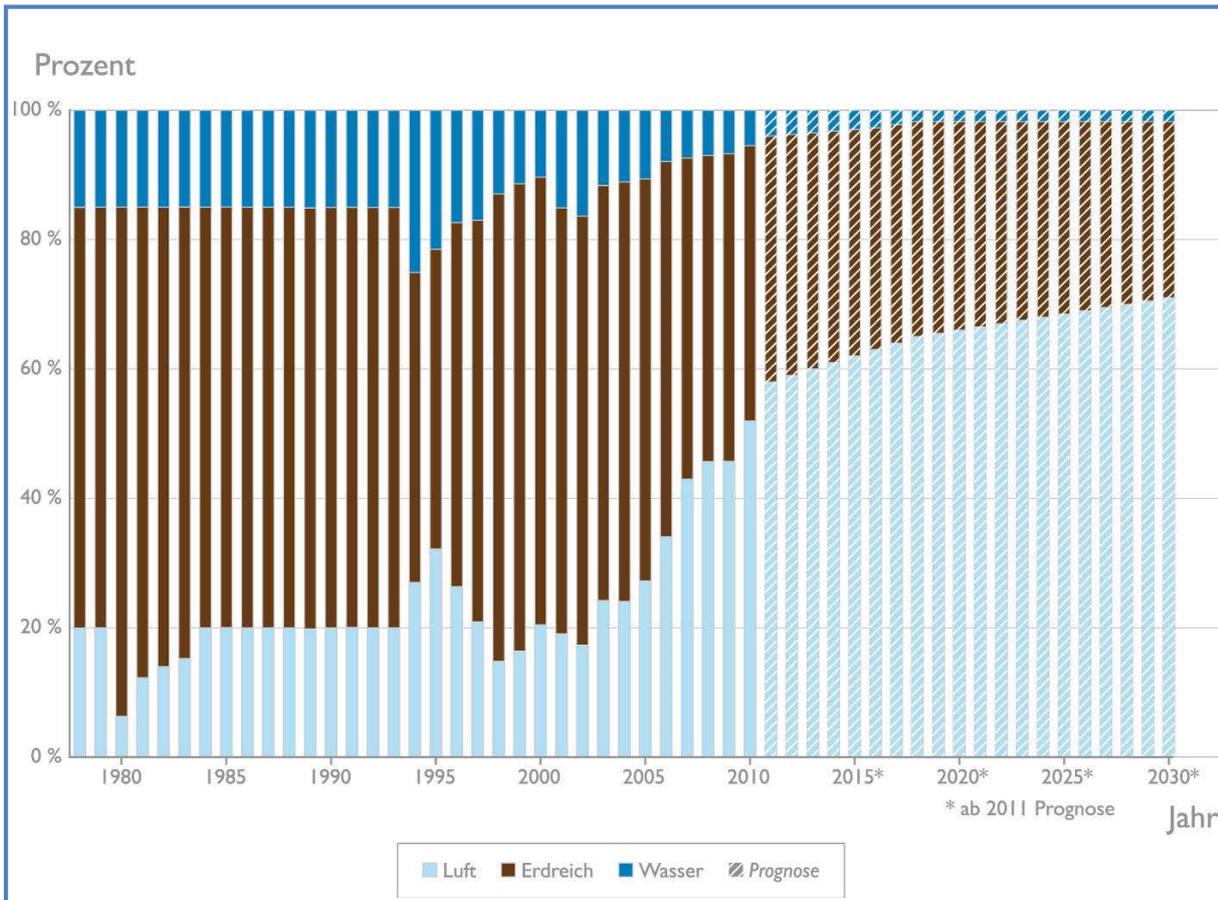
Die Anzahl von verfügbaren Geräten in der Kategorie Luft-Wasser-Wärmepumpe spiegelt auch den in den letzten Jahren deutlich gestiegenen Marktanteil dieser Bauform der Wärmepumpen wider. Anzumerken zu dieser Tabelle ist noch, dass die 6 lieferbaren Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln eigentlich nur zwei verschiedene Geräte unter drei Markennamen sind. In der Liste von Januar 2013 sind neue Propan-Wärmepumpen hinzugekommen.

Abbildung 11: Absatzzahlen von Wärmepumpen in Deutschland 2006-2011 [BWP 2012]



Die Abbildung 11 zeigt die Absatzzahlen von Heizungswärmepumpen in den letzten sechs Jahren. Eine weitergehende Grafik mit der Entwicklung der letzten 30 Jahre und einer Prognose für die nächsten Jahre zeigt Abbildung 12. Deutlich ist zu erkennen, dass erst seit ca. 2005 die Luft-Wasser-Wärmepumpen einen stark steigenden Marktanteil besitzen. Laut der Prognose vom Bundesverband Wärmepumpe wird dieser Anteil noch weiter über 60% ansteigen. Energetisch sind die Luft-Wärmepumpen den Sole- bzw. Wasser-Wasser-Wärmepumpen unterlegen, trotzdem werden sie verstärkt eingebaut – ausschlaggebend für diese Entwicklung sind die deutlich niedrigeren Investitionskosten (s. Kapitel 6).

Abbildung 12: Absatzzahlen seit 1978 und Prognose bis 2030 in Deutschland nach Wärmequelle [BWP 2011]



In der BAFA-Liste sind die verwendeten Kältemittel nicht mit vermerkt, so dass dies extra recherchiert werden musste. In der Liste vom 09.10.2012 sind noch drei Hersteller ermittelt worden, die Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel anbieten (Alpha-InnoTec, baugleich Novelan und CTA, Glen Dimplex – auch unter anderen Labels wie Weishaupt oder Lexeta vertrieben – sowie Hauteq). Allerdings erfüllen momentan nur die Propan-Wärmepumpen von Alpha-InnoTec die Bedingungen für eine Förderung. Einige Propan-Wärmepumpen waren früher in der BAFA-Liste, sind jetzt aber entweder vom Markt genommen oder fielen aufgrund verschärfter Grenzwerte aus der Liste. Seit Anfang 2013 sind von der Fa. Hauteq je zwei Sole/Wasser- und Wasser/Wasser-Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel in die Liste aufgenommen worden.

Laut [IÖW 2011] haben Wärmepumpen mit natürlichen Kältemittel momentan einen Marktanteil von ca. 5%. In der gleichen Studie sind Statistiken über die Leistungsgrößen der jeweiligen Wärmepumpen nach Bauart und die verwendeten Kältemittel in einer Grafik geordnet nach der Höhe des GWP des jeweils verwendeten Kältemittels aufgeführt (Abbildung 13, Abbildung 14). Da die BAFA-Liste einer kontinuierlichen Aktualisierung unterliegt, kommt es diesbezüglich zu leichten Abweichungen in verschiedenen Auswertungen. [Maratou 2012] schätzt ein, dass der Anteil von Hauswärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in Deutschland zwischen 3 und 5% liegt.

Abbildung 13: Leistungsgrößen von marktüblichen Wärmepumpen nach Typ [IÖW 2011]

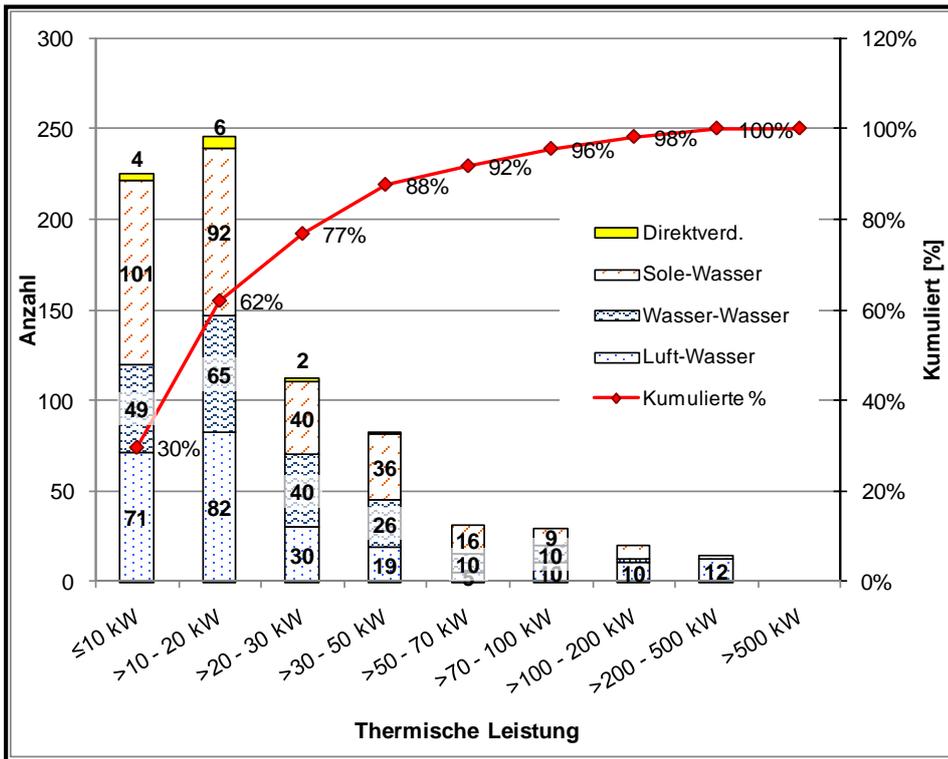
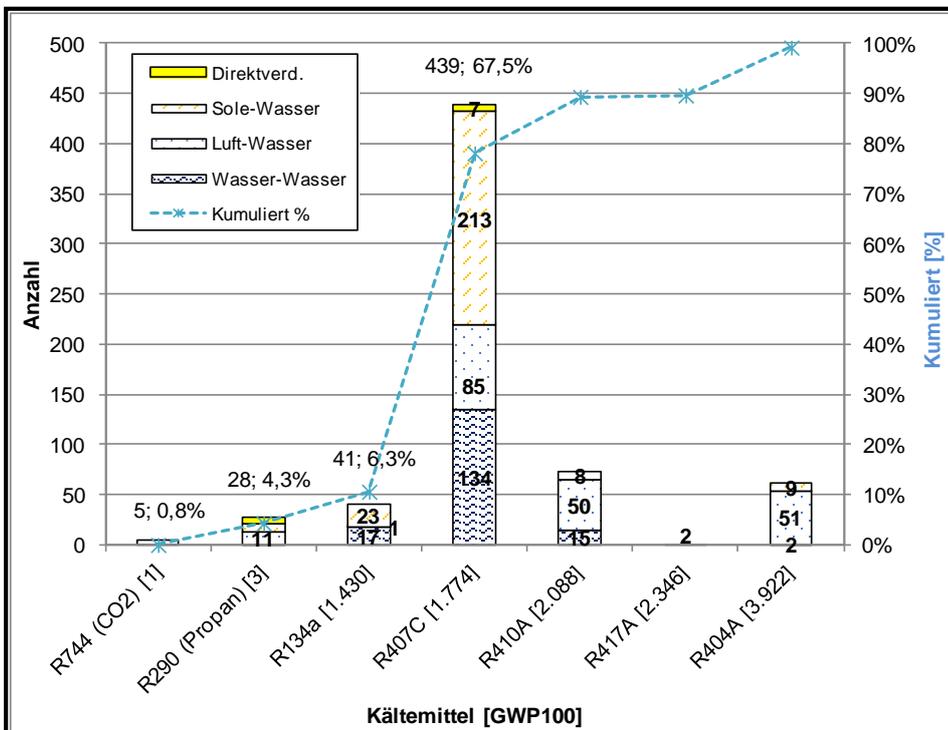


Abbildung 14: Verwendung von Kältemitteln in elektrisch betriebenen Wärmepumpen [IÖW 2011]



Für die Marktübersicht wurden folgende Eigenschaften der Systeme aus Herstellerangaben oder anderen Übersichten (d.h. Resultate von unabhängigen Prüfinstituten ([AIT 2010], [AIT 2011], [WPZ 2011], [WPZ 2012]) recherchiert und – soweit verfügbar - tabellarisch ausgewiesen.

Pflichtangaben:

- Leistungsbereich,
- Jahresarbeitszahl (JAZ, nach VDI 4650),
- Kältemittelart, -füllmenge,
- Antriebsart,
- Wärmeübertragung (direkt / indirekt über Wärmeträger),
- Einsatzzweck (Brauchwasserbereitung, Heizung, Prozesswärme).

Folgende weitere Angaben wurden, wenn möglich, mit in die Auflistung übernommen:

- Aufstellungsart bzw. -ort (außen und innen),
- Verdichterbauart,
- Wärmeübertragerbauart,
- Art des Expansionsventils (thermostatisch, elektronisch),
- Schalleistung.

Es wurden keine lieferbaren Hauswärmepumpen mit dem Kältemittel Ammoniak gefunden. Lediglich in einigen Forschungsprojekten wie [Monfared, Palm 2011], [Monfarad 2010], [Kopp 2005] werden die Auslegung und der Test von Haus- bzw. Kleinwärmepumpe mit Ammoniak beschrieben. Im Abschnitt 9 dieser Studie wird eine Machbarkeitsstudie zu einer kleinen Ammoniak-Wärmepumpe vorgestellt.

5.2.1 Luft-Wasser-Wärmepumpen

5.2.1.1 Leistungszahlverlauf Luft-Wasser-Wärmepumpen 1993 bis 2011

In [Eschmann 2012] sind eine Vielzahl von (auch internen) Daten der Messungen des WPZ Buchs ausgewertet worden, um Trends in der Entwicklung von Hauswärmepumpen abzuleiten. Interessant sind vor allem die Aussagen zum Leistungszahlverlauf und zum verwendeten Kältemittel. Abbildung 15 zeigt den Verlauf der durchschnittlichen COP der getesteten Wärmepumpen zwischen 1993 und 2011. Es ist ein kontinuierlicher Anstieg des COP zu erkennen, der allerdings seit 2009 fast stagniert bzw. nur sehr langsam steigt. Es wird in [Eschmann 2012] dazu bemerkt, dass die diesbezüglichen Fortschritte auch einhergehen mit der Anhebung der Grenzwerte für die Förderprogramme. Interessant im weiteren Sinn auch für diese Studie ist die Auswertung der verwendeten Kältemittel. Während bis zum Jahr 2000 Propan als Kältemittel einen signifikanten Marktanteil hatte, wurden in den letzten Jahren kaum noch Propan-WP getestet (siehe auch Abbildung 16). Das bedeutet auch, dass nur wenige neue Propan-WP in den Markt eingeführt wurden. Das mit Abstand am häufigsten eingesetzte Kältemittel ist R407C, gefolgt von R410A und R404A. Viele der im WPZ Buch vermessenen Wärmepumpen sind anschließend mit ihren Ergebnissen in der BAFA-Liste zu finden.

Abbildung 15: Leistungszahlverlauf nach EN 255 aller seit 1993 im WPZ getesteten Luft-Wasser-Wärmepumpen [Eschmann 2012]

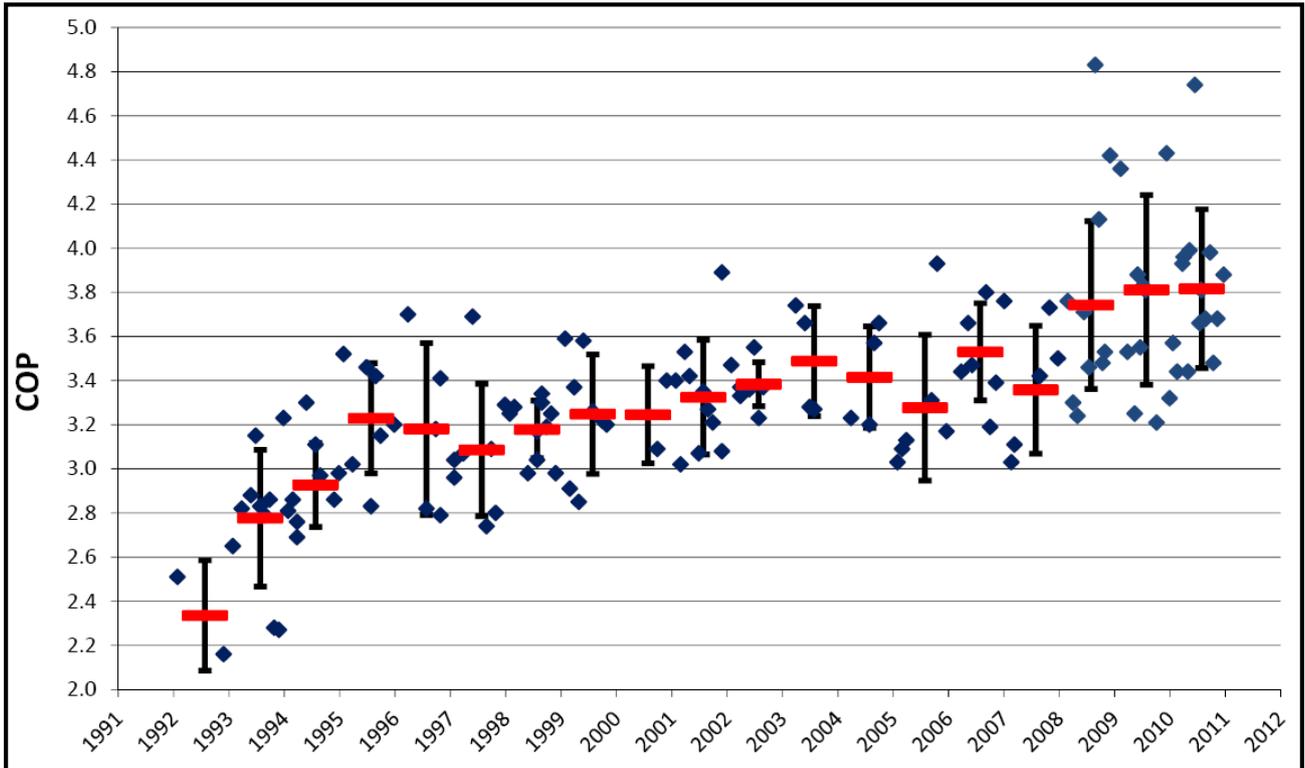
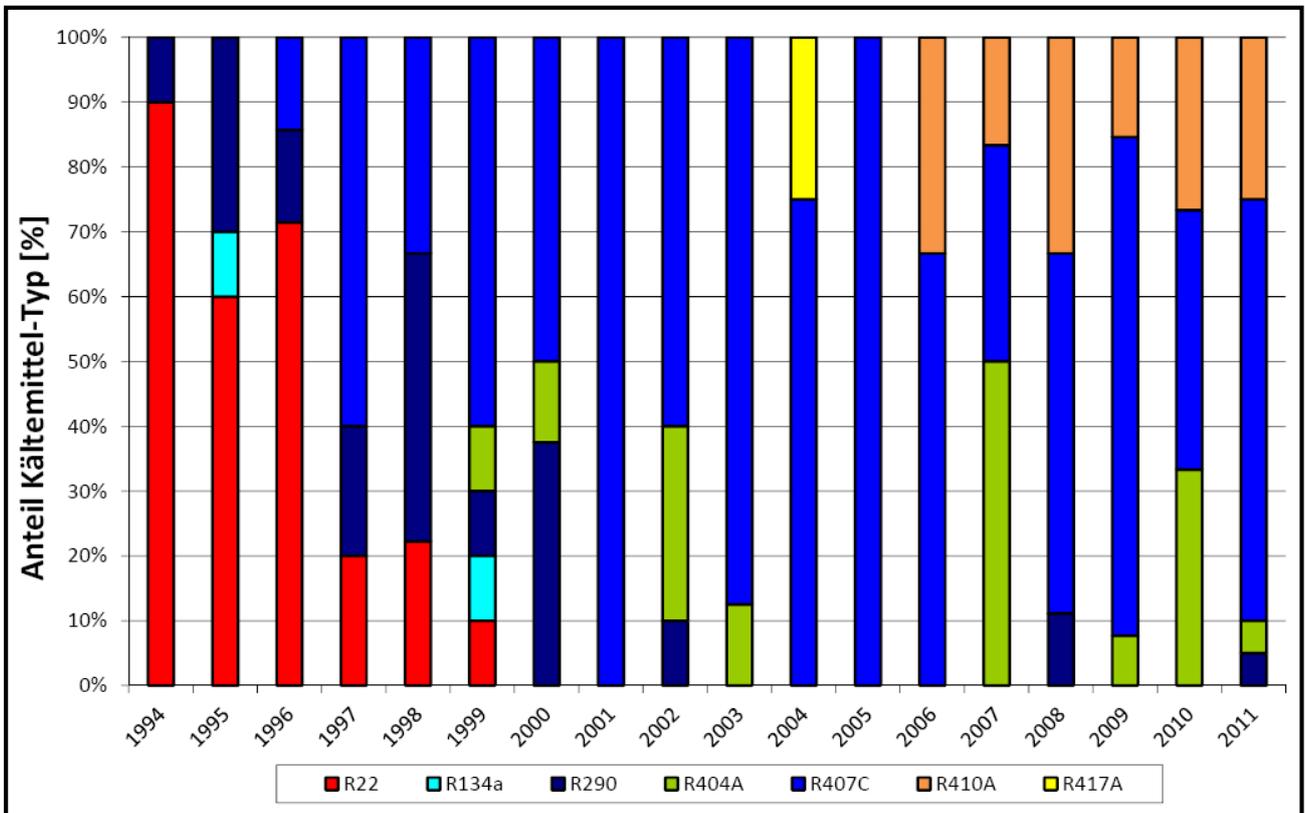


Abbildung 16: Verwendete Typen von Kältemitteln in Luft-Wasser-Wärmepumpen [Eschmann 2012]



5.2.1.2 Marktvergleich Wärmepumpen mit HFKW und mit natürlichen Kältemitteln

Auf der Grundlage der BAFA-Liste vom 30.09.2010 wurden detaillierte Vergleiche zwischen den Wärmepumpen mit HFKW und mit natürlichen Kältemitteln angestellt. Auf diesen Zeitpunkt beziehen sich weitgehend die folgenden Aussagen und auch die im Abschnitt 6 durchgeführten energetischen, ökologischen und wirtschaftlichen Vergleiche.

Die Entwicklung in diesem Sektor ist enorm schnelllebig, so dass zumindest eine Aktualisierung der Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln erforderlich wurde. Eine vollständige Liste der in den letzten Jahren verfügbaren Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln zeigt Tabelle 7. Um den Entwicklungsprozess zu verdeutlichen, sind hierbei auch Maschinen aufgeführt, die nicht mehr lieferbar sind, und die neu auf den Markt gekommen sind.

Tabelle 7: Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln 2009 bis 2012

Hersteller	WP-Typ	Bauart	Prüfnorm	lieferbar	BAFA-	KM	Heizleistung	
					Förderung		A2/W85	A2/W85
Alpha-Inno Tec	LW80NH	Kompaktgerät	EN255	nein		R290	7,8	3,4
Alpha-Inno Tec	LW10H	Kompaktgerät	EN255	nein		R290	11,7	3,4
Alpha-Inno Tec	LVD50A	Kompaktgerät	DIN EN 14511	ja	ja	R290	5,2	3,81
Alpha-Inno Tec	LVD70A	Kompaktgerät	DIN EN 14511	ja	ja	R290	7,3	3,8
CTA	Aeroheat CN5a (baugleich ATLDVD50A)	Kompaktgerät	DIN EN 14511	ja	ja	R290	5,2	3,81
CTA	Aeroheat CN7a (baugleich ATLDVD70A)	Kompaktgerät	DIN EN 14511	ja	ja	R290	7,3	3,8
Hautec	HWLAS36	Kompaktgerät	DIN EN 14511	ja	demnächst	R290	5,4	3,56
Hautec	HWLAS48	Kompaktgerät	DIN EN 14511	ja	demnächst	R290	8,1	3,44
Lexeta	LW110H	Kompaktgerät	EN255	nein		R290	11,7	3,4
Novelan	LAD5 (baugleich ATLDVD50A)	Kompaktgerät	DIN EN 14511	ja	ja	R290	5,2	3,81
Novelan	LAD7 (baugleich ATLDVD70A)	Kompaktgerät	DIN EN 14511	ja	ja	R290	7,3	3,8
Solar- und Wptechnik AG	HLVP40 EVFW	Kompaktgerät	EN255	nein		R290	8	3,2
Sanyo CO2 Eco	SHP-C45GDN - SHP-TH45GDN	Splitgerät		nein		R744		
Sanyo CO2 Eco	SHP-C90GDN - SHP-TH45GDN	Splitgerät		nein		R744		
Dimplex	LA-9FS	Kompaktgerät	DIN EN 14511	nein		R290	7,1	3,2
Dimplex	LA-11FS	Kompaktgerät	DIN EN 14511	ja	nein	R290	9,4	3,2
Dimplex	LA-17FS	Kompaktgerät	DIN EN 14511	ja	nein	R290	14,1	3
Dimplex	LA-22FS	Kompaktgerät	DIN EN 14511	ja	nein	R290	9,4	3,2
Dimplex	LA-26FS	Kompaktgerät	DIN EN 14511	ja	nein	R290	14,1	3
Stiebel Eltron	WPL5N	Kompaktgerät	EN255	ja	nein	R744	4,07	2,98

Die detaillierte Übersicht über die recherchierten Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ist den Tabellen in Anlage 1 zu entnehmen. Generell zeigt sich, dass das Angebot an Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im Hausheizungsbereich relativ klein ist. Es ist sogar in den letzten Jahren kleiner geworden, denn einige Hersteller haben ihre Produkte mit natürlichen Kältemitteln wieder vom Markt genommen.

5.2.2 Sole-Wasser-Wärmepumpen

Momentan sind in [BAFA 2012] keine Sole-Wasserwärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln vertreten. Sowohl die Fa. Solar + Wärmepumpentechnik AG in Flawill, CH als auch die Fa. AWES, CH vertreiben zurzeit keine Wärmepumpen mit Propan mehr. Die Gründe dafür sind unterschiedlich und werden im Abschnitt Markthemmnisse näher behandelt. Die Fa. Hautec bietet seit kurzem wieder Sole-Wasser-Wärmepumpen mit Propan zur Innenaufstellung an [Hautec 2012]. Diese haben die aktuell notwendige Sicherheitstechnik integriert und sind in sieben Leistungsgrößen von 5,9 bis 15,0 kW Heizleistung verfügbar. Hautec plant, den Anteil an Propan-Wärmepumpen auf 30 bis 40% auszubauen [Niemann 2012]. Ab 2013 sind zwei dieser Maschinen in die BAFA-Liste aufgenommen worden. Eine Marktübersicht mit verfügbaren, aber auch mit nicht mehr vertriebenen Wärmepumpen zeigt Tabelle 8.

Tabelle 8: Sole-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln 2009-2012

Hersteller	WP-Typ	Prüfnorm	lieferbar	BAFA-Förderung	Kältemittel	KM-Menge [kg]	Heizleistung		COP
							B0/W85	B0/W85	
S+WAGFlawil, CH	Futura HS/WP 34	DIN EN 14511	nein		R290	1,5	6,6	4,5	
S+WAGFlawil, CH	Futura HS/WP 81 EVU	EN 255	nein		R290	2,3	17,2	5	
Hautec	HCSFN 15 A	DIN EN 14511	ja	demnächst	R290	0,69	5,7	4,8	
Hautec	HCSFN 19 A	DIN EN 14511	ja	demnächst	R290	0,73	6,6	4,6	
Hautec	HCSFN 21 A	DIN EN 14511	ja	demnächst	R290	0,78	7,2	4,9	
Hautec	HCSFN 26 A	DIN EN 14511	ja	ab 2013	R290	0,83	8,9	5	
Hautec	HCSFN 30 A	DIN EN 14511	ja	demnächst	R290	0,87	10,2	4,9	
Hautec	HCSFN 38 A	DIN EN 14511	ja	ab 2013	R290	0,89	12,2	4,6	
Hautec	HCSFN 45 A	DIN EN 14511	ja	demnächst	R290	0,95	14,3	4,8	
AVES AG CH	SV9/1	DIN EN 14511	nein		R290	1,3	8,4	4,7	

5.2.3 Wasser-Wasser-Wärmepumpen

Da die Wasser-Wasser-Wärmepumpen den Sole-Wasser-Wärmepumpen sehr verwandt sind, gelten auch hier ähnliche Aussagen wie im vorhergehenden Abschnitt. Es sind momentan keine Wasser-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in [BAFA 2012] vertreten.

Ebenfalls von Hautec werden Wasser-Wasser-Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel in sieben Leistungsgrößen von 8,4 bis 19,0 kW Heizleistung angeboten. Anfang 2013 sind zwei dieser Maschinen in die BAFA-Liste aufgenommen worden.

Tabelle 9: Wasser-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen KM 2009-2012

Hersteller	WP-Typ	Prüfnorm	lieferbar	BAFA-Förderung	Kältemittel	Kältemittel [kg]	Heizleistung		COP
							W10/W85	W10/W85	
S+WAGFlawil, CH	Futura HS/WP 81 EVU	EN 255	nein		R290	2,3	21,5	6,3	
Hautec	HOWFN 15 A	DIN EN 14511	ja	demnächst	R290	0,71	8,2	6,2	
Hautec	HOWFN 19 A	DIN EN 14511	ja	demnächst	R290	0,76	9,6	6	
Hautec	HOWFN 21 A	DIN EN 14511	ja	demnächst	R290	0,82	10,7	6,5	
Hautec	HOWFN 26 A	DIN EN 14511	ja	ab 2013	R290	0,87	12,2	6,5	
Hautec	HOWFN 30 A	DIN EN 14511	ja	demnächst	R290	0,92	14	6,4	
Hautec	HOWFN 38 A	DIN EN 14511	ja	ab 2013	R290	0,97	16,7	6,1	
Hautec	HOWFN 45 A	DIN EN 14511	ja	demnächst	R290	1,03	18,6	6,2	

5.2.4 Direktverdampfende Wärmepumpen

Direkt verdampfende Wärmepumpen sind mit aktuell 52 Geräten von 8 Herstellern die kleinste Rubrik der elektrisch angetriebenen Wärmepumpen in der BAFA-Liste [BAFA 2012]. Diese sind bis auf zwei Ausnahmen mit HFKW befüllt. Diese beiden Maschinen von Neura sind momentan nicht lieferbar [Schober 2012].

Vor einigen Jahren (bis etwa 2010) waren auch noch die mit Propan betriebenen direktverdampfenden Wärmepumpen der Fa. OekoTherm [OekoTherm 2007] auf dem Markt. Sie wurden außen aufgestellt und verdampften das Kältemittel direkt im Erdkollektor. Aktuelle Recherchen zeigten, dass diese Firma in die Insolvenz gegangen ist.

Andere direktverdampfende Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln sind nicht bekannt.

Tabelle 10: Direktverdampfende Wärmepumpen mit natürlichen KM 2009-2012

Hersteller	WP-Typ	Prüfnorm	lieferbar	BAFA-Förderung	Kältemittel	Kältemittel [kg]	Heizleistung		COP
							E4/W85	E-1/W85	
Neura GmbH	Pro-D9/18 W	EN 255	nein	ja	R290		18	4,6	
Neura GmbH	Pro-D5/10 W	EN 255	nein	ja	R290		13,1	4,4	
OekoTherm	SuPRO-Therma-Wärmepumpe		nein		R290				

5.2.5 Sonderbauformen

Eine Sonderbauform sind Wärmepumpen mit dem Prinzip der Direktverflüssigung in der Fußbodenheizung. Dabei steht die Verdampfer-Kompressoreinheit im Außenbereich des Hauses (mögliche Wärmequellen sind Außenluft, Erdreich mit Direktverdampfung) und die Wärme wird ohne ein Zwischenmedium an den Raum abgegeben.

Da es für diese Bauform keine genormte Messmethode gibt, sind diese Wärmepumpen nicht in der BAFA-Liste zu finden. Die Energieeffizienz dieser Systeme ist eher im oberen Bereich der Wärmepumpen mit Außenluft als Wärmequelle anzusiedeln. Allerdings muss technisch immer beachtet werden, dass das Kältemittel (unter relativ hohem Druck) direkt durch Leitungen im Fußboden zirkuliert. Die Anforderungen an die Sorgfalt bei der Verlegung und die Dichtheit im Betrieb sind also besonders hoch, da eine Lecksuche im Fehlerfall u.U. einen sehr hohen Aufwand erfordern kann.

Momentan werden solche Wärmepumpen von den Fa. Beglau, Fa. Sofath, F, Libind und Acalor angeboten.

Nur die Fa. Acalor [Acalor 2012] bietet diese Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel an.

5.2.6 Warmwasser-Wärmepumpen

Wärmepumpen mit CO₂ als Kältemittel kommen vorrangig von japanischen Herstellern, meist als Brauchwasserwärmepumpen als sogenannte „Eco Cute“ auf den Markt. Kaut/Sanyo bot diese Wärmepumpe auch als Heizungswärmepumpe an. Mit der Übernahme von Sanyo durch Panasonic wurde der Vertrieb dieser CO₂-Wärmepumpen in Europa eingestellt.

5.2.7 Thermisch angetriebene Wärmepumpen

Eine Sonderbauform sind thermisch angetriebene Wärmepumpen auf Ad- oder Absorptionsbasis. Seit 2011 bietet Vaillant eine Zeolith-Gas-Wärmepumpe auf dieser Basis an [Vaillant 2012]. Im Herbst 2012 soll die Markteinführung einer Zeolith-Gas-Wärmepumpe von Viessmann erfolgen (Vitosorp 200-F). Weiterhin findet man im mittleren Leistungsbereich (ab ca. 40 kW) Absorptionswärmepumpen verschiedener Hersteller (Robur, Buderus, etc.) Da hier die Vergleichbarkeit mit den elektrisch angetriebenen Wärmepumpen sehr schwierig ist, sollen diese nur am Rande Erwähnung finden.

6 Vergleichende ökologische und ökonomische Bewertung von Hauswärmepumpen

In den folgenden Abschnitten werden verschiedene Wärmepumpensysteme für die Wärmequellen Luft, Erdreich und Wasser mit natürlichen und mit HFKW-Kältemitteln untersucht und verglichen. Die theoretischen Untersuchungen erfolgen aus energetischen, ökologischen und ökonomischen Gesichtspunkten, um den aktuellen Stand von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln aufzuzeigen.

6.1 Auswahl der zu bewertenden Systeme

Für die Auswahl der zu bewertenden Wärmepumpensysteme wurde die BAFA-Liste für förderfähige Wärmepumpen herangezogen, da diese Wärmepumpen den Mindestanforderungen für eine Förderung genügen und in der Regel alle erforderlichen Daten für die Bewertung vorhanden sind. Folgende allgemeine Auswertung zu dieser Liste wurde erstellt:

Tabelle 11: Leistungszahlen verschiedener Wärmepumpensysteme (BAFA-Liste Stand: 30.09.2010)

	Prüfpunkt	alle				EN 255				DIN EN 14511			
		Ø	n	Max	Min	Ø	n	Max	Min	Ø	n	Max	Min
Luft-Wasser Wärmepumpen	A-7/W35	2,75	257	3,40	2,30	2,67	100	3,40	2,30	2,80	157	3,40	2,30
	A2/W35	3,36	257	4,30	2,90	3,28	100	3,90	2,90	3,41	157	4,30	3,00
	A10/W35	4,21	257	5,50	3,20	4,19	100	5,20	3,20	4,22	157	5,50	3,20
Sole-Wasser Wärmepumpen	B0/W35	4,37	483	5,00	3,80	4,40	129	5,00	3,80	4,36	354	4,85	3,84
Wasser-Wasser Wärmepumpen	W10/W35	5,53	297	6,70	4,40	5,61	71	6,70	4,90	5,51	226	6,58	4,40

Ø : Mittlere Leistungszahlen
 Max : Maximale Leistungszahlen
 Min : Minimale Leistungszahlen
 n : Anzahl der Wärmepumpen

In Abhängigkeit von der Prüfnorm wurden für alle in der BAFA-Liste enthaltenen Wärmepumpen die minimalen (Min), maximalen (Max) und mittleren (Ø) Leistungszahlen in Abhängigkeit der Anzahl (n) der Wärmepumpen in der BAFA-Liste ermittelt. So ist die durchschnittliche Leistungszahl der 257 gelisteten Luft-Wasser-Wärmepumpen bei einer Wärmequellentemperatur der Luft (Air) von 2 °C (A2) und einer Wärmesenkentemperatur des Heizwassers von 35 °C (W35) 3,36. Entsprechend einer niedrigeren oder höheren Wärmequellentemperatur sinkt oder steigt die Leistungszahl bei gleichbleibender Heizwassertemperatur. Für Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen ist zur Ermittlung der Jahresarbeitszahl nach VDI 4650 Blatt 1 nur ein Prüfpunkt erforderlich. Dieser beträgt für die Wärmequellentemperatur der Sole (Brain) 0 °C (B0) bzw. des Wassers 10 °C (W10). Die Wärmesenkentemperatur beträgt wie bei den Luft-Wasser-Wärmepumpen 35 °C (W35). Eine weitere Unterscheidung der in der BAFA-Liste aufgeführten Wärmepumpen erfolgt nach der

jeweilig angewendeten Prüfnorm. So wurden 100 der 257 gelisteten Luft-Wasser-Wärmepumpen nach der älteren Prüfnorm EN 255 getestet und die restlichen 157 nach der DIN EN 14511. Aus den Tabelle 11 zugrunde liegenden Wärmepumpen wurden die von der Leistungsgröße in Frage kommenden Geräte mit HFKW-Kältemitteln und mit natürlichen Kältemitteln für die Bewertung ausgewählt. Die Zusammenstellung dieser Maschinen erfolgte in Abhängigkeit von der Wärmequelle. Weitere Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln, die nicht in der BAFA-Liste verzeichnet sind, wurden in die Bewertung mit einbezogen, wenn alle erforderlichen Daten für die Bewertung beschaffbar waren. So wurden u.a. Daten des Wärmepumpen-Testzentrums Buchs (WPZ) und des Austrian Institute of Technology (AIT) verwendet. Weiterhin wurden Angaben von Herstellern einbezogen, um eine höhere Anzahl an Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in die Bewertung integrieren zu können. Da in der BAFA-Liste nur Wärmepumpen mit einem Prüfzertifikat für die COP-Werte enthalten sind, heißt das, dass nur HFKW-Wärmepumpen mit einem Mindestqualitätsstandard bewertet wurden, während für die Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln (hauptsächlich Propan – R290) alle recherchierbaren, auch nicht in der Liste enthaltenen, Geräte verwendet wurden. Viele dieser Wärmepumpen wurden noch nach der älteren Prüfnorm EN 255 getestet, was darauf schließen lässt, dass deren technischer Stand nicht dem heutigen der HFKW-Wärmepumpen entspricht. Dies bestätigten auch Gespräche mit Herstellern [UBA 2011a], die zum Teil die einzelnen Propan-Wärmepumpen nicht mehr anbieten. Es kann deshalb angenommen werden, dass bei einer gleichen Entwicklung der Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln diese Wärmepumpen heute bessere Leistungszahlen aufweisen würden als die hier in den Untersuchungen verwendeten. Aktuelle Recherchen zu derzeit verfügbaren Wärmepumpen (2012) bestätigen diese Annahme, worauf aber später noch genauer eingegangen wird. Zum Zeitpunkt der im Rahmen dieser Studie durchgeführten Berechnungen lagen diese Rechercheergebnisse noch nicht vor.

6.1.1 Hauswärmepumpe Luft-Wasser

In Tabelle 13 sind die mittleren Leistungszahlen der ausgewählten Geräte der BAFA-Liste zusammengestellt. Die Auswahl erfolgte für 98 Geräte, geprüft nach der Prüfnorm DIN EN 14511. Die minimalen und maximalen Leistungszahlen sind ebenfalls Mittelwerte von mindestens 10 Geräten unterhalb oder oberhalb einer festgelegten Leistungszahl. In Tabelle 12 sind diese Kriterien für die Berechnung dargestellt.

Tabelle 12: Kriterien für die Auswahl der Luft-Wasser-Wärmepumpen

	A-7/W35	A2/W35	A10/W35	Anzahl
Min	COP ≤ 2,67	COP ≤ 3,20	COP ≤ 3,80	12
Max	COP ≥ 3,00	COP ≥ 3,50	COP ≥ 4,50	11

Bei den Wärmepumpen mit natürlichem Kältemittel (R290) wurden aufgrund der geringen Anzahl (7 Stück) nur mittlere Leistungszahlen ermittelt. Von den 7 Wärmepumpen sind 4 Stück noch nach der älteren Norm EN 255 getestet und 3 Stück nach DIN EN 14511. Da die Leistungszahlen nach EN 255 ca. 7,2% besser sind (Eschmann, M. 2012), wurden sie um diesen Wert reduziert. Hätte man nur die Wärmepumpen nach DIN EN 14511 berücksichtigt, hätten sich geringfügig andere Werte ergeben. Diese hätten aber letztendlich zu den gleichen Jahresarbeitszahlen (JAZ) nach VDI 4650 Blatt 1 und somit zu keinem anderen Ergebnis geführt.

Tabelle 13: Leistungszahlen Luft-Wasser-Wärmepumpen (BAFA-Liste Stand: 30.09.2010 und WPZ)

Luft-Wasser Wärmepumpen	Anzahl	98	11	12
		∅	Max	Min
	A-7/W35	2,82	3,16	2,67
HFKW-Kältemittel	A2/W35	3,41	3,78	3,13
	A10/W35	4,20	4,79	3,67
	A-7/W35	2,48		
natürliche Kältemittel (R290)	A2/W35	3,12		
	A10/W35	4,03		

6.1.2 Hauswärmepumpe Sole-Wasser

Die Mittelwerte der minimalen Leistungszahlen wurden für alle Geräte mit einem COP $\leq 4,10$ nach DIN EN 14511 und der maximalen Leistungszahlen für COP-Werte $\geq 4,70$ bestimmt. Insgesamt wurden für die Bewertung der HFKW-Wärmepumpen 230 Geräte gefiltert, wobei der maximale Mittelwert aus 17 und der minimale aus 19 Geräten ermittelt wurden. Für das natürliche Kältemittel (R290) stand eine Datenbasis von 8 Geräten zur Verfügung.

Tabelle 14: Leistungszahlen Sole-Wasser-Wärmepumpen (BAFA-Liste Stand: 30.09.2010, WPZ, AIT, Hersteller)

Sole-Wasser Wärmepumpen	Anzahl	230	17	19
		∅	Max	Min
HFKW-Kältemittel	B0/W35	4,36	4,70	4,08
natürliche Kältemittel (R290)	B0/W35	4,75		

6.1.3 Hauswärmepumpe Wasser-Wasser

Für die Bestimmung der Mittelwerte der minimalen Leistungszahlen wurden die HFKW-Wärmepumpen mit Leistungszahlen $\leq 5,13$ (10 Stück) und für die maximalen die mit COP-Werten $\geq 6,2$ (11 Stück) gewählt. Insgesamt wurde aus 113 Wärmepumpen die mittlere Leistungszahl gebildet. Die mittlere Leistungszahl der Propan-Wärmepumpen wurde aus 4 Geräten ermittelt.

Tabelle 15: Leistungszahlen Wasser-Wasser-Wärmepumpen (BAFA-Liste Stand: 30.09.2010 und Herstellerangaben)

Wasser-Wasser Wärmepumpen	Anzahl	113	11	10
		∅	Max	Min
HFKW-Kältemittel	W10/W35	5,56	6,33	4,98
natürliche Kältemittel (R290)	W10/W35	6,30		

6.2 Berechnungsmethoden

Um die einzelnen Wärmepumpensysteme miteinander vergleichen zu können, wurden drei verschiedene Schwerpunkte untersucht. Als erstes erfolgte eine energetische Bewertung,

anschließend eine ökologische und zum Schluss eine ökonomische Bewertung. Die energetische Bewertung gliederte sich in 3 Punkte:

1. Ermittlung der Jahresarbeitszahl nach [VDI 4650] Ausgabe März 2009;
2. Anlagenbewertung basierend auf [DIN V 4701-10] Ausgabe August 2003;
3. Ermittlung Endenergie-, Primärenergiebedarf und Aufwandszahl gemäß [DIN V 4701-10].

Die ökologische Untersuchung beinhaltet die Ermittlung des Gesamttreibhauspotenzials (TEWI), basierend auf [DIN EN 378-1], Anhang B. Hierbei werden die direkten und indirekten Emissionen berechnet. Die ökonomische Bewertung erfolgte nach [VDI 2067-1] durch Ermittlung der kapital-, verbrauchs- und betriebsgebundenen Kosten. Daraus wurden anschließend die Lebenszykluskosten und die CO₂-Vermeidungskosten bestimmt. Hierzu wurden allgemeine Daten, wie Leckage-Rate und Strompreissteigerung in einem Projekttreffen mit Branchenteilnehmern abgestimmt [UBA 2011a].

6.2.1 Jahresarbeitszahl

Die Jahresarbeitszahl wurde entsprechend der VDI 4650, Blatt 1: „Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen“ anhand der in Kapitel 6.1 dargestellten Leistungszahlen berechnet. Hierzu wurde vom ILK ein Berechnungsdatenblatt entwickelt, das eine weitgehend automatisierte Berechnung nach Eingabe aller erforderlichen Daten ermöglicht (siehe Anlage 2 und Anlage 3). Die Gesamtjahresarbeitszahl (β_{WP}) errechnet sich aus den Jahresarbeitszahlen für die Raumheizung (β_h) und Warmwasserbereitung (β_w) und deren entsprechenden Anteilen (x, y) am Gesamtbedarf, sowie dem Deckungsanteil der Wärmepumpe (α). Im monoenergetischen Betrieb der Wärmepumpe ist α gleich 1, was für die Berechnungen angesetzt wurde.

Gesamtjahresarbeitszahl:

$$\beta_{WP} = \frac{1}{x \cdot \alpha / \beta_h + y \cdot \alpha / \beta_w + 1 - \alpha}$$

Die Ermittlung der Jahresarbeitszahl für die Raumheizung ergibt sich aus der/den Leistungszahl(en) der Wärmepumpe nach DIN EN 14511 (COP). Dabei sind Korrekturfaktoren für die unterschiedlichen Betriebsbedingungen (F_θ), für abweichende Temperaturdifferenzen am Verflüssiger im Vergleich zur Prüfstandsmessung ($F_{\Delta\theta}$) und für die Wärmequellenpumpe (F_p) zu berücksichtigen. Im Falle einer Luft-Wasser-Wärmepumpe ist F_p gleich 1, da der Energieaufwand des Ventilators in der Leistungszahl bei den Leistungsmessungen am Prüfstand berücksichtigt wird.

Jahresarbeitszahl Raumheizung:

$$\beta_h = \frac{COP \cdot F_\theta \cdot F_{\Delta\theta}}{F_p}$$

Die Jahresarbeitszahl für die Warmwasserbereitung ergibt sich für Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen entsprechend der Gleichung für die Raumheizung. Für Luft-Wasser-Wärmepumpen erfolgt die Berechnung gemäß folgender Formel.

Jahresarbeitszahl Warmwasserbereitung Luft-Wasser-Wärmepumpen:

$$\beta_w = (COP_{A-7/W35} \cdot 0,103 + COP_{A2/W35} \cdot 0,903 + COP_{A10/W35} \cdot 0,061) \cdot F_{\Delta\theta}$$

Es wurden die Jahresarbeitszahlen für 3 verschiedene Bereiche, gegliedert in minimale, mittlere und maximale Leistungszahlen bestimmt, mit einem Anteil der Heizung von 82%. Die

Vorlauftemperatur im Heizkreis wurde mit 35 °C und die Lufttemperatur mit -14 °C festgelegt, bei einer Heizgrenztemperatur von 12 °C. Der Betrieb der Sole-Wasser-Wärmepumpen erfolgt mit Erdsonden. Die Wasser-Wasser-Wärmepumpen werden ohne Zwischenwärmeübertrager berücksichtigt.

6.2.2 Jahres-Endenergiebedarf

Zur Berechnung der TEWI-Zahlen und auch der Lebenszykluskosten ist die Kenntnis des Elektroenergiebedarfs der Wärmepumpen erforderlich (Endenergiebedarf). Der Elektroenergiebedarf ist abhängig vom Wärmebedarf für Heizung und Warmwasserbereitung. Der Heizenergiebedarf ist wiederum vom Gebäude (Dämmung, Nutzfläche) und vom Gebäudeheizungssystem (Wärmeübergabe, Verteilung und Speicherung) abhängig. Beim ökonomischen und ökologischen Vergleich der Wärmepumpengeräte wurde davon ausgegangen, dass die Peripherie für jeden Anlagentyp gleich bleibt. Das heißt, der Aufbau der Anlage auf der Wärmesenkenseite mit Rohrleitungen, Fußbodenheizungssystem, Thermostatventilen, Heizkreisverteiler etc. ist unabhängig von der verwendeten Wärmepumpe konstant. Die Rohrleitungslängen wurden entsprechend [DIN V 4701-10] anhand der Grundfläche überschlägig ermittelt. Somit ist ein Vergleich der einzelnen Wärmepumpen nur von den Jahresarbeitszahlen für die Raumheizung und Warmwasserbereitung und der jeweils verwendeten Wärmequelle abhängig. Auch das Nutzerverhalten muss für einen nachvollziehbaren Vergleich als unveränderlich angenommen werden. Der Aufbau der Anlage auf der Wärmesenkenseite wurde wie folgt gewählt:

Heizung:

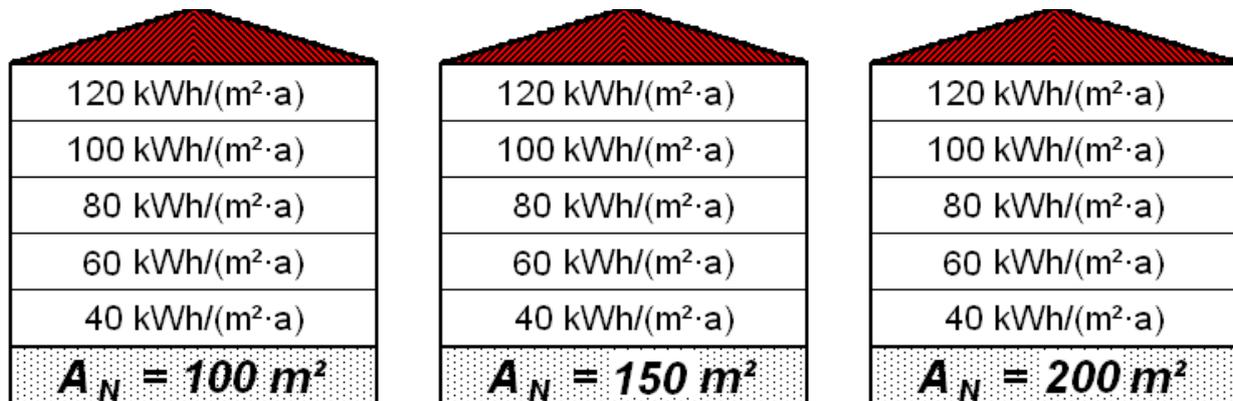
- Fußbodenheizungen,
- Einzelraumregelung mit 2-Pkt.-Regler 0,5 K,
- Verteilung innerhalb der thermischen Hülle,
- Stränge innenliegend,
- Pumpe geregelt,
- Pufferspeicher vorhanden.

Trinkwassererwärmung:

- Verteilung innerhalb der thermischen Hülle,
- ohne Zirkulation,
- indirekt beheizter TW-Speicher innerhalb der thermischen Hülle.

Es wurde von einem ununterbrochenen Anlagenbetrieb (ohne Nachtabenkung/-abschaltung) ausgegangen. Die Berechnung erfolgte für einen variierenden Heizwärmebedarf von 40, 60, 80, 100 und 120 kWh/(m²·a) und Nutzflächen A_N von 100 m², 150 m² und 200 m². Dies ermöglicht die Einordnung verschiedenster Gebäudetypen und ergibt eine Bewertungsmatrix von 180 verschiedenen Anlagensystemen, entsprechend der im vorangegangenen Abschnitt vorgenommenen Unterteilung der zu untersuchenden Wärmepumpensysteme (siehe Abbildung 17).

Abbildung 17: Gebäudetypologie mit variierendem Heizwärmebedarf zwischen 40 und 120 kWh/(m²·a) und unterschiedlichen Nutzflächen A_N für Untersuchungen



Für die Trinkwarmwasserbereitung wurde ein spezifischer Heizwärmebedarf von 12,5 kWh/(m²·a) und eine elektrische Ergänzungsheizung berücksichtigt. Der Anteil dieser elektrischen Zusatzheizung wurde dabei für die Luft-Wasser-Wärmepumpen mit 15% des erforderlichen Heizwärmebedarfs für die Trinkwassererwärmung und für die übrigen Wärmepumpen mit 5% festgelegt. Laut Aussagen verschiedener Hersteller [UBA 2011a] liegt für Sole-Wasser-Wärmepumpen der Anteil der elektrischen Zusatzheizung bei ca. 5%. Für Luft-Wasser-Wärmepumpen ist der Wert höher. Auf dieser Grundlage wurden die zuvor genannten Werte angesetzt.

Bei den Leistungszahlmessungen nach Prüfnorm DIN EN 14511 ist der zusätzliche Hilfsenergiebedarf zur Überwindung der Druckverluste in den Wärmeübertragern der Wärmepumpe enthalten. Dies bedeutet, dass in den nachfolgenden Berechnungen gemäß [DIN V 4701-10] für Luft-Wasser-Wärmepumpen kein zusätzlicher Hilfsenergiebedarf des Ventilators zur Überwindung des luftseitigen Widerstandes im Verdampfer berücksichtigt werden muss. Bei Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen wäre hingegen der zusätzliche Pumpaufwand zur Umwälzung des Mediums auf der Wärmequellenseite (ohne Verdampfer) zu berücksichtigen. Dies erfolgt aber bei der Bestimmung der Jahresarbeitszahl nach VDI 4650 mit dem Korrekturfaktor F_p, sodass dieser Anteil in den Berechnungen nach [DIN V 4701-10] ebenfalls nicht mehr berücksichtigt werden muss. Sämtliche sonst noch erforderliche Größen für den Hilfsenergiebedarf wurden mit Standardwerten nach [DIN V 4701-10] berechnet. Eine ausführliche Darstellung aller erforderlichen Berechnungsschritte ist zu umfangreich, deshalb muss hier darauf verzichtet werden. Grundlegend ergibt sich der spezifische Gesamtenergiebedarf aus dem reinen Heizwärmebedarf (Nutzwärme) gemäß Abbildung 17 (q_h) sowie aus dem angesetzten Wärmebedarf für die Trinkwassererwärmung von $q_{tw} = 12,5 \text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$. Dazu kommt der Wärmebedarf für die spezifischen Verluste durch Übergabe (q_{ce}), Verteilung (q_d) und Speicherung (q_s).

Spezifischer Gesamtenergiebedarf:

$$q_{H/TW} = q_{h/tw} + q_{ce} + q_d + q_s \quad [\text{kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})]$$

Die Übergabeverluste sind dabei abhängig vom verwendeten Heizsystem, den Heizflächen (freie Heizflächen oder Flächenheizung) und den Regelorganen (z.B. Thermostatventile). Die Verteilungsverluste sind durch die Wärmeabgabe des Rohrnetzes bestimmt und hängen u.a. von dessen Länge, Anordnung (innerhalb oder außerhalb der thermischen Hülle, an Außen- oder Innenwänden, etc.), Temperatur und Betriebszeit (z.B. Nachtabsenkung ja/nein, Dauer Heizperiode) ab. Die Rohrleitungslängen wurden, wie auch der Hilfsenergiebedarf der Pumpen in Abhängigkeit der Nutzfläche gemäß DIN V 4701-10 bestimmt. Die Speicherverluste für den

Trinkwarmwasser- und Pufferspeicher sind neben dem Bereitschaftswärmeverlust u.a. vom Aufstellungsort abhängig (innerhalb oder außerhalb der thermischen Hülle). Der Bereitschaftswärmeverlust wurde aus dem Speichervolumen, welches sich überschlägig nach DIN V 4701-10 in Abhängigkeit der Nutzfläche ergab, bestimmt. Der Endenergiebedarf ($q_{H/TW,E}$) ist dann der erforderliche Elektroenergiebedarf zum Antrieb der Wärmepumpe, um den Heizenergiebedarf ($q_{H/TW}$) bereitzustellen und ergibt sich unter Verwendung der entsprechenden Jahresarbeitszahl ($\beta_{h/w}$) nach VDI 4650 und Berücksichtigung des Deckungsanteils des jeweiligen Wärmeerzeugers (α).

Spezifischer Endenergiebedarf Heizung (elektr.):

$$q_{H,E} = \frac{q_H}{\beta_h} \cdot \alpha_{WP} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})]$$

Für die Heizung wurde von einem 100%igen Wärmepumpenbetrieb ausgegangen ($\alpha_{WP} = 1$), während für die Trinkwassererwärmung die elektrische Zusatzheizung (α_{ezh}) gemäß oben angegebener Größenordnung berücksichtigt wurde.

Spezifischer Endenergiebedarf Trinkwassererwärmung (elektr.):

$$q_{TW,E} = \frac{q_{TW}}{\beta_w} \cdot \alpha_{WP} + q_{TW} \cdot \alpha_{ezh} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})]$$

Für Luft-Wasser-Wärmepumpen wurde also α_{ezh} gleich 0,15 und sonst gleich 0,05 angesetzt. Der spezifische Endenergiebedarf für die Hilfsenergie ergibt sich als Summe aus den einzelnen Anteilen für die Übergabe, Verteilung, Speicherung und Erzeugung, wobei für die Übergabe kein Hilfsenergiebedarf berücksichtigt wurde und der Hilfsenergiebedarf für die Erzeugung schon in der Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe berücksichtigt ist. Die Summe der einzelnen Anteile für den Endenergiebedarf aus Heizung (Raumheizung + Trinkwassererwärmung) und Hilfsenergie bildet den gesamten Endenergiebedarf, welcher multipliziert mit dem Primärenergiefaktor für Strom von 2,6 den Primärenergiebedarf des jeweiligen Anlagensystems ergibt.

Spezifischer Jahres-Primärenergiebedarf:

$$q_P = 2,6 \cdot (q_{H,E} + q_{H,HE,E} + q_{TW,E} + q_{TW,HE,E}) \quad [\text{kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})]$$

Der Quotient aus dem spezifischen Jahres-Primärenergiebedarf und dem Nutzenergiebedarf für Heizung (q_h – gemäß Abbildung 17) und Trinkwassererwärmung [$q_{tw} = 12,5 \text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$] bildet die Anlagenaufwandszahl.

Anlagenaufwandszahl:

$$e_P = \frac{q_P}{q_h + q_{tw}}$$

Aus den berechneten Werten des Energiebedarfs für Heizung und Trinkwassererwärmung und den zugehörigen Werten für den Jahres-Endenergiebedarf ergibt sich mit Berücksichtigung des Hilfsenergiebedarfes für die Erzeugung die Jahresarbeitszahl (JAZ) der Wärmepumpe nach DIN V 4701-10. Dieser weicht von der Jahresarbeitszahl β_{WP} nach VDI 4650 um den Anteil der elektrischen Zusatzheizung für die Trinkwassererwärmung ab.

Jahresarbeitszahl:

$$JAZ = \frac{q_H + q_{TW}}{q_{H,E} + q_{TW,E}}$$

Ein Berechnungsbeispiel ist in der Anlage 5 bis Anlage 7 abgebildet.

6.2.3 TEWI - Total Equivalent Warming Impact

Der TEWI – Kennwert ist eine Kennzahl, mit deren Hilfe die Klimarelevanz beim Betrieb von Kälteanlagen bzw. Wärmepumpen berücksichtigt werden kann. Da die Klimarelevanz der Produktion der Kälteanlage/Wärmepumpe gegenüber den Emissionen während des Betriebs nur sehr gering ist, ist der Unterschied zu einer Life Cycle Climate Performance (LCCP) Betrachtung meist vernachlässigbar klein, und der TEWI ist eine gut geeignete und anerkannte Kennzahl zur Bewertung der Gesamtklimarelevanz von Kälteanlagen bzw. Wärmepumpen. Der TEWI beinhaltet sowohl die direkten Emissionen durch klimarelevante Kältemittel, als auch die indirekten Emissionen durch den benötigten Energieaufwand für den Antrieb der Kälte-/Wärmepumpenanlage. Direkte Auswirkungen auf die Umwelt entstehen u.a. durch Leckageverluste, bei denen Kältemittel direkt in die Atmosphäre gelangt oder durch Verluste bei der Rückgewinnung von Kältemitteln zur Entsorgung. Die direkten Emissionen werden mittels des GWP-Wertes eines Kältemittels auf CO₂-Äquivalente umgerechnet. Die indirekten Emissionen entstehen bei der Generierung der für die Anlage erforderlichen Antriebsenergie, bei der vor allem das Treibhausgas CO₂ in die Atmosphäre gelangt. Also zum Beispiel durch die Verbrennung fossiler Energieträger zur Stromerzeugung.

$$\text{TEWI} = \underbrace{(GWP \cdot L \cdot n)}_{\text{Leckage}} + \underbrace{(GWP \cdot m \cdot [1 - \alpha_r])}_{\text{Rückgewinnungsverluste}} + \underbrace{(n \cdot E_a \cdot \beta)}_{\text{Energiebedarf}}$$

direkter Treibhauseffekt
indirekter Treibhauseffekt

GWP : Treibhauspotenzial (Global Warming Potential) [-]

L : Leckrate pro Jahr [kg/a]

n : Betriebszeit der Anlage [a]

m : Anlagenfüllgewicht [kg]

α_r : Recycling-Faktor bei der Entsorgung [-]

E_a : Energiebedarf pro Jahr [kWh/a]

β : Energiemix, CO₂-Emission pro kWh Antriebsenergie [kg/kWh]

Für die direkten Emissionen durch Leckage wird hier ein mittlerer Wert über die Betriebszeit der Anlage von 2,5%/Jahr angenommen. Dieser Wert berücksichtigt unter anderem auch Havariefälle und stellt den nationalen Durchschnittswert aller installierten Heizungswärmepumpen (auch alter Systeme) dar [UBA 2012]. Es wurde weiterhin von einer Betriebszeit der Anlage von 18 Jahren und einem Recycling-Faktor von 0,7 ausgegangen. Der Recycling-Faktor beruht auf Angaben des UBA und wird auch in der nationalen Emissionsberichterstattung von Treibhausgasen angewendet. Der Recycling-Faktor berücksichtigt nicht nur die beim Absaugen des Kältemittels aus der Wärmepumpe auftretenden Verluste, sondern z. B. auch die Kältemittelmengen, die im Kältemittelöl verbleiben, sowie die Verluste, die beim Umfüllen und bei der Zerstörung des Kältemittels in einem Entsorgungsunternehmen auftreten.

Die spezifischen CO₂-Emissionen ergeben sich aus der Bruttostromerzeugung in Deutschland abzüglich des Kraftwerkseigenverbrauchs, der Leitungsverluste und des Pumpstroms [UBA, 2010c]. Es wird also nur die für den Endverbrauch verfügbare Elektroenergiemenge berücksichtigt. Die indirekten Emissionen, welche sich aus den vorgelagerten Erzeugnisstufen ergeben (Gewinnung Brennstoff und Transport) bleiben ebenfalls unberücksichtigt. Auch werden keine Stromimporte in den CO₂-Emissionen berücksichtigt. Es wird der Wert für 2008 mit 572 g/kWh angesetzt [UBA 2010c], [UBA 2012a].

Zur Beschreibung der Klimawirksamkeit eines Stoffes wird dessen Treibhauspotenzial GWP (Global Warming Potential) angegeben. Der GWP-Wert wird auf das wichtigste Treibhausgas CO₂ normiert und ist ein relativer Vergleichswert, in welchem Verhältnis gegenüber CO₂ der betreffende Stoff die Infrarot-Wärmestrahlung absorbiert und sie damit in der Atmosphäre zurückhält. So hat 1 kg des Kältemittels R410A mit einem GWP-Wert von 2088 ein vergleichbares Treibhauspotenzial wie 2088 kg CO₂ [IPCC 2007]. Da sich die atmosphärische Lebensdauer der verschiedenen Kältemittel stark unterscheiden kann, erfolgt die Ermittlung des GWP-Wertes bezogen auf einen Zeitraum von 100 Jahren.

Tabelle 16: GWP Treibhauspotenzial der betrachteten Kältemittel [IPCC 2007]

Kältemittel	R407C	R410A	R290
GWP Treibhauspotenzial (100 a)	1774	2088	3,3

Zur Bestimmung der Kältemittelfüllmenge wurde eine Kennzahl aus verschiedenen zur Verfügung stehenden Daten ermittelt. Dies erschien angebracht, um die Vielzahl der verschiedenen Wärmepumpen zu berücksichtigen. Laut Aussage einiger Hersteller haben Hauswärmepumpen üblicherweise eine Füllmenge von 2 bis 3 kg [UBA 2011a]. Jedoch ergaben Recherchen des ILK teilweise höhere Werte (abhängig von Kältemittelart, Wärmepumpen-Bauform und Leistungsgröße). In der folgenden Tabelle sind die Kennzahlen in Form einer spezifischen Füllmenge je kW Heizleistung für die unterschiedlichen Wärmepumpentypen und Kältemittel dargestellt. Grau abgebildete Werte weisen auf eine Datenlage von weniger als 10 Vergleichswärmepumpen hin. Für Luft-Wasser-Wärmepumpen wurde die Heizleistung bei A2/W35, für Sole-Wasser bei B0/W35 und Wasser-Wasser bei W10/W35 zugrunde gelegt.

Tabelle 17: Spezifische Füllmenge verschiedener Wärmepumpentypen und Kältemittel [AIT 2010, WPZ 2011]³

Spez. Füllmenge in kg/kW			
	R407C	R410A	R290
Luft-Wasser-Wärmepumpe	0,62	0,64	0,20
Sole-Wasser-Wärmepumpe	0,26	0,24	0,23
Wasser-Wasser-Wärmepumpe	0,19	0,20	0,11

Für Luft-Wasser-Wärmepumpen wurde das fluorhaltige Kältemittel R407C als Standardkältemittel, für Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen R410A und als natürliches Kältemittel Propan (R290) für alle Wärmepumpentypen gewählt.

6.2.4 Lebenszykluskosten

Die Ermittlung der Lebenszykluskosten wurde auf Grundlage der [VDI 2067-1] durchgeführt. Die Unterteilung erfolgte in Investitionskosten (kapitalgebundene Kosten), verbrauchsgebundene Kosten und Kosten für die Instandhaltung und Wartung (betriebsgebundene Kosten). Der Betrachtungszeitraum wurde mit 18 Jahren festgelegt. Dies entspricht der Nutzungsdauer einer Wärmepumpe, welche den Tabellen A3 der VDI 2067-1 entnommen wurde. Somit ist keine Ersatzinvestition zu berücksichtigen, da für den Puffer- und

³ Grau abgebildete Werte basieren auf einer Datenlage von weniger als 10 Vergleichswärmepumpen.

Trinkwasserspeicher sowie die Wärmequellenerschließung längere Nutzungsdauern angesetzt wurden. Die Ermittlung der Investitionskosten erfolgte für 4 Positionen.

1. Kosten für Wärmepumpe und Zubehör (Nutzungsdauer 18 a)
2. Kosten für Speicher (Nutzungsdauer 20 a)
3. Kosten für Wärmequellenerschließung (Nutzungsdauer 40 a)
4. Kosten für Material und Montage (Nutzungsdauer 18 a)

Die Investitionskosten wurden in Abhängigkeit des spezifischen Heizwärmebedarfs und der Nutzfläche ermittelt. Dies war erforderlich, da bei geringerem Heizwärmebedarf kleinere Wärmepumpen eingesetzt werden können, die auch kostengünstiger sind. Auch die Kosten für die Wärmequellenerschließung fallen dann etwas geringer aus, mit Ausnahme der Luft-Wasser-Wärmepumpen. Die Ermittlung der Kosten der Wärmequellenerschließung für Sole-Wasser-Wärmepumpen erfolgte für Erdsonden mit einer mittleren Wärmeentzugsleistung von 50 W/m. Es wurden Kosten von 40 €/m angesetzt. Die Kosten der Speicher wurden in Abhängigkeit der Nutzfläche variiert.

In der Tabelle 18 sind die geschätzten Investitionskosten der verschiedenen Wärmepumpensysteme dargestellt. Da die Investitionskosten innerhalb einer gewissen Spannbreite liegen, wurden für die HFKW-Wärmepumpen neben einem mittleren Wert auch zusätzlich höhere Investitionskosten untersucht. Dabei wurde den teureren Wärmepumpen die maximalen Leistungszahlen gemäß Abschnitt 6.1 und somit ein geringerer Endenergiebedarf zugeordnet. Die sekundärseitigen Kosten für die Trinkwasser- und Heizungsanlage wurden nicht berücksichtigt, da diese als unabhängig von der Wärmeerzeugungsanlage betrachtet wurden.

Tabelle 18: Geschätzte Investitionskosten (netto) verschiedener Wärmepumpensysteme (Heizleistung von 7 bis 11 kW), inkl. Puffer- und Trinkwasserspeicher, Wärmequellenerschließung und Montage

	Luft-Wasser-Wärmepumpe	Luft-Wasser-Wärmepumpe	Luft-Wasser-Wärmepumpe	Sole-Wasser-Wärmepumpe	Sole-Wasser-Wärmepumpe	Sole-Wasser-Wärmepumpe	Wasser-Wasser-Wärmepumpe	Wasser-Wasser-Wärmepumpe	Wasser-Wasser-Wärmepumpe
KM	R407C	R407C	R290	R410A	R410A	R290	R410A	R410A	R290
Kosten	∅	> ∅	∅	∅	> ∅	∅	∅	> ∅	∅
von	10.800 €	13.150 €	12.250 €	14.400 €	15.100 €	16.550 €	14.400 €	15.800 €	16.400 €
bis	11.750 €	14.300 €	14.550 €	18.000 €	18.750 €	20.300 €	15.700 €	17.200 €	17.650 €

Es ist zu erkennen, dass bei Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln mit zum Teil deutlich höheren Investitionskosten gegenüber dem Durchschnitt zu rechnen ist. Im Schnitt liegen die Mehrkosten bei ca. 13%, wobei sie bei Luft-Wasser-Wärmepumpen aber auch bis ca. 24% betragen können. Die relativen Kosten für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im Vergleich zu den HFKW-Wärmepumpen konnten wie folgt ermittelt werden.

- Luft-Wasser: 113 - 124% gegenüber dem Durchschnitt der HFKW-Wärmepumpen (\emptyset)
93 - 102% gegenüber HFKW-Wärmepumpen mit höheren Investitionskosten ($> \emptyset$)
- Sole-Wasser: 114% gegenüber dem Durchschnitt der HFKW-Wärmepumpen (\emptyset)
109% gegenüber HFKW-Wärmepumpen mit höheren Investitionskosten ($> \emptyset$)
- Wasser-Wasser: 113% gegenüber dem Durchschnitt der HFKW-Wärmepumpen (\emptyset)
103% gegenüber HFKW-Wärmepumpen mit höheren Investitionskosten ($> \emptyset$)

Die geschätzten Investitionskosten wurden mit Hilfe der Annuität gleichmäßig auf die Nutzungsdauer von 18 Jahren umgelegt. Der Annuität liegt ein Kalkulationszinssatz von 6,0% zugrunde.

Die Ermittlung der verbrauchsgebundenen Kosten erfolgte in Abhängigkeit des nach [DIN V 4701-10] ermittelten Endenergiebedarfs. Dabei wurden folgende Nettopreise für die Elektroenergie angesetzt.

Arbeitspreis: 13,9 ct/kWh

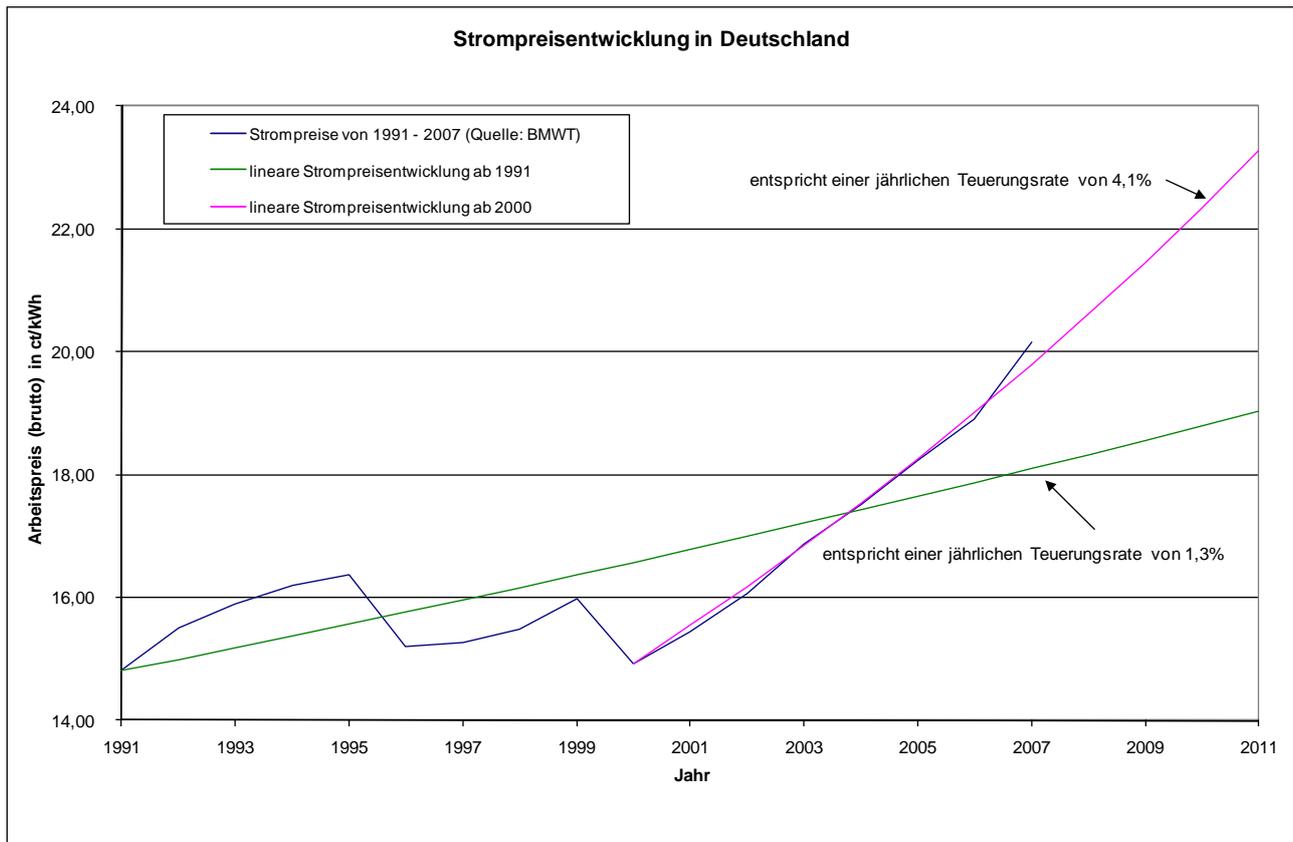
Grundgebühr: 62,00 €/a

Die Recherchen zeigten, dass die Strompreise für Wärmepumpen regional stark schwanken und auch die Strompreisentwicklung in den letzten Jahren stark zugenommen hat (s. Abbildung 18). So konnte für den Zeitraum von 2000 bis 2007 eine Teuerungsrate von 4,1%/a ermittelt werden. Für den Zeitraum von 1991 bis 2007 betrug die Teuerungsrate immer noch 1,3%/a. Aus diesem Grund wurden die verbrauchsgebundenen Kosten, welche sich aus dem Arbeitspreis ergeben, unter Berücksichtigung einer Teuerungsrate von 1,3%/a berechnet [UBA 2011a]. Zusätzlich erfolgte die Ermittlung noch für eine Teuerungsrate von 0,4%/a, also einem nur geringfügig steigenden Energiepreis.

Die betriebsgebundenen Kosten für Wartung und Instandsetzung wurden prozentual aus den kapitalgebundenen Kosten (Investition) ohne Berücksichtigung einer Teuerungsrate ermittelt. Gemäß VDI 2067-1 erfolgte der prozentuale Ansatz für die Hauptkomponenten wie folgt:

Wärmepumpen:	1% Wartung	3% Instandsetzung
Wärmequelle:	1% Wartung	2% Instandsetzung
Speicher:	0,5% Wartung	1% Instandsetzung
Rohrleitungen:	0% Wartung	0,5% Instandsetzung

Abbildung 18: Entwicklung des Strompreises für Haushalte [BMWT 2008]



In Abhängigkeit der ermittelten Kosten für den gesamten Betrachtungszeitraum und des TEWI-Wertes können als weiteres Bewertungskriterium die CO₂-Vermeidungskosten berechnet werden. Die CO₂-Vermeidungskosten geben Aufschluss darüber, was die mit dem untersuchten Anlagensystem vermiedenen Emissionen je kg CO₂ kosten würden oder genauer gesagt, was die Schadensregulierung resultierend aus den CO₂-Emissionen je kg kosten müsste, damit dieses System die gleichen Kosten über den Betrachtungszeitraum verursacht wie ein Referenzsystem. Es musste also hierfür noch ein Bezugssystem (Referenzsystem) definiert werden, wofür die Luft-Wasser-Wärmepumpe im mittleren Standard gewählt wurde.

6.3 Optimierte Propan-Wärmepumpe

Um das Missverhältnis des Standes der Technik zwischen Wärmepumpen mit HFKW- und natürlichen Kältemitteln besser abzubilden, wurde eine optimierte Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Propan als Kältemittel theoretisch nachgerechnet, denn aufgrund der wenigen verfügbaren Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln und dem Sachverhalt, dass hier in den letzten Jahren wenig Entwicklungsarbeit zur Effizienzverbesserung geleistet wurde, sind die Leistungszahlen bei den recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen schlechter als theoretisch möglich. Deshalb erfolgt in diesem Abschnitt eine theoretische Auslegung, um das aus energetischer Sicht hohe Potenzial von Propan-Wärmepumpen darzustellen. Der Vorteil des Kältemittels Propan ist an sich keine neue Erkenntnis, soll mit dieser Auslegung aber noch einmal besonders hervorgehoben werden. Die Betrachtung der optimierten Propan-Wärmepumpe „Propan-Opti“ für die in Abschnitt 6.2.2 definierten Gebäudetypen führt zu 15 weiteren Anlagensystemen, sodass letztendlich eine Bewertungsmatrix von insgesamt 195 Anlagensystemen untersucht wurde.

Es ist anzumerken, dass zum Ende der Studie (2012), nach Durchführung und Auswertung aller erforderlichen Berechnungen, neue am Markt verfügbare Luft-Wasser-Wärmepumpen recherchiert werden konnten (siehe Tabelle 7). Die zusätzliche Berücksichtigung dieser führt zu mittleren Leistungszahlen, wie sie hier für die optimierte Propan-Wärmepumpe ermittelt wurden. Deshalb kann die theoretisch optimierte Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Propan als der aktuell am Markt verfügbare Stand angesehen werden.

6.3.1 Randparameter

Für die Hauptkomponente Verdichter wurde ein Modell von Firma Bitzer, Typ 2EC-3.2P ausgewählt. Die Berechnung der Leistungszahlen erfolgte für die entsprechenden Prüfpunkte mit der Bitzer-Software Version 5.0.2. Die erforderlichen Verdampfungs- und Kondensations-temperaturen wurden vereinfacht ermittelt. Hierzu wurde im Normprüfpunkt A7/W35 die spezifische Wärmeübertragungsleistung ($k\cdot A$) je Kelvin Temperaturdifferenz für eine Verdampfungstemperatur von 0°C und eine Kondensationstemperatur von 38°C ermittelt und für die anderen Prüfpunkte als Konstante angesetzt. Der ermittelte Heizwasservolumenstrom im Kondensator wurde ebenfalls für die anderen Prüfpunkte unverändert beibehalten, weshalb eine Unterteilung des Kondensators in den Enthitzungs-, Kondensations- und Unterkühlungsabschnitt möglich war. Für diese 3 Abschnitte wurde die jeweilige spezifische Übertragungsleistung ermittelt. Beim Verdampfer wurde eine Luftabkühlung von 5 K für alle Prüfpunkte angenommen, was einen variierenden Luftvolumenstrom zur Folge hat. Eine unterteilte Betrachtung für den Verdampfungs- und Überhitzungsabschnitt war hier nicht ohne weiteres möglich. Zur Berücksichtigung der Druckverluste wurde auf der Hochdruckseite 400 mbar und auf der Niederdruckseite ein Wert von 300 mbar für den Prüfpunkt A10/W35 angenommen. In den anderen Prüfpunkten sinkt der Massestrom des Kältemittels und somit sinken auch die Druckverluste. Die nutzbare Überhitzung im Verdampfer wurde mit 5 K, die Flüssigkeitsunterkühlung im Kondensator mit 2 K festgelegt. Da für den Betrieb des Verdichters vom Hersteller eine Sauggasüberhitzung von mindestens 20 K vorgeschrieben wird, erfolgte die Kreisprozessrechnung unter der Vorgabe, dass die noch erforderliche Überhitzung von 15 K durch einen zusätzlichen Unterkühler des flüssigen Kältemittels realisiert wird. Als Grund für die hohe Überhitzung führte der Hersteller die sehr gute Löslichkeit von Propan im Öl an. Je mehr Propan im Öl gelöst wird, desto geringer wird dessen Viskosität und damit sinkt die Schmierfähigkeit des Öls. Um die Schmierfähigkeit ausreichend aufrecht zu erhalten, muss das Propan wieder aus dem Öl ausgetrieben werden. Dies geschieht durch eine hohe Überhitzung des Sauggases.

Im Normprüfpunkt A7/W35 wurden folgende Werte vorgegeben:

Lufteintritt:	$7,0^{\circ}\text{C}$	Luftaustritt:	$2,0^{\circ}\text{C}$
Verdampfungstemperatur:	$0,0^{\circ}\text{C}$	Kondensationstemperatur:	$38,0^{\circ}\text{C}$

Dies ergibt unter Berücksichtigung der genannten Randparameter und des gewählten Verdichters eine Verdampferleistung von 7,66 kW und eine Kondensatorleistung von 9,43 kW, woraus sich folgende Werte für die weiteren Berechnungen ermitteln ließen.

Verdampfer: spezifische Wärmeübertragungsleistung $k \cdot A = 3,077 \text{ kW/K}$
 Kondensator: $V = 1633 \text{ l/h}$
 spezifische Wärmeübertragungsleistung
 Enthitzung $k \cdot A = 0,126 \text{ kW/K}$
 Kondensation $k \cdot A = 1,348 \text{ kW/K}$
 Unterkühlung $k \cdot A = 0,021 \text{ kW/K}$

Unter Berücksichtigung dieser Werte ergeben sich die in Tabelle 19 angegebenen Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen. Für die Verdichterauslegung waren zusätzlich die Druckverluste zu beachten, die in der Software-Eingabemaske durch entsprechend angepasste Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen berücksichtigt wurden.

Tabelle 19: Für die Verdichterauslegung ermittelte Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen

Temperaturen	Verdampfung		Kondensation	
	Anwendung	Kreisprozessberechnung g	Verdichterauslegung g	Kreisprozessberechnung g
A-7/W35	-13,0°C	-15,5°C	36,7°C	36,8°C
A2/W35	-4,6°C	-6,9°C	37,5°C	37,7°C
A10/W35	2,7°C	0,7°C	38,3°C	38,6°C

6.3.2 Leistungszahlen

In Anlage 8 bis Anlage 10 sind die einzelnen Datenblätter für die Verdichterauslegung mittels der Software von Firma Bitzer beigefügt. In Anlage 11 ist die Kreisprozessberechnung für die Luft-Wasser-Wärmepumpe "Propan-Opti" im Prüfpunkt A-7/W35 abgebildet. Die Kreisprozessberechnungen erfolgten mit den entsprechenden Verdichterpolynomen, die aus der Software von Firma Bitzer ausgelesen wurden. Die Berechnungen ergaben die in Tabelle 20 aufgeführten Werte.

Tabelle 20: Verflüssigerleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl (COP) des Propan-Verdichters von Bitzer Typ 2EC-3.2P

Leistungen	Verflüssiger	elektr. Leistung Verdichter	COP
A-7/W35	6,20 kW	1,74 kW	3,56
A2/W35	8,17 kW	1,92 kW	4,26
A10/W35	10,23 kW	2,05 kW	4,99

Zusätzlich zur Leistungsaufnahme des Verdichters wurden der Ventilatormotor, die Regelung und der Leistungsanteil der Heizwasserpumpe zur Überwindung der Druckverluste im Kondensator berücksichtigt.

Ventilatormotor: 100 W
 Regelung: 10 W

Anteil Heizwasserpumpe: 40 W

Summe: 150 W

Für den Anteil der Abtauheizung wurde der COP bei A-7/W35 um 0,15 und bei A2/W35 um 0,30 reduziert. Diese Reduzierung des COP-Wertes wurde bei 2°C Lufttemperatur höher angesetzt, da hier die absolute Wasserdampfmenge in der Luft größer ist als bei tieferen Temperaturen. Bei Lufttemperaturen von 10°C liegen die Verdampfungstemperaturen oberhalb 0°C, weshalb keine Abtauung erforderlich ist. Somit ergeben sich die in Tabelle 21 angegebenen Leistungszahlen, welche für die Ermittlung der Jahresarbeitszahlen im nächsten Abschnitt verwendet wurden.

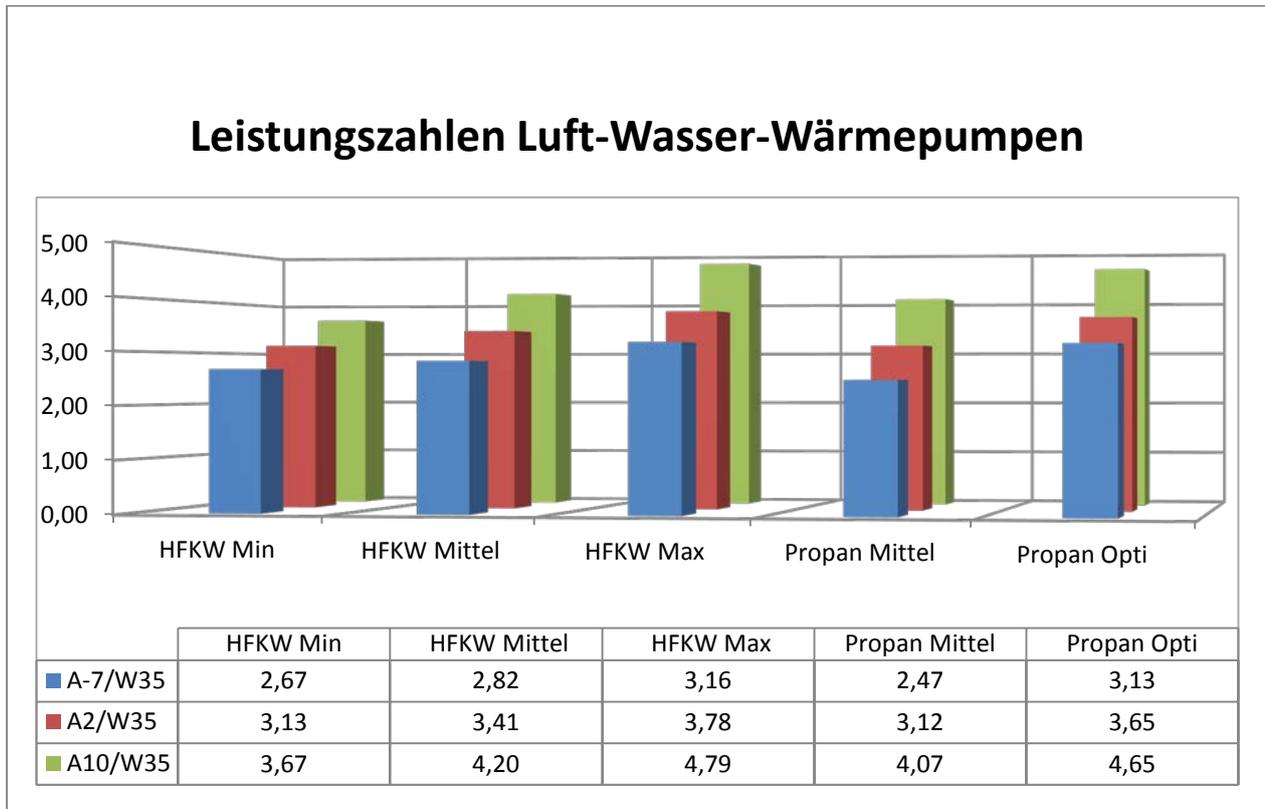
Tabelle 21: Verflüssigerleistung, elektrische Leistungsaufnahme und Leistungszahl (COP) der optimierten Propan-Wärmepumpe

Leistungen	Verflüssiger	elektr. Leistung gesamt	COP
A-7/W35	6,20 kW	1,89 kW	3,13
A2/W35	8,17 kW	2,07 kW	3,65
A10/W35	10,23 kW	2,20 kW	4,65

Die Ergebnisse der optimierten Propan-Luft-Wasser-Wärmepumpe mit einem verfügbaren Verdichter von Firma Bitzer, Typ 2EC-3.2P zeigen eine deutliche Verbesserung der Leistungszahlen gegenüber den recherchierten Wärmepumpen. Sie liegen in etwa bei den durchschnittlichen Leistungszahlen der 11 besten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-Kältemittel (HFKW Max) entsprechend BAFA-Liste Stand Sep. 2010, wie im Abbildung 19 ersichtlich ist⁴. Darüber hinaus entsprechen sie, wie einleitend schon ausgeführt, den mittleren Leistungszahlen der zum gegenwärtigen Zeitpunkt (2012) auf dem Markt verfügbaren Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel.

⁴ Abhängig vom Arbeitspunkt verbessern sich die aktuellen Leistungszahlen für Luft-Wasser-Wärmepumpen (BAFA-Liste Stand Sep. 2013) mit HFKW-Kältemitteln bis zu 10% gegenüber den hier dargestellten Zahlen.

Abbildung 19: Leistungszahlen (COP) der recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen und der theoretischen "Propan Opti"



6.4 Ergebnisdarstellung

In den folgenden Abschnitten sind die Ergebnisse der Berechnungen für Hauswärmepumpen dargestellt.

6.4.1 Jahresarbeitszahl

Für die Jahresarbeitszahlen (JAZ) entsprechend VDI 4650, Blatt 1: „Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpen-anlagen“ konnten folgende Werte ermittelt werden.

6.4.1.1 Wärmepumpen mit HFKW-Kältemittel (minimale, mittlere und maximale Jahresarbeitszahlen)

Tabelle 22: Jahresarbeitszahlen für Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln nach VDI 4650, Blatt 1 (minimaler Standard entsprechend BAFA-Liste Stand: 30.09.2010)

HFKW Min	Wärmequelle		
	Luft-Wasser	Sole-Wasser	Wasser-Wasser
Gesamt - β_{WP}	3,35	4,46	4,18
Heizung - β_h	3,34	4,63	4,34
Warmwasserbereitung - β_w	3,39	3,82	3,57

Tabelle 23: Jahresarbeitszahlen für Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln nach VDI 4650, Blatt 1 (mittlerer Standard entsprechend BAFA-Liste Stand: 30.09.2010)

HFKW Mittel	Wärmequelle		
	Luft-Wasser	Sole-Wasser	Wasser-Wasser
Gesamt - β_{WP}	3,66	4,77	4,66
Heizung - β_h	3,65	4,95	4,85
Warmwasserbereitung - β_w	3,70	4,08	3,99

Tabelle 24: Jahresarbeitszahlen für Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln nach VDI 4650, Blatt 1 (maximaler Standard entsprechend BAFA-Liste Stand: 30.09.2010)

HFKW Max	Wärmequelle		
	Luft-Wasser	Sole-Wasser	Wasser-Wasser
Gesamt - β_{WP}	4,07	5,14	5,31
Heizung - β_h	4,06	5,34	5,52
Warmwasserbereitung - β_w	4,11	4,40	4,54

Die Wärmepumpen-Feldteststudie des Fraunhofer-Instituts für Solare Energiesysteme (ISE) [ISE 2011] zeigt, dass die praktisch gemessenen Arbeitszahlen für Wärmepumpen im Neubau (um ca. 13%) geringer sind als die minimalen JAZ-Gesamt (β_{WP}), wie sie hier nach dem vorgegebenen Algorithmus ermittelt wurden. Dies liegt unter anderem daran, dass in den Arbeitszahlen der ISE-Studie die elektrische Zusatzheizung berücksichtigt ist. Die hier dargestellten Jahresarbeitszahlen bilden jedoch lediglich die Grundlage zur Berechnung des Endenergiebedarfs nach [DIN V 4701-10]. In diesem Endenergiebedarf findet auch die elektrische Zusatzheizung Berücksichtigung. Die sich daraus ergebenden JAZ-Gesamt sind geringer und mit den Werten der ISE-Feldteststudie vergleichbar. Die Ergebnisse zeigen, dass die minimalen JAZ der theoretischen Berechnungen nach [DIN V 4701-10] in etwa den Werten der Feldteststudie entsprechen, die mittleren und maximalen aber höher sind (s. Abbildung 20). So wurden für Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln Jahresarbeitszahlen im Bereich von 2,98 bis 3,18 (ISE-Feldteststudie → ca. 2,9), für Sole-Wasser-Wärmepumpen von 4,07 bis 4,38 (ISE-Feldteststudie → ca. 3,9) und für Wasser-Wasser-Wärmepumpen von 3,83 bis 4,11 (ISE-Feldteststudie → nur drei Wärmepumpen im Test, keine repräsentativen Zahlen verfügbar) bei jeweils minimalem Standard ermittelt. Da aber davon auszugehen ist, dass die im Feldtest vermessenen Wärmepumpen durchschnittlich den jeweiligen mittleren Standard repräsentieren, sind die theoretischen Werte mit großer Wahrscheinlichkeit etwas zu hoch. Trotzdem wurde an dieser Stelle mit den theoretisch ermittelten Werten weitergerechnet, um einen objektiven Vergleich zu gewährleisten. Denn für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln konnten keine Praxiswerte recherchiert werden.

6.4.1.2 Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln (R290)

Tabelle 25: Jahresarbeitszahlen für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln (R290) nach VDI 4650, Blatt 1 (mittlerer Standard)

Nat. KM Mittel	Wärmequelle		
	Luft-Wasser	Sole-Wasser	Wasser-Wasser
Gesamt - β_{WP}	3,35	5,19	5,29
Heizung - β_h	3,34	5,39	5,49
Warmwasserbereitung - β_w	3,39	4,44	4,52

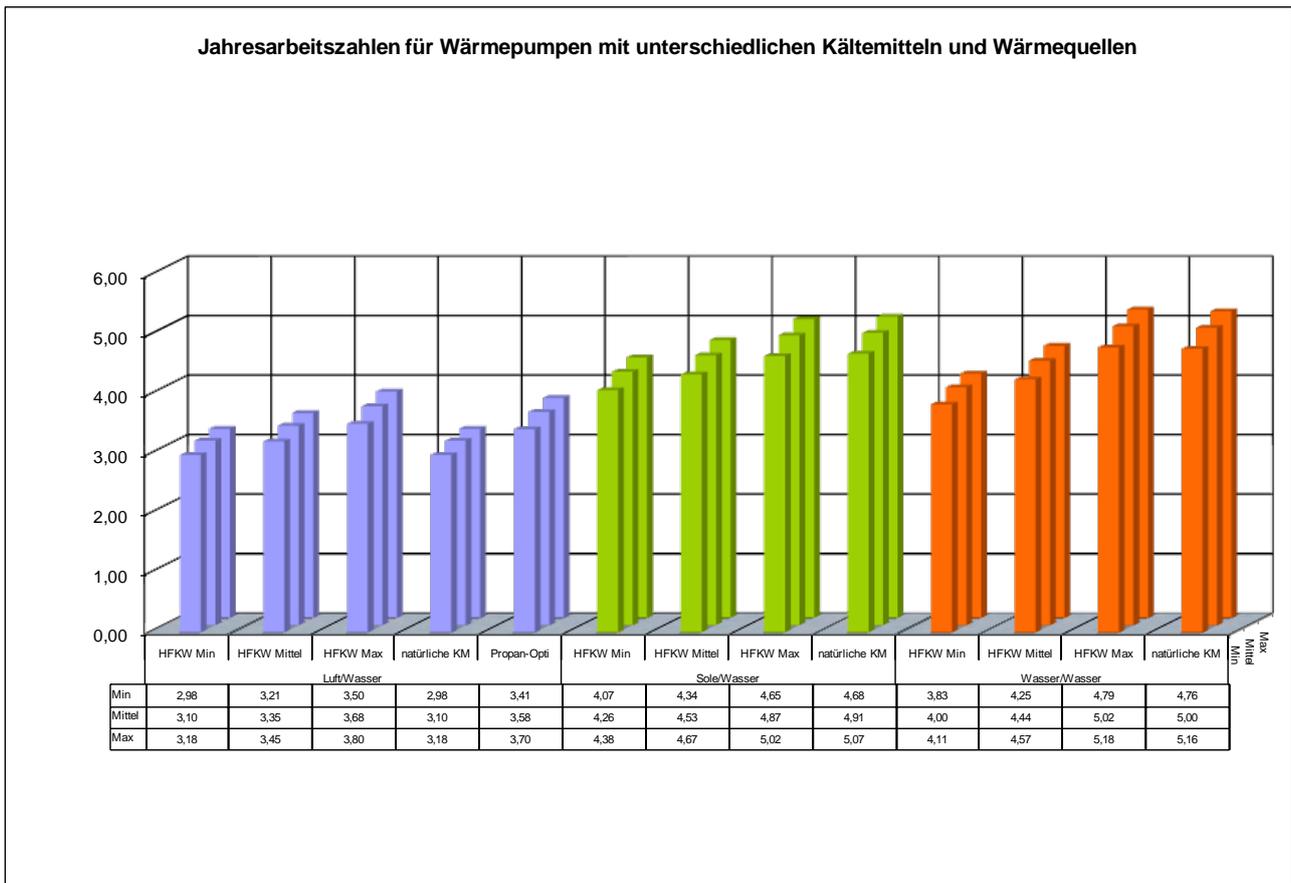
Tabelle 26: Jahresarbeitszahlen der theoretisch ausgelegten Wärmepumpe "Propan Opti" nach VDI 4650, Blatt 1⁵

„Propan-Opti“	Wärmequelle
	Luft-Wasser
Gesamt - β_{WP}	3,95
Heizung - β_h	3,94
Warmwasserbereitung - β_w	3,98

In Abbildung 20 ist zu erkennen, dass die Jahresarbeitszahlen der bis Ende des Jahres 2011 recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln denen der HFKW-Wärmepumpen minimalen Standards entsprechen. Für die Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen sind sie mit dem maximalen Standard vergleichbar. Die optimierte Propan-Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“, welche die gegenwärtig verfügbaren Wärmepumpen darstellt, weist nahezu so gute Jahresarbeitszahlen auf wie die besten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln (HFKW Max), Stand Sep. 2010.

⁵ Die theoretisch ausgelegte Wärmepumpe „Propan-Opti“ gibt den aktuellen technischen Stand der Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln wider, die zum Vergleich herangezogenen HFKW-Wärmepumpen den der BAFA-Liste Stand Sep. 2010. Eine Aktualisierung mit neueren Daten aus der BAFA-Liste Stand Sep. 2013 [BAFA 2013] zeigt jedoch, dass die energetischen Verbesserungen der HFKW-Wärmepumpen nicht aus dem Bereich (Mittel – Max) der hier vorgestellten Ergebnisse herausfallen. Die JAZ des aktuellen mittleren Standards ermittelt aus der BAFA-Liste Stand Sep. 2013 der HFKW-Luft-Wasser-Wärmepumpen liegen ca. 3% über den ermittelten JAZ mittleren Standards ermittelt aus der BAFA-Liste Stand Sep. 2010 und ca. 7% unter dem maximalen Standard 2010. Somit kann ein Vergleich der „Propan-Opti“ mit den HFKW-Wärmepumpen entsprechend der BAFA-Liste Stand Sep. 2010 erfolgen, ohne einen nennenswerten Fehler zu machen. Für den maximalen Standard ermittelt aus der BAFA-Liste Stand Sep. 2013 ergibt sich eine höhere Gesamtjahresarbeitszahl von ca. 7...8% verglichen zum maximalen Standard ermittelt aus der BAFA-Liste Stand Sep. 2010.

Abbildung 20: Rechnerische Jahresarbeitszahlen nach [DIN V 4701-10] der untersuchten Wärmepumpentypen



6.4.2 Energiebedarf

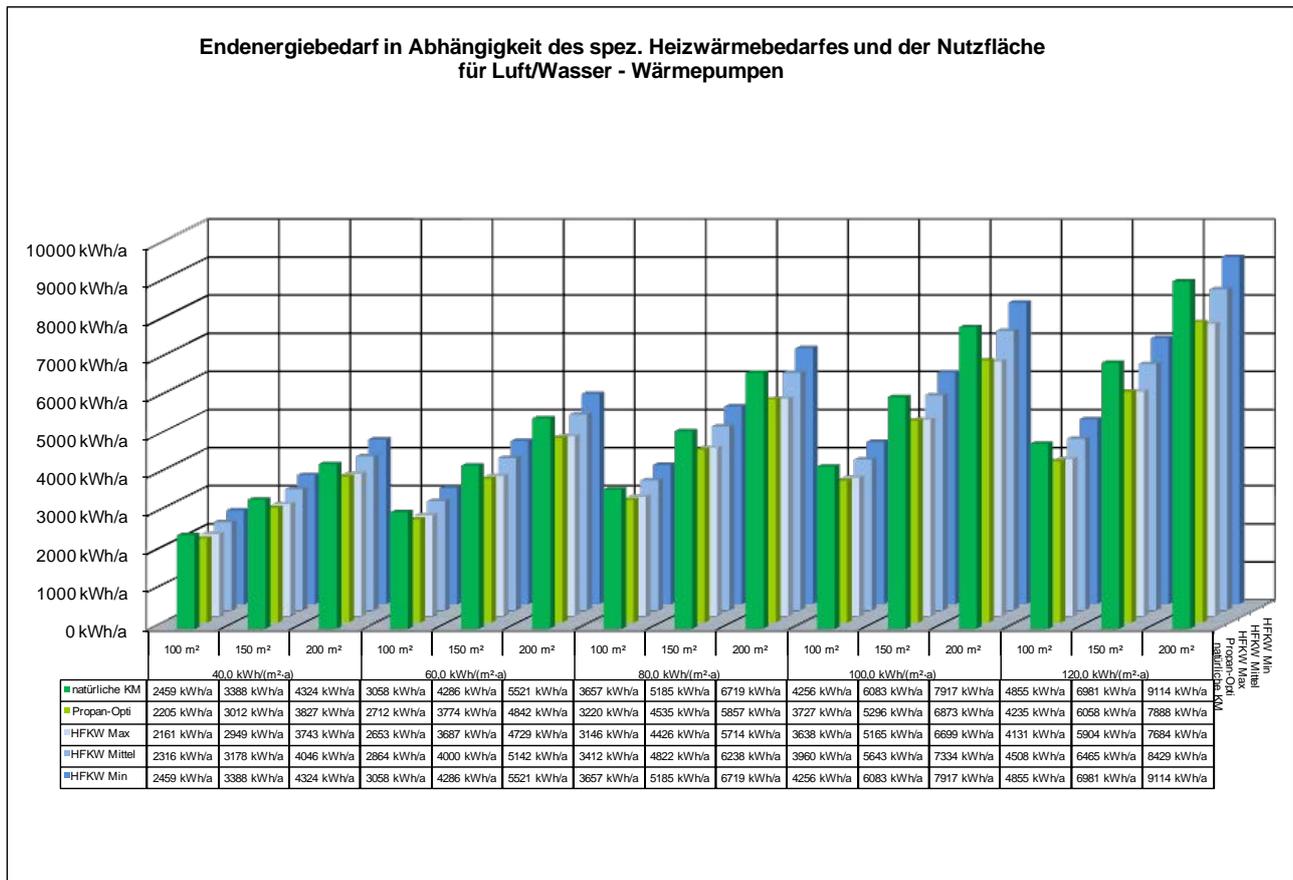
Die Berechnungen wurden für 15 verschiedene Gebäudetypen durchgeführt, welche durch ihren spezifischen Heizwärmebedarf charakterisiert wurden. Der spezifische Trinkwarmwasserbedarf wurde für alle Gebäude mit 12,5 kWh/(m²·a) gleich angenommen. Der Hilfsenergiebedarf ist u.a. von der Fläche abhängig, da diese unter anderem die Rohrleitungslängen und somit den Pumpenergiebedarf beeinflusst. Folgende Werte wurden für den Hilfsenergiebedarf ermittelt (Tabelle 27).

Tabelle 27: Hilfsenergiebedarf pro Jahr

Gebäudefläche	100 m ²	150 m ²	200 m ²
Hilfsenergiebedarf	425 kWh/a	437 kWh/a	457 kWh/a

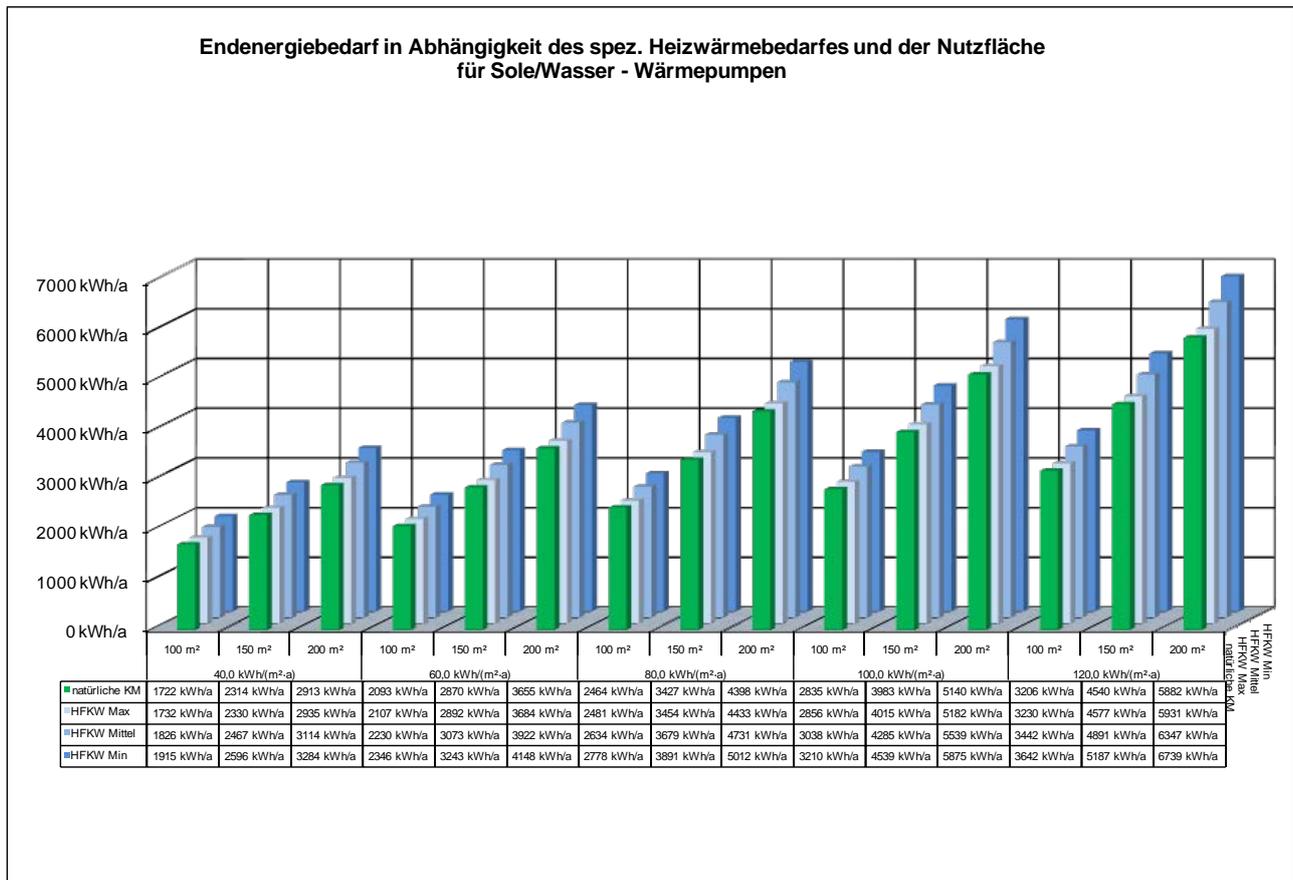
Unabhängig ist der nach [DIN V 4701-10] ermittelte Hilfsenergiebedarf hingegen vom Wärmepumpentyp bezüglich der Wärmequelle. Zwar wird bei Luft-Wasser-Wärmepumpen der Ventilator (frei ausblasend) bei der Ermittlung der Leistungszahl nach Prüfnorm DIN EN 14511 mit erfasst, wohingegen die Pumpen der Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen auf der Wärmequellenseite nur für den Anteil der Druckverluste im Verdampfer berücksichtigt werden. Jedoch wird der restliche Bedarf der Pumpen zur Umwälzung des Mediums im Wärmequellenkreis bei der Ermittlung der Jahresarbeitszahlen nach VDI 4650 mit berücksichtigt.

Abbildung 21: Endenergiebedarf inkl. Hilfsenergie verschiedener Gebäudetypen beim Einsatz von Luft-Wasser-Wärmepumpen mit verschiedenen Jahresarbeitszahlen nach VDI 4650



Der Endenergiebedarf inkl. Hilfsenergiebedarf der betrachteten Gebäudetypen beim Einsatz von Luft-Wasser-Wärmepumpen ist in Abbildung 21 abgebildet. Es ist zu erkennen, dass die Jahresendenergiebedarfswerte der recherchierten Wärmepumpen mit natürlichem Kältemittel (R290 – Propan) den Werten der HFKW-Wärmepumpen minimalen Standards entsprechen, da die ermittelten Jahresarbeitszahlen gleich sind. Das heißt, dass bei den zum Zeitpunkt der Berechnung verfügbaren Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in der Praxis mit einem höheren Energieverbrauch zu rechnen ist, da der Durchschnitt der HFKW-Wärmepumpen bessere Arbeitszahlen aufweist. Dies liegt aber wie schon erwähnt daran, dass die Entwicklungsarbeit der Propan-Wärmepumpen in den letzten Jahren bei weitem nicht so vorangetrieben wurde, wie bei Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln. Ein Vergleich der Werte der optimierten Propan-Wärmepumpe „Propan-Opti“, welche als der heutige Stand der Technik gewertet werden kann, zeigt, dass die Werte deutlich besser sind und mit den besten Wärmepumpen (HFKW Max) konkurrieren können.

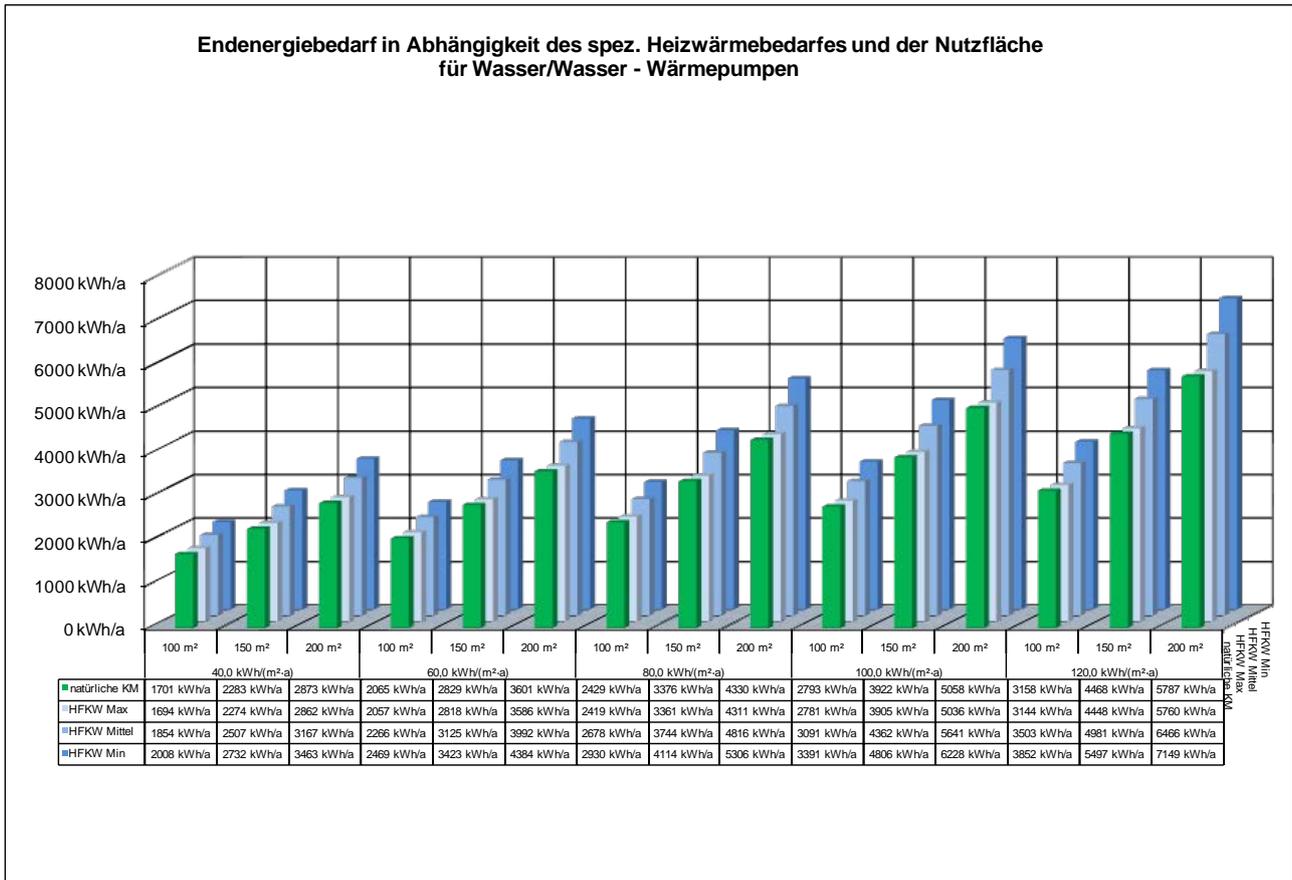
Abbildung 22: Endenergiebedarf inkl. Hilfsenergie verschiedener Gebäudetypen beim Einsatz von Sole-Wasser-Wärmepumpen mit verschiedenen Jahresarbeitszahlen nach VDI 4650



Der Endenergiebedarf beim Einsatz von Sole-Wasser-Wärmepumpen ist in Abbildung 22 dargestellt. Hier erreichen die Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln bessere Werte als die durchschnittlichen HFKW-Wärmepumpen, vergleichbar mit den besten Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln. Im Bereich der Sole-Wasser-Wärmepumpen ist also durch den Einsatz von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln kein höherer Energieverbrauch sondern eher ein geringerer zu erwarten.

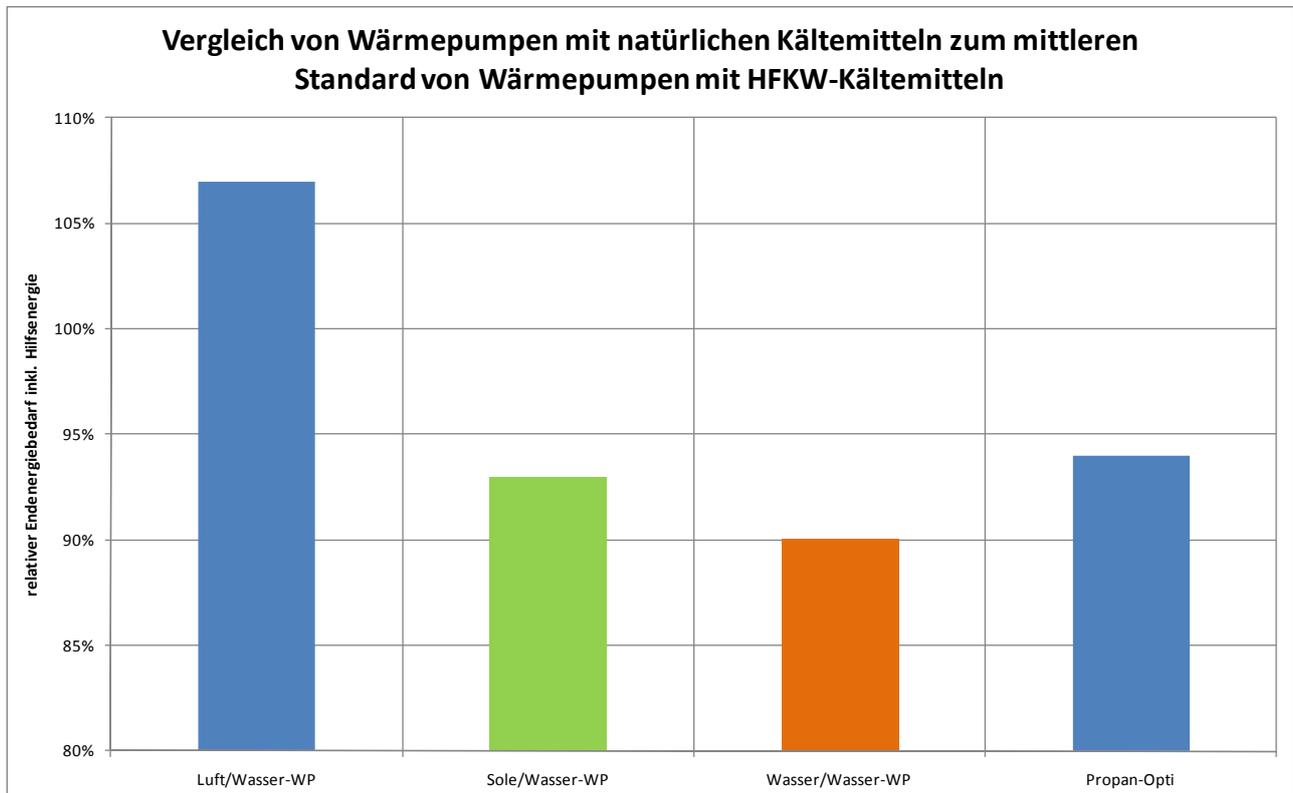
Ein ähnliches Bild ergibt sich bei den Wasser-Wasser-Wärmepumpen (Abbildung 23). Es ist jedoch darauf hinzuweisen, dass die Datenlage für natürliche Kältemittel bei allen Wärmepumpentypen sehr gering ist. Da die verwendeten Leistungszahlen aber z.T. entsprechend der Prüfnorm DIN EN 14511 bestätigt sind, zeigt dies, dass Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln diese Werte erreichen und deshalb auch als Vergleich dienen können.

Abbildung 23: Endenergiebedarf inkl. Hilfsenergie verschiedener Gebäudetypen beim Einsatz von Wasser-Wasser-Wärmepumpen mit verschiedenen Jahresarbeitszahlen nach VDI 4650



Als Ergebnis lässt sich festhalten, dass die recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ca. 7% mehr Energiebedarf im Vergleich zum mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen benötigen, Sole-Wasser-Wärmepumpen ca. 7% weniger und Wasser-Wasser-Wärmepumpen ca. 10% weniger (Abbildung 24). Mit der optimierten Propan-Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ kann der Endenergiebedarf ca. 6% geringer sein. Im Vergleich zu den besten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-Kältemittel liegt der Endenergiebedarf der „Propan-Opti“ ca. 2% höher. Insgesamt kann also davon ausgegangen werden, dass unabhängig von der Wärmequelle mit Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel ein geringerer Endenergiebedarf zu erreichen ist als mit HFKW-Wärmepumpen mittleren Standards, wenn man davon ausgeht, dass die optimierte Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ den heutigen Stand der Technik widerspiegelt.

Abbildung 24: Relativer Endenergiebedarf von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im Vergleich zum mittleren Standard von jeweils gleichartigen Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln



6.4.3 Aufwandszahl

Nach [DIN V 4701–10] wird eine Anlage nach ihrer Aufwandszahl e bewertet. Sie stellt das Verhältnis des gesamten Aufwands zum eigentlichen Nutzen dar (s. Abschnitt 6.2.2). Der Nutzen ist dabei die Wärmemenge, welche für die Trinkwassererwärmung und in den Räumen für die Beheizung zur Verfügung steht. Von der Erzeugung bis zur Nutzenübergabe existiert zusätzlicher Energiebedarf, welcher zum eigentlichen Zweck der Beheizung nicht nutzbar ist. Es entsteht also ein zusätzlicher Aufwand. Je kleiner die Aufwandszahl dementsprechend ist, desto effizienter ist eine Anlage. In der nachfolgenden Abbildung 25 sind die ermittelten mittleren Aufwandszahlen für den Endenergiebedarf der untersuchten Anlagensysteme in Abhängigkeit des Nutzenergiebedarfs dargestellt. Der Nutzenergiebedarf (Q_N) der untersuchten Varianten lag dabei in einem Bereich von 5.250 kWh/a bis 26.500 kWh/a und setzt sich aus dem Wärmebedarf für Heizung [z.B. 40 kWh/(m²·a)] und Trinkwarmwasser [12,5 kWh/(m²·a)] zusammen.

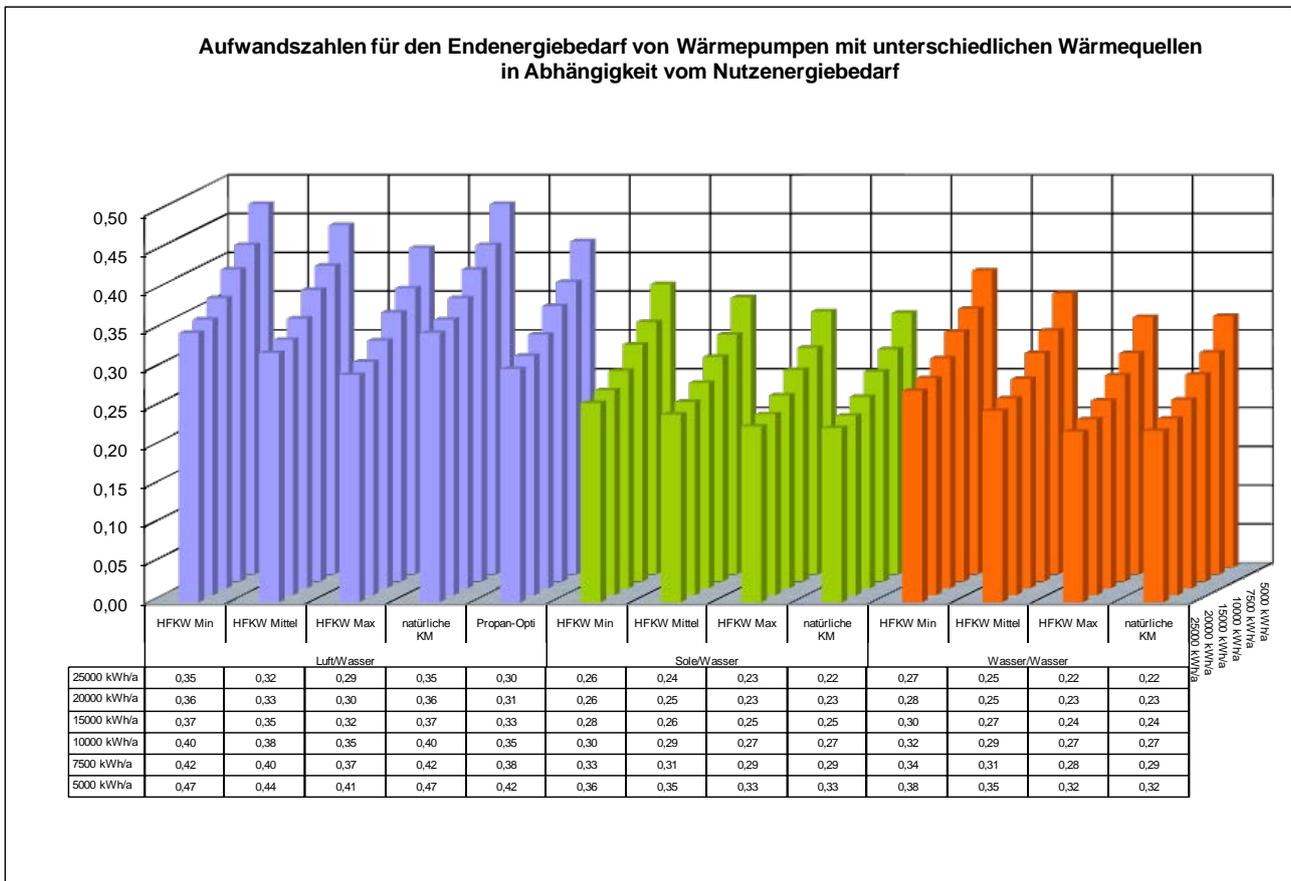
Beispiel Nutzenergiebedarf: $Q_N = (40 + 12,5)kWh/(m^2 \cdot a) \cdot 100 m^2 = 5.250 kWh/a$

Multipliziert man den Nutzenergiebedarf für die Trinkwarmwasserbereitung und Heizung mit den Aufwandszahlen, so erhält man die entsprechend erforderliche Elektroenergiemenge zum Antrieb der Wärmepumpe und der Nebenaggregate. Z.B. beträgt für die Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ bei einem Nutzenergiebedarf von 5.000 kWh/a die Aufwandszahl etwa 0,42. Somit ist ein Endenergiebedarf von ca. 2.100 kWh/a erforderlich.

$$2.100 kWh/a = 0,42 \cdot 5.000 kWh/a$$

Aus Abbildung 25 ist erkennbar, dass die Aufwandszahlen mit zunehmendem Nutzenergiebedarf sinken. Die Ursache liegt darin, dass der relative Anteil der Verluste durch die Erzeugung, Speicherung, Verteilung und Übergabe, sowie der Hilfsenergie bei größeren Anlagen abnimmt.

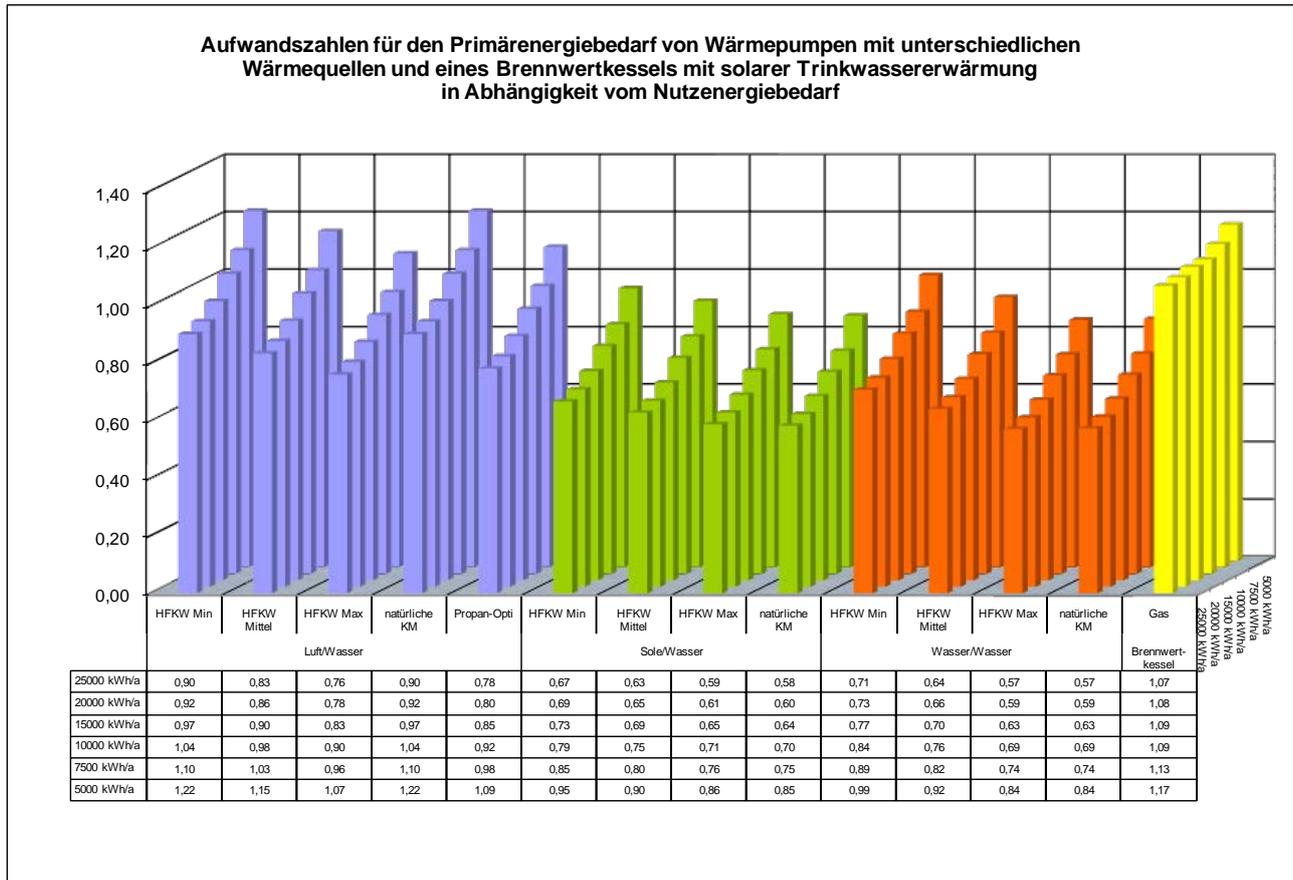
Abbildung 25: Aufwandszahlen für den Endenergiebedarf der untersuchten Anlagensysteme



Es ist weiterhin erkennbar, dass die recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln nur an den minimalen Standard der HFKW-Kältemittel heranreichen. Deutlich besser sieht es hingegen bei der optimierten Wärmepumpe „Propan-Opti“ aus. Hier entsprechen die Aufwandszahlen nahezu dem „HFKW-Max-Standard“, d.h. sie sind annähernd genauso gering. Bei den Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen liegen die natürlichen Kältemittel ebenfalls im Bereich des maximalen Standards. Im Mittel liegen die Aufwandszahlen für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln bei Luft-Wasser bei 0,39 bzw. „Propan-Opti“ 0,34, bei Sole-Wasser bei 0,26 und bei Wasser-Wasser bei 0,25. Das heißt also, ca. 39% bzw. 34% (Luft-Wasser-WP), 26% (Sole-Wasser-WP) bzw. 25% (Wasser-Wasser-WP) des eigentlichen Nutzenergiebedarfs sind an Elektroenergie aufzuwenden, um die erforderliche Wärmemenge bereitzustellen. Diese Unterschiede zwischen den verschiedenen Wärmequellen sind auf die unterschiedlichen Leistungs- und damit Jahresarbeitszahlen der Wärmepumpen zurückzuführen, da die Peripherie der Heizungsanlage für die Betrachtungen gleich blieb.

Zum Vergleich mit anderen Systemen wie z.B. Brennwertechnik, ist eine primärenergetische Betrachtung erforderlich. Es müssen also die Aufwandszahlen für den Endenergiebedarf mit dem Primärenergiefaktor der Stromerzeugung (2,6) multipliziert werden. Die Aufwandszahlen für den Primärenergiebedarf sind in Abbildung 26 dargestellt.

Abbildung 26: Aufwandszahlen für den Primärenergiebedarf der untersuchten Anlagensysteme + Gas-Brennwertsystem



Mit den in Abbildung 26 dargestellten Aufwandszahlen ist ein direkter Vergleich mit anderen Primärenergieträgern möglich. Für die recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln liegt der Primärenergieaufwand zwischen 89% (bei 26500 kWh/a) bis 122% (bei 5250 kWh/a) des eigentlichen Nutzenergiebedarfs (Primärenergie-aufwandszahl 0,89 – 1,22). Die besten Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln erreichen hier Werte von 0,75 bis 1,07, abhängig vom Nutzenergiebedarf. Mit der theoretisch optimierten Wärmepumpe „Propan-Opti“ sind ähnliche Werte möglich, 0,77 – 1,09. Bei Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen erreicht man mit natürlichen Kältemitteln Aufwandszahlen, die mit den besten HFKW-Wärmepumpen vergleichbar sind.

Ein Vergleich mit einem konventionellen System, bestehend aus Gas-Brennwertkessel und solarer Trinkwassererwärmung zeigt, dass bei den untersuchten Heizwassertemperaturen von 28°C / 35°C sämtliche Wärmepumpensysteme mit besseren Primärenergieaufwandszahlen arbeiten. Ausnahmen bilden die Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln minimalen Standards sowie die recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln, jeweils bei geringem Nutzenergiebedarf von 5.000 kWh/a. Die theoretischen Aufwandszahlen für das konventionelle System liegen in einem Bereich von 1,07 bis 1,17. Insgesamt kann davon ausgegangen werden, dass unabhängig von der Wärmequelle durch heute verfügbare Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel geringere Primärenergie-aufwandszahlen erreicht werden als durch ein konventionelles System, bestehend aus Gas-Brennwertkessel und solarer Trinkwassererwärmung.

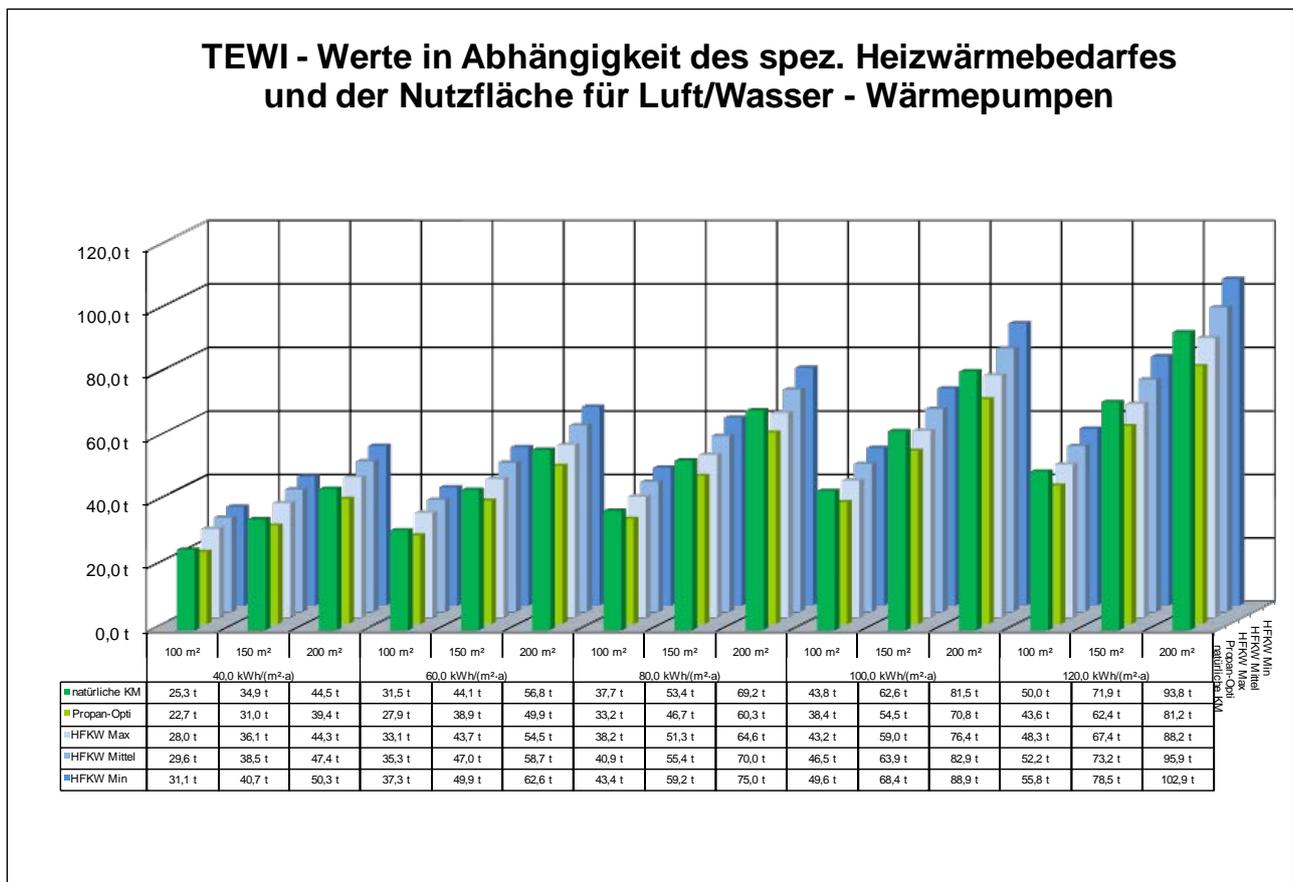
6.4.4 TEWI - Total Equivalent Warming Impact

Die für die Berechnung des TEWI-Kennwertes zugrunde gelegten Werte sind in Tabelle 28 zusammenfassend dargestellt. Die Ermittlung der Füllmengen erfolgte entsprechend Tabelle 17, für Heizleistungen von 7, 8, 9 und 11 kW.

Tabelle 28: Allgemeine Werte für die TEWI-Berechnung

Kältemittel	R407C	R410A	R290
Füllmenge	4,3 - 6,8 kg	1,4 - 2,6 kg	0,8 - 2,5 kg
GWP Treibhauspotenzial (100 a) [IPCC 2007]	1.774	2.088	3,3
Betriebszeit der Anlage	18 a		
Recycling-Faktor	0,7		
Emissionsfaktor Strommix Deutschland	572 g CO ₂ /kWh		
Leckagerate	2,5 %/a		

Abbildung 27: TEWI-Werte für Luft-Wasser-Wärmepumpen der untersuchten Anlagensysteme



In Abbildung 27 sind die berechneten TEWI-Werte für die Luft-Wasser-Wärmepumpen dargestellt. Als HFKW-Kältemittel wurde R407C und als natürliches Kältemittel R290 untersucht. Es ist erkennbar, dass durch den Einsatz von natürlichen Kältemitteln die Auswirkungen auf die Umwelt beim Betrieb der Wärmepumpen reduziert werden können. Die TEWI-Werte der recherchierten Propan-Wärmepumpen liegen im Vergleich zum mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen in einem Bereich zwischen 85% und 99%, im Durchschnitt bei ca. 95%. Der ökologische Vorteil ist also nicht immer signifikant und im Vergleich zu den

Top-Geräten (HFKW Max) können die gesamten Emissionen sogar höher sein. Ursache hierfür ist der hohe Anteil der indirekten Emissionen, welche sich aus dem Elektroenergiebedarf ergeben, der umso deutlicher wird, je höher der spezifische Nutzenergiebedarf ist (siehe Abbildung 27). Bei gut gedämmten Gebäuden und somit geringem Nutzenergiebedarf für die Heizung (40 kWh/(m²-a)) kann der Anteil der direkten Kältemittlemissionen bei Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln ca. 20% ausmachen. Dieser Anteil sinkt bei hohem Nutzenergiebedarf, also schlechter gedämmten Gebäuden, bis auf ca. 10% ab. Dementsprechend steigt der Anteil der indirekten Emissionen an den Gesamtemissionen von 80% auf etwa 90%. Dies zeigt aber im Gegenzug auch das Potenzial der natürlichen Kältemittel. Da die Dämmung an Gebäuden immer weiter verbessert wird, gewinnt der Anteil der direkten Emissionen, welche einzig durch das verwendete Kältemittel verursacht werden, immer mehr an Bedeutung. Dieser Anteil liegt bei natürlichen Kältemitteln nahezu bei 0%, wie folgende Grafik zeigt.

Abbildung 28: Anteil der direkten Kältemittlemissionen für Luft-Wasser-Wärmepumpen der untersuchten Anlagensysteme

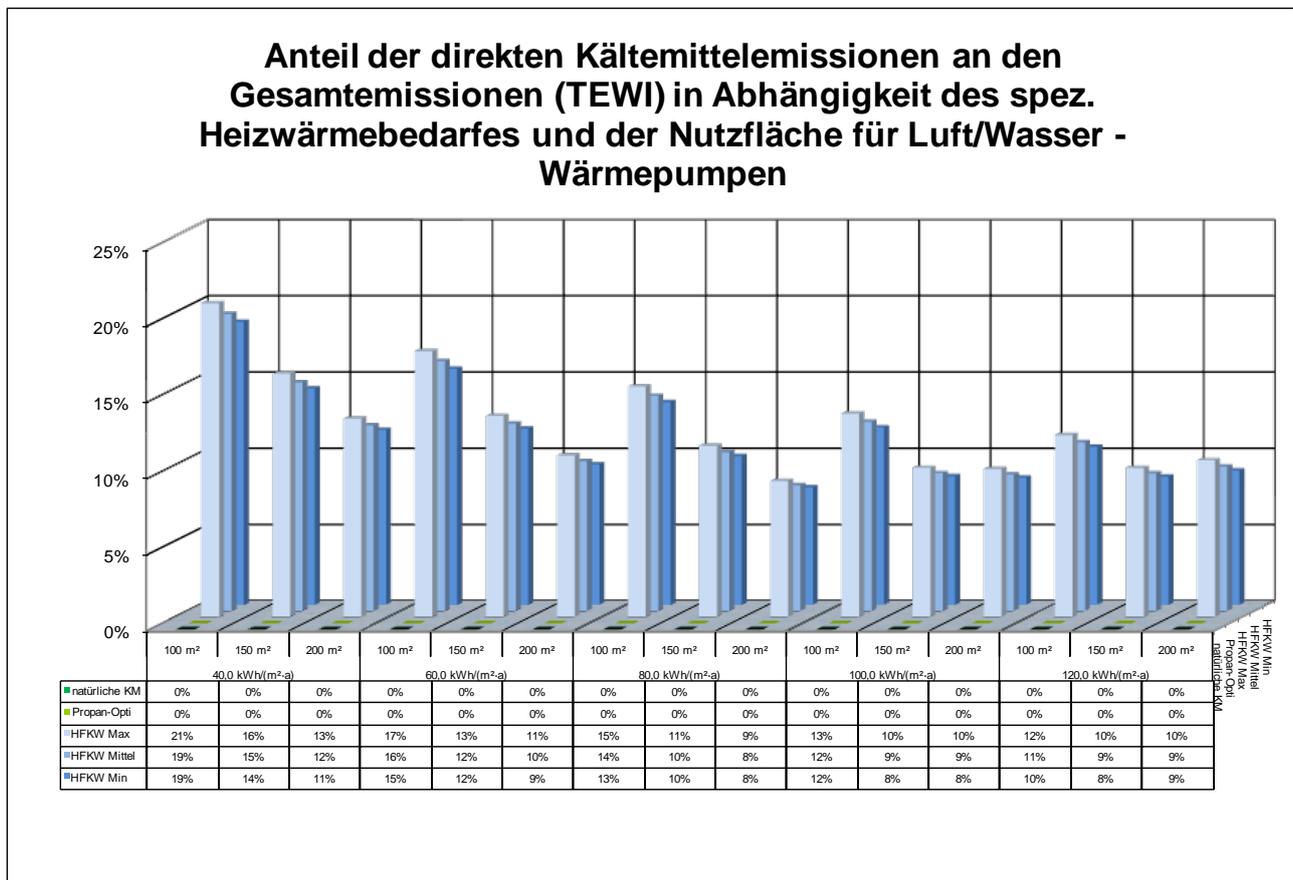
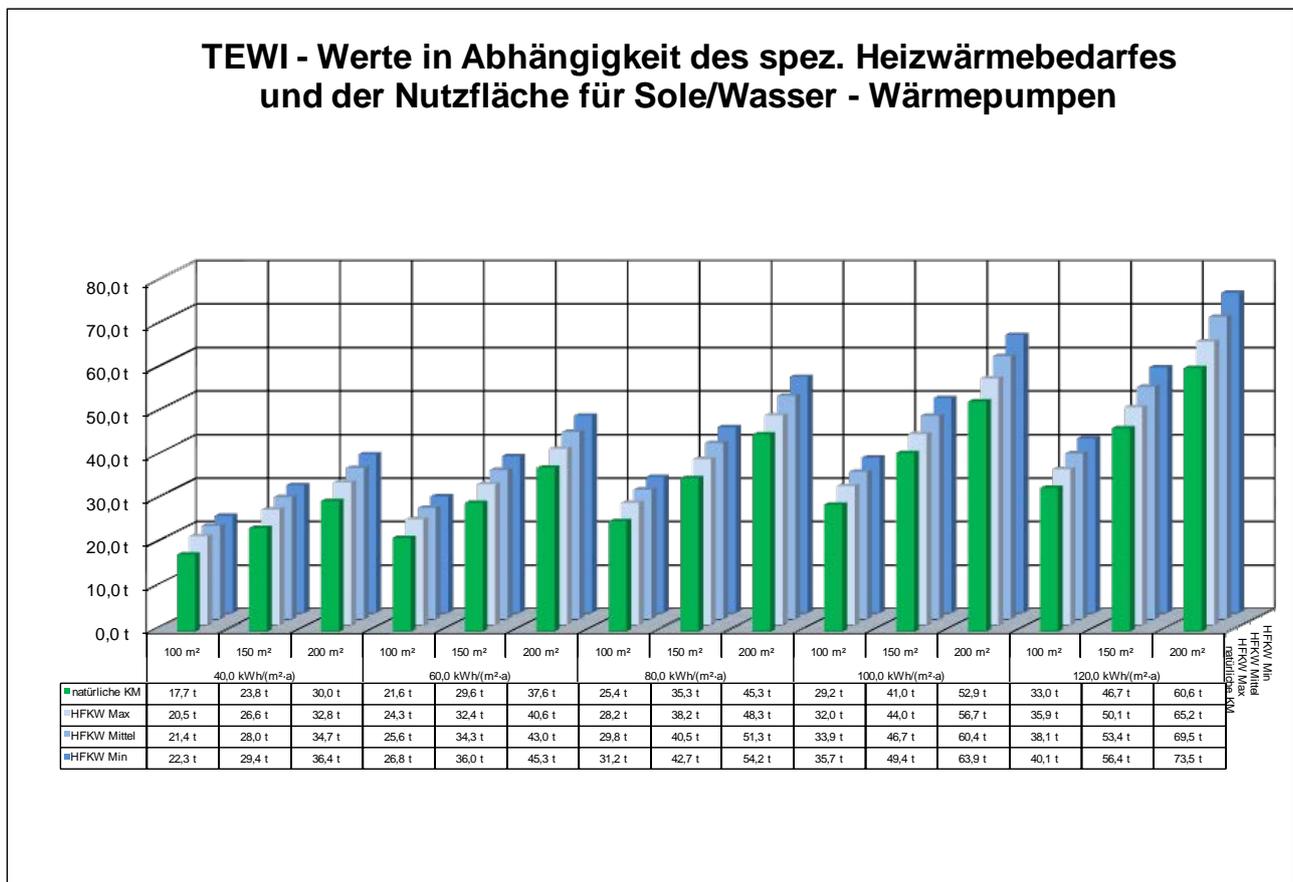


Abbildung 28 zeigt, dass der relative Anteil der direkten Kältemittlemissionen an den Gesamttriebhausgasemissionen bei HFKW-Wärmepumpen mit sehr guten Jahresarbeitszahlen (HFKW Max) höher ist als bei Wärmepumpen mit schlechteren Jahresarbeitszahlen. Dies liegt daran, dass die direkten Emissionen der HFKW-Wärmepumpen bei gleicher Füllmenge gleich sind, während der Anteil der indirekten Emissionen durch den geringeren Elektroenergiebedarf (Endenergiebedarf) bei besseren Jahresarbeitszahlen entsprechend geringer ist. Somit steigt der Anteil der direkten Emissionen an den Gesamtemissionen, welche sich aus der Summe der direkten und indirekten Emissionen ergeben.

Es wurde schon mehrmals angeführt, dass die Entwicklung von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln nicht die gleiche Intensität hatte wie die von Wärmepumpen mit teilhalogenierten Fluorkohlenwasserstoffen. Legt man die besseren Jahresarbeitszahlen der Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ mit natürlichem Kältemittel zugrunde, so verbessert sich die ökologische Effizienz deutlich gegenüber den recherchierten Wärmepumpen. Im Vergleich zum mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen verbessert sich die ökologische Effizienz und der TEWI-Wert sinkt im Vergleich von ca. 95% auf 83% mit einem Streubereich von 77% bis 86%. Gegenüber den vergleichbar besten Luft-Wasser-Wärmepumpen (HFKW Max) sinken die berechneten Gesamtemissionen auf ca. 89% zwischen 81% und 93%. Somit kann durch eine optimierte Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Propan als Kältemittel, wie sie mittlerweile verfügbar ist, das gesamte Treibhauspotenzial etwa zwischen 7% bis 23% reduziert werden, wobei bei besser gedämmten Gebäuden, also bei geringerem Heizenergiebedarf, das Reduktionspotenzial größer ist. Neben den direkten Treibhausgasemissionen sind auch die indirekten Emissionen geringer als bei HFKW-Wärmepumpen mittleren Standards, da die optimierte Propan-Wärmepumpe bessere Jahresarbeitszahlen aufweist.

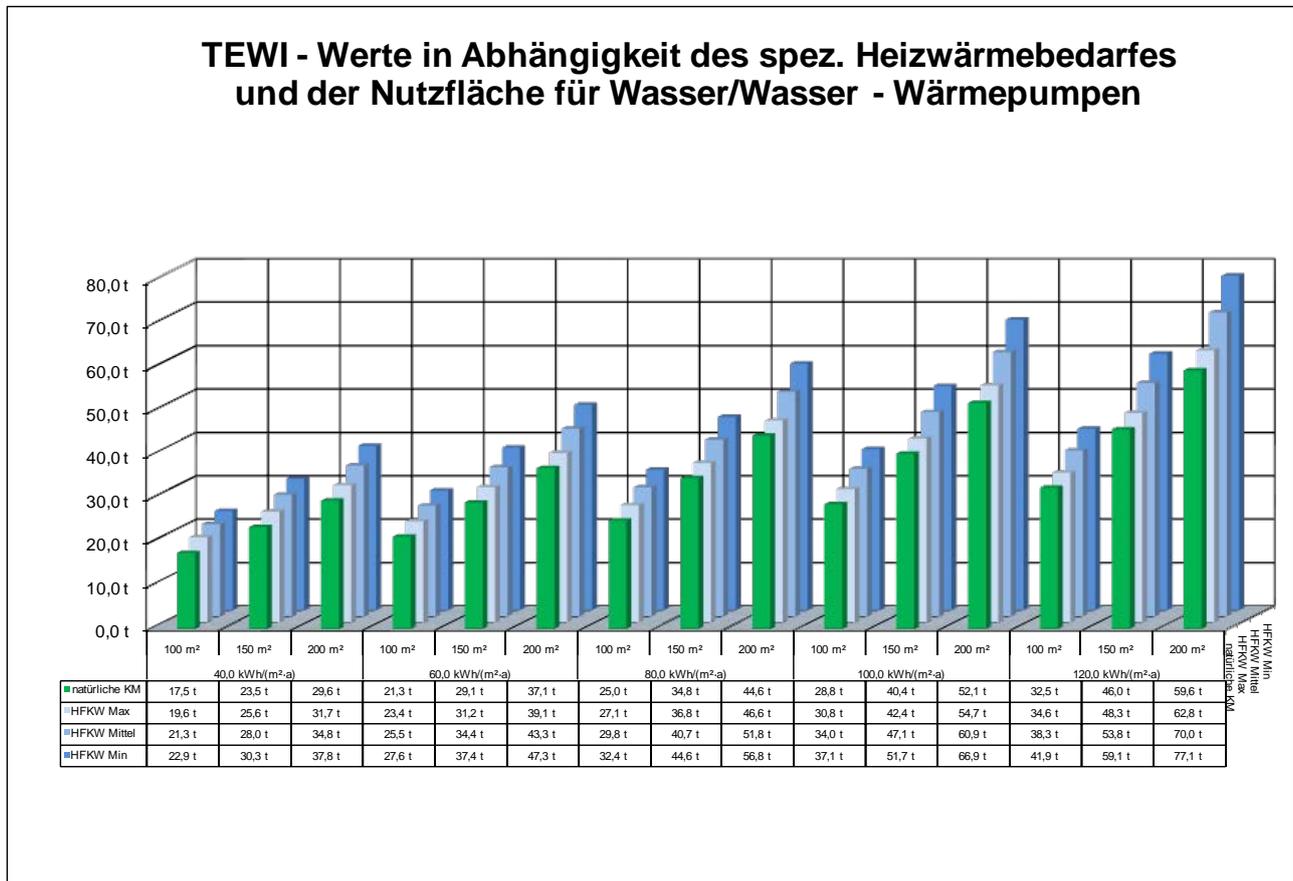
Abbildung 29: TEWI-Werte für Sole-Wasser-Wärmepumpen der untersuchten Anlagensysteme



Ähnlich sieht es bei Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen aus, wo die recherchierten Jahresarbeitszahlen der Propan-Wärmepumpen ohnehin besser sind als der mittlere Standard. Hier liegen demzufolge die Gesamtemissionen deutlich unterhalb des mittleren Standards der HFKW-Wärmepumpen und auch unter denen der Top-Geräte. Bei Sole-Wasser-Wärmepumpen liegen die Emissionen bei ca. 86% in einem Streubereich von 83 bis 88% und bei Wasser-Wasser-Wärmepumpen bei ca. 85% zwischen 82 bis 86% im Vergleich zum mittleren Standard. Der relative Anteil der direkten Emissionen der HFKW-Wärmepumpen an den Gesamtemissionen (TEWI-Werte) liegt bei Sole-Wasser-Wärmepumpen bei ca. 7% in einem

Bereich von 5% bis 10%, bei Wasser-Wasser-Wärmepumpen zwischen 4% bis 10%, bei ca. 6%. Er sinkt wie bei Luft-Wasser-Wärmepumpen mit steigendem Heizenergiebedarf.

Abbildung 30: TEWI-Werte für Wasser-Wasser-Wärmepumpen der untersuchten Anlagensysteme

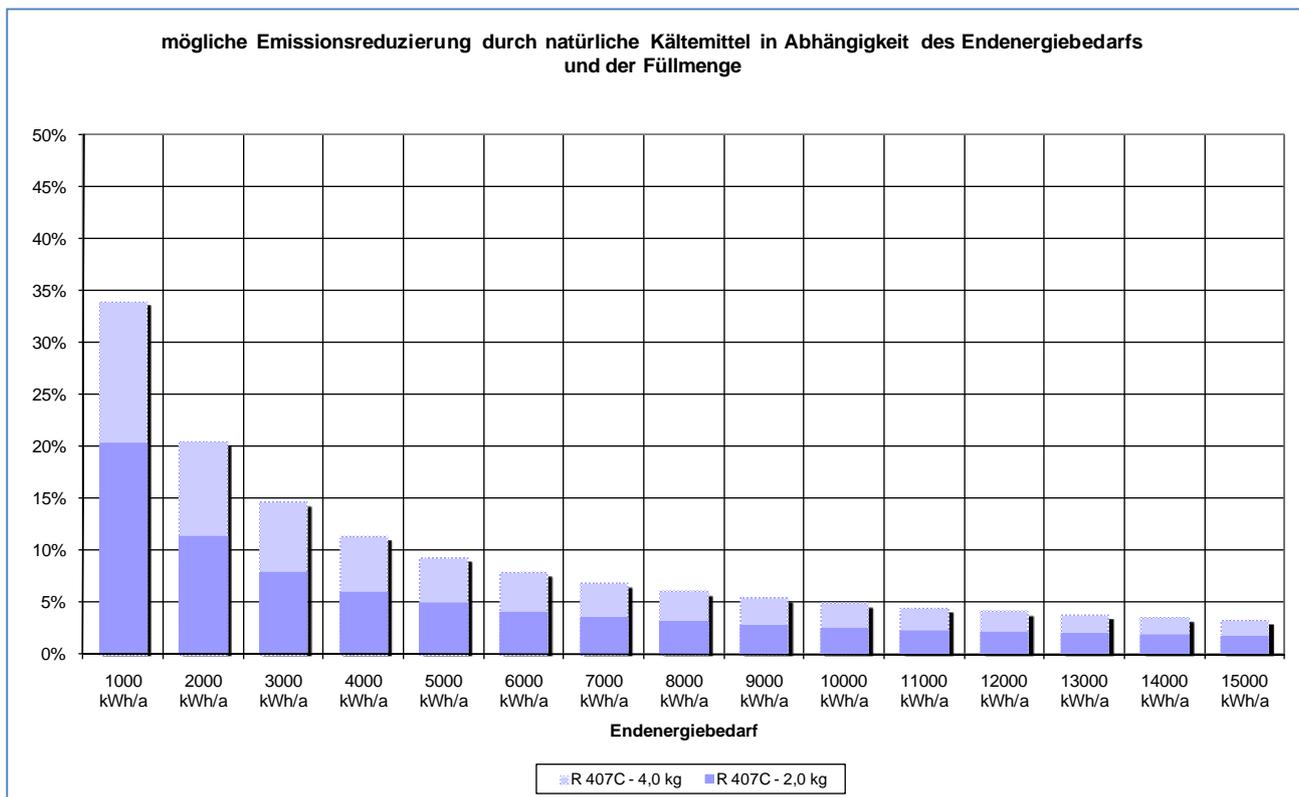


Es zeigt sich also, dass der ökologische Vorteil von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im Wesentlichen durch die Absenkung der indirekten Emissionen, welche vom Elektroenergieverbrauch und damit von der Jahresarbeitszahl abhängen, ausgebaut werden kann. Der direkte Anteil der Kältemittlemissionen an den Gesamtemissionen ist beim Einsatz von natürlichen Kältemitteln vernachlässigbar gering (s. Abbildung 28). In Abhängigkeit des Dämmstandards des Gebäudes und der Anlagenteile, des verwendeten Kältemittels und der Füllmenge einer vergleichbaren Wärmepumpe mit HFKW-Kältemittel liegt die erzielbare Reduzierung, verursacht durch die direkten Kältemittlemissionen, zwischen 3% und 20%. Diese Werte wurden unter der Voraussetzung eines gleichen Endenergiebedarfs an Elektroenergie ermittelt, was gleiche Jahresarbeitszahlen bedeuten würde. Wie Abbildung 31 zeigt, sinkt mit zunehmendem Energiebedarf, durch z.B. einen schlechteren Dämmstandard, das ökologische Einsparpotenzial von Propan (R290) gegenüber R407C stark ab. Für die in der Studie berechneten Anlagensysteme lag der Elektroenergiebedarf für Luft-Wasser-Wärmepumpen bei minimal etwa 2300 kWh/a und maximal bei ca. 9100 kWh/a. Das heißt also, es wäre ein ökologisches Einsparpotenzial bis zu ca. 20% der gesamten Treibhausgasemissionen möglich. Diese Werte sind natürlich abhängig von der Füllmenge. So gaben einige Hersteller an [UBA 2011a], dass die Füllmengen von Luft-Wasser-Wärmepumpen derzeit bei etwa 2 kg liegen. Hier könnte das ökologische Einsparpotenzial demzufolge bis etwa 11% betragen. Die Füllmenge des Propans wurde mit 1,5 kg angesetzt.

Es ist weiterhin deutlich zu erkennen, dass der Einfluss der Füllmenge des halogenierten Kältemittels mit steigendem Energiebedarf abnimmt, da die direkten Emissionen einen immer

geringeren Einfluss auf den gesamten TEWI-Wert haben. Es lässt sich also festhalten, dass sich bei Anlagensystemen mit geringerem Endenergiebedarf, wie z.B. bei Gebäuden mit einem höheren Dämmstandard, der Einsatz einer Wärmepumpe mit natürlichem Kältemittel ökologisch günstiger auswirkt, wenn man einen gleichen technischen Standard (JAZ und Hilfsenergiebedarf) voraussetzt.

Abbildung 31: Mögliche Emissionsreduzierung beim Ersatz des HFKW-Kältemittels R407C in Wärmepumpensystemen durch R290



Entscheidend für die Verbesserung der ökologischen Effizienz ist also nicht nur der technische Stand der eingesetzten Wärmepumpe, sondern auch der technische Stand des Gebäudes und der ausgeführten Anlage.

In Tabelle 29 sind die äquivalenten spezifischen CO₂-Emissionen bezogen auf den Endenergiebedarf (Elektroenergie) dargestellt, die sich durch den Einsatz der unterschiedlichen Kältemittel und in Abhängigkeit der verwendeten Wärmequelle für die untersuchten Systeme ergeben. Die äquivalenten spezifischen CO₂-Emissionen berechnen sich wie folgt:

$$CO_{2\ddot{a}qu} = \frac{TEWI \cdot 10^6}{n \cdot E_a} = \frac{K}{E_a} + \beta \quad [g/kWh]$$

K - direkter Treibhauseffekt (s. Berechnung TEWI) geteilt durch Betriebszeit der Anlage [g/a]

E_a - Endenergiebedarf pro Jahr [kWh/a]

β - Energiemix, CO₂-Emission pro kWh Antriebsenergie [g/kWh]

n - Betriebszeit der Anlage [a]

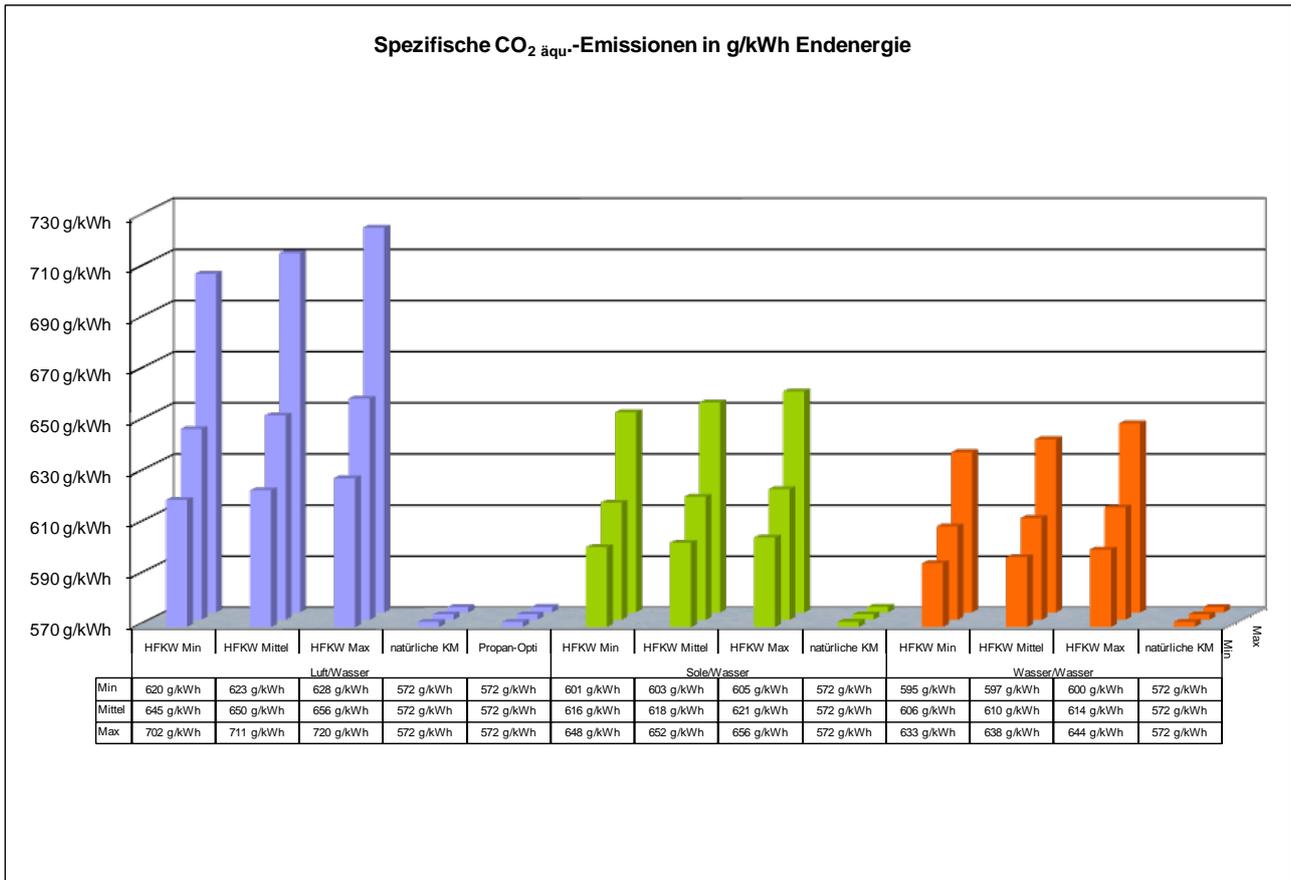
Sie unterscheiden sich bei HFKW-Kältemitteln je nach Wärmequelle und liegen in einem Bereich von 595 - 720 g/kWh. Bei den natürlichen Kältemitteln ist der Wert mit 572 g/kWh bei allen drei Wärmequellen gleich und entspricht dem verwendeten Wert der spezifischen CO₂-Emissionen der Stromerzeugung. Der Grund hierfür liegt an dem sehr geringen Einfluss des direkten Anteils des Kältemittels (Leckage + Rückgewinnung) an den Gesamtemissionen, da dieser vernachlässigbar klein ist.

Tabelle 29: Spezifische CO₂ äqu.-Emissionen in g/kWh Endenergie

Wärmequelle	HFKW-Kältemittel			natürliche Kältemittel
	Mittel	von	bis	Mittel
Luft	650	620	720	572
Erdreich	618	601	656	572
Wasser	610	595	644	572

Tabelle 29 und Abbildung 32 zeigen anschaulich die Erhöhung der spezifischen CO₂-Emissionen der Stromerzeugung durch den Einsatz von HFKW-Kältemitteln, in Form von CO₂-Äquivalenten. Der Faktor für die untersuchten Anlagensysteme mit HFKW-Kältemitteln liegt in einem Bereich von 1,04 bis 1,26. Also bis zu 26% zusätzliche Emissionen je Kilowattstunde Endenergie können durch den Einsatz von HFKW-Kältemitteln verursacht werden. Der Anteil wird unter der Voraussetzung einer gleich bleibenden Füllmenge umso größer, je geringer der Endenergiebedarf wird. Also mit zunehmendem Dämmstandard und höherem technischen Stand der Anlagen. Dies liegt wie schon mehrmals erwähnt darin begründet, dass mit geringerem Endenergieverbrauch der direkte Anteil des Kältemittels an den Gesamtemissionen zunimmt.

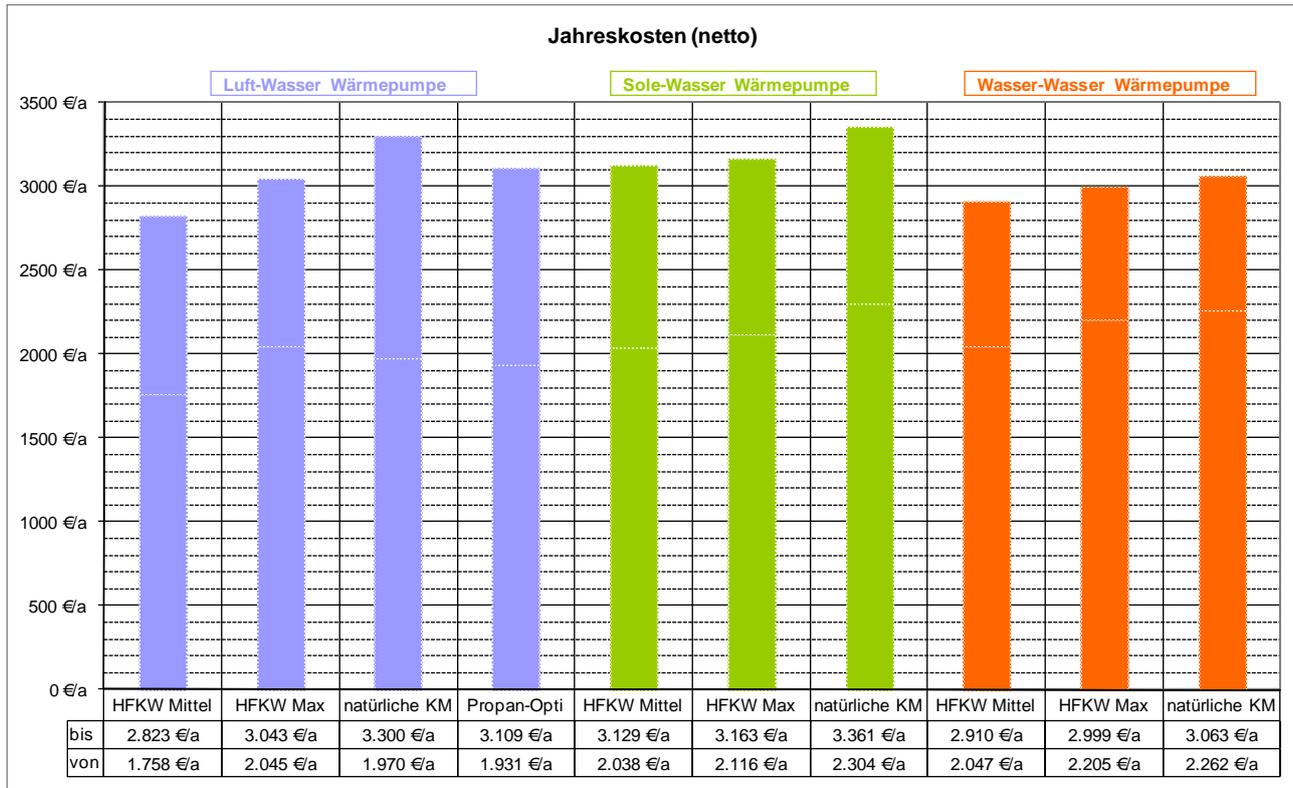
Abbildung 32: Spezifische CO₂ äqu.-Emissionen in g/kWh Endenergie



6.4.5 Lebenszykluskosten

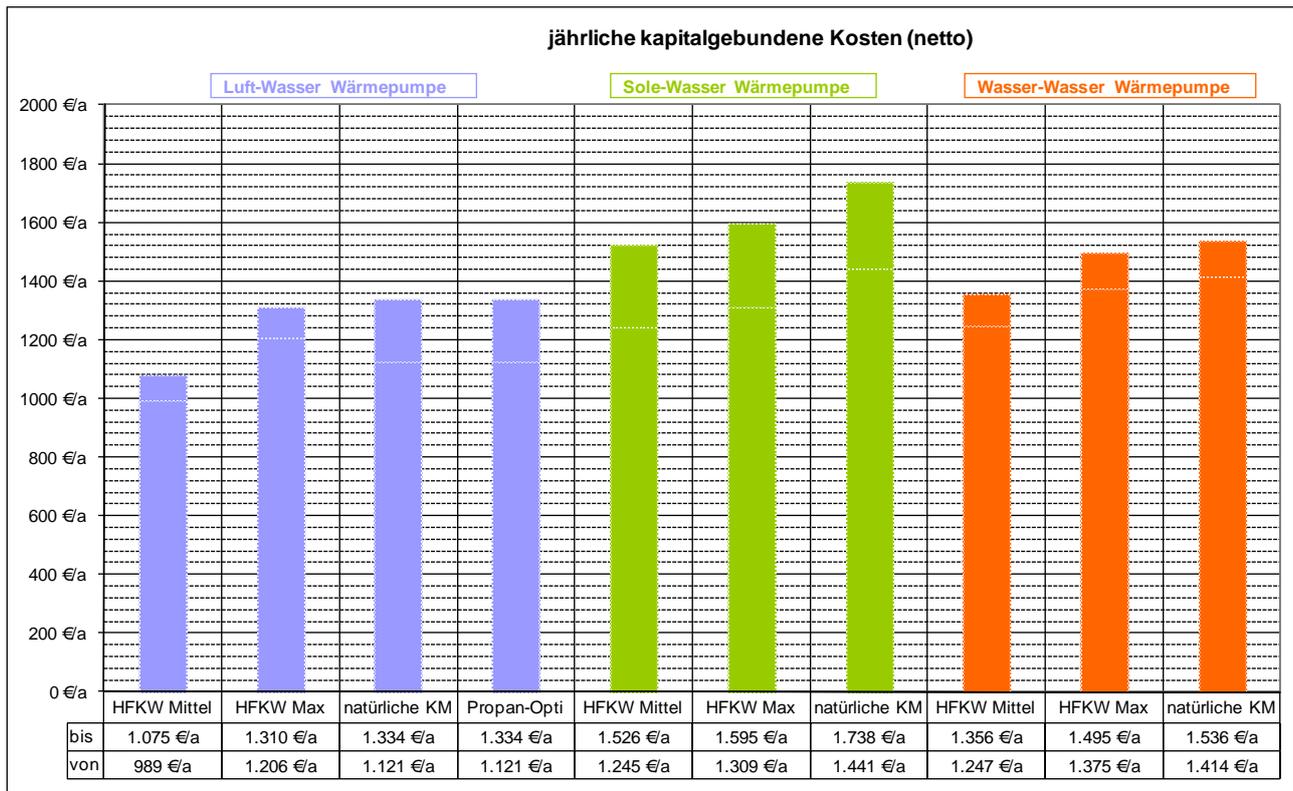
Die wirtschaftlichen Betrachtungen wurden für alle drei Wärmequellen durchgeführt. Dabei wurden für die HFKW-Standardkältemittel der mittlere und der Topstandard untersucht und für die natürlichen Kältemittel die auf dem Markt verfügbaren Wärmepumpen. Es erfolgte die Ermittlung der kapital-, der verbrauchs- und der betriebsgebundenen Kosten. Für die verbrauchsgebundenen Kosten wurden dabei Teuerungsraten von 1,3%/a und 0,4%/a berücksichtigt. Die Summe dieser drei Kostenarten ergibt die Gesamtkosten der untersuchten Anlagensysteme, welche in Abbildung 33 (Teuerungsrate 1,3%/a) bzw. in Abbildung 37 (Teuerungsrate 0,4%/a) dargestellt sind. Die Kosten der jeweiligen Wärmepumpentypen sind hier als Spannweite vom minimal bis zum maximal ermittelten Wert aufgetragen. Die Kostenschwankungen für einen Wärmepumpentyp resultieren zum erheblichen Teil aus den unterschiedlichen verbrauchsgebundenen Kosten (s. Abbildung 35), welche bedingt sind durch die Vielzahl der untersuchten Anlagensysteme pro Wärmepumpentyp. Zum geringen Teil tragen auch kapitalgebundene und betriebsgebundene Kosten je System zu den Kostenschwankungen bei (s. Abbildung 34 und Abbildung 38). Wären die Investitionskosten für jedes System gleich, so würden die kapitalgebundenen und auch die betriebsgebundene Kosten für die entsprechende Wärmepumpe gleich bleiben.

Abbildung 33: Minimale und maximale jährliche Gesamtkosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 1,3%/a)



In Abbildung 33 ist zu erkennen, dass die Vergleichswärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln höhere Gesamtkosten verursachen als die HFKW-Wärmepumpen mittleren Standards der gleichen Wärmequelle. Die Ursache hierfür liegt in den höheren Investitionskosten (s. auch Tabelle 18 und Abbildung 34). Die geringsten Kosten sind für Luft-Wasser-Wärmepumpen mittleren Standards zu erwarten. Im Vergleich zu den maximalen Kosten der HFKW-Wärmepumpen (HFKW Max) liegen die untersuchten Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im gleichen Bereich der Jahreskosten. Während bei den untersuchten HFKW-Wärmepumpen (Luft-Wasser) die jährlichen Kosten zwischen 1758 € und 3043 € liegen, wurde für die Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ein Bereich zwischen 1931 €/a und 3300 €/a ermittelt (inkl. „Propan-Opti“). Die zu erwartenden zusätzlichen Kosten liegen also zwischen 173 €/a bis 257 €/a. Ähnlich sieht es für die Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen aus. Hier liegen die jährlichen Kosten der Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in einem Bereich von 2262 € bis 3361 €. Die Kosten der Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln liegen in einem Bereich von 2038 €/a und 3163 €/a. Die ermittelten zusätzlichen Kosten betragen für Sole-Wasser-Wärmepumpen 198 €/a bis 266 €/a und für Wasser-Wasser-Wärmepumpen 64 €/a bis 215 €/a.

Abbildung 34: Minimale und maximale jährliche kapitalgebundene Kosten der untersuchten Anlagensysteme



Die kapitalgebundenen Kosten sind in Abbildung 34 dargestellt. Die geringsten Kosten sind wieder für Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln mittleren Standards zu erwarten. Sie liegen deutlich unter denen der anderen Systeme. Die höchsten kapitalgebundenen Kosten sind bei Sole-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln zu erwarten (1441 – 1738 €/a). Für Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ist mit Kosten bis etwa 1334 €/a zu rechnen und für Wasser-Wasser-Wärmepumpen etwa 1536 €/a. Diese Kosten liegen nur geringfügig über den maximal ermittelten Kosten der HFKW-Wärmepumpen der jeweiligen Wärmequelle. Die maximalen Kosten bei HFKW-Wärmepumpen liegen im Bereich von 1600 €/a für Sole-Wasser-Wärmepumpen. Für die Investitionskosten der theoretisch ausgelegten Wärmepumpe „Propan-Opti“ wurden die gleichen Kosten nach Tabelle 18 wie für die recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln angesetzt (s. auch Abbildung 34).

Die verbrauchsgebundenen Kosten sind ein entscheidender Faktor für die Gesamtwirtschaftlichkeit, wie die vorangegangenen Ausführungen schon gezeigt haben. So liegen zwar die kapitalgebundenen Kosten für Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln mittleren Standards deutlich unter denen der anderen untersuchten Wärmepumpen, jedoch sind die verbrauchsgebundenen Kosten teilweise deutlich höher (Ausnahme recherchierte Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln), was sich in den gesamten Jahreskosten widerspiegelt. Die geringsten verbrauchsgebundenen Kosten sind beim Einsatz von Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen zu erwarten. Aufgrund der guten Jahresarbeitszahlen von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in diesem Bereich können hier sogar geringere Verbrauchskosten im Vergleich zu Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln mittleren Standards erreicht werden, vergleichbar mit den Kosten der besten Geräte (HFKW Max). Ebenso verhält es sich für die Wärmepumpe „Propan-Opti“, welche ja die aktuell am Markt verfügbaren Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan repräsentiert. Die

höheren Investitionskosten bewirken dann jedoch insgesamt höhere Gesamtkosten als der mittlere Standard (Abbildung 33).

Abbildung 35: Minimale und maximale jährliche verbrauchsgebundene Kosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 1,3%/a)

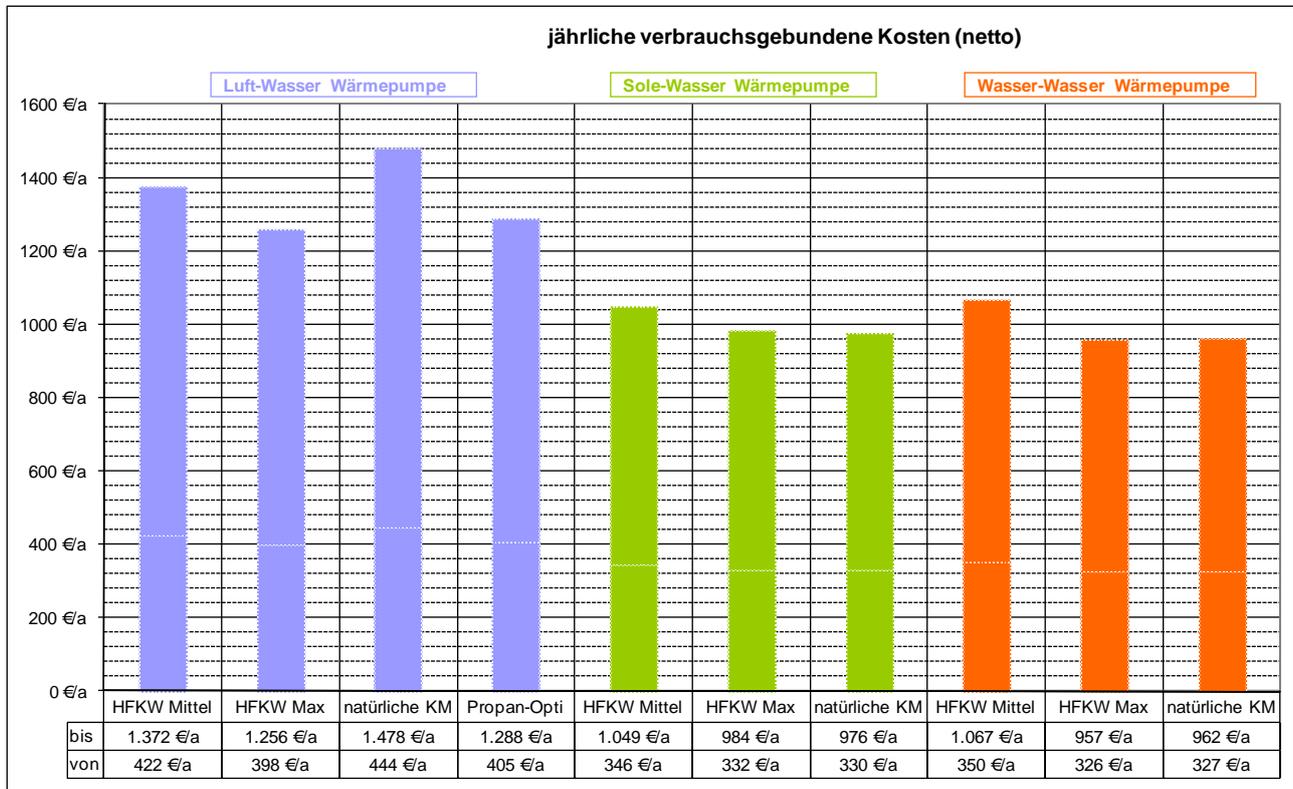


Abbildung 35 zeigt die verbrauchsgebundenen Kosten unter Berücksichtigung einer Teuerungsrate des Arbeitspreises von 1,3%/a. Mit den höchsten Kosten ist bei den Luft-Wasser-Wärmepumpen zu rechnen und hier für die recherchierten Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln (ca. 1478 €/a). Ein Vergleich mit einem konventionellen Anlagensystem bestehend aus Gas-Brennwertkessel und Solaranlage für die Trinkwassererwärmung (ohne Pufferspeicher im Heizkreis), würde bei einer Aufwandszahl für die Heizung von 0,94 und dem restlichen Anteil der Trinkwassererwärmung von 1,19 zu verbrauchsgebundenen Kosten von ca. 1930 €/a führen. Hierbei wurde der Gaspreis mit 6,5 ct/kWh bezogen auf den oberen Heizwert angesetzt und der elektrische Hilfsenergiebedarf mit 736 kWh/a ermittelt. Die Teuerungsrate wurde ebenfalls mit 1,3%/a berücksichtigt. Ohne Teuerungsrate lägen die Kosten bei ca. 1825 €/a. Es ist also zu erkennen, dass man mit Wärmepumpen allgemein geringere Verbrauchskosten erzielen kann, als mit einem Gas-Brennwertsystem in Kombination mit einer Solaranlage zur Trinkwassererwärmung. Aber auch hier muss wieder berücksichtigt werden, dass die in der Praxis auftretenden schlechteren Jahresarbeitszahlen von Wärmepumpen im Vergleich zu den theoretisch ermittelten, zu höheren Verbrauchskosten führen würden (s. Ausführungen Abschnitt 6.4.1).

Abbildung 36: Minimale und maximale jährliche verbrauchsgebundene Kosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 0,4%/a)

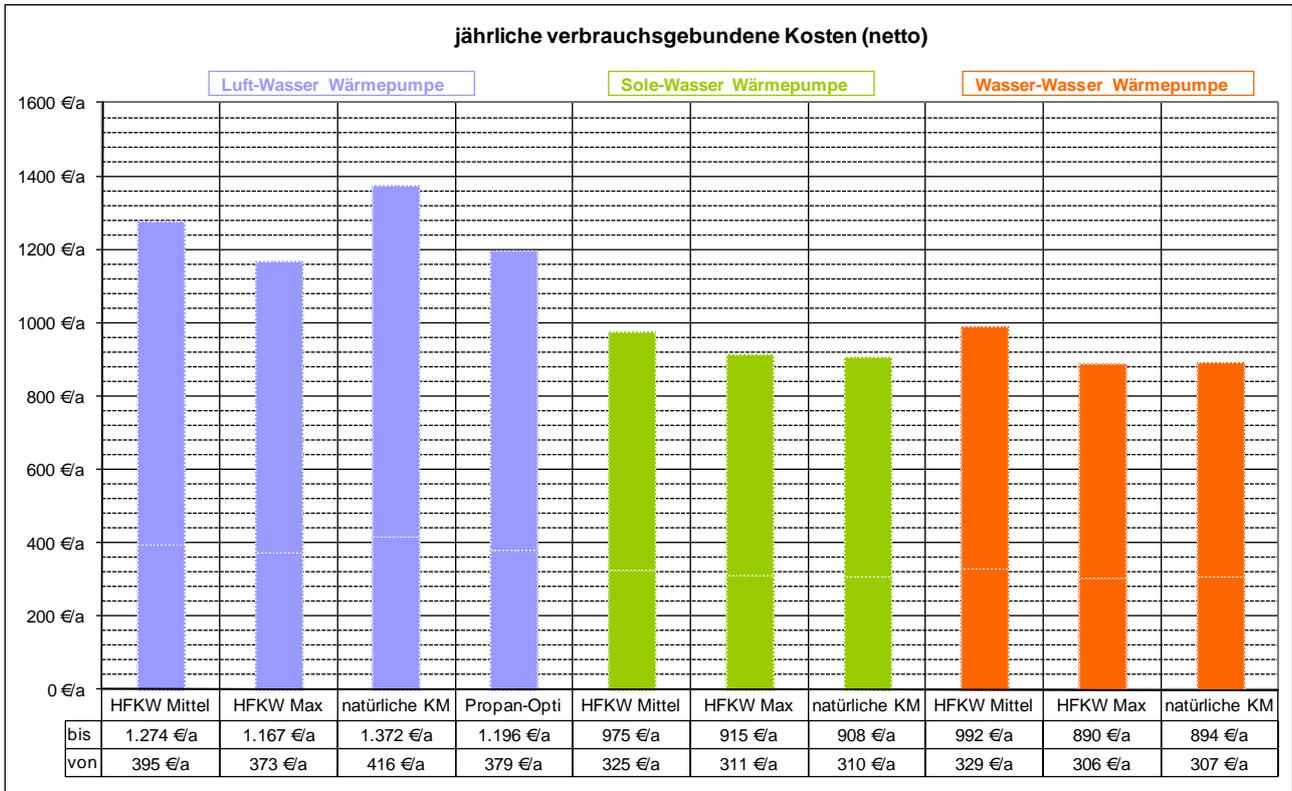
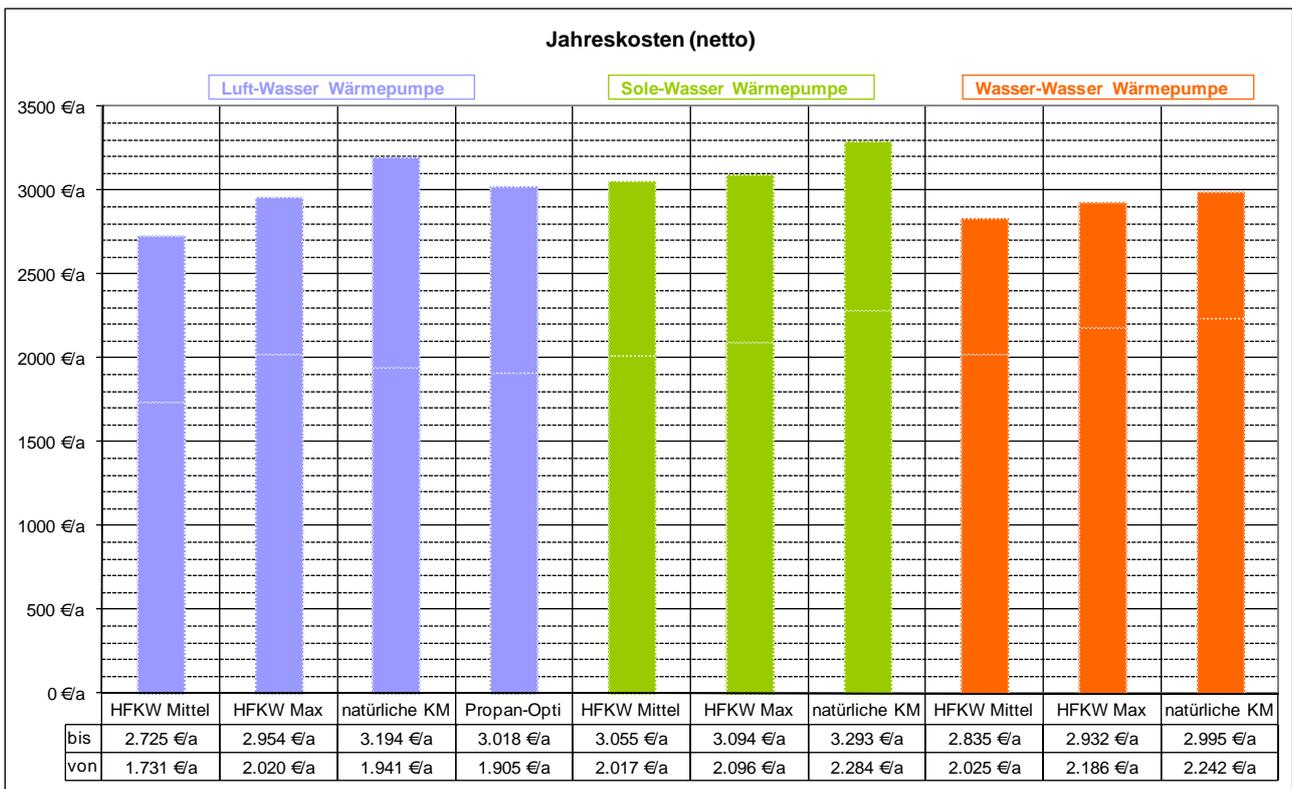


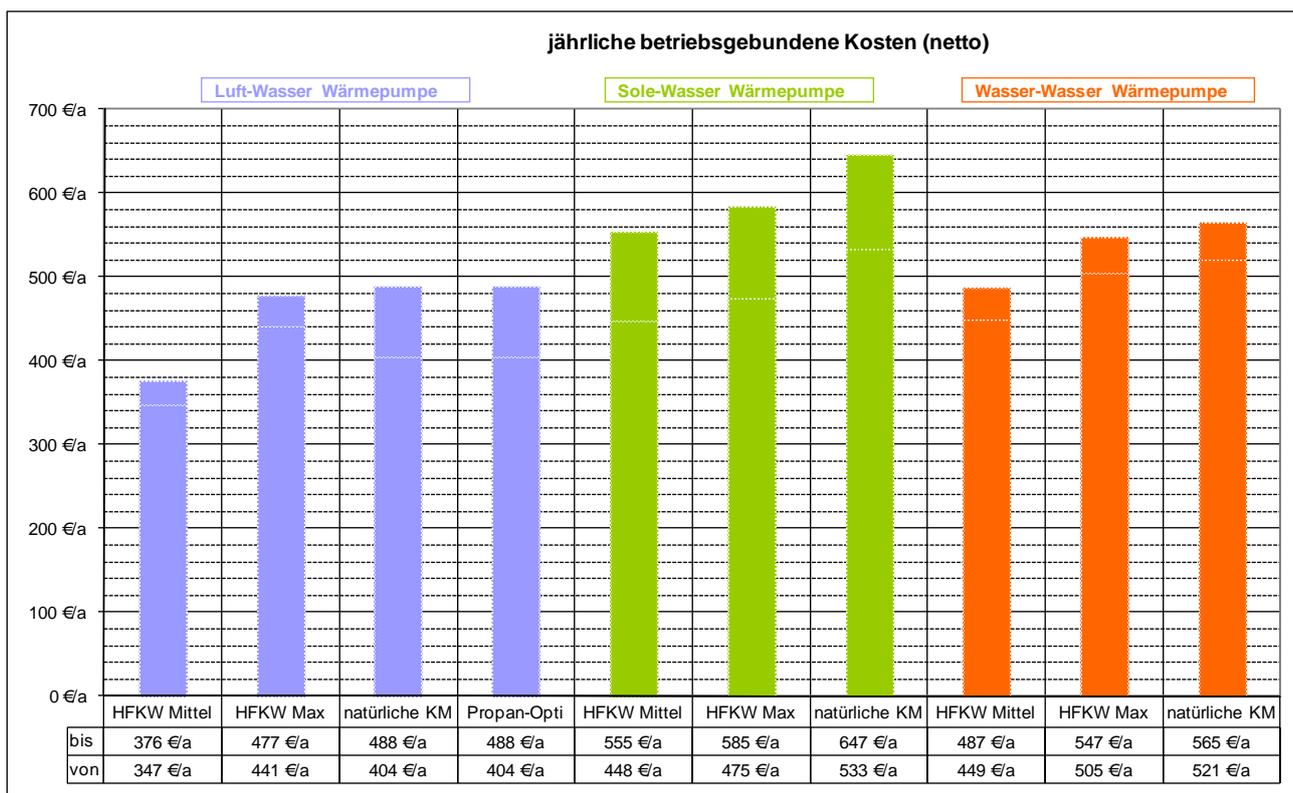
Abbildung 37: Minimale und maximale jährliche Gesamtkosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 0,4%/a)



Es wurde zu Beginn dieses Kapitels schon ausgeführt, dass zusätzlich die Auswirkungen einer Teuerungsrate von 0,4%/a für den Arbeitspreis der Elektroenergie auf die Kosten untersucht wurden. In Abbildung 36 sind die verbrauchsgebundenen Kosten dementsprechend dargestellt. Die Minderkosten im Vergleich zu einer jährlichen Teuerung von 1,3% liegen zwischen 20 und 106 €/a bzw. bei etwa 6 - 7%. Ein Vergleich der Gesamtkosten ergibt die gleichen absoluten Minderkosten, da sich der kapitalgebundene und der betriebsgebundene Anteil nicht ändern (Abbildung 37). Relativ liegen die Jahreskosten im Vergleich zu einer Teuerungsrate von 1,3%/a bei etwa 97 - 99%. Es besteht also kein wesentlicher Unterschied in den Kosten und an der Gesamtaussage ändert sich ebenfalls nichts.

Die betriebsgebundenen Kosten für Wartung und Instandsetzung wurden prozentual aus den kapitalgebundenen Kosten ohne Berücksichtigung einer Teuerungsrate ermittelt. Der Ansatz erfolgte gemäß [VDI 2067-1] für die Hauptkomponenten (s. Abschnitt 6.2.4). Die Schwankungsbreite eines jeweiligen Anlagensystems ist relativ gering, wobei die größten Unterschiede bei den Sole-Wasser-Wärmepumpen zu erwarten sind (s. Abbildung 38). Insgesamt liegen die ermittelten betriebsgebundenen Kosten für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln höher als bei Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln mittleren Standards, was aber auf den hier vorgenommenen Bezug zu den kapitalgebundenen Kosten zurückzuführen ist.

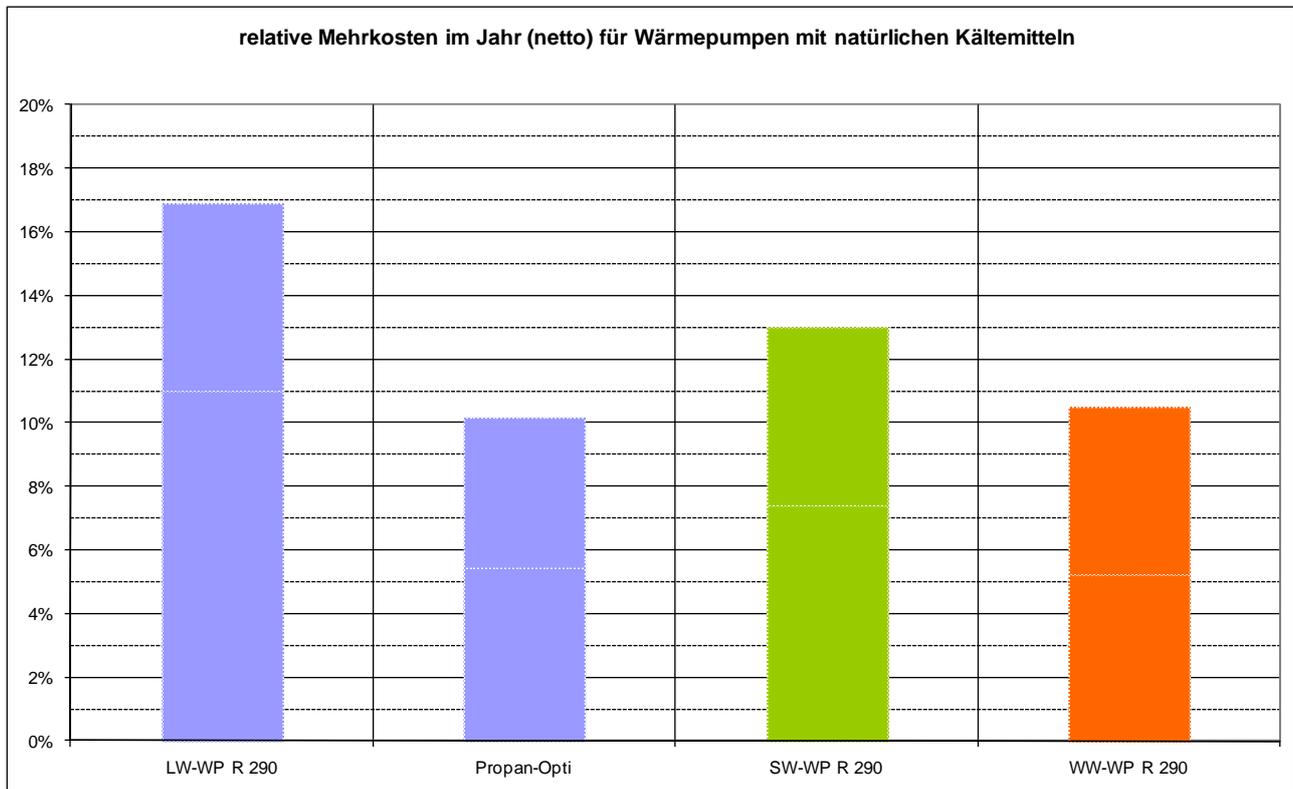
Abbildung 38: Minimale und maximale jährliche betriebsgebundene Kosten der untersuchten Anlagensysteme



Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die Kosten für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln höher abzuschätzen sind als die für Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln mittleren Standards. Insbesondere die Investitionskosten verursachen höhere kapitalgebundene Kosten, die bei Luft-Wasser-Wärmepumpen bei ca. 13 - 24% und bei Sole-Wasser- bei ca. 13% und Wasser-Wasser-Wärmepumpen bei ca. 14% im Vergleich zum mittleren Standard liegen. Insgesamt liegen die berechneten relativen Mehrkosten zwischen 11% und 17% für die recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen, zwischen 5% und 10% für die Wärmepumpe

„Propan-Opti“ und zwischen 7% und 13% für Sole-Wasser- und 5% bis 11% für Wasser-Wasser-Wärmepumpen (s. Abbildung 39). Zur Ermittlung der Mehrkosten wurde eine Teuerungsrate von 1,3%/a berücksichtigt. Eine Teuerung von 0,4%/a verändert die Werte nur sehr geringfügig.

Abbildung 39: Relative Mehrkosten im Jahr für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln gegenüber Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln mittlerer Standard (Teuerungsrate 1,3%/a)



Über die gesamte durchschnittliche Nutzungsdauer der Wärmepumpen von 18 Jahren ergeben sich in Abhängigkeit des Anlagensystems und der zugrunde gelegten Teuerungsraten die in Abbildung 40 und Abbildung 41 dargestellten Lebenszykluskosten. Diese sind, wie auch schon aus den vorangegangenen Ausführungen hervorging, für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln höher als für HFKW-Wärmepumpen. Insbesondere im Bereich der recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen liegen die Kosten zwischen ca. 3800 € und 8600 € über dem mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen. Für die theoretisch ausgelegte Wärmepumpe „Propan-Opti“ betragen die Mehrkosten über den gesamten Lebenszyklus ca. 3100 € bis 5150 €. Im Bereich der Sole-Wasser-Wärmepumpen liegen die zusätzlichen Lebenszykluskosten im Vergleich zum mittleren Standard zwischen 4200 € und 4800 € und für die Wasser-Wasser-Wärmepumpen zwischen 2750 € und 3900 €.

Abbildung 40: Minimale und maximale Lebenszykluskosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 1,3%/a)

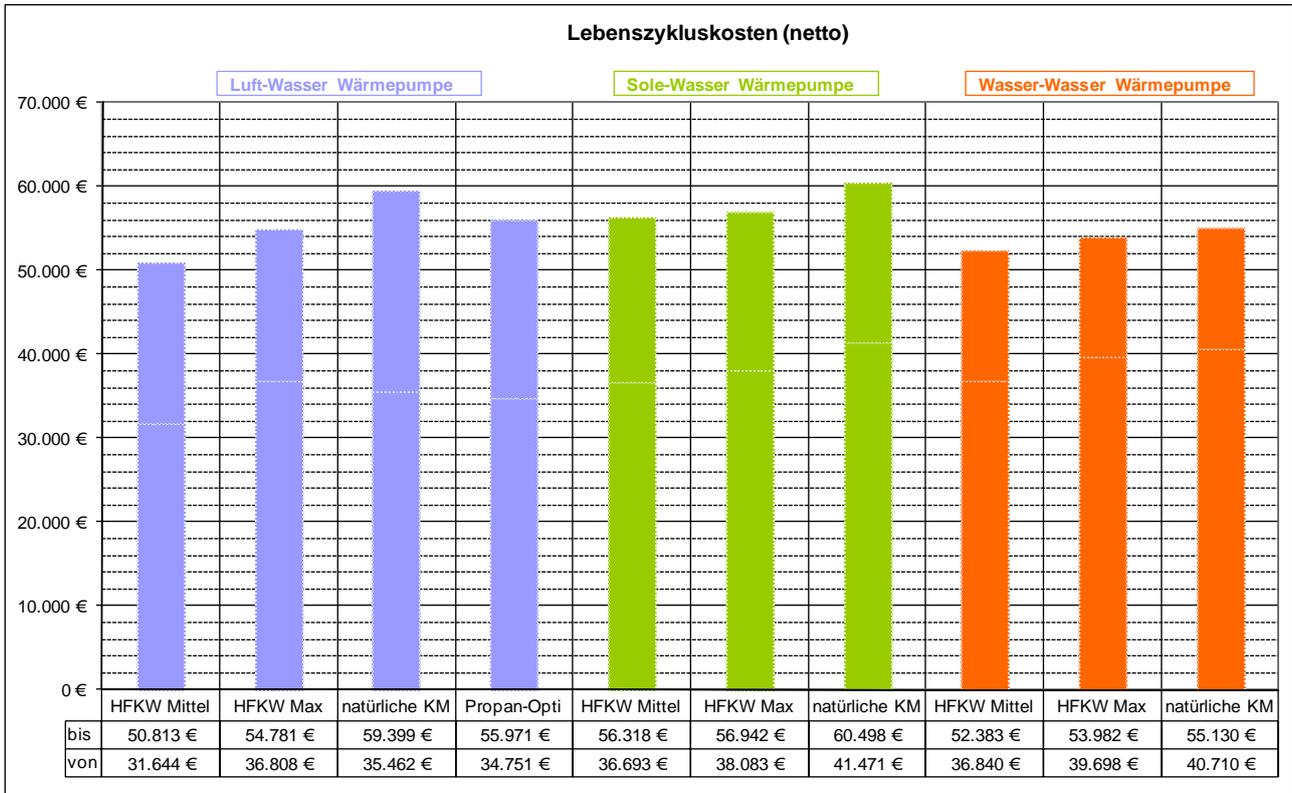
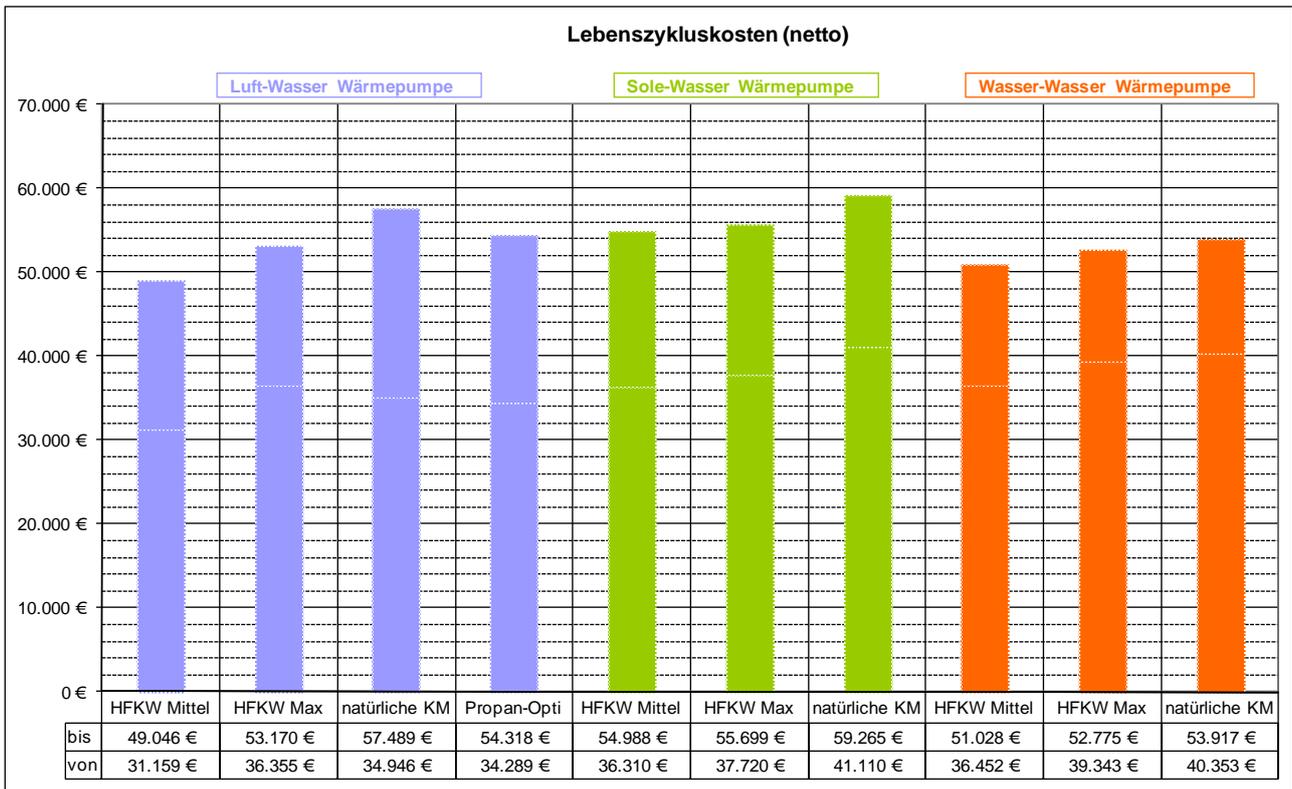


Abbildung 41: Minimale und maximale Lebenszykluskosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 0,4%/a)



Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln verursachen insgesamt in etwa die gleichen Lebenszykluskosten, mit Ausnahme von Luft-Wasser-Wärmepumpen mittleren Standards, wo die Kosten zum Teil deutlich geringer sind. Ansonsten gleichen im Hinblick auf die Lebenszykluskosten die Wärmepumpen mit den besten Jahresarbeitszahlen ihre höheren Investitionskosten durch geringere verbrauchsgebundenen Kosten wieder aus. Die in Abbildung 40 und Abbildung 41 dargestellten maximalen Lebenszykluskosten („bis“) entsprechen den Kosten der Anlagensysteme für einen maximalen spezifischen Heizwärmebedarf von 120 kWh/(m²·a) und einer Nutzfläche von 200 m², da hier sowohl die verbrauchsgebundenen als auch die kapital- und betriebsgebundenen Kosten am höchsten sind. Dementsprechend entstehen die minimalen Kosten („von“) für die untersuchten Anlagensysteme mit einem minimalen spezifischen Heizwärmebedarf von 40 kWh/(m²·a) und einer Nutzfläche von 100 m².

6.4.6 CO₂-Vermeidungskosten

Die CO₂-Vermeidungskosten stellen einen Kennwert dar, durch welchen man verschiedene Technologien miteinander vergleichen kann. Sie geben Aufschluss darüber, welche Kosten für die Reduzierung der CO₂-Emissionen gegenüber einem Bezugssystem (Referenztechnologie) entstehen [FfE 2009], bzw. was die Schadensregulierung resultierend aus den CO₂-Emissionen des Bezugssystems je kg kosten müsste, damit das untersuchte Vergleichssystem die gleichen Kosten über den Betrachtungszeitraum verursachen würde wie das Bezugssystem. Es muss also hierfür noch ein Bezugssystem definiert werden, wofür im Rahmen dieser Studie die Luft-Wasser-Wärmepumpe im mittleren Standard gewählt wurde. Die CO₂-Vermeidungskosten ergeben sich dabei aus der Differenz der ermittelten Kosten für den gesamten Betrachtungszeitraum beider Systeme und der Differenz der TEWI-Werte.

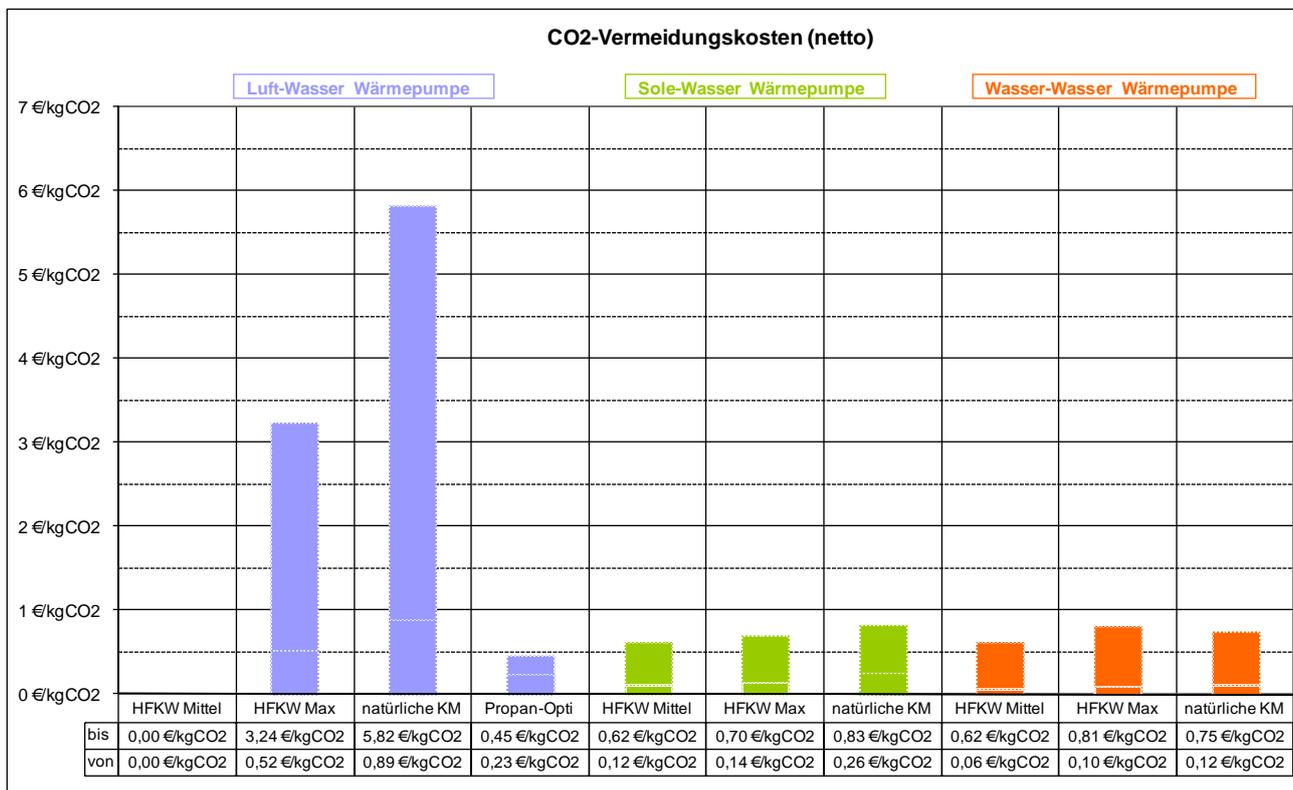
$$CO_2 - \text{Vermeidungskosten} = \frac{\text{Kosten}_{\text{Vergleichssystem}} - \text{Kosten}_{\text{Bezugssystem}}}{CO_2\text{Emissionen}_{\text{Bezugssystem}} - CO_2\text{Emissionen}_{\text{Vergleichssystem}}}$$

Bei negativen CO₂-Vermeidungskosten sind die Kosten des Vergleichssystems geringer als die des Bezugssystems, da lt. Definition davon ausgegangen werden kann, dass die Emissionen des Bezugssystems höher sind als die des Vergleichssystems.

Im Vergleich zur HFKW-Luft-Wasser-Wärmepumpe mit einem mittleren technischen Standard ergeben sich für die durchgeführten Betrachtungen die in Abbildung 42 und Abbildung 43 abgebildeten Zahlen. Aus Abbildung 42 ist gut sichtbar, dass, unabhängig vom Kältemittel, mit Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen z.T. deutlich geringere Vermeidungskosten erzielt werden als mit Luft-Wasser-Wärmepumpen. Der kleinste Wert wird mit Wasser-Wasser-Wärmepumpen mittleren Standards mit HFKW-Kältemitteln erreicht und liegt bei 0,06 €/kgCO₂. Aber auch die Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln können hier eine gute Alternative darstellen. So können mit Wasser-Wasser-Wärmepumpen spezifische CO₂-Vermeidungskosten von 0,12 €/kgCO₂ erreicht werden. Dieser Wert wurde für das Anlagensystem mit einem maximalen spezifischen Heizwärmebedarf von 120 kWh/(m²·a) und einer Nutzfläche von 200 m² ermittelt. Die zugehörigen Lebenszykluskosten betragen 55130 € (s. Abbildung 40) und entsprechen 4317 € Mehrkosten gegenüber dem Bezugssystem (Luft/Wasser HFKW Mittel). Die Differenz der gesamten Treibhausgasemissionen zwischen Bezugs- und Vergleichssystem beträgt 36,3 t (s. Abbildung 27 → 95,9 t und Abbildung 30 → 59,6 t). Das heißt also, dass für die Vermeidung von 36,3 t CO₂-Emissionen durch den Einsatz einer Wasser-Wasser-Wärmepumpe mit dem natürlichen Kältemittel Propan gegenüber einer Luft-Wasser-Wärmepumpe mittleren technischen Standards mit dem HFKW-Kältemittel R407C,

zusätzlich 4317 € über den Betrachtungszeitraum von 18 a aufgewendet werden müssen. Dies entspricht ca. 8,5% der gesamten Lebenszykluskosten der Luft-Wasser-Wärmepumpe (HFKW Mittel → 50.813 €), welche in Anbetracht der erzielbaren Emissionsminderung von ca. 38% nicht zu hoch erscheinen. Wählt man hingegen ein gut gedämmtes Gebäude mit einem spezifischen Heizwärmebedarf von 40 kWh/(m²·a) und einer Nutzfläche von 100 m² in Kombination mit der Wärmepumpe „Propan-Opti“, so betragen die CO₂-Vermeidungskosten 0,45 €/kgCO₂. Die erzielbare Emissionsreduzierung beträgt ca. 6,9 t über 18 a, also ca. 23% (s. Abbildung 27 → 29,6 t – 22,7 t). Die zusätzlichen Lebenszykluskosten belaufen sich lt. Abbildung 40 etwa auf 3107 € (34751 € - 31644 €). Es müssen also ca. 10% Mehrkosten aufgewandt werden im Vergleich zum Bezugssystem, um eine Emissionsminderung von 23% zu erreichen. Das Verhältnis bei kleinerem Heizenergiebedarf ist also ungünstiger. Insgesamt ist die Streubreite der ermittelten CO₂-Vermeidungskosten für die Wärmepumpe „Propan-Opti“ jedoch am geringsten und die maximalen CO₂-Vermeidungskosten liegen hier als einziges unterhalb 0,50 €/kgCO₂.

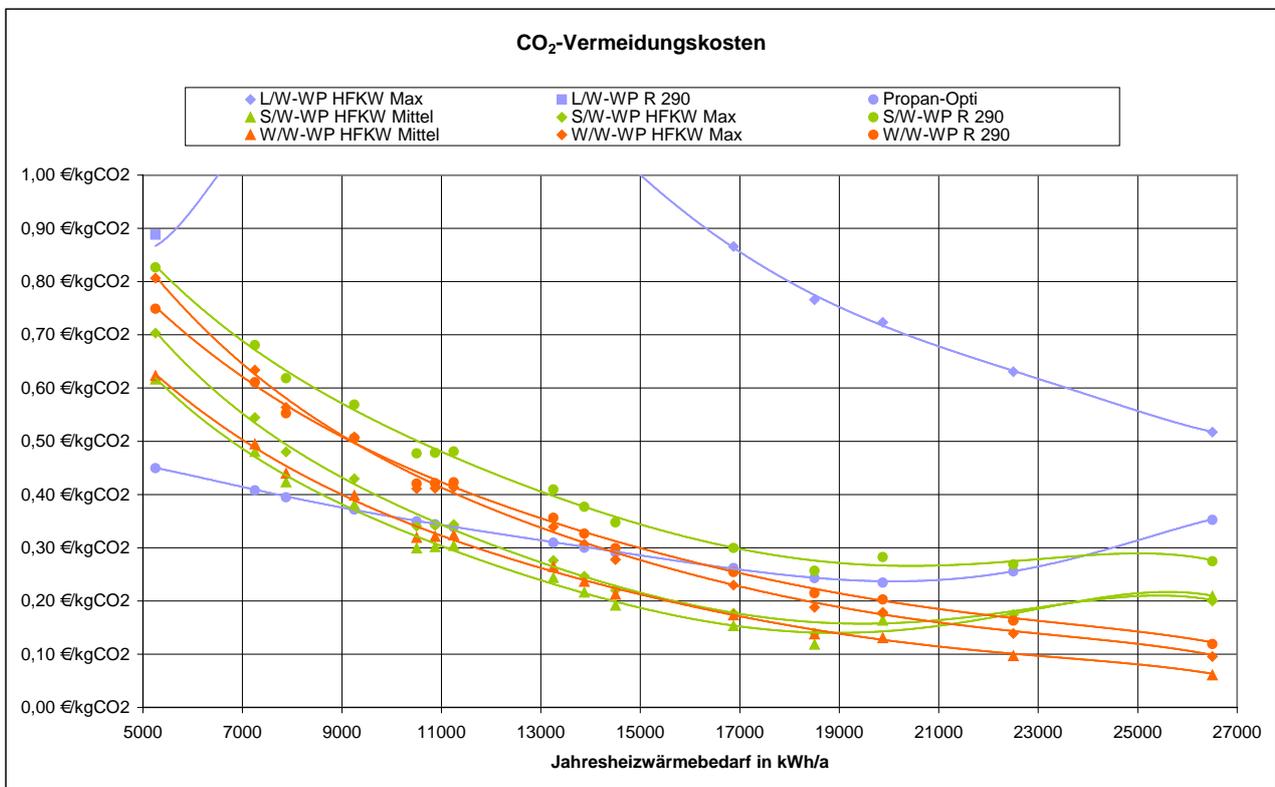
Abbildung 42: Minimale und maximale CO₂-Vermeidungskosten der untersuchten Anlagensysteme (Teuerungsrate Arbeitspreis Elektroenergie 1,3%/a)



Am höchsten sind die CO₂-Vermeidungskosten für die zum Untersuchungszeitpunkt recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan, welche aber nicht mehr die aktuelle Marktsituation widerspiegeln. Die Ursache liegt hier im Wesentlichen an dem schon erwähnten Missverhältnis des Standes der Technik zwischen Wärmepumpen mit HFKW- und natürlichen Kältemitteln, welches aufgrund der wenigen verfügbaren Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln und dem Sachverhalt, dass hier in den letzten Jahren wenig Entwicklungsarbeit zur Effizienzverbesserung geleistet wurde, zu schlechteren Jahresarbeitszahlen führt. Neben den hohen Investitionskosten ergeben sich also auch höhere verbrauchsgebundene Kosten, resultierend aus den schlechteren Jahresarbeitszahlen im Vergleich zum Bezugssystem. Dadurch ergeben sich weiterhin höhere TEWI-Werte, die zwar immer noch geringer sind als die Werte des Bezugssystems, aber annähernd die Größenordnung erreichen können. In

Abbildung 27 (Abschnitt 6.4.4) kann man gut erkennen, dass mit steigendem spezifischem Heizwärmebedarf der TEWI-Wert der Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln sich den Werten des mittleren Standards annähert. Welchen entscheidenden Einfluss die Jahresarbeitszahlen haben, erkennt man, wenn man die Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln mit der „Propan-Opti“ vergleicht (Abbildung 42). Die Unterschiede resultieren einzig aus den besseren Jahresarbeitszahlen der theoretisch berechneten „Propan-Opti“, wodurch der Endenergiebedarf und damit die indirekten Treibhausgasemissionen und die verbrauchsgebundenen Kosten geringer werden. Kapitalgebundene und betriebsgebundene Kosten sind bei beiden Systemen gleich, da von gleichen Investitionskosten ausgegangen wurde. Die in Abbildung 42 und Abbildung 43 abgebildeten CO₂-Vermeidungskosten wurden für eine Teuerungsrate der Elektroenergie von 1,3%/a ermittelt. Für eine Teuerungsrate von 0,4%/a unterscheiden sich die Werte nur unwesentlich, sodass auf eine separate Darstellung dieser Werte verzichtet wird.

Abbildung 43: CO₂-Vermeidungskosten (netto) in Abhängigkeit des Jahresheizwärmebedarfs



Die Berechnungen haben weiterhin ergeben, dass die CO₂-Vermeidungskosten mit geringerem Heizenergiebedarf i.d.R. ansteigen (siehe Abbildung 43), da die Kostendifferenz zwischen beiden Systemen etwas zu- und die Differenz der CO₂-Emissionen abnimmt. Das heißt, bei Gebäuden mit geringerem Heizenergiebedarf werden die CO₂-Vermeidungskosten tendenziell größer. Eine Ausnahme bilden die recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan (L/W-WP R290), da diese als einzige schlechtere Jahresarbeitszahlen als das Bezugssystem aufweisen und somit die Differenz der CO₂-Emissionen mit steigendem Heizenergiebedarf geringer wird.

Neben den sehr hohen Werten für die recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan können auch die energetisch besten HFKW-Luft-Wasser-Wärmepumpen hohe CO₂-Vermeidungskosten verursachen, die gerade bei geringerem Heizenergiebedarf ansteigen. Die Wasser-Wasser-Wärmepumpen mittleren Standards mit HFKW-Kältemitteln erreichen bei

höherem Heizwärmebedarf für Raumheizung und Trinkwassererwärmung ab etwa 19000 kWh/a die geringsten CO₂-Vermeidungskosten, die wie schon ausgeführt bei 26500 kWh/a ca. 0,06 €/kgCO₂ betragen. In einem Bereich von 9000 kWh/a bis 19000 kWh/a konnten die geringsten CO₂-Vermeidungskosten für die HFKW-Sole-Wasser-Wärmepumpen mittleren Standards berechnet werden (0,30 €/kgCO₂ bis 0,12 €/kgCO₂). Aber auch die Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln stellen eine gute Alternative dar. Insbesondere die Verbesserung der Jahresarbeitszahlen der aktuell verfügbaren Luft-Wasser-Wärmepumpen, wiedergegeben durch die theoretisch ausgelegte Wärmepumpe „Propan-Opti“, führt zur deutlichen Absenkung der CO₂-Vermeidungskosten, welche gerade im niedrigen Bereich des Heizwärmebedarfs für Raumheizung und Trinkwassererwärmung bis etwa 9000 kWh/a die geringsten CO₂-Vermeidungskosten aufweist. Hierbei wurden Werte von 0,37 €/kgCO₂ für 9250 kWh/a und 0,45 €/kgCO₂ für 5250 kWh/a ermittelt. Im Hinblick auf die CO₂-Vermeidungskosten kann also geschlussfolgert werden, dass mit abnehmendem Heizenergiebedarf, durch z.B. eine bessere Dämmung der Gebäudehülle und der wärmeren Anlagenteile, wie Rohrleitungen und Armaturen, der Einsatz einer Luft-Wasser-Wärmepumpe mit natürlichem Kältemittel die günstigste Alternative ist.

6.4.7 Zusammenfassung der Ergebnisse für Hauswärmepumpen

In den vorangegangenen Abschnitten wurden verschiedene Wärmepumpensysteme für die Wärmequellen Luft, Erdreich und Wasser mit natürlichen und mit HFKW-Kältemitteln untersucht und verglichen. Die theoretischen Untersuchungen erfolgten aus energetischen, ökologischen und ökonomischen Gesichtspunkten, um den aktuellen Stand von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln aufzuzeigen, daraus eventuelle Hemmnisse für eine breitere Positionierung im Wärmepumpenmarkt zu erkennen und wenn möglich entsprechende Maßnahmen abzuleiten, um natürliche Kältemittel im Wärmepumpensektor zu etablieren.

Die energetischen Untersuchungen haben gezeigt, dass die bis Ende des Jahres 2011 recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln (Betrachtungen nur für R290 – Propan durchgeführt) den HFKW-Wärmepumpen minimalen Standards entsprechen. Die ermittelten Jahresarbeitszahlen liegen hier im gleichen Bereich, was bedeutet, dass bei den recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in der Praxis mit einem höheren Energieverbrauch zu rechnen ist, da der Durchschnitt der HFKW-Wärmepumpen bessere Arbeitszahlen aufweist. Die Gründe sind hier in dem Sachverhalt zu suchen, dass in den letzten Jahren wenig Entwicklungsarbeit zur Effizienzverbesserung bei Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln geleistet wurde. Demzufolge standen zum Untersuchungszeitpunkt nur wenige Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln zur Verfügung, welche i.d.R. Propan als Arbeitsmedium verwendeten. Demgegenüber stecken in Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln sehr viele Entwicklungsaktivitäten, welche stetige Effizienzverbesserungen bewirkten. Um dieses Missverhältnis im Stand der Technik zwischen HFKW-Wärmepumpen und Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln auszugleichen, wurde zusätzlich eine Wärmepumpe mit Propan als Kältemittel ausgelegt („Propan-Opti“) und in die vergleichenden Betrachtungen aufgenommen. Als Ergebnis ergaben sich bessere Jahresarbeitszahlen als der mittlere Standard bei HFKW-Wärmepumpen, nahezu so gut wie der Durchschnitt der 11 besten recherchierten Geräte der BAFA-Liste mit HFKW-Kältemitteln (Stand Sep. 2010). Durch eine die Studie ständig begleitende Recherche konnten nach Fertigstellung der Berechnungen weitere, neue Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel gefunden werden, die zum aktuellen Zeitpunkt auf dem Markt verfügbar sind. Eine Neuermittlung der mittleren Leistungszahlen unter zusätzlicher Berücksichtigung dieser

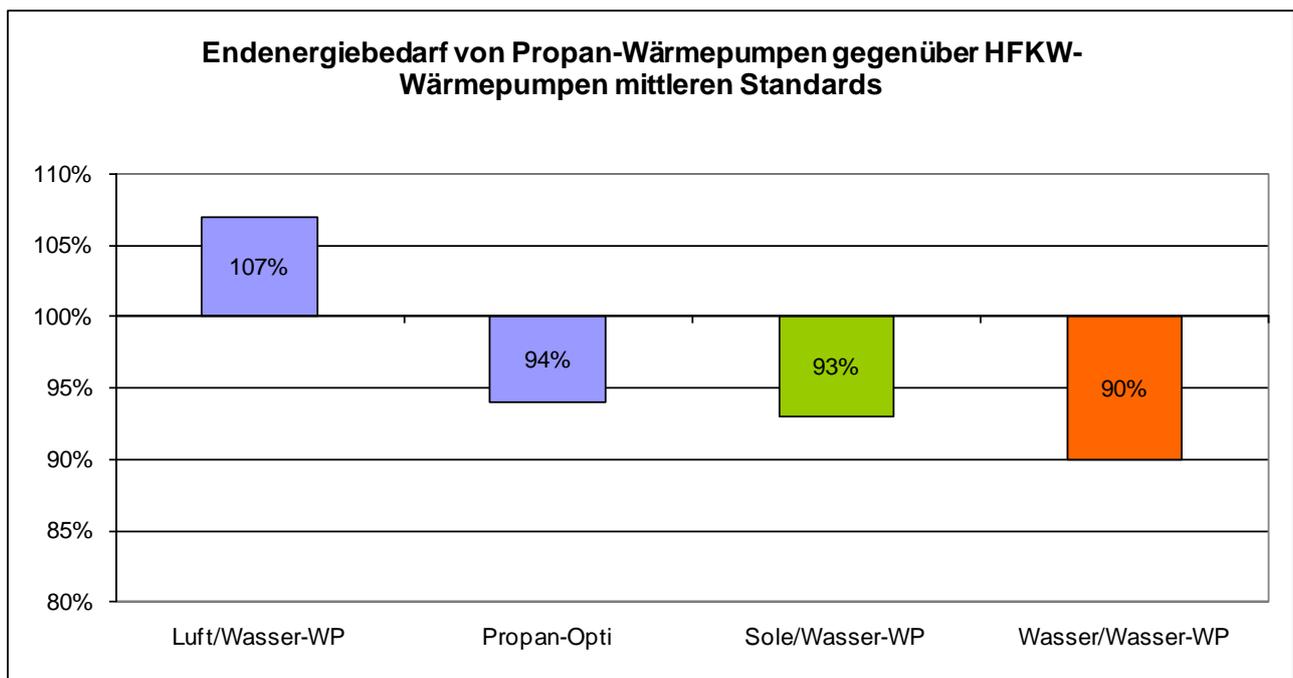
Wärmepumpen ergab für den Prüfpunkt A2/W35 einen mittleren COP von 3,65. Dieser COP entspricht dem Wert der theoretisch ausgelegten „Propan-Opti“ mit 3,65, weshalb die Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ als Repräsentant des aktuellen Standes im Bereich der Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel angesehen werden kann.

Im Bereich der Sole-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ist der theoretische Endenergiebedarf geringer als der der durchschnittlichen HFKW-Wärmepumpen und entspricht den Werten der besten HFKW-Wärmepumpen dieses Bereiches. Es ist also hier durch den Einsatz von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ein geringerer Endenergieverbrauch, gemessen an dem Durchschnitt der Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln, zu erwarten.

Ähnlich sieht es bei den Wasser-Wasser-Wärmepumpen aus. Hier liegt der ermittelte Endenergiebedarf ebenfalls deutlich unter dem mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen, im Bereich der besten Geräte mit HFKW-Kältemitteln. Auch hier ist also mit einem geringeren Energieverbrauch in der Praxis zu rechnen. Es ist jedoch darauf hinzuweisen, dass die Datenlage für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln sehr gering ist. Da die verwendeten Leistungszahlen aber z.T. entsprechend der Prüfnorm DIN EN 14511 bestätigt sind, zeigt dies, dass Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln diese Werte erreichen und deshalb auch als Vergleich dienen können.

Insgesamt haben die Berechnungen des Endenergiebedarfs inkl. Hilfsenergie für Nebenaggregate ergeben, dass die zum Untersuchungszeitpunkt recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ca. 7% mehr Energiebedarf im Vergleich zum mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen gleicher Wärmequelle benötigen, Sole-Wasser-Wärmepumpen ca. 7% weniger und Wasser-Wasser-Wärmepumpen ca. 10% weniger. Mit der optimierten Propan-Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ wurde ein geringerer Endenergiebedarf von ca. 6% ermittelt.

Abbildung 44: Relativer Endenergiebedarf von Propan-Wärmepumpen im Vergleich zum mittleren Standard von Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln und gleicher Wärmequelle

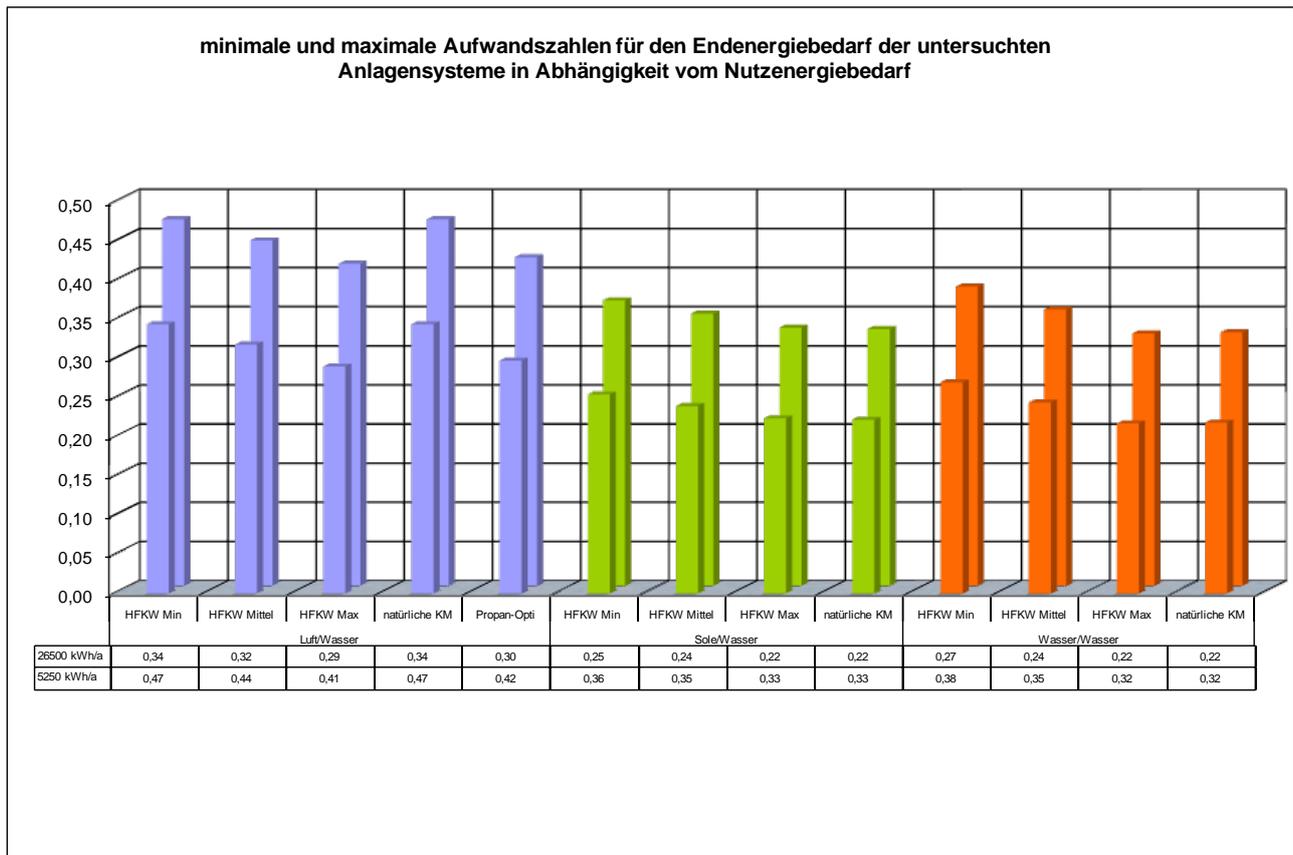


Es kann also festgehalten werden, dass unabhängig von der verwendeten Wärmequelle bei Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel ein geringerer Endenergiebedarf zu erwarten ist als im Vergleich zum Durchschnitt der Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln (Stand Sep. 2010). Der berechnete Endenergiebedarf liegt im Bereich der besten HFKW-Wärmepumpen. Dabei wird davon ausgegangen, dass die theoretisch berechnete Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ den aktuellen Stand der auf dem Markt verfügbaren Wärmepumpen mit Propan darstellt⁶.

Die Aufwandszahlen bezogen auf den Endenergiebedarf liegen für die betrachteten Anlagensysteme für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in einem Bereich von 0,34 bis 0,47 für die recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen bzw. 0,30 bis 0,42 für die „Propan-Opti“. Bei Sole-Wasser-Wärmepumpen liegt der Bereich zwischen 0,22 bis 0,33 und bei Wasser-Wasser zwischen 0,22 bis 0,32 (s. Abbildung 45). Das heißt also, 30 - 42% des eigentlichen Nutzenergiebedarfs sind an Elektroenergie für Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel aufzuwenden („Propan-Opti“), um die erforderliche Wärmemenge bereitzustellen. Für Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen sind es 22% bis 33% bzw. bis 32%, wobei die Aufwandszahlen bei allen Anlagen zunehmen, je geringer der Nutzenergiebedarf ist. In Abbildung 45 sind die Bereiche der ermittelten Aufwandszahlen für den Endenergiebedarf in Abhängigkeit vom minimal und maximal untersuchten Nutzenergiebedarf dargestellt.

⁶ Eine Überprüfung der Ergebnisse von HFKW-Wärmepumpen mit neueren Ausgangsdaten von 2013 [BAFA 2013] zeigt, dass die zu erwartenden Verbesserungen der mittleren Jahresarbeitszahlen (JAZ) der HFKW-Wärmepumpen nicht aus dem Bereich (Mittel – Max) der hier vorgestellten Ergebnisse herausfallen. Die JAZ des aktuellen mittleren Standards ermittelt aus der BAFA-Liste Stand Sep. 2013 der HFKW-Luft-Wasser-Wärmepumpen liegen ca. 3% über den ermittelten JAZ mittleren Standards ermittelt aus der BAFA-Liste Stand Sep. 2010 und ca. 7% unter dem maximalen Standard 2010. Für den maximalen Standard ermittelt aus der BAFA-Liste Stand Sep. 2013 ergibt sich eine höhere Gesamtjahresarbeitszahl von ca. 7...8% verglichen zum maximalen Standard ermittelt aus der BAFA-Liste Stand Sep. 2010.

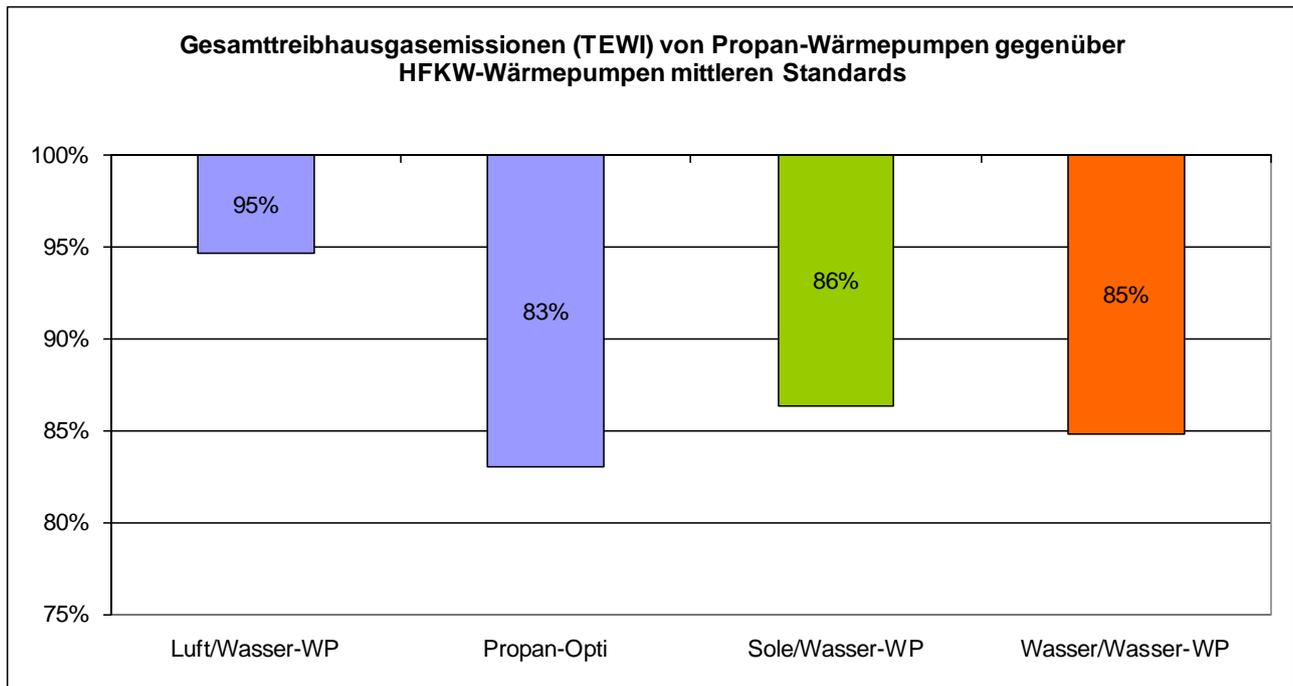
Abbildung 45: Minimale und maximale Aufwandszahlen für den Endenergiebedarf der untersuchten Anlagensysteme



Durch den Einsatz von natürlichen Kältemitteln können die Auswirkungen auf die Umwelt beim Betrieb von Wärmepumpen reduziert werden. Für die recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen liegen die Werte der gesamten Treibhausgasemissionen (TEWI) im Vergleich zum mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen bei ca. 95% zwischen 85% und 99%. Der ökologische Vorteil ist hier also nicht immer signifikant und im Vergleich zu den besten Geräten mit HFKW-Kältemitteln können die gesamten Emissionen sogar höher sein. Ursache hierfür ist der hohe Anteil der indirekten Emissionen, welche sich aus dem Elektroenergiebedarf ergeben. Es sind demzufolge bessere Jahresarbeitszahlen für Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln erforderlich, um die ökologische Effizienz zu verbessern. Dies ist möglich, wie aktuelle Recherchen zu derzeit am Markt verfügbaren Wärmepumpen und die theoretische Auslegung der Propan-Wärmepumpe „Propan-Opti“ gezeigt haben, für die ein verfügbarer Verdichter der Firma Bitzer vom Typ 2EC-3.2P gewählt wurde. Die Berechnung der Leistungszahlen erfolgte für die entsprechenden Prüfpunkte mit der Bitzer-Software Version 5.0.2. Für die Wärmepumpe „Propan-Opti“ und somit für die derzeit verfügbaren Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan konnten in jedem untersuchten Punkt der ökologische Vorteil nachgewiesen werden. Im Vergleich zum mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen betragen die gesamten Treibhausgasemissionen (TEWI) ca. 83% mit einem Bereich von 77% bis 86%. Gegenüber den vergleichbar besten Luft-Wasser-Wärmepumpen (HFKW Max) sinken die berechneten Gesamtemissionen immer noch auf ca. 89% zwischen 81% und 93%. Somit kann durch aktuelle, optimierte Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan als Kältemittel das gesamte Treibhauspotenzial etwa zwischen 7% bis 23% reduziert werden, wobei bei besser gedämmten Gebäuden, also bei geringerem Heizenergiebedarf, das Reduktionspotenzial größer ist. Ähnlich sieht es bei den Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen aus, wo die Jahresarbeitszahlen besser sind als der

Durchschnitt der HFKW-Wärmepumpen und im Bereich der besten Geräte der jeweiligen Kategorie liegen. Hier sind die Gesamtemissionen deutlich unterhalb des mittleren Standards der HFKW-Wärmepumpen und auch unter denen der Top-Geräte. Für Sole-Wasser-Wärmepumpen liegen die Emissionen bei ca. 86% in einem Bereich von 83 - 88% und für Wasser-Wasser-Wärmepumpen bei ca. 85% zwischen 82 - 86% im Vergleich zum mittleren Standard der gleichen Wärmequelle. Im Schnitt sind hier also die gesamten Emissionen ca. 15% geringer (Abbildung 46).

Abbildung 46: Relative Gesamtreibhausgasemissionen von Propan-Wärmepumpen im Vergleich zum mittleren Standard von Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln gleicher Wärmequelle

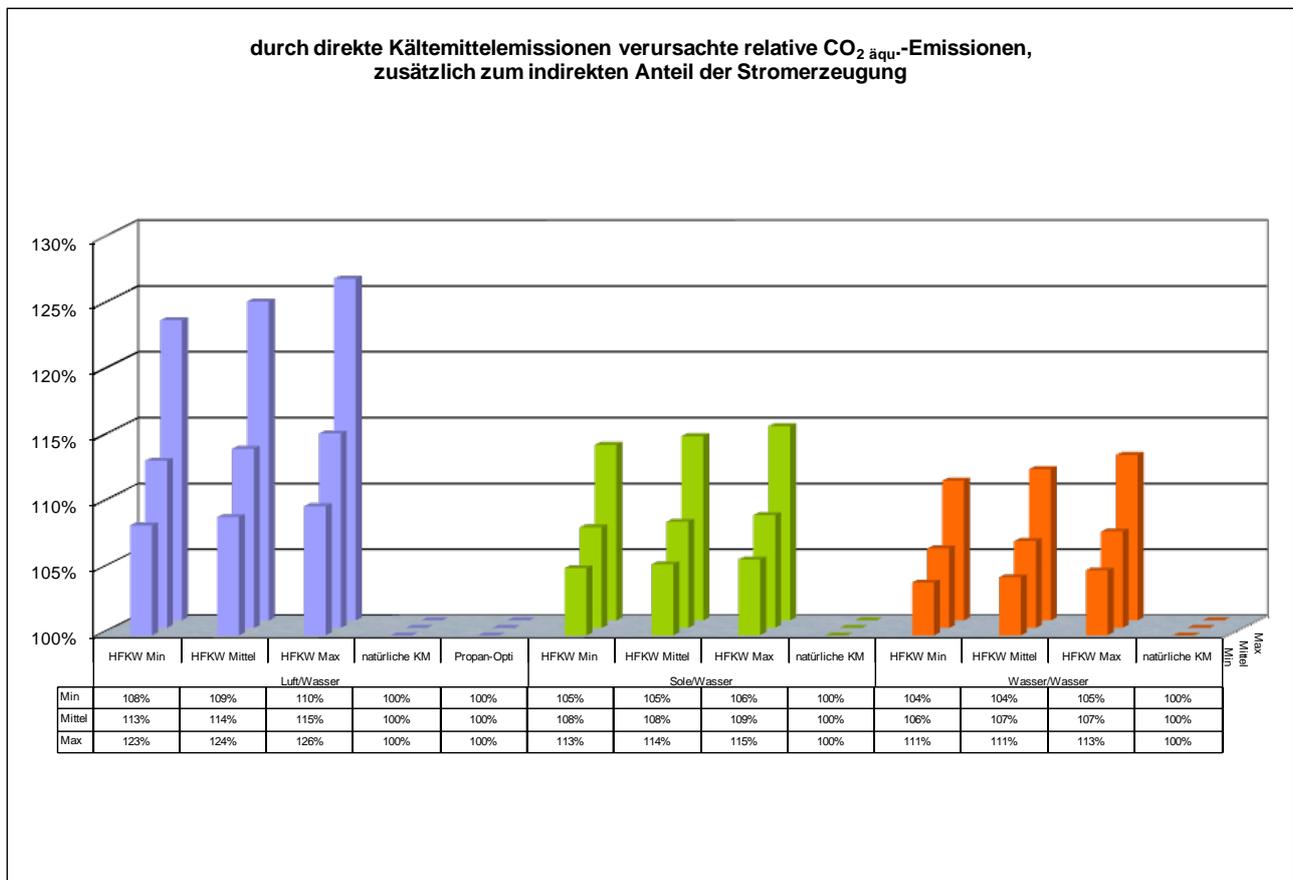


Der ökologische Vorteil von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln wird im Wesentlichen durch die indirekten Emissionen, welche vom Elektroenergieverbrauch und damit von der Jahresarbeitszahl abhängen, beeinflusst. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass Wärmepumpen mit dem natürlichen Kältemittel Propan bessere Jahresarbeitszahlen aufweisen als der mittlere technische Standard der gleichen Wärmequelle. Das bedeutet, dass neben den direkten Treibhausgasemissionen auch die indirekten Emissionen geringer sind. Schon bei gleichem technischem Stand wäre ein ökologisches Einsparpotenzial bis zu ca. 20% möglich. Dabei wirkt sich bei Anlagensystemen mit geringerem Endenergiebedarf, wie z.B. bei Gebäuden mit einem höherem Dämmstandard, der Einsatz einer Wärmepumpe mit natürlichem Kältemittel ökologisch günstiger aus. Entscheidend für die Verbesserung der ökologischen Effizienz ist also nicht nur der technische Stand der eingesetzten Wärmepumpe, sondern auch der technische Stand des Gebäudes und der ausgeführten Anlage.

Durch den Einsatz von Kältemitteln entstehen neben den spezifischen CO₂-Emissionen, welche bei der Stromerzeugung anfallen, noch weitere direkte Emissionen durch das Kältemittel selbst. Diese werden in Form von CO₂-Äquivalenten ausgedrückt und zusammen mit den CO₂-Emissionen der Stromerzeugung zu einem Wert zusammengefasst (TEWI-Wert). Somit sind die gesamten Emissionen um den direkten Anteil des Kältemittels höher als der indirekte Anteil durch die Stromerzeugung ist (572 g/kWh – Wert für 2008 [UBA 2010c], [UBA 2012a]). Bei Anlagen mit natürlichen Kältemitteln sind die direkten Emissionen, wegen der kleinen GWP-Werte dieser Stoffe, vernachlässigbar klein, sodass die gesamten Emissionen annähernd gleich

dem indirekten Anteil der Stromerzeugung sind. Für die untersuchten Anlagensysteme mit HFKW-Kältemitteln erhöht sich jedoch der indirekte Anteil um einen Faktor von 1,04 bis 1,26 (s. Abbildung 47). Also bis zu 26% zusätzliche Emissionen je Kilowattstunde Endenergie können durch den Einsatz von HFKW-Kältemitteln verursacht werden. Der Anteil wird dabei umso größer, je geringer der Endenergiebedarf ist, also mit zunehmendem Dämmstandard und mit höherem technischem Stand der Anlagen. Da die Gebäude immer besser gedämmt werden und auch die entsprechenden Anlagenteile wie Rohrleitungen, geht der Trend zu einem immer geringeren Endenergiebedarf. Dies macht deutlich, dass die zusätzlichen direkten Emissionen der Kältemittel einen immer größeren Einfluss auf die Gesamtbilanz haben werden und somit der Einsatz von natürlichen Kältemitteln nur folgerichtig ist.

Abbildung 47: Direkter Anteil der Kältemittlemissionen, zusätzlich zum indirekten Anteil der Stromerzeugung



Die wirtschaftlichen Untersuchungen haben gezeigt, dass die geringsten Kosten bei Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln mittleren Standards zu erwarten sind. Dies ist hauptsächlich auf die deutlich geringeren Investitionskosten zurückzuführen und hier speziell auf die geringeren Kosten der Wärmequellenererschließung. Ansonsten verursachen Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln insgesamt in etwa die gleichen Lebenszykluskosten ($\pm 8\%$), unabhängig von der Wärmequelle. Die Wärmepumpen mit den besten Jahresarbeitszahlen gleichen dabei ihre höheren Investitionskosten durch geringere verbrauchsgebundene Kosten wieder aus. Die Kosten für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln sind hingegen etwas höher abzuschätzen als der Standard mit HFKW-Kältemitteln. Insbesondere die Investitionskosten verursachen höhere kapitalgebundene Kosten, die bei Luft-Wasser-Wärmepumpen zwischen 13 - 24% und bei Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen ca. 13 - 14% im Vergleich zum mittleren Standard betragen können. Insgesamt betragen die errechneten Mehrkosten im Jahr zwischen 11% und 17% für die recherchierten

Luft-Wasser-Wärmepumpen bzw. zwischen 5% bis 10% für die Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ (aktuell verfügbarer Stand) und zwischen 7% bis 13% bei Sole-Wasser- und 5% bis 11% bei Wasser-Wasser-Wärmepumpen. Die Ermittlung erfolgte mit einer Teuerungsrate von 1,3%/a und 0,4 %/a für die verbrauchsgebundenen Kosten. Betrachtet man die gesamten Lebenszykluskosten über 18 Jahre, so liegen diese im Bereich der recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln zwischen ca. 3800 € und 8600 € und für die Wärmepumpe „Propan-Opti“ bzw. die aktuell am Markt verfügbaren Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan ca. 3100 € bis 5150 € über dem mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen. Im Bereich der Sole-Wasser- und der Wasser-Wärmepumpen betragen die zusätzlichen Lebenszykluskosten etwa 4200 € bis 4800 € (Sole/Wasser) bzw. 2750 € bis 3900 € (Wasser/Wasser).

Als weiteres Bewertungskriterium wurden die CO₂-Vermeidungskosten untersucht, wobei als Bezugssystem die Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-Kältemitteln mittleren Standards gewählt wurden. Im Vergleich zu diesem Bezugssystem sind die CO₂-Vermeidungskosten für die zum Untersuchungszeitpunkt recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Propan, welche aber nicht mehr die aktuelle Marktsituation widerspiegeln, am höchsten. Die Ursache liegt hier neben den höheren Investitionskosten bei den schlechteren Jahresarbeitszahlen im Vergleich zum Bezugssystem, bedingt durch die geringen Entwicklungsaktivitäten auf diesem Gebiet in den letzten Jahren und den daraus resultierenden höheren verbrauchsgebundenen Kosten und Treibhausgasemissionen (TEWI), die annähernd die gleiche Größenordnung haben können wie beim Bezugssystem. Auch die energetisch besten HFKW-Luft-Wasser-Wärmepumpen können hohe CO₂-Vermeidungskosten verursachen, die gerade bei geringerem Heizenergiebedarf ansteigen. Der kleinste Wert der CO₂-Vermeidungskosten wurde für Wasser-Wasser-Wärmepumpen mittleren Standards mit HFKW-Kältemitteln ermittelt und liegt bei 0,06 €/kgCO₂. Diese Wärmepumpe erreicht bei höherem Heizwärmebedarf ab etwa 19000 kWh/a für Raumheizung und Trinkwassererwärmung die geringsten CO₂-Vermeidungskosten. In einem Bereich von 9000 kWh/a bis 19000 kWh/a konnten die geringsten CO₂-Vermeidungskosten für die HFKW-Sole-Wasser-Wärmepumpen mittleren Standards berechnet werden (0,30 €/kgCO₂ bis 0,12 €/kgCO₂).

Aber auch die Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln können eine gute Alternative darstellen. Insbesondere die Verbesserung der Jahresarbeitszahlen der aktuell verfügbaren Luft-Wasser-Wärmepumpen, wiedergegeben durch die theoretisch ausgelegte Wärmepumpe „Propan-Opti“, führt zur deutlichen Absenkung der CO₂-Vermeidungskosten, welche gerade im niedrigen Bereich des Heizwärmebedarfs für Raumheizung und Trinkwassererwärmung bis etwa 9000 kWh/a die im Vergleich zu allen anderen Systemen geringsten CO₂-Vermeidungskosten aufweist. Hierbei wurden Werte von 0,37 €/kgCO₂ für 9250 kWh/a und 0,45 €/kgCO₂ für 5250 kWh/a ermittelt.

Zusammenfassend sind in den folgenden Tabellen die Ergebnisse der energetischen, ökologischen und ökonomischen Bewertung noch einmal übersichtlich dargestellt. Dabei wurde zum einen der Vergleich der einzelnen Wärmepumpensysteme mit natürlichen Kältemitteln zum jeweiligen mittleren Standard der HFKW-Wärmepumpen, getrennt nach Wärmequelle durchgeführt und zum anderen der Vergleich zum gewählten Bezugssystem, zur Luft-Wasser-Wärmepumpe mit HFKW-Kältemittel mittleren technischen Standards.

Tabelle 30: Ergebnisse der Untersuchungen für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im Vergleich zum mittleren Standard der jeweiligen HFKW-Wärmepumpen der gleichen Wärmequelle

Kriterium	Luft-Wasser - WP	Propan-Opti	Sole-Wasser - WP	Wasser-Wasser - WP
energetisch	-	+	+	+
ökologisch	+	+	+	+
ökonomisch	-	-	-	-
CO ₂ -Vermeidungskosten	-	-	-	-

Tabelle 31: Ergebnisse der Untersuchungen für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im Vergleich zum mittleren Standard der Luft-Wasser-Wärmepumpen mit HFKW-KM

Kriterium	Luft-Wasser - WP	Propan-Opti	Sole-Wasser - WP	Wasser-Wasser - WP
energetisch	-	+	+	+
ökologisch	+	+	+	+
ökonomisch	-	-	-	-
CO ₂ -Vermeidungskosten	-	-	-	-

Es ist zu erkennen, dass unabhängig von der Wärmequelle sowohl energetisch als auch ökologisch bessere Ergebnisse erzielt werden („+“) können, wenn man berücksichtigt, dass die Luft-Wasser-Wärmepumpe „Propan-Opti“ die aktuell verfügbaren Wärmepumpen am Markt darstellt. Sowohl im Vergleich zum mittleren technischen Stand der HFKW-Wärmepumpen der jeweiligen Wärmequelle, als auch zum mittleren technischen Stand der Luft-Wasser-Wärmepumpe mit HFKW-Kältemittel stellen die Wärmepumpen mit dem natürlichen Kältemittel Propan die bessere Alternative dar. Bei den zum Untersuchungszeitpunkt recherchierten Luft-Wasser-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ist hingegen das Ergebnis aus energetischer Sicht schlechter („-“). Da seit Herbst 2012 bessere Luft-Wasser-Wärmepumpen verfügbar sind, die den Werten der „Propan-Opti“ entsprechen, ist eine deutliche Verbesserung zu verzeichnen. Die Ergebnisse der ökonomischen Bewertung sind, aufgrund der höheren Investitionskosten für Propan-Wärmepumpen für alle 3 Wärmequellen Luft, Erdreich und Wasser schlechter („-“). Dies hat auch negative Auswirkungen auf die CO₂-Vermeidungskosten. Wenn zukünftig die Investitionskosten der Hauptkomponente Wärmepumpe gesenkt werden können, dann besteht für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln eine sehr gute Marktchance. Zudem würden die CO₂-Vermeidungskosten der energetisch günstigen Propan-Wärmepumpen überproportional sinken, wenn der Strompreis stärker als die angenommenen 0,4% bzw. 1,3% pro Jahr steigen würde.

Sämtliche untersuchten Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln verwendeten Propan als Arbeitsmedium.

7 Markthemmnisse Hauswärmepumpen

7.1 Einleitung

Wie schon im Abschnitt 5.2 ausgeführt, haben Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in Deutschland einen Marktanteil zwischen 3 und 5%. In diesem Abschnitt werden Ursachen beschrieben, warum der Anteil von diesen Wärmepumpen so klein ist. Resultierend aus den Erkenntnissen, dass hocheffiziente Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln zukünftig einen größeren Marktanteil gewinnen sollten, werden Hinweise gegeben, durch welche Maßnahmen der Marktanteil zukünftig vergrößert werden kann. Der ökologisch sinnvolle Einsatz von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ist nur gegeben, wenn auch die TEWI-Bilanz – also auch vor allem die Energieeffizienz – positiv im Vergleich zu den HFKW-Wärmepumpen ist. Aus diesem Grunde ist ein Abschnitt den Möglichkeiten der Verbesserung der Energieeffizienz und der TEWI-Bilanz der Wärmepumpen gewidmet.

Grundsätzlich können die Markthemmnisse in folgende Kategorien eingestuft werden:

- Rechtsvorschriften und Normen betreffende,
- anwendungstechnische,
- Förderpolitik betreffende,
- die Kundenakzeptanz betreffende.

7.1.1 Markthemmnisse durch Rechtsvorschriften und Normen

Alle in Europa hergestellten oder in Verkehr gebrachten Produkte müssen konform zu den entsprechenden Richtlinien der Europäischen Gemeinschaft sein. Im Falle der Wärmepumpen sind dies die Maschinenrichtlinie [EG 2006a], die Niederspannungsrichtlinie [EG 2006b], die EMV-Richtlinie [EG 2004] und ggf. die Druckgeräte richtlinie [EG 1997]. Über das Produktsicherheitsgesetz [BMJ 2011] und die dazu gehörenden Verordnungen sind diese Richtlinien in nationale Gesetze überführt worden.

Aufgrund dieser gesetzlichen Vorgaben und natürlich auch aus Gründen der Produkthaftung werden von den Herstellern vor allem die harmonisierten europäischen Normen bei der Herstellung bzw. beim Inverkehrbringen beachtet, da damit die sogenannte Konformitätsvermutung mit den europäischen Richtlinien gegeben ist. Im Falle der Kältemaschinen und Wärmepumpen ist dies vorrangig die DIN EN 378 [DIN 2012].

Laut [Vonsild 2012] sind eine große Barriere für die Nutzung von Kohlenwasserstoffen die geltenden Sicherheitsstandards. Diese werden nicht nur benötigt, um das System sicher zu machen, sondern auch, um die Sicherheit zu dokumentieren und die Akzeptanz als sicheres System zu erhöhen. Im erwähnten Artikel werden die aktuelle EN 378, die neue ISO 5149 (Entwurf) als internationale Sicherheitsnorm und die entsprechende ASHRAE 15:2010 speziell im Hinblick auf Kohlenwasserstoffe miteinander verglichen. Die Hauptaussagen der Normen beziehen sich auf Füllmengenbeschränkungen und Anforderungen an Komponenten, Rohre, Verbindungen, Druckbehälter etc. Lösungen sind meist möglich, vergrößern aber den Aufwand und damit die Kosten dieser Systeme. So gesehen führen diese Anforderungen nur indirekt zu Markthemmnissen, indem sie die Systeme verteuern.

7.1.1.1 Sicherheitsnorm DIN EN 378 [DIN 2012]

Die Festlegungen in der DIN EN 378 [DIN 2012] sind bezüglich der Füllmenge und daraus resultierenden Konsequenzen sehr restriktiv. In der Anlage C.3 dieser Norm sind Grenzwerte für die Kältemittel-Füllmenge auf Grund der Brennbarkeit bei Komfort-Klimageräten oder Wärmepumpen zusammengefasst. Wie bei Normen üblich, sind dies keine gesetzlichen Vorgaben; bei Einhaltung der in den Normen festgelegten Vorgaben wird die Erfüllung der Richtlinien aber vermutet. Prinzipiell können auch andere Wege zur Einhaltung der Sicherheit beschrieben werden.

Eine werksseitig dauerhaft geschlossene Anlage mit einer Füllmenge unter 150 g Kältemittel der Sicherheitsgruppen A2 oder A3 kann ohne Einschränkung in einem Personen-Aufenthaltsbereich aufgestellt werden, der kein Maschinenraum oder besonderer Maschinenraum ist (DIN EN 378-1, Anlage C.3 [DIN 2012]). Diese Menge reicht aber für übliche Heizungswärmepumpen nicht aus (Eine Sole/Wasser-Wärmepumpe mit 10 kW Heizleistung hätte etwa eine Füllmenge von 0,8 bis 1 kg Propan).

Bei größeren Kältemittelmengen müssen weitere Randbedingungen beachtet werden – vor allem in Bezug auf die Raumgröße, die Ausbreitungswege und die daraus resultierenden Gefahren zum Explosionsschutz.

7.1.1.2 DIN EN 60335-2-40 [DIN 2004]

Die Norm DIN EN 60335-2-40 [DIN 2004] „Sicherheit elektrischer Geräte für den Hausgebrauch und ähnliche Zwecke – Teil 2-40: Besondere Anforderungen für elektrisch betriebene Wärmepumpen, Klimageräte und Raumluftentfeuchter“ behandelt vor allem die Themen zur elektrischen Sicherheit. Bezüglich der verwendeten Kältemittel verweist diese Norm auf die Druckgeräte-Richtlinie und damit indirekt auch wieder auf die DIN EN 378.

7.1.1.3 Kältemittelführende Teile in einem Personen-Aufenthaltsbereich nach DIN EN 378

Die maximale Kältemittel-Füllmenge in einem Raum muss den folgenden Festlegungen entsprechen:

Liegt die Füllmenge über dem Wert, der $(4 \text{ m}^3 \times \text{LFL})$ entspricht, muss die maximale Füllmenge in einem Raum wie folgt sein:

$$m_{\max} = (2,5 * (\text{LFL})^{\frac{5}{4}} * h_0 (A))^{\frac{1}{2}}$$

oder die erforderliche Mindest-Raumfläche, A_{\min} , für die Aufstellung einer Anlage mit einer Kältemittel-Füllmenge m (kg) muss wie folgt sein:

$$A_{\min} = (m / (2,5 * \text{LFL}^{\frac{5}{4}} * h_0))^2$$

Dabei ist

- m_{\max} die zulässige maximale Füllmenge in einem Raum, in kg;
- m die Menge an Kältemittel in der Anlage, in kg;
- A_{\min} die erforderliche Mindest-Raumfläche, in m^2 ;
- A die Raumfläche, in m^2 ;
- LFL die untere Explosionsgrenze (LFL) in kg/m^3 ;

h_0 die Einbauhöhe des Gerätes, in Metern:

- 0,6 m bei Aufstellung auf dem Boden;
- 1,8 m bei Wandmontage;
- 1,0 m bei Fenstermontage;
- 2,2 m bei Deckenmontage.

Folgende Beispielrechnungen können aus diesen Formeln abgeleitet werden:

Beispiel 1: Wie viel Füllmenge darf eine auf dem Boden aufgestellte Wärmepumpe in einem 15 m² großen Raum besitzen? Antwort: 97 g bzw. 150 g nach der „150 g-Regel“.

Beispiel 2: Wie groß müsste der Aufstellraum sein, um eine auf dem Boden aufgestellte Wärmepumpe mit 1 kg Propan-Füllung installieren zu dürfen? Antwort: 1579 m².

7.1.1.4 Besondere Anforderungen an mechanisch belüftete Gehäuse in einem Aufenthaltsbereich

Anlagen mit mechanisch belüfteten Gehäusen können mit Kältemitteln A2 oder A3 betrieben werden. Der Kältemittel-Kreislauf muss hierfür mit einem separaten Gehäuse versehen sein, das mit dem Raum nicht in Verbindung ist. Das Gehäuse der Anlage muss mit einem Belüftungssystem versehen sein, das über einen Lüftungskanal den Luftstrom von der Innenseite der Anlage zur Außenseite führt. Die maximale Füllmenge für diese Anlagen darf folgenden Wert nicht überschreiten:

$$m_{max} = 130 * LFL$$

Dabei ist

- m_{max} die zulässige maximale Füllmenge in einem Raum, in kg;
- LFL die untere Explosionsgrenze (LFL) in kg/m³.

Beispiel: Eine mit Propan gefüllte Wärmepumpe dürfte in diesem Fall eine Füllmenge von max. 4,9 kg besitzen.

7.1.1.5 Ergänzende Literatur

In [GTZ 2010] sind viele Aspekte zum sicheren Umgang mit brennbaren Kältemitteln zusammengefasst. Diese Studie informiert über die Anwendung, den Umgang und das sonstige Arbeiten mit brennbaren Kältemitteln, damit diese Systeme sicher beherrschbar sind.

Zusätzlich zu den allgemeinen Sicherheitsinformationen beschreibt die Studie Qualitätssicherungsmaßnahmen verbunden mit der Entwicklung und Konstruktion von Komponenten und Systemen und gibt Hinweise zum sinnvollen Umgang bei der Nutzung dieser Kältemittel. In diesem Zusammenhang wird vor allem auf mögliche Kältemittelleckagen Bezug genommen. Dieser Aspekt ist aber nicht nur für brennbare Kältemittel von Bedeutung, denn auch bei Wärmepumpen mit nichtbrennbaren Kältemitteln hängen Energieeffizienz, Funktionsfähigkeit und Umweltauswirkungen von der Dichtheit des Systems ab.

Zu vielen Fragen, die brennbare Kältemittel betreffen, sind Tipps und Hinweise zusammengestellt, die vor allem für die Hersteller solcher Systeme interessant sind. Beispielhaft seien hier Hinweise zu Aufstellbedingungen, Sicherheitstechnik, Füllmengenreduzierung, Vermeidung von Leckagen bis hin zu Vorschlägen für Verbindungstechnologien genannt.

In [Colbourne 2012] und [Colbourne 2012a] wird speziell auf die mögliche Leckage im Kältekreislauf, die Ausbreitungsgeschwindigkeiten und die Vermeidung von explosiven Atmosphären eingegangen. Es werden Messverfahren und Lösungsmöglichkeiten vorgestellt.

Die Lösungen sind Kombinationen aus einer Vermeidung von explosionsfähigen Gemischen durch Entlüftung etc. verbunden mit Methoden der Gasdetektion und damit verbundenen Sicherheitstechnologien.

7.1.2 Anwendungstechnische Markthemmnisse

7.1.2.1 Verdichter

Vermehrte Veröffentlichungen auf dem Gebiet der Kältemittelverdichter für brennbare Kältemittel lassen darauf schließen, dass bei den Verdichterherstellern in letzter Zeit verstärkte Anstrengungen unternommen werden, dieses Marktsegment zu bedienen. Im Vergleich zu HFKW-Verdichtern im Leistungsbereich der Wärmepumpen sind Propan-Verdichter immer noch unterrepräsentiert, was durchaus als Markthemmnis gesehen wird.

Verschiedene Verbesserungen an Verdichtern werden in der Literatur beschrieben. So stellt [Sedliak 2012] einen für Propan modifizierten Embraco-R404A-Verdichter vor, der durch Änderungen an den Auslassventilen akustisch verbessert werden konnte, ohne an der hohen Effizienz Abstriche machen zu müssen.

[Alonso 2012] beschreibt Untersuchungen an mehreren R407C-Scroll-Verdichtern, für die ein erweitertes Einsatzgebiet mit Propan ermittelt werden konnte. Vor allem in der linken oberen Ecke des Verdichterkennfeldes (d.h. bei niedrigen Verdampfungs- und hohen Kondensations-temperaturen) als auch auf der rechten Seite (d.h. bei hohen Verdampfungstemperaturen) konnte eine Kennfelderweiterung beobachtet werden.

In [Arnemann 2012] werden Vergleichsuntersuchungen in einer Wärmepumpenanwendung zwischen R404A, R407C, R290 (Propan) und R1270 (Propen, Propylen) vorgestellt. Bei hohen Druckverhältnissen hat Propan eine höhere Effizienz als R404A. Bei niedrigen Druckverhältnissen ist dieser Vorteil nicht so ausgeprägt. Drop-In-Tests mit R407C-Verdichtern zeigten niedrigere Effizienzwerte bei R290 gegenüber R407C.

7.1.2.2 Wärmeübertrager

Zu den Wärmeübertragern (Verdampfer und Verflüssiger) als wesentliche Bauteile einer Wärmepumpe wurden keine speziellen Literaturstellen zu natürlichen Kältemitteln gefunden. Wichtig sind in diesem Zusammenhang nur die zu verwendenden Werkstoffe, die im Falle Ammoniak Stahl sein müssen, da Kupferwerkstoffe in Ammoniakanlagen nicht geeignet sind. Für CO₂ sind bei den Wärmeübertragern lediglich die hohen Drücke zu beachten – so sind einige Konstruktionen/Werkstoffe für CO₂ nicht anwendbar (Kupferfittinge haben meist eine begrenzte Druckfestigkeit etc.). Bei Kohlenwasserstoffen gibt es diesbezüglich kaum Einschränkungen.

7.1.3 Markthemmnisse durch die aktuelle Förderpolitik

Bestehende Förderprogramme beeinflussen oder verändern heute rein wirtschaftliche Motivationen. So gibt es momentan keine speziellen Förderprogramme bzw. –ergänzungen für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln. Eine indirekte Förderung durch Verwendungs- oder Inverkehrbringungsverbote für HFKW oder Wärmepumpen, die diese Stoffe enthalten, sind keine erlassen.

7.1.4 Die Kundenakzeptanz betreffende Markthemmnisse

Wenn ein Kunde für einen Neubau oder eine Bestandsimmobilie ein Heizungssystem sucht, dann sind von ihm viele Aspekte zu berücksichtigen. Investitions-, Betriebs- und Wartungskosten spielen ebenso eine Rolle wie Platzbedarf, Schallentwicklung, Sicherheit, Komfort und aber auch immer mehr ökologische Faktoren. Unter der Gesamtheit dieser Eigenschaften soll die Akzeptanz von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln beurteilt werden.

7.2 Umfrageaktion bei Wärmepumpenherstellern

Um die aus Herstellersicht möglichen Markthemmnisse für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln zu ergründen, wurde eine Umfrage unter allen Wärmepumpen-Hersteller-Kategorien durchgeführt – also sowohl unter Herstellern, die momentan ausschließlich halogenierte Kältemittel einsetzen, als auch unter Herstellern, die auch oder nur Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln herstellen. Die Umfrage wurde unter allen Herstellern durchgeführt, die mindestens 20 Geräte in [BAFA 2012] gelistet haben oder aber dafür bekannt sind, dass sie Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im Angebot haben bzw. hatten. Dies waren insgesamt 24 Hersteller. Meist wurde der technische Leiter der Herstellerfirmen angesprochen, manchmal war nur der technische Vertrieb zu erreichen.

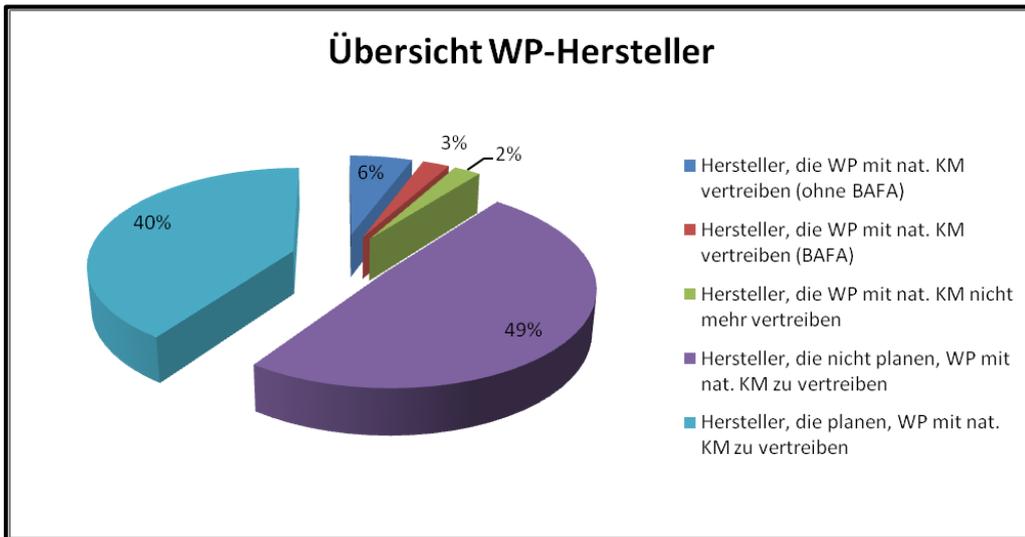
Die Hersteller werden folgendermaßen differenziert:

1. Hersteller, die WP mit HFKW herstellen und unter den momentanen Randbedingungen nicht planen, in naher Zukunft auch WP mit natürlichen KM herzustellen;
2. Hersteller, die WP mit HFKW herstellen, aber sich zukünftig vorstellen könnten, auch WP mit natürlichen KM herzustellen;
3. Hersteller, die sowohl WP mit HFKW als auch mit natürlichen KM herstellen;
4. Hersteller, die ausschließlich WP mit natürlichen KM herstellen;
5. Hersteller, die früher WP mit natürlichen KM im Programm hatten, jetzt aber nicht mehr herstellen und/oder vertreiben.

Daneben existieren auch Firmen, die Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln eines anderen Herstellers in ihr Vertriebsprogramm aufgenommen haben.

Die Abbildung 48 zeigt die Anteile der verschiedenen Herstellergruppen.

Abbildung 48: WP-Hersteller und deren Vertrieb von WP mit natürlichen KM



7.2.1 Hersteller, die nicht planen, Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln herzustellen

Etwa 55% der Hersteller, die momentan keine Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln herstellen, haben geäußert, dies auch in näherer Zukunft nicht tun zu wollen. Folgende Gründe wurden dabei genannt:

- Wenig Einsicht in die Notwendigkeit (hermetisch dichte HFKW-Systeme mit hoher Energieeffizienz führen zu relativ niedrigen TEWI-Werten);
- Nachteile der natürlichen Kältemittel (brennbar, giftig, hohe Drucklage);
- Keine gesetzlichen Einschränkungen bezüglich der Verwendung von HFKW;
- Zurückhaltung der Kunden und Installationsbetriebe;
- Hoher Entwicklungsaufwand;
- Kleine Firmen haben häufig ein eingeschränktes Produktportfolio und wenig Kapazitäten für Forschung und Entwicklung;
- Einbußen an Marktanteilen, wenn die (teureren) Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ins Programm genommen werden.

Interessant in diesem Zusammenhang ist die Tatsache, dass die Argumente „Schwierige Komponentenbeschaffung“ kaum genannt werden. Dies deutet auch darauf hin, dass das Interesse und der Kenntnisstand zu diesem Thema bei diesen Herstellern relativ niedrig sind.

7.2.2 Hersteller, die vielleicht in Zukunft Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln herstellen

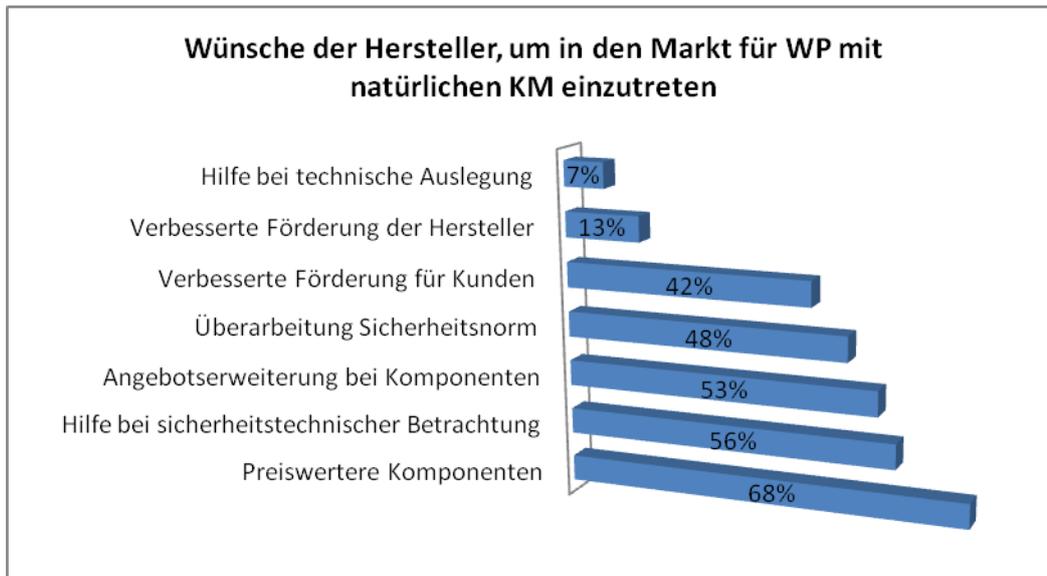
Die anderen 45% der Hersteller, die momentan keine Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln herstellen, könnten sich vorstellen, unter Umständen auch in dieses Marktsegment einzusteigen.

Dabei wurden unterschiedliche Voraussetzungen genannt, die erfüllt sein müssten, damit dieser Schritt in Erwägung gezogen werden könnte. In der Umfrage wurden den Herstellern mehrere Voraussetzungen vorgestellt, Mehrfachnennungen waren möglich (Abbildung 49). Aus

der Grafik wird sehr deutlich, dass vor allem die Beschaffung von Komponenten und die Sicherheitsaspekte die größten Hemmnisse für die weitere Verbreitung dieser WP sind. Teilweise wurden auch noch weitere spezielle Randbedingungen genannt.

Generell wurde auch angemerkt, dass der Druck von Seiten der europäischen Richtlinien/des Gesetzgebers bzw. steuerliche „Strafen“ auf FKW/HFKW, die zu einer Verteuerung der herkömmlichen Technik führen würden, hilfreich für die weitere Entwicklung von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln wäre.

Abbildung 49: Wünsche der WP-Hersteller, um möglicherweise in den Markt für WP mit natürlichen KM einzutreten



Neben den Tendenzen zu natürlichen Kältemitteln gehen die Planungen aber auch hin zu fluorierten Kältemitteln mit geringeren GWP-Werten, wie HFKW-1234yf, aber auch weiteren Stoffen, die seitens der Kältemittel-Hersteller in Entwicklung sind.

7.2.3 Hersteller, die Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln anbieten

Heizungswärmepumpen für den Hausbereich werden momentan ausschließlich mit dem Kältemittel Propan angeboten. Wärmepumpen mit CO₂ als Kältemittel dienen hauptsächlich der Warmwasserbereitung. Dies hängt mit den spezifischen thermodynamischen Eigenschaften von CO₂ zusammen, die für den Einsatz im Heizungsbereich (geringe Spreizung von Vor- und Rücklauf) eher ungünstig sind, für die Warmwasserbereitung aber energetische Vorteile besitzen.

Folgende Punkte wurden auf die Frage genannt, was aus Sicht der Hersteller verbessert werden könnte, um den Vertrieb von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln anzukurbeln:

- Bessere Förderung der Kunden, die solch eine Wärmepumpe aufstellen wollen (konkreter Vorschlag: Bonus von 500 € je WP mit natürlichen Kältemitteln);
- Überarbeitung der Sicherheitsnormen;
- Hilfe bei der sicherheitstechnischen Betrachtung;
- Angebotserweiterung bei den Komponenten;
- Preiswertere Komponenten.

7.2.4 Hersteller, die Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln aus dem Programm genommen haben

Sehr interessant sind die Aussagen der Hersteller, die früher Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im Angebot hatten, teilweise auch mit kompletten Prüfzertifikaten hinterlegt, jetzt aber diese Wärmepumpen nicht mehr im Angebot haben.

Die Fa. AWES, CH hat etwa 20 Propan-Geräte verkauft und in der Betreuung. Es gibt sehr viele zufriedene Kunden. [Brändli 2012] gibt folgende Gründe an, weshalb die Maschinen aus dem Programm genommen wurden:

- Technische Probleme mit dem Verdichter (unerklärliche Ausfälle);
- Lange Lieferzeiten für Komponenten;
- Niemand will den Service übernehmen (als kleine Fa. darauf angewiesen).

Auch die Fa. Solar + Wärmepumpentechnik AG, CH gibt an, die Propan-Maschinen auf ein anderes Kältemittel umgestellt zu haben (R407C). Hier lagen die Gründe im Nichterreichen der gewünschten Vorlauftemperaturen. Da eigentlich Propan für hohe Vorlauftemperaturen gut geeignet ist, liegen wahrscheinlich auch andere Gründe vor, die aber nicht benannt wurden.

Auch Neura GmbH (A) hat die in der BAFA-Liste aufgeführten beiden direktverdampfenden Propan-Wärmepumpen Pro S10EuP und Pro S18EuP aus dem Programm genommen. Die Gründe hierfür konnten nicht ermittelt werden.

7.3 Zusammenfassung der Markthemnisse

Sowohl aus der Auswertung der Literatur als auch aus den Umfrageergebnissen unter den Wärmepumpenherstellern für Hauswärmepumpen lassen sich Schwerpunkte für die Markthemnisse von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in verschiedenen Kategorien zusammenfassen.

- Markthemnisse durch Rechtsvorschriften und Normen:
 - Die DIN EN 378 [DIN 2012] als harmonisierte europäische Norm legt die Anforderungen an Herstellung, Aufstellung und Betrieb von Kälteanlagen und Wärmepumpen fest. Es gilt die Konformitätsvermutung, dass bei Einhaltung der DIN EN 378 auch die Richtlinie 2006/42/EG über Maschinen (Maschinenrichtlinie), die Richtlinie 97/23/EG über Druckgeräte (Druckgeräterichtlinie) und die Richtlinie 2004/108/EG über die elektromagnetische Verträglichkeit (EMV-Richtlinie) erfüllt sind. Hersteller von Kälteanlagen / Wärmepumpen orientieren sich deshalb vordergründig an dieser Norm, denn die europäischen Richtlinien sind über das Produktsicherheitsgesetz und die zugehörigen Verordnungen in nationales Recht überführt. Laut DIN EN 378 sind je nach Sicherheitsgruppe des verwendeten Kältemittels spezielle Randbedingungen zu beachten (Füllmenge, Aufstellungsort, Verbindungstechniken etc.) Diese Bedingungen sind für FKW/HFWK einfacher einzuhalten, da die meisten dieser Kältemittel der Sicherheitsgruppe A1 (nicht brennbar, geringe Toxizität) und nur einige der Sicherheitsgruppe A2 (geringe Brennbarkeit, geringe Toxizität) angehören.
 - Propan hat eine höhere Brennbarkeit, aber eine geringe Toxizität (Sicherheitsgruppe A3). Die Normen legen maximale Füllmengen für die

Raumaufstellung fest. Weitere Randbedingungen beziehen sich auf Gehäuse als Maschinenraum mit Be- und Entlüftung, die Aufwand und Kosten in die Höhe treiben.

- Ammoniak ist gering brennbar und hat eine höhere Toxizität (Sicherheitsgruppe B2). Eine Innenaufstellung ist damit sehr schwierig zu realisieren, eine Außenaufstellung erfordert auch weitere Maßnahmen (Schutz der Umgebung). Ammoniak hat eine große Alarmwirkung durch den stechenden Geruch schon bei geringen, relativ ungefährlichen Konzentrationen. Dies kann dazu führen, dass schon bei sehr geringen Leckagen Fehlalarme ausgelöst werden.
 - CO₂ ist nicht brennbar und hat eine geringe Toxizität (Sicherheitsgruppe A1), aber eine hohe Drucklage. Die hohe Drucklage bringt meist eine andere Einstufung nach Druckgeräterichtlinie [EG 1997] mit sich (je nach Größe der Rohrleitungen, Komponenten etc. und der maximalen Drucklage). Damit sind deutlich kompliziertere Konformitätsbewertungsverfahren und -nachweise erforderlich. Auch an die Qualitätskontrolle werden in diesem Fall hohe Anforderungen gestellt (z.B. Prüfung von Schweißnähten etc.).
 - Kältemittel der Sicherheitsgruppe A2 (geringe Brennbarkeit) müssen prinzipiell nach den gleichen Vorschriften wie Kältemittel der Sicherheitsgruppe A3 behandelt werden. Im Falle der Aufstellräume und Füllmengen kommt aber die deutlich höhere untere Explosionsgrenze (LFL) zum Tragen und sorgt dafür, dass die Räume deutlich kleiner bzw. die Füllmengen deutlich größer sein können als bei Kältemitteln der Sicherheitsgruppe A3.
 - Normen dienen den Herstellern meist zur Konkretisierung der in den europäischen Richtlinien und nationalen Gesetzen festgelegten Anforderungen an die Sicherheit. Sie haben keine Gesetzeskraft, lassen aber im Falle von harmonisierten Normen (wie der EN 378-1) die Konformität mit den europäischen Richtlinien und nationalen Gesetzen vermuten. Die Hauptaussagen der Normen beziehen sich auf Füllmengenbeschränkungen und Anforderungen an Komponenten, Rohre, Verbindungen, Druckbehälter etc. Lösungen sind meist möglich, vergrößern aber den Aufwand und damit die Kosten dieser Systeme. So gesehen führen diese Anforderungen nur indirekt zu Markthemmnissen, indem sie die Systeme verteuern.
 - VDMA-Einheitsblätter sind eine gute Ergänzung zur europäischen Normung. Für den Betrieb von Kälteanlagen und Wärmepumpen mit CO₂ und brennbaren Kältemitteln der Sicherheitsgruppe A3 (nach DIN EN 378) sind aktuell neue Einheitsblätter entwickelt worden [VDMA 2011] [VDMA 2012]. Diese sollen Herstellern, aber vor allem Betreibern Hilfestellungen für die Konstruktion und den Betrieb von Kälteanlagen und Wärmepumpen mit den jeweiligen Kältemitteln unter Beachtung der Sicherheitsnormen geben. Für Hauswärmepumpen haben diese Einheitsblätter aber nur informativen Charakter, da Betreiber im Sinne dieser Einheitsblätter Unternehmen sind, die die Kälteanlagen ihren Mitarbeitern als (sichere) Arbeitsmittel zur Verfügung stellen müssen. Deshalb sind sie eher für Industrie-Wärmepumpen interessant.
- Anwendungstechnische Markthemmnisse:

- Schwierige Beschaffung von Komponenten: Dies gilt vor allem für die Verdichter. Aus der Literaturoswertung ist ersichtlich, dass sich die Hersteller hier um Fortschritte bemühen, die Befragung der WP-Hersteller zeigt aber, dass hier noch Nachholbedarf besteht. Andererseits gibt es auch positive Beispiele, bei denen die Hersteller keine Probleme mit der Komponenten-beschaffung signalisierten [Niemann 2012]. Die fehlende Vielfalt bei der Komponentenauswahl ist aber auch hier zu nennen. Diese verhindert auch wesentlich die notwendige Weiterentwicklung und Optimierung, so dass hocheffiziente Produkte derzeit eher selten sind. Die meisten WP-Verdichter sind standardmäßig nicht für Propan freigegeben. Copeland-Scroll-Verdichter, die von WP-Herstellern als verwendete Verdichter angegeben werden, findet man auf den offiziellen Seiten des Verdichterherstellers nicht für R290. Bei der Firma Danfoss findet man folgenden Hinweis: „Aufgrund des erhöhten Risikos beim Umgang mit brennbaren Kältemitteln ist es notwendig, einen formellen Vertrag zu unterzeichnen, der unter anderem besagt, dass sich der Anwender (Anlagenbauer) der Risiken bewusst ist und über das notwendige Fachwissen verfügt, Einheiten mit brennbaren Kältemittel zu fertigen, zu reparieren oder zu warten“. Solche Sätze sind für potentielle Anwender eher abschreckend. Auch bei Danfoss findet man offiziell nur die kleinen Hubkolbenverdichter für Propan. Für (elektronische) Einspritzventile gibt es maximal auf Anfrage eine Freigabe für Propan [Honeywell 2012]. Lediglich für die Wärmeübertrager (Verdampfer, Verflüssiger) sind in der Regel keine besonderen Freigaben notwendig. Hier ist nur die ggf. veränderte Auslegung zu beachten.
- Zu hohe Preise für die Komponenten: Da sehr viele Komponenten für die natürlichen Kältemittel nicht zum Standardprogramm der Lieferanten gehören, sind die Preise teilweise deutlich höher als für vergleichbare herkömmliche Komponenten.
- Relativ kompliziertes Konformitätsbewertungsverfahren: Hochdruckkältemittel oder brennbare Kältemittel erfordern nach Druckgeräterichtlinie bzw. Maschinenrichtlinie ein deutlich komplizierteres Konformitätsbewertungsverfahren. Dies äußert sich in deutlich mehr zu beachtenden weiteren Normen und umfangreicheren Dokumentationen, Risikobeurteilungen etc.
- CO₂ ist thermodynamisch bedingt für den Einsatz in reinen Heizungswärmepumpen weniger geeignet, für die Warmwasserbereitung besitzt es jedoch energetische Vorteile. Unter bestimmten Umständen (z.B. hoher Warmwasserbedarf bei niedrigem Heizungsbedarf im Passiv- oder Niedrigstenergiehaus) kann eine kombinierte Heizungs-Warmwasser-Wärmepumpe mit CO₂ energieeffizient betrieben werden.
- Markthemmnisse durch die aktuelle Förderpolitik:
 - Die Preise für fluorierte Kältemittel sind in Deutschland nicht durch Steuern künstlich erhöht, wie es in anderen Ländern (Dänemark, Slowenien, Norwegen, Australien) bereits üblich ist.
 - Es gibt keine spezielle Förderung von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln.

- Damit existieren momentan wenige Anreize, eine laufende Produktion umzustellen.
- Momentan gibt es keine Verbote bei der Verwendung von fluorierten Kältemitteln in Wärmepumpen
- Markthemmnisse durch mangelnde Kundenakzeptanz:
 - Für viele Kunden sind die Investitionskosten immer noch das entscheidende Kaufkriterium. Hier sind Wärmepumpen mit FKW/HFKW im Vorteil, da aufgrund der Vielzahl der Hersteller von Anlagen und Komponenten die Konkurrenzsituation erheblich ist. Auch sind Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln durch die schon beschriebenen teureren Komponenten insgesamt teurer.
 - HFKW werden in vielen Werbebroschüren der Wärmepumpenhersteller als umweltfreundliche Kältemittel angepriesen, da sie kein Ozonzerstörungspotenzial besitzen. Die sehr hohen Treibhausgasemissionen (GWP), die bei einer Freisetzung des Kältemittels entstehen, werden nicht erwähnt.
 - Propan-WP wurden bis vor kurzem nur als Außenluft-WP für die Außenaufstellung angeboten. Dies schränkte die Möglichkeiten der Anwender ein, die entweder keine Möglichkeit der Außenaufstellung haben oder sich aus anderen Gründen eher für die Aufstellung im Innenraum entschieden haben.
 - Viele Kunden haben Sicherheitsbedenken bezüglich der Brennbarkeit / Explosionsgefahr.

7.4 Lösungen zur Beseitigung von Markthemmnissen

7.4.1 Normen und Rechtsvorschriften

Die Hilfe bei der sicherheitstechnischen Betrachtung und die Überarbeitung/Vereinfachung der Sicherheitsnormen werden mit 56 % bzw. 48 % sehr häufig von den Herstellern genannt, wenn es darum geht, wie sie zum Einsatz natürlicher Kältemittel in ihren Wärmepumpen bewegt werden können. Zu den Normen wird im folgenden Abschnitt etwas ausgeführt. Die Hersteller, die sich schon intensiv mit brennbaren Kältemitteln für ihre Wärmepumpen auseinandergesetzt haben, lehnen eine „Aufweichung“ der Sicherheitsstandards ab [Schober 2012], [Brändli 2012]. Nur der sorgfältige Umgang mit den brennbaren Kältemitteln ermöglicht einen sicheren Betrieb und ist die beste Werbung für diese Technik. Bei unsachgemäßer Behandlung, vor allem bei der Wartung von nicht standardgerechten Anlagen, sind sonst Unfälle möglich. [Niemann 2012] führt dazu aus, dass es bezüglich der Sicherheit keine unlösbaren Probleme bei Wärmepumpen mit brennbaren Kältemitteln gebe. Selbst für eine Innenaufstellung sind mit einem gewissen technischen Aufwand Lösungen zu finden, die sowohl sicher sind als auch den aktuellen Richtlinien entsprechen. Der teilweise Einsatz von ex-geschützten Komponenten (Steuerung, Lüfter) in Kombination mit einer Gasdetektion kann die Maschinen sicher machen. Im Falle der Innenaufstellung käme zusätzlich ein Gehäuse mit Zwangslüftung als Maschinenraum zum Einsatz.

Mit der Erstellung der VDMA-Blätter 24020 Teil 3 [VDMA 2011] und Teil 4 [VDMA 2012] wird versucht, Betreibern von Kälteanlagen und Wärmepumpen mit CO₂ bzw. brennbaren

Kältemitteln (meistens Propan) eine Hilfestellung zu geben, was sie im Umgang mit solchen Kälteanlagen / Wärmepumpen beachten müssen. Die VDMA-Einheitsblätter sprechen hauptsächlich Anwender in Industrie und Gewerbe an. Aber auch für die Hersteller solcher Anlagen sind nützliche Hinweise in den VDMA-Einheitsblättern enthalten. Wobei für die Herstellung von Anlagen hauptsächlich die DIN EN 378 [DIN 2012] von den Produzenten verwendet wird, weil diese als harmonisierte Norm die Konformität mit den europäischen Richtlinien vermuten lässt.

7.4.2 Anwendungstechnik

Wie können die Komponentenhersteller dazu bewegt werden, ihre Bauteile für brennbare Kältemittel freizugeben? Die Beantwortung dieser Frage ist der Schlüssel für die Beseitigung dieser Markthemmnisse.

Da gegenwärtig nur geringe bzw. nicht ausreichend große Stückzahlen dieser Erzeugnisse angefragt werden, sind kostenaufwendige Zulassungen der Komponenten für brennbare Kältemittel offensichtlich nicht rentabel. Entsprechend den marktwirtschaftlichen Regeln würde sich an dieser Marktsituation etwas ändern, wenn entsprechend größeres Absatzpotenzial für die Komponentenhersteller erkennbar wird.

Am 07.11.2012 wurde von der Europäischen Kommission ein Vorschlag für eine erhebliche Verringerung der fluorierten Gase (sogenannter F-Gase) durch Neufassung der F-Gase-Verordnung [EG 2006] vorgelegt. In Abhängigkeit der Umsetzung dieses Vorschlages werden die Weichen weg von den synthetischen HFKW-Kältemitteln und möglicherweise in Richtung eines stärkeren Einsatzes natürlicher Kältemittel gestellt.

Wenn von administrativer/politischer Seite der Einsatz natürlicher Kältemittel durch entsprechende Rahmenbedingungen bevorteilt bzw. der von synthetischen Kältemitteln benachteiligt wird (siehe auch folgende Abschnitte), hat dies mit großer Wahrscheinlichkeit entsprechende Auswirkungen auf die Marktsituation auch in Bezug auf die Komponentenhersteller.

7.4.3 Politik und Förderung

Ein Vorteil der Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ist, dass sie nicht unter die Kontrollpflichten aus der F-Gase-Verordnung [EG 2006] fallen. Bei Systemen mit mehr als 3 bzw. 6 kg Füllmenge sieht diese eine mindestens jährliche Überprüfung auf Dichtheit für FKW/HFKW-haltige Wärmepumpen vor. Die konsequente Umsetzung und Kontrolle der Einhaltung der F-Gase-Verordnung [EG 2006] hätte nach [Schober 2012] einen Einfluss auf die Wahl des Kältemittels durch Anlagenbetreiber, die die Wartungskosten ihrer Anlagen möglichst gering halten möchten. In Frankreich und Großbritannien gäbe es diesbezüglich mehr Kontrollen als in Deutschland und Österreich. Um Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln stärker in den Fokus potentieller Betreiber zu rücken, müssten diese (zusätzlichen) Kosten für FKW/HFKW-Wärmepumpen den Verbrauchern verpflichtend beim Vertrieb der Wärmepumpen mitgeteilt werden.

Weiter wäre eine Novellierung des Marktanreizprogramms hin zu einer stärker ökologisch orientierten Förderung sinnvoll. Dies könnte so aussehen, dass nicht nur ein Grenzwert für die Förderung entscheidend ist, sondern dass die Höhe der Förderung z.B. abhängig vom TEWI-Wert der gesamten Anlage gemacht wird. Dies würde bedeuten, dass sowohl die energetische Effizienz (als Maß für den indirekten Anteil an den Treibhausgasemissionen) als auch die direkten Kältemittlemissionen (anhand statistisch fundierter Annahmen zu den

Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln

Kältemittelverlusten während des Betriebs und der Entsorgung) in die Bewertung mit einfließen und so die diesbezüglich besten Maschinen die höchste Förderung erhalten.

Dies könnte konkret folgendermaßen aussehen (siehe Tabelle 32):

Tabelle 32: Vorschlag für Novellierung des Marktanreizprogramms

Förderbetrag	Bedingung	Beispiel
Grundbetrag (entspricht jetziger BAFA- Förderung)	Wenn WP in BAFA-Liste enthalten	Sole-Wasser, Wasser-Wasser: 2400 € + (P _{Nenn} -10 kW) * 120 € Luft-Wasser: 900 € (ab P _{Nenn} =20 kW: 1200 €)
+ COP-Bonus	Für jeden Zehntel Prozentpunkt, den die Wärmepumpe besser ist als der Grenzwert	+ (COP _{Ist} - COP _{Grenz}) * 150 €
(- Malus)	Für direkten Einfluss der Treibhausgasemissionen	- (Grundbetrag + COP-Bonus) * 20%
+ KM-Bonus	(Alternativ statt Malus) für den Einsatz natürlicher KM	+ (Grundbetrag + COP-Bonus) * 20%

P_{Nenn} - Nennwärmeleistung der Wärmepumpe
 COP_{Ist} - tatsächlicher COP der Wärmepumpe (in einem bestimmten Auslegungspunkt)
 COP_{Grenz} - Grenzwert des COP, bei Überschreitung gibt es einen Bonus

Die Gesamtförderung der Wärmepumpe würde sich dann aus dem Grundbetrag plus COP-Bonus plus KM-Bonus zusammensetzen. Diese Dinge ließen sich auch in einer Richtlinie noch überschaubar darstellen.

7.4.4 Kundenakzeptanz

Für den Endverbraucher (von Hauswärmepumpen) spielen vor allem die Investitions- und Betriebskosten eine große Rolle. Wie im Abschnitt 6.4.7 zusammengefasst, sind die heute auf dem Markt angebotenen Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln hinsichtlich der Kosten den HFKW-Wärmepumpen unterlegen. Die ökologische Bilanz von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ist für fast alle betrachteten Systeme besser als die für HFKW-Wärmepumpen, aber wie bereits in Kapitel 6.4 dargestellt, gibt es ein zum Teil erhebliches Verbesserungspotenzial bezüglich des Endenergiebedarfs dieser Anlagen, respektive der Jahresarbeitszahl. Demnach müssen hier in zwei Richtungen Fortschritte erzielt werden:

1. Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln müssen in ihrer energetischen Bilanz deutlich besser werden als gegenwärtig. Damit kann sowohl die ökologische Bilanz weiter verbessert, als auch die Höhe der Betriebskosten deutlich gesenkt werden. Mögliche Maßnahmen dafür sind im folgenden Abschnitt 7.5 zusammengestellt. Thermodynamisch betrachtet besitzt Propan (der wichtigste Vertreter für den Einsatz in Hauswärmepumpen) das Potenzial dazu, höchste COP und Jahresarbeitszahlen zu erreichen.
2. Die Investitions- und Betriebskosten für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln müssen deutlich sinken. Hierbei können verschiedene Wege aufgezeigt werden:
 - a. Zum einen sollte durch gezielte Förderung der Entwicklung von Wärmepumpen mit natürlichen KM bzw. auch Komponenten die technologische Entwicklung dieser Wärmepumpen weiter vorangetrieben werden. Momentan ist die Technik von Wärmepumpen mit HFKW deutlich ausgereifter, da in diesem Segment mehr WP-Hersteller und eine Vielzahl von Komponentenherstellern anzutreffen

sind, die in den letzten Jahren viel Forschungs- und Entwicklungsarbeit geleistet haben. Dies blieb aber bei Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln aus.

- b. Viele Propan-Wärmepumpen wurden aus Gründen der Unzuverlässigkeit und der problematischen Ersatzteilverfügbarkeit in den letzten Jahren vom Markt genommen [Schober 2012]. Wenn die Beseitigung dieser Probleme verbessert wird, können auch die Preise für solche Maschinen nach unten korrigiert werden.
- c. Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln könnten mit besonderen Programmen speziell gefördert werden, um den Nachteil der höheren Investitionskosten auszugleichen (siehe Abschnitt 7.4.3). Einen ähnlichen Effekt würden z.B. eine Besteuerung der HFKW und damit eine künstliche Verteuerung der Wärmepumpen mit HFKW hervorrufen. Allerdings ist der Hebel für solch eine Maßnahme nicht sehr groß, da die Füllmenge für Hauswärmepumpen klein ist und damit der Anteil der Kosten für das Kältemittel an den Gesamtkosten nicht sehr hoch ist. In Dänemark, wo HFKW besteuert werden, ist der Anteil an Hauswärmepumpen mit natürlichen Kältemittel nicht höher als im Rest Europas [Maratou 2012].

Durch gezielte Informationen der Verbraucher könnten auch die im Abschnitt 7.3 ermittelten Hemmnisse abgebaut werden. Entscheidend hierfür ist sicherlich das Herausstellen der Vorteile dieser Anlagensysteme und der Beherrschbarkeit der Technik.

Unabhängig von den Herstellern sollte die Information der Verbraucher und auch der Installationsbetriebe verbessert werden. Einige (ehemalige) Hersteller von Propan-Wärmepumpen gaben an, dass es schwierig sei, kompetente Service-Betriebe zu finden. Gerade im Hinblick auf die Sicherheit könnten hier auch (geförderte) Weiterbildungsprogramme Abhilfe schaffen.

Die Herausgabe einer Informationsbroschüre für Verbraucher kann die Sensibilität für dieses Thema vergrößern:

- Grundlagenvermittlung zu den Wärmepumpen, insbesondere Energieflussbild „Primärenergie – elektrischer Strom – Umweltenergie – Wärmeenergie zum Heizen“;
- Informationen zu den Umweltaspekten bei der Nutzung von verschiedenen Kältemitteln;
- Benennung der besonderen Bedingungen bei der Nutzung von natürlichen Kältemitteln;

Eingehen auf die Sicherheitsaspekte und die diesbezüglichen Lösungen.

7.5 Möglichkeiten der Verbesserung der TEWI-Bilanz von HFKW-freien WP

7.5.1 Auslegung und Anlagenkomponenten

Da bei HFKW-freien Wärmepumpen der direkte Treibhauseffekt durch Kältemittlemissionen gleich oder nahe Null ist, beeinflusst lediglich der Energieverbrauch als indirekter Effekt die TEWI-Bilanz. Im Folgenden werden verschiedene Maßnahmen aufgezeigt, die die Energieeffizienz steigern können – teilweise auch nur für bestimmte Kältemittel.

Grundsätzlich gilt, dass die Energieeffizienz von Kälteanlagen positiv beeinflusst werden kann durch folgende Maßnahmen:

- Integrale Planung und Optimierung des Gesamtsystems, das heißt der Bereiche: Anlage zur Kälteerzeugung – Anlage zur Kältenutzung – Rückkühltechnik – ggf. Anlage zur Bereitstellung der Antriebsenergie;
- Sorgfältige Auslegung des Kreislaufes und der einzelnen Komponenten;
- Einsatz innovativer Anlagenkomponenten im Kältekreislauf;
- entsprechend präzise und geeignete Mess-, Steuer- und Regeltechnik;
- drehzahlgeregelte Verdichter, regelbare (elektronische) Expansionseinrichtungen (insbesondere bei wechselnden Lastfällen);
- effiziente Wärmeübertrager, z.B. Minichannel-Technologie;
- optimale Rückkühltechnik;
- optimale Auswahl des für die jeweilige Anwendung am besten geeigneten Kältemittels und optimale Kältemittelfüllmenge.

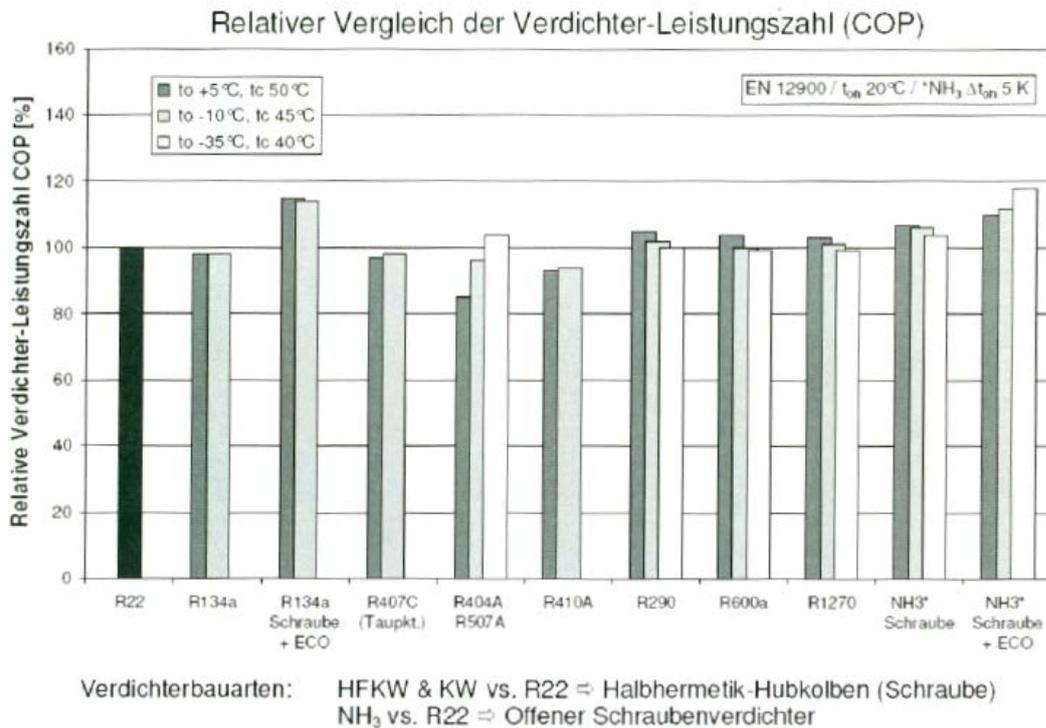
7.5.2 ECO-System bei Ammoniak-Kälteanlagen mit Schraubenverdichter

Beim ECO-System wird ein Teilstrom des verflüssigten Kältemittels gedrosselt, zur Unterkühlung des Hauptstromes genutzt - dabei verdampft - und anschließend dem Schraubenverdichter über einen zusätzlichen Sauggasanschluss im Rotorgehäuse auf Mitteldruckniveau wieder zugeführt. Durch die zusätzliche Flüssigkeitsunterkühlung des Hauptstromes wird eine deutlich erhöhte Kälteleistung, insbesondere bei hohen Druckverhältnissen, erreicht. Der Leistungsbedarf des Verdichters erhöht sich hingegen vergleichsweise geringfügig. Insbesondere bei hohen Druckverhältnissen wie z.B. in Tiefkühlanlagen sind Verbesserungen der Leistungsziffer von etwa 15% möglich.

Die Abbildung 50 [Renz 2003] zeigt deutlich die energetischen Vorteile des Kältemittels Ammoniak (NH_3) im Vergleich zu anderen Kältemitteln in den verschiedenen Temperaturbereichen der Anwendung.

Deutlich wird bei dem Vergleich auch, dass durch den Einsatz eines ECO-Systems bei Schraubenverdichter-Kälteanlagen der ohnehin vorhandene Vorteil des Kältemittels NH_3 noch gesteigert werden kann. Schraubenverdichteranlagen werden vorrangig im Bereich größerer Leistungen eingesetzt. Jedoch werden die in der Abbildung gezeigten Effizienzsteigerungen (ca. 15%) bei Anwendungen wie z.B. in Tiefkühlanlagen mit Verdampfungstemperaturen $t_0 = -35^\circ\text{C}$ wirksam, im typischen Einsatzbereich für Wärmepumpen mit $t_0 = -10$ oder $+5^\circ\text{C}$ wäre ein ECO-System für NH_3 -Anlagen mit deutlich geringeren Vorteilen verbunden (Effizienzsteigerung $< 5\%$).

Abbildung 50: Relativer Vergleich der Verdichter-Leistungszahl (COP) verschiedener Kältemittel [Renz 2003]



7.5.3 Innerer Wärmeübertrager (IHX)

Im inneren Wärmeübertrager (IHX) wird die Kältemittel-Flüssigkeit nach dem Verflüssiger bzw. vor der Expansionseinrichtung der Kälteanlage unterkühlt. Diese Unterkühlung wird durch Überhitzung des im Gegenstrom fließenden Sauggasstromes bewirkt. Die Unterkühlung des Kältemittels und damit der erreichbare Zugewinn an Kälteleistung können sich insgesamt positiv auf die Effizienz des Kälteprozesses auswirken.

Allerdings muss andererseits beachtet werden, dass durch Einsatz des IHX das Kältemittel im Ansaugzustand des Verdichters zusätzlich überhitzt wird. Dies kann in Abhängigkeit von der Art des Kältemittels, d.h. konkret abhängig vom Verlauf der Verdichtung des Kältemittels, zu einer hohen Verdichtungsendtemperatur sowie zu einer größeren Verdichterleistungsaufnahme führen. Dadurch kann sich der IHX bezüglich der Effizienz des Kälteprozesses insgesamt auch nachteilig auswirken.

Inwieweit ein IHX für den Kälteprozess insgesamt vor- oder nachteilig ist, hängt sehr stark vom (temperaturabhängigen) Isentropenexponenten des Kältemitteldampfes ab, da dieser den Verlauf der Verdichtung maßgeblich beeinflusst.

Bei geeigneten Kältemitteln mit entsprechend kleinen Werten für die Isentropenexponenten können die energetischen Vorteile des IHX im Kälteprozess bis zu 20 % betragen.

Nach entsprechenden Aussagen in der Literatur [Förster 2003] sind Kältemittel mit Isentropenexponenten in der Dampfphase < 1,0 für IHX-Anwendungen geeignet.

Für Kältemittel mit größeren Isentropenexponenten sollte eine Einzelfallprüfung vorgenommen werden.

Für das Kältemittel Propan mit einem Isentropenexponenten von etwa 1,1 bei 0°C ist bereits aus der Praxis bekannt, dass der Einsatz des IHX zwischen Saug- und Flüssigkeitsleitung in der

Regel vorteilhaft ist, da die im IHX genutzte Überhitzungsenthalpie hoch in Relation zur Zunahme des spezifischen Sauggasvolumens ist. Dadurch kann die Effizienz des Kälteprozesses verbessert werden. Mit zunehmender Überhitzung vergrößert sich die volumetrische Kälteleistung [Bitzer KT660].

Bei anderen KW-Kältemitteln, wie Propen oder Butan mit einem ähnlich großen Isentropenexponenten wie für Propan, kann ein IHX ebenso energetisch vorteilhaft sein. Allerdings muss vor allem in diesem Grenzbereich jeder IHX-Anwendungsfall einer individuellen Prüfung unterzogen werden.

Einige HFKW-Kältemittel und -Gemische, wie R125, R143a bzw. R404A, R507 weisen im entsprechenden Temperaturbereich relativ kleine Isentropenexponenten von ca. 1,0 bzw. sogar kleinere Werte auf. Für diese Kältemittel ist die Anwendung eines IHX in der Regel vorteilhaft und führt zur Erhöhung der Leistungsziffer [Förster 2003].

Weitere HFKW-Kältemittel und Gemische mit größeren Isentropenexponenten, wie R134a, R407C, R410A sind nur mit Einschränkungen für IHX-Anwendungen geeignet, d.h. auch hier muss im Einzelfall geprüft werden [Förster 2003].

Der genannte Grenzwert von 1,0 für den Isentropenexponenten der Dampfphase ist als Richtwert zu verstehen. Bei deutlich größeren Werten ist es allerdings nicht zu empfehlen, einen IHX in den Kälteprozess zu integrieren.

Für CO₂ als Kältemittel im überkritischen Prozess ist eine besondere Betrachtung zur Anwendung von IHX durchzuführen (siehe Abschnitt 7.5.4).

Die aus der Überhitzung des Sauggases resultierende höhere Verdichterendtemperatur ist bei Anwendung eines IHX in jedem Fall zu beachten. Diese hohe Temperatur kann einerseits genutzt werden, beispielsweise zur Warmwasserbereitung o.ä., andererseits können zu hohe Verdichterendtemperaturen auch zu Problemen führen, wie thermische Belastung der Bauteile oder Verkokung des Kältemaschinenöls. Insbesondere bei Kältemitteln mit großem Isentropenexponenten (z.B. Ammoniak), bei denen die Anwendung von IHX allerdings ohnehin nicht empfohlen wird, kann die hohe Verdichterendtemperatur problematisch sein.

In Tabelle 33 ist die Eignung natürlicher Kältemittel für IHX-Anwendung zusammengestellt:

Tabelle 33: Eignung natürlicher Kältemittel für den Einsatz eines inneren Wärmeübertragers (IHX)

Bezeichnung	Kältemittel	Isentropenexponent* (Taulinie, t''=0°C)	Eignung für IHX**
R 717	NH ₃	1,31	C
R 744	CO ₂	1,26	***
R 170	Ethan	1,20	C
R 290	Propan	1,07	A
R 600	Butan	1,07	B
R 600a	Iso-Butan	1,06	B
R 1150	Ethen (Ethylen)	1,13	(nur für Tief-Temp.-Anw.)
R 1270	Propen (Propylen)	1,09	B

* Berechnung mit Stoffwertberechnungsprogramm REFLIB

** A: IHX ist vorteilhaft zur Erhöhung der Energieeffizienz

B: IHX energetisch vertretbar, höhere Verdichtungsendtemperatur

C: IHX nicht zu empfehlen, auch ohne IHX hohe (nutzbare) Verdichtungsendtemperatur
 *** Besonderheiten der überkritischen Prozessführung beachten (siehe Abschnitt 7.5.4)

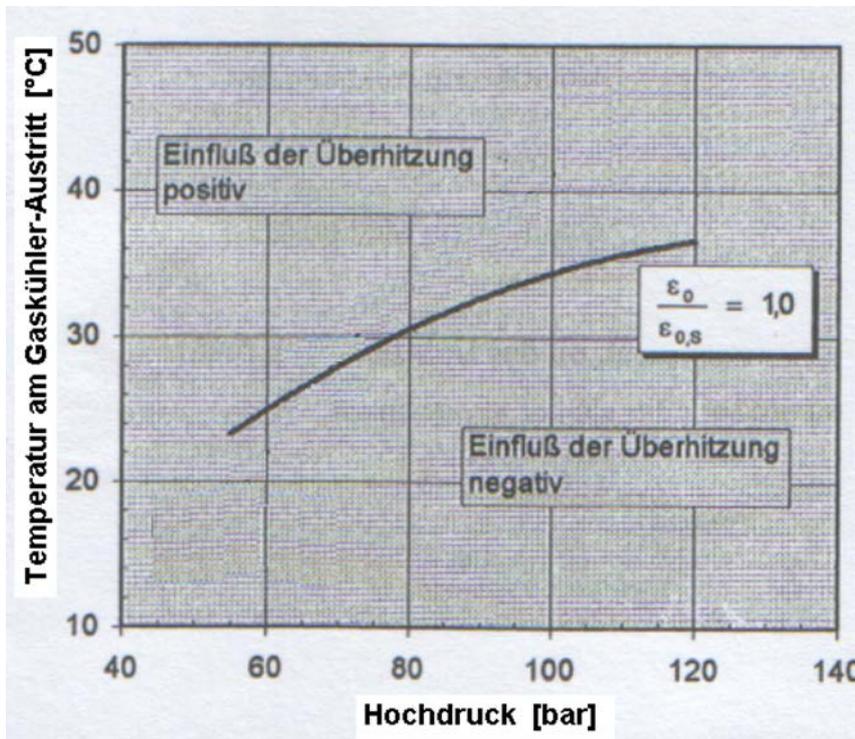
7.5.4 Innerer Wärmeübertrager (IHX) bei überkritischen CO₂-Kälteprozessen

Bei überkritischen CO₂-Kälteprozessen wird der IHX analog eingesetzt wie im Abschnitt 7.5.3 beschrieben. Der einzige Unterschied besteht darin, dass bei dieser Prozessart statt des Verflüssigers ein Gaskühler vorhanden ist und mit dem nachgeschalteten IHX das Gas weiter abgekühlt wird, bevor es expandiert wird.

Überkritische CO₂-Kälteprozesse weisen vor allem bei hohen Gaskühleraustrittstemperaturen schlechte Leistungsziffern und damit gegenüber Prozessen mit anderen natürlichen sowie HFKW-Kältemitteln deutliche Nachteile auf. Dieser Nachteil des überkritischen CO₂-Kälteprozesses kann durch Einsatz eines IHX abgemildert werden.

Speziell für überkritische CO₂-Kälteprozesse wurde in einer Arbeit [Grohmann 1998] der Einfluss von IHX auf die Energieeffizienz untersucht. Wie in Abbildung 51 gezeigt wird, gibt es dabei in Abhängigkeit von den Prozessparametern Hochdruck und Gaskühler-Austrittstemperatur Bereiche mit positivem Einfluss eines IHX auf die Effizienz der Anlage sowie Bereiche mit negativem Einfluss. Oberhalb der Kurve in Abbildung 51 wirkt sich ein IHX im überkritischen CO₂-Kälteprozess vorteilhaft aus, unterhalb nachteilig.

Abbildung 51: Bereiche mit positivem bzw. negativem Einfluss des IHX (bzw. der Überhitzung) beim überkritischen CO₂-Kälteprozess [Grohmann 1998]



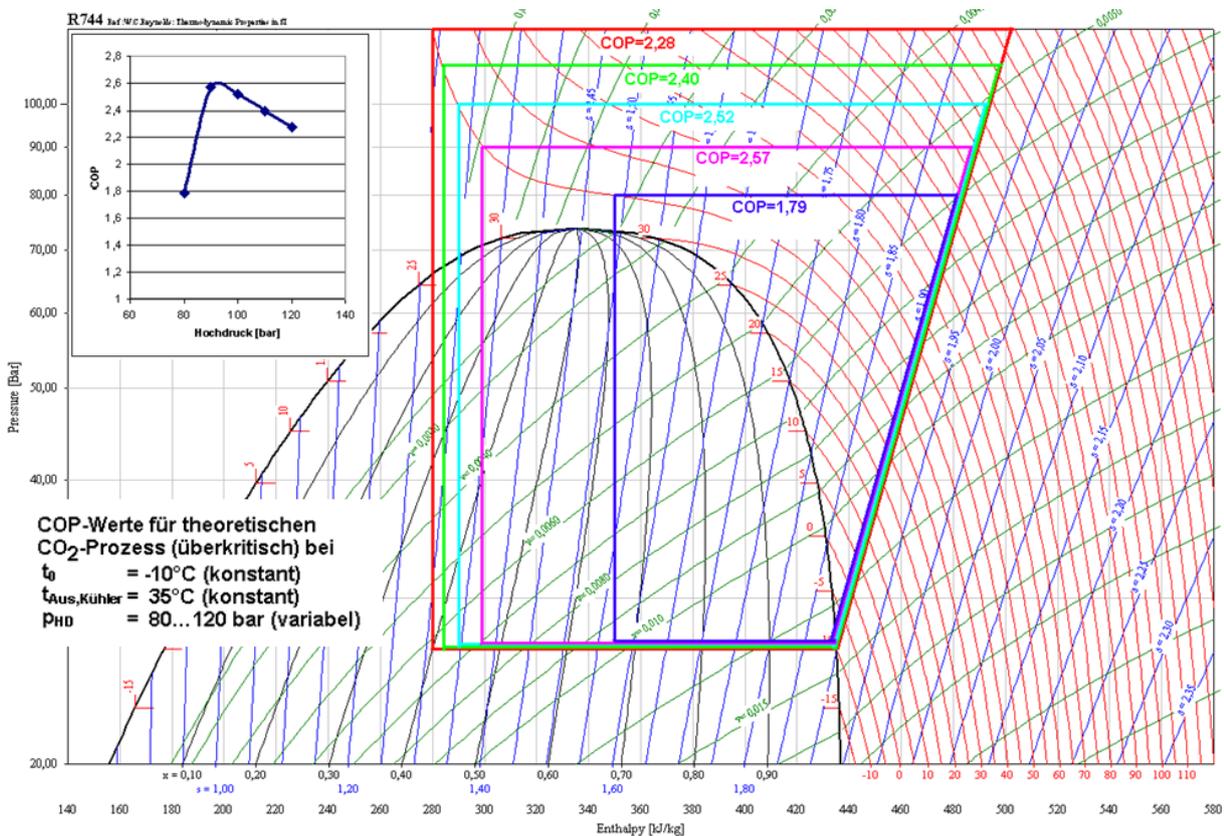
7.5.5 Optimale Gaskühler-Austrittstemperatur beim überkritischen CO₂-Kälteprozess

Wie in Abbildung 52 [Röllig 2008] beispielhaft gezeigt wird, ist bei überkritischen CO₂-Kälteprozessen die richtige Auslegung der Gaskühler-Austrittstemperatur bzw. des Hochdruckes sehr wesentlich für die optimale Energieeffizienz einer solchen Anlage. Im Bild sind fünf überkritische CO₂-Prozesse im lgp,h-Diagramm dargestellt mit jeweils -10°C Verdampfungstemperatur und 35°C Gaskühleraustrittstemperatur, lediglich der Hochdruck variiert für die

fünf Prozesse. Es wird deutlich, dass mit steigendem Hochdruck die Effizienz zunächst zunimmt, bei diesem Beispiel etwa bei 90 bar einen Maximalwert hat (COP = 2,57) und bei weiter steigenden Drücken wieder abnimmt.

Niedrige Gaskühler-Austrittstemperaturen wirken sich grundsätzlich positiv auf die Effizienz überkritischer CO₂-Kälteprozesse aus. Allerdings ist dieser Prozessparameter nicht immer optimal erreichbar bzw. einstellbar, z.B. bei Wärmepumpenbetrieb bei entsprechenden Heiztemperaturanforderungen oder bei einer Kälteanlage mit luftgekühltem Gaskühler bei entsprechend hohen Umgebungstemperaturbedingungen. Dieser Nachteil lässt sich ggf. durch Einsatz eines IHX (siehe Abschnitt 7.5.4) abmildern.

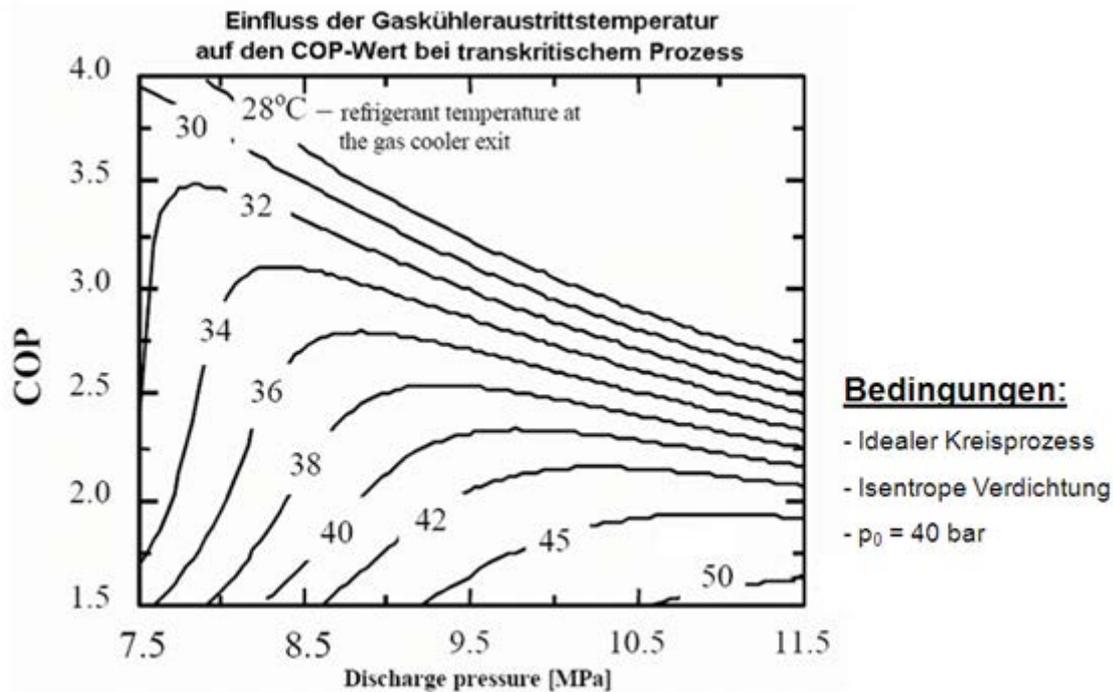
Abbildung 52: Leistungszahlen als Funktion des Hochdruckes (bei konstanter Gaskühler-Austrittstemperatur für überkritische CO₂-Kälteprozesse [Röllig 2008])



Durch eine weitere Darstellung aus der Literatur [Bullard 2004] wird diese Aussage zur Abhängigkeit der Leistungsziffer von Gaskühler- Austrittstemperatur und Hochdruck bei überkritischen CO₂-Kälteprozessen bestätigt (s. Abbildung 53). Hier wird für überkritische CO₂-Kälteprozesse mit einheitlicher Verdampfungstemperatur t_0 von jeweils ca. 5 °C (entspricht $p_0=40\text{bar}$) für variierende Gaskühler-Austrittstemperaturen (von 28 bis 50 °C) dargestellt, für welchen Hochdruck im Bereich von 7,5 bis 11,5 MPa sich jeweils der optimale COP-Wert einstellt.

Für 32 °C Gaskühler-Austrittstemperatur ergibt sich beispielsweise ein Hochdruck von ca. 7,8 MPa zur Erlangung des optimalen COP-Wertes, für 34 °C ca. 8,3 MPa, für 36 °C ca. 8,8 MPa usw.

Abbildung 53: Einfluss von Gaskühler-Austrittstemperatur und Hochdruck auf den COP-Wert für überkritische CO₂-Kälteprozesse mit t₀ von ca. 5°C [Bullard 2004]



In der Praxis existieren firmenspezifische Berechnungsprogramme bzw. Tabellenwerke zur Ermittlung der für den jeweiligen Betriebspunkt optimalen Prozessparameter, um eine optimale Leistungszahl (COP) mit einer überkritischen CO₂-Kälteanlage zu erreichen.

7.5.6 Optimale Kältemittelfüllung beim überkritischen CO₂-Kälteprozess

Der Hochdruck, der sich in einem überkritischen CO₂-Kälteprozess einstellt, wird auch durch die Kältemittelfüllmenge beeinflusst. Damit wirkt sich die Kältemittelfüllmenge auch unmittelbar auf die Leistungsziffer aus (siehe auch Erläuterungen im vorhergehenden Abschnitt 7.5.5).

In Abbildung 54 und Abbildung 55 [Köhler 1998] ist qualitativ der Einfluss der Kältemittelfüllmenge auf die Leistungsziffer (COP) des Prozesses dargestellt.

In Abhängigkeit der erreichbaren Gaskühler-Austrittstemperatur muss für einen optimalen COP-Wert ein bestimmter Hochdruck eingestellt werden und dieser wiederum wird durch die Kältemittelfüllmenge beeinflusst. Bei zu geringer Füllmenge sind der gewünschte Hochdruck und damit der optimale COP nicht zu erreichen - ebenso wenig wie bei zu großer Füllmenge, wo sich der Hochdruck über dem optimalen Wert einstellt.

In der Praxis wird oftmals mit Pufferbehältern und geeigneten Schaltungsvarianten (siehe Literatur z.B. [DKV 1998], [Röllig 2008]) gearbeitet, mit denen die notwendige zirkulierende Kältemittelmenge für optimale Effizienz eingestellt werden kann.

Abbildung 54: Einfluss der Kältemittelfüllmenge auf den Hochdruck und damit auf den optimalen COP-Wert beim überkritischen CO₂-Kälteprozess [Köhler 1998]

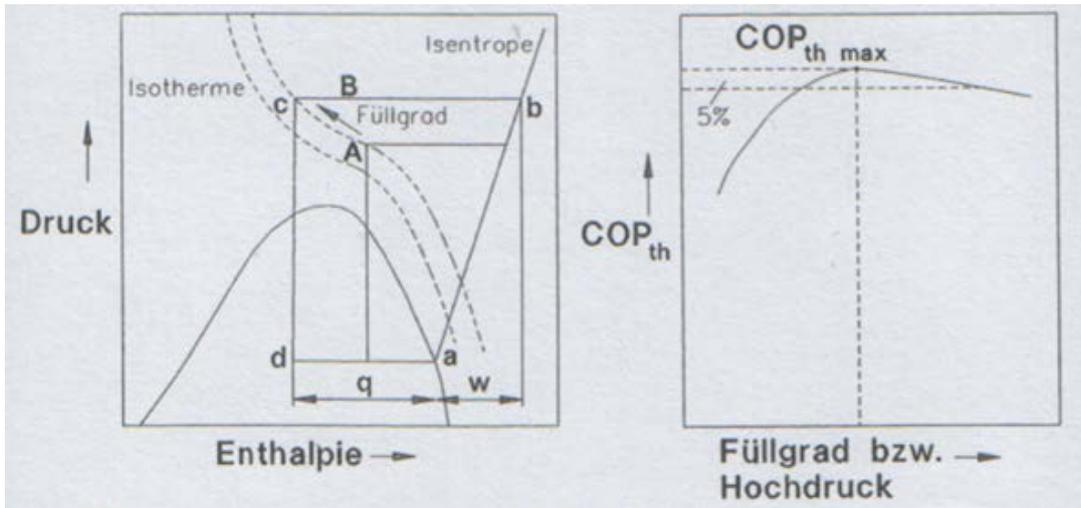
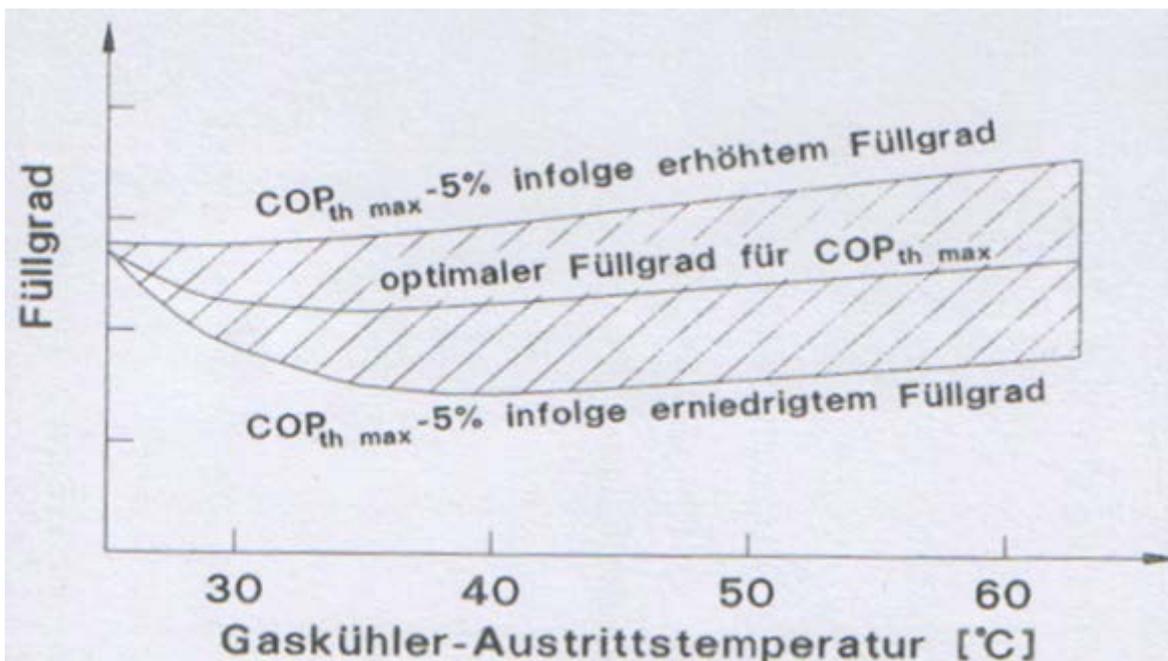


Abbildung 55: Einfluss der Kältemittelfüllmenge bei verschiedenen Gaskühler-Austrittstemperaturen auf den optimalen COP-Wert beim überkritischen CO₂-Kälteprozess [Köhler 1998]



7.5.7 Expansionsmaschinen und Ejektoren

Um Kälteprozesse in der Energieeffizienz zu verbessern, können Bauteile zur Rückgewinnung technischer Arbeit eingesetzt werden: Expansionsmaschinen oder Ejektoren. Meist rentieren sich solche Systeme wegen der zusätzlichen Investitionen nur im sehr großen Leistungsbereich; und bislang kommen sie nur in Ausnahmefällen, d.h. besonders im Forschungsbereich zum Einsatz. Als praktische Anwendung sind Expansionsmaschinen für konventionelle Standard-Kaltwassersätze lediglich im MW-Leistungsbereich bekannt geworden. Für Wärmepumpen-Anwendungen im üblichen Leistungsbereich wird aus Gründen der Rentabilität auf die Rückgewinnung technischer Arbeit bei der Expansion des Kältemittels bislang verzichtet.

Da CO₂-Prozesse bei überkritischer Prozessführung im Vergleich mit anderen Kältemitteln (wie z.B. HFKW) für Anwendungen (wie z.B. Klima-Kälteanlagen oder Heizungs-Wärmepumpen) nur

relativ geringe COP-Werte aufweisen⁷, wird intensive Forschungsarbeit in Richtung der Integration von Expansionsmaschinen bzw. Ejektoren geleistet, um die Effizienz besonders der überkritischen CO₂-Prozesse zu verbessern und wettbewerbsfähig zu machen.

Einige spezifische Besonderheiten dieser beiden Systeme, die aus diesen theoretischen Untersuchungen hervorgegangen sind, zeigt Tabelle 34 aus [Röllig 2008]:

Tabelle 34: Vergleich spezifischer Eigenschaften von Expansionsmaschine und Ejektor (auf Basis theoretischer Untersuchungen)

Expansionsmaschine	Ejektor
<ul style="list-style-type: none"> - Ersatz des Expansionsventils, reduziert die Drosselverluste - Verbesserung der Leistungszahl wegen reduzierter Verdichtearbeit - Systeme arbeiten, z.B. für CO₂-Prozesse, am effektivsten bei Bedingungen (hohe Umgebungstemperatur), die normalerweise ungünstig sind - Erlaubt ggf. eine weniger effiziente innere Wärmeübertragung 	
<ul style="list-style-type: none"> - Nominell effizienter 	<ul style="list-style-type: none"> - Deutlich geringere Kosten - Keine rotierenden/oszillierenden Teile
<ul style="list-style-type: none"> - Außerhalb der Nennbedingungen ist es schwierig, die hohe Effizienz zu erhalten 	<ul style="list-style-type: none"> - Leichter zu regeln - Wirkt als Hochdruckregler
<ul style="list-style-type: none"> - Sehr großes Potenzial bei Anlagen mit dem Kältemittel CO₂ wegen der großen Expansionsverluste 	<ul style="list-style-type: none"> - Wegen großer Sekundärvorteile ergeben sich große Potenziale für andere Kältemittel (HFKW) - Sekundärvorteile sind z.B.: reduziertes Druckverhältnis, verbesserte Effizienz des Verdichters, ggf. verbesserte Verdampfeintrittsbedingungen (Wärmeübergangs-Koeffizient, KM-Verteilung)

7.5.8 Expansionsmaschinen speziell für CO₂-Kältekreisläufe

In Abbildung 56 und Abbildung 57 sind detailliert Untersuchungen zu Expansionsmaschinen in ein- bzw. zweistufigen Prozessen mit dem Kältemittel CO₂ dargestellt. Diese Untersuchungen wurden an überkritischen Prozessen durchgeführt. Im Rahmen eines Forschungsthemas an der TU Dresden sind verschiedene Schaltungsarten und verschiedene in den Kältekreislauf integrierte Komponenten untersucht und die dabei maximal erreichbaren Leistungszahlen gegenübergestellt worden [Heyl 1999].

Für diese vergleichende Betrachtung wurden folgende Prozess-Parameter zugrunde gelegt:

- Verdampfungstemperatur $t_0 = 0^\circ C$
- Überhitzung (Verdichtereintritt) $\Delta t_{\dot{U}} = 10 K$
- Gaskühler-Austr.-Temp. (Mitteldruck/Hochdruck) $t_{Aus, MP} = t_{Aus, HP} = 40^\circ C$
- Temperaturdifferenz am inneren Wärmeübertrager $\Delta t_{HX} = 5 K$ am warmen Ende
- Isentroper Wirkungsgrad der Verdichtung (extern) $\eta_{is, Verd (extern)} = 0,7$

⁷ Allerdings kann das Kältemittel CO₂ mit überkritischer Prozessführung bei Wärmepumpen-Anwendungen zur Warmwasserbereitung bei höheren Temperaturen (80°C) auch Vorteile gegenüber anderen Kältemitteln aufweisen [Wobst 2008].

- *Is. Wirkungsgrad von Expansion/Verdichtung (intern)* $\eta_{is,Exp/Verd (intern)} = 0,85$

Abbildung 56: Einfluss von in den Kältekreislauf integrierten Komponenten auf die maximal erreichbaren Leistungszahlen (COP_{max}) im 1-stufigen CO_2 -Kreislauf [Heyl 1999]

cycle	1 Baseline	2 IHX	3 Expander	4 IHX & Exp.	5 Work recov.	6 Work recov.
flow sheet						
$P_{HP, Optimum}$ [MPa]	10.05	9.81	9.90	9.71	9.45	9.49
COP_{max}	1.99	2.06	2.19	2.19	2.53	2.76

Abbildung 57: Einfluss von in den Kältekreislauf integrierten Komponenten auf die maximal erreichbaren Leistungszahlen (COP_{max}) im 2-stufigen CO_2 -Kreislauf [Heyl 1999]

cycle	7 Intercooler	8 2-st. flash	9 Mech. subcooling	10 Free piston high	11 2-st. free piston low with intercool.	12 2-st. free pist. low with mech. intercool
flow sheet						
$P_{HP, Optimum}$ [MPa]	11.35	9.50	9.39	9.60	9.11	9.34
$P_{MP, Optimum}$ [MPa]	8.79	5.95	7.68	7.00	5.18	7.88
COP_{max}	2.22	2.30	2.64	3.28	3.18	3.50

In den Abbildungen bedeuten:

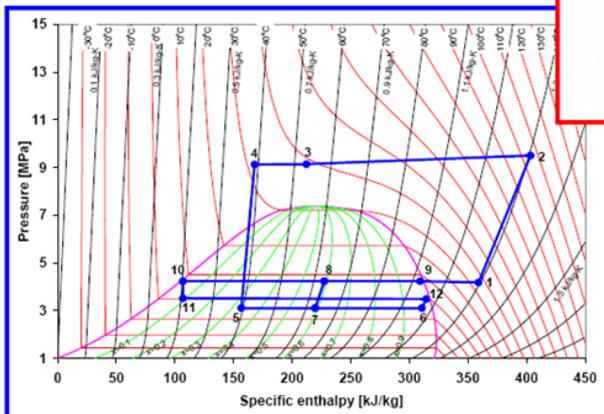
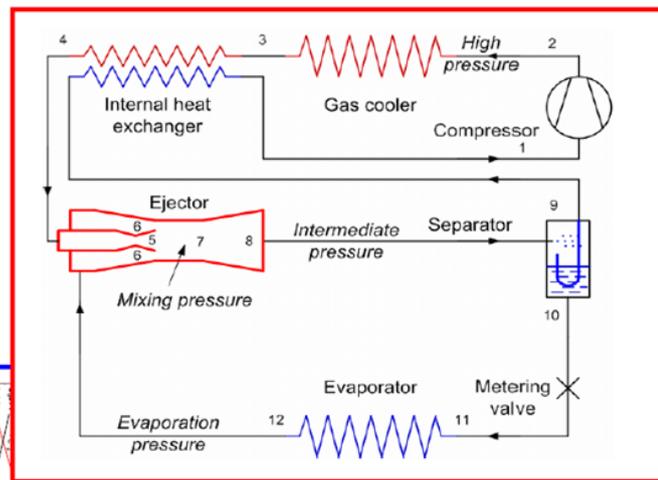
- Baseline Basisvariante
- IHX Innerer Wärmeübertrager
- Expander Expansionsmaschine ohne interne Arbeitsrückgewinnung
- Work recov. Expansionsmaschine mit Arbeitsrückgewinnung zu prozessinterner Nutzung
- Intercooler Zwischenkühlung (mittels WÜ bzw. MDF)
- Flash Mitteldruckflasche (MDF)
- Mech. subcooling ECO-System (siehe Abschnitt 7.5.2)
- Mech. intercooling ECO-System, jedoch mit Expansionsmaschine zur Expansion des Teilstroms
- Free piston high Exp.-Kompr.-Einheit (Kolbenmaschine)
Arb.-Rückg. f. HD-Verdichter
- Free piston low Exp.-Kompr.-Einheit (Kolbenmaschine)
Arb.-Rückg. f. ND-Verdichter
- $P_{HP, Optimum}$ optimaler Hochdruck

- $P_{MP,Optimum}$ optimaler Mitteldruck
- COP_{max} Maximal erreichbarer COP-Wert

Es wird sowohl für den 1-stufigen als auch für den 2-stufigen überkritischen Prozess mit dem Kältemittel CO_2 deutlich, dass in den Prozess integrierte Expansionsmaschinen mit Arbeitsrückgewinnung eine wesentliche Steigerung der Energieeffizienz bewirken, wie an den ermittelten COP_{max} -Werten für die Varianten 5, 6 sowie 10, 11, 12 ersichtlich ist. Unter diesen Bedingungen käme eine Heizungs-Wärmepumpe mit dem Kältemittel CO_2 hinsichtlich Energieeffizienz annähernd in einen COP-Bereich, um mit anderen Kältemitteln wettbewerbsfähig zu sein.

Abbildung 58: Schaltungsvariante zur Integration eines Ejektors in einen überkritischen CO_2 -Prozess zur Verbesserung der energetischen Effizienz

Rückgewinnung von Expansionsarbeit mittels Ejektor:



Ineffizienzen des konventionellen CO_2 -Systems:

- Nicht isentrope Kompression im Verdichter
- Wärmeübertragung mit großem Temperaturgleit
- Isenthalpe Drosselung in Expansioneinrichtung

Quelle: Elbel & Hrnjak, 2006

Dieses System des Ejektors zur Expansionsarbeit-Rückgewinnung entsprechend Abbildung 58 wurde im Rahmen eines Forschungsprojektes an der University of Illinois / USA entwickelt. Praktische Erfahrungen sind nicht bekannt geworden.

Dieses Forschungsprojekt ordnet sich ebenfalls ein in die Anstrengungen zur Effizienzverbesserung von überkritischen CO_2 -Prozessen, deren Notwendigkeit im Abschnitt 7.5.7 begründet wurde.

7.5.9 Kaskadenschaltungen

Zur Erzeugung entsprechend großer Temperaturdifferenzen (z.B. für die Tieftemperaturkälteerzeugung ab ca. $-30^\circ C$) können Kaskadenschaltungen zur Energieeffizienzverbesserung sinnvoll sein. Denn die dort vorhandenen großen Temperaturdifferenzen zwischen Verdampfung und Verflüssigung des Kältemittels gehen einher mit großen Druckverhältnissen, die der Kältemittel-Verdichter zu bewältigen hat. Mit steigendem Druckverhältnis

verschlechtert sich in der Regel Liefergrad und innerer Wirkungsgrad des Verdichters und damit die Gesamtenergieeffizienz des Kälteprozesses. Es muss jedoch bei entsprechenden Anwendungen stets im Einzelfall betrachtet werden, inwieweit eine Kaskadenschaltung oder möglicherweise auch ein zweistufiger Prozess sinnvoll und welche konkrete Erhöhung der Effizienz damit erreichbar ist.

Beispielsweise ist für eine Verdampfungs-/Verflüssigungstemperatur $t_0/t_c = -40/+35^\circ\text{C}$ ein zweistufiger R717-Prozess mit einem COP-Wert von 1,8 energetisch günstiger als eine R744/R717-Kaskade, mit der nur ein geringerer COP-Wert von 1,69 erreicht wird (Berechnung erfolgte mit Stoffwertberechnungsprogramm des ILK REFLIB, 2007.).

Bei typischen Anwendungen von Wärmepumpen für Heizungszwecke ist meist die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfung und Verflüssigung des Kältemittels und damit das Druckverhältnis relativ gering. Damit sind in diesem Bereich Kaskadenschaltungen meist nicht sinnvoll und nicht üblich.

Für Wärmepumpen käme eine Kaskadenschaltung gegebenenfalls dann in Frage, wenn große Temperaturdifferenzen zwischen Verdampfung und Verflüssigung des Kältemittels überwunden werden müssen, z.B. für technologische Zwecke oder Warmwasserbereitung auf hohem Temperaturniveau bei gleichzeitig tiefem Temperaturniveau der Wärmequelle.

Voraussetzung für das Erreichen einer insgesamt hohen Effizienz sind optimale Auslegungen der Einzelkreisläufe, die richtige Auswahl des jeweils optimal geeigneten Kältemittels für jede einzelne Kaskadenstufe sowie ein optimales Zusammenspiel der in sich geschlossenen Einzelkreisläufe. Die Verflüssigungsparameter des „unteren“ Kreislaufs müssen optimal auf die Verdampfungsparameter des „oberen“ Kreislaufs abgestimmt sein. Im Übrigen gelten die allgemein gültigen Grundsätze zur optimalen Auslegung der Einzelkältekreisläufe.

Das gezeigte Beispiel einer Kaskadenschaltung mit einem CO_2 - und einem Propan-Kreislauf (Abbildung 59) ist eine typische Schaltung für eine Tiefkühlanlage. Sie bietet folgende Vorteile:

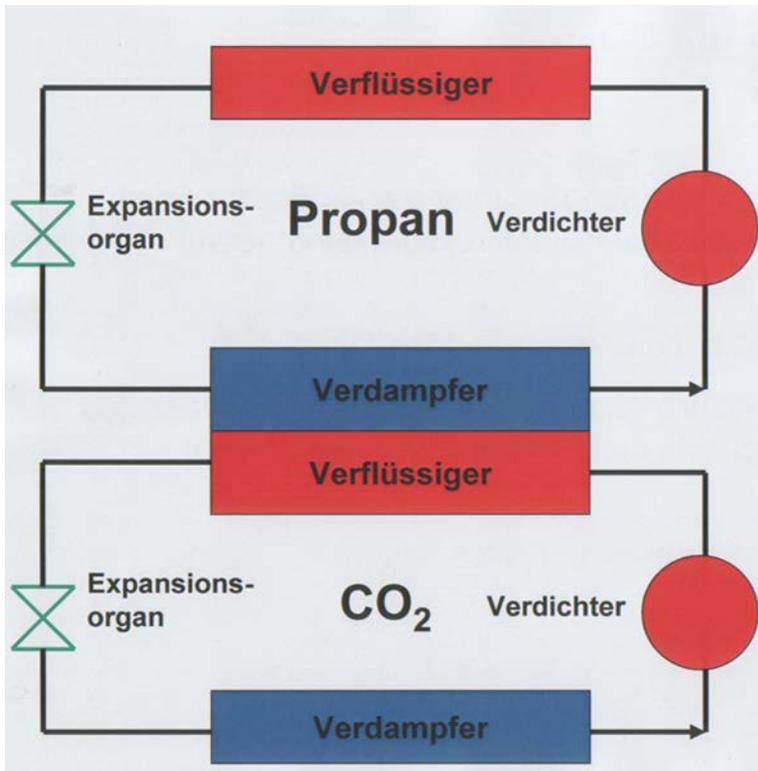
- Abhängig von den konkreten Bedingungen kann eine höhere Energieeffizienz erreicht werden als bei einem Einzelprozess mit entsprechend hohem Temperaturhub und damit verbundenem großen Druckverhältnis.
- Der Propan-Kreislauf wird so ausgelegt, dass der Hochdruck im CO_2 -Kreislauf für jeden Betriebspunkt auf unterkritische Werte abgesenkt werden kann. Damit wird die energetisch oft nachteilige überkritische Prozessführung des CO_2 -Kreises vermieden. Aber die Vorteile von CO_2 werden genutzt, denn wie im Abschnitt 3.4.2 bereits erläutert wurde, besitzt das Kältemittel CO_2 bei unterkritischer Betriebsweise hervorragende kältetechnische Eigenschaften bezüglich der Energieeffizienz.
- Wenn der Stillstandsdruck beachtet wird, können im CO_2 -Kreislauf kostengünstige Standardkomponenten eingesetzt werden. Denn die Betriebsdrücke liegen dann für den CO_2 -Kreislauf in der Kaskadenschaltung im Bereich anderer üblicher Kältemittel.

Abbildung 59: Beispiel einer Kaskadenschaltung

z.B. für die Gewerbekühlung könnten hier folgende Parameter gelten:

Kreislauf mit R744 (CO_2): $t_0 = -35^\circ\text{C}$ $t_c = 0^\circ\text{C}$

Kreislauf mit R290 (Propan): $t_0 = -5^\circ\text{C}$ $t_c = 45^\circ\text{C}$



Nachteilig sind bei einer Kaskadenschaltung:

- der größere Anlagenaufwand;
- ggf. Ersatzteilverhaltung für zwei Einzelkreisläufe mit unterschiedlichen Betriebsparametern und unterschiedlichen Kältemitteln;
- der Betrieb von zwei Verdichtern in den Einzelkreisläufen.

8 Industrierärmepumpen

8.1 Allgemeines

8.1.1 Definition

Eine klare Definition zur Unterscheidung von Hauswärmepumpen und Industrierärmepumpen gibt es nicht. In der Literatur [BFE 2006] trifft man auf zwei verschiedene Abgrenzungen:

1. Häufig wird eine Leistungsgrenze von 100 kW angegeben, unterhalb der man von Hauswärmepumpen und oberhalb von Industrierärmepumpen spricht. Dies ist zwar eine eindeutige Grenze, spiegelt aber nicht immer unbedingt charakteristische Eigenschaften wider.
2. Das maßgebende Kriterium ist nicht die Leistung, sondern der Weg bis zum Einsatz und die Anwendung selbst. Hauswärmepumpen werden häufig für einen bestimmten Wärmebedarf und/oder Warmwasserbedarf ausgewählt und gemäß Standardschaltungen installiert. Es gibt meist keine bezahlten Planungsarbeiten, der Endkunde redet nur mit dem Architekten und/oder Installateur. Groß-/Industrierärmepumpen hingegen verlangen Berechnungen, echte Planung, Ingenieurarbeit und sogar Simulationen. Sehr oft müssen sie mehrere Bedürfnisse abdecken: Entfeuchten, Heizen und/oder Kühlen. Die Erschließung der Wärmequellen kann nicht über einfache, standardisierte Faustregeln erfolgen. Kurz gesagt: die kleinen Wärmepumpen werden vom Installateur ausgewählt, die großen vom Ingenieur ausgelegt [BFE 2006].

Die vorliegende Studie schließt sich der zweiten Definition an. Dies bedeutet, dass durchaus auch Wärmepumpen mit einer Wärmeleistung unter 100 kW bei den Industrierärmepumpen berücksichtigt sind, soweit die anderen Kriterien der Definition weitgehend erfüllt werden. Berücksichtigung finden aber auch Serienprodukte, die vom Hersteller nicht explizit als (ausschließliche) Heizungswärmepumpe ausgewiesen sind. Ansonsten wäre das Feld der Maschinen, die in die Bewertung einbezogen werden können, zu klein gewesen.

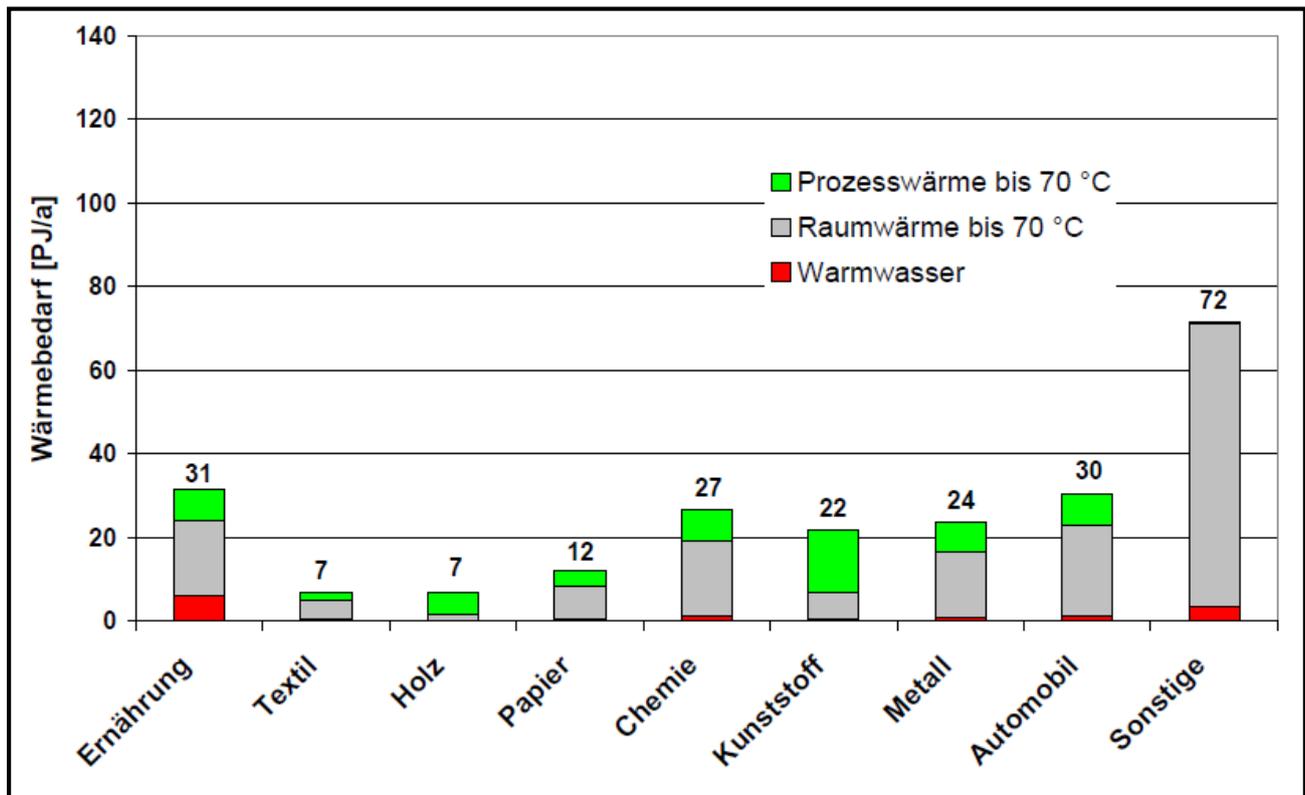
8.1.2 Wärmequellen

Zu den möglichen Wärmequellen für Wärmepumpen wurde im Abschnitt 4.2.3 bereits grundlegendes ausgeführt. Zu den bei Hauswärmepumpen üblichen Wärmequellen (Luft, Wasser, Erdreich) kommt bei den Industrierärmepumpen noch die Abwärme hinzu. Diese kann sowohl als Flüssigkeit (Kühlwasser, Abwasser etc.) sowie auch als Abluft bzw. Abgas vorliegen. Die Temperatur der Wärmequelle bestimmt wesentlich den COP der Wärmepumpe.

8.1.3 Nutzen / Anwendungsgebiete

Industrierärmepumpen können in einer Vielzahl von Anwendungsbereichen zum Einsatz kommen. Abbildung 60 zeigt einen Überblick über die einzelnen Industriezweige und deren unterschiedlichen Bedarf nach Wärme im Temperaturbereich bis 70°C. Raumwärme wird in fast allen Industriezweigen benötigt und stellt die häufigste Nutzung dar. Warmwasser wird besonders in der Lebensmittelindustrie benötigt. Ein hoher Anteil an Prozesswärme ist in der Holz- und Kunststoffindustrie zu beobachten. Alle diese Nutzungen können mit Industrierärmepumpen abgedeckt werden.

Abbildung 60: Potenzial zur Wärmebereitstellung für ausgewählte Branchen bis 70°C [Lambauer 2008]



8.1.4 Bewertungskriterien

Wie im Abschnitt 5.2 bereits bemerkt, ist die Bewertung von Industrierärmepumpen deutlich schwieriger als die Bewertung von Hauswärmepumpen, da es keine Norm für die Vermessung von Wärmepumpen gibt und die Einsatzbedingungen von Industrierärmepumpen sehr vielfältig sind.

Häufig ist auch die Unterscheidung zwischen Kältemaschine und Wärmepumpe nicht mehr ganz eindeutig möglich, da vielfach sowohl die warme als auch die kalte Seite genutzt wird.

Neben der Verwendung der üblichen Wärmequellen (Luft, Erdreich und Grundwasser) sind in der Industrie häufig Wärmequellen auf höherem Temperaturniveau, z.B. Abwärme von Kühlprozessen und Prozessabluft, verfügbar [Lambauer 2008].

Eine Möglichkeit zur Bewertung bzw. zum Vergleich von Wärmepumpen mit unterschiedlichen Temperaturen auf der warmen bzw. kalten Seite stellt der Gütegrad der Wärmepumpe (η_{WP}) dar (auch als Carnot-Gütegrad bezeichnet). Seine Berechnung erfolgt als Verhältnis vom tatsächlichen zum theoretisch maximal möglichen (idealen) COP beim jeweiligen Temperaturniveau:

$$\eta_{WP} = \frac{COP}{COP_{max}}$$

Die theoretisch maximal erreichbare Leistungszahl COP_{max} einer Wärmepumpe ist entsprechend dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik begrenzt durch den Kehrwert des Carnot-Wirkungsgrads η_C :

$$COP_{\max} = \frac{1}{\eta_c} = \frac{T_{\text{warm}}}{T_{\text{warm}} - T_{\text{kalt}}}$$

T_{warm} – mittlere Temperatur der Wärmeabgabe

T_{kalt} – mittlere Temperatur der Wärmeaufnahme

Für die Temperaturen sind hierbei die absoluten Werte in Kelvin (K) der Nutz- bzw. Quellwärme einzusetzen.

Entsprechend dieser Herangehensweise lassen sich auch Wärmepumpen mit unterschiedlichen Temperaturen auf der warmen und/oder kalten Seite bezüglich ihrer thermodynamischen bzw. technischen Güte miteinander vergleichen.

Zusätzliches Bewertungskriterium ist die Temperaturspreizung der Medien, hauptsächlich auf der Nutzseite. Wie im Abschnitt 4.2.1 ausgeführt, bestehen deutliche Unterschiede, ob die Wärme mit einer geringen Spreizung (Nachwärmung Heizungswasser etc.) oder mit einer großen Spreizung (Erwärmung von Medien, z.B. Brauchwassererwärmung) bereitgestellt werden soll. Für beide Anwendungsfälle gibt es von Seiten der Kältemittel und der damit verbundenen thermodynamischen Randbedingungen Vor- und Nachteile. So können überkritische CO₂-Prozesse gut für die Erwärmung von Medien genutzt werden, unterkritische Prozesse mit Kältemitteln ohne einen Temperaturgleit gut für geringe Spreizungen angewandt werden (z.B. Heizungswasser mit geringen Temperaturdifferenzen zwischen Vor- und Rücklauf).

8.2 Marktübersicht Industrierärmepumpen

8.2.1 Stand der Technik

Industrierärmepumpen werden in einem Leistungsbereich von ca. 100 kW bis zu mehreren MW angeboten. Es erfolgt der Einsatz von Hubkolben-, Scroll-, Schrauben- und Turbo-Verdichtern sowohl in einstufiger als auch in zweistufiger Ausführung. Das erreichbare Temperaturniveau reicht von 35°C bis zu 90°C. Wärmepumpen, die Temperaturen von über 90°C erreichen, sind momentan im Markt nicht verfügbar. Da es aber verschiedene Anwendungen gibt, die auch höhere Temperaturen benötigen, wird hier ein großes Entwicklungspotenzial bzw. eine große Entwicklungschance gesehen. Hierzu sind verschiedene Probleme zu lösen (Art des Kältemittels, Werkstoffaspekte, Komponenten, verfügbare Wärmequellen für sinnvolle Anwendungen).

Die erzielbaren Leistungszahlen hängen stark vom Temperaturniveau der Wärmequelle und –senke ab und können COP = 7 und auch noch darüber hinaus erreichen.

8.2.2 Anwendungen

8.2.2.1 Nahwärmenetze

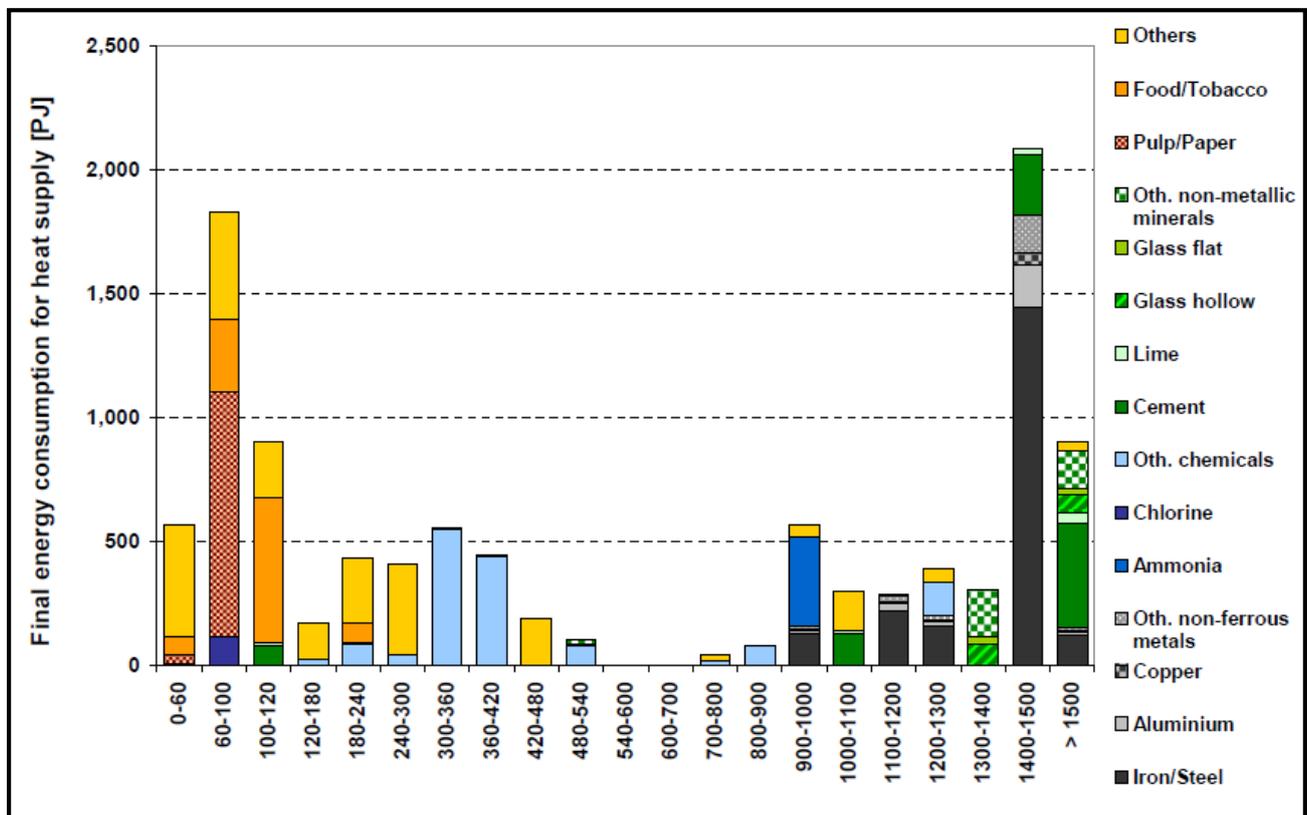
In [Stene 2012] wird auf die Bedeutung von Wärmepumpen für die Nahwärmeversorgung als Ersatz für Heißwasser- bzw. Dampfsysteme mit Gas- oder Ölbrennern eingegangen. Für diese Anwendungen werden Temperaturen von 90°C benötigt. Die vorrangigsten Kältemittel für diese Hochtemperaturanwendungen sind R717, R1234ze als Ersatz für R134a und ggf. CO₂, wenn die Rücklauftemperaturen entsprechend niedrig sind. In Norwegen wurden 2010 schon 9% der Wärmemenge für solche Systeme mit Wärmepumpen großer Leistung erzeugt. Die

Nachteile des Einsatzes von Wärmepumpen in Nahwärmenetzen sind: hohe Investitionskosten, Wärmeverluste von 8 bis 30% (netzabhängig), starre Verteilsysteme, die nicht für Passivhäuser optimiert sind, hohe Vorlauftemperaturen, die den Seasonal Performance Factor (SPF) für das Wärmepumpensystem begrenzen.

8.2.2.2 Industrie

Die Anforderungen der Industrie an die Wärmebereitstellung sind sehr vielfältig. Lediglich im Temperaturbereich bis 90°C können Wärmepumpen zurzeit Prozesswärme bereitstellen, wenn die entsprechend nutzbaren Abwärmequellen vorhanden sind. Nur in der Lebensmittel-, der Papier- und teilweise der chemischen Industrie sind signifikante Wärmebedarfe gegeben [Kuder 2010]. Nur dort ist der Einsatz von Wärmepumpen für die Prozesswärmebereitstellung sinnvoll (s. Abbildung 61).

Abbildung 61: Wärmebedarf im Industriesektor in EU-27 geordnet nach Temperaturniveau [Kuder 2010]



Natürlich ist auch in der Industrie der Bedarf an Raumwärme sehr hoch. Aus diesem Grund stellt die Mehrzahl der in der Industrie installierten Wärmepumpen Raumwärme zur Verfügung, immer häufiger auch in Verbindung mit der Nutzung der kalten (Wärmequellen-) Seite für Klimatisierungs- und Kühlanwendungen.

Während in der Industriekälte Ammoniak ein sehr weit verbreitetes Kältemittel ist, werden Industriewärmepumpen zu einem größeren Prozentsatz noch mit HFKW betrieben. Die Ursachen dazu werden im Abschnitt 8.4 beschrieben.

8.2.3 Europa

Eine spezielle Marktstatistik für Industriewärmepumpen gibt es weder für den Gesamtmarkt der Industriewärmepumpen noch für die Untergruppe der Wärmepumpen mit natürlichen

Kältemitteln. Bezüglich des Gesamtmarktes sei auf die Zahlen im Abschnitt 5.1 hingewiesen. Weder EHPA, noch der BWP in Deutschland oder Shecco, die sich insbesondere mit den natürlichen Kältemitteln beschäftigen, können diese Zahlen abschätzen. Hinweise gibt es nur darauf, dass der Anteil der Industriewärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in Skandinavien deutlich über den 5% liegt, wie er für Hauswärmepumpen abgeschätzt wurde [Maratou 2012].

In Nordeuropa werden auch deutlich mehr Industriewärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln hergestellt bzw. vertrieben [Advansor 2012], [Bundgaard 2012], [Vilter 2012].

8.2.4 Deutschland

Im Bereich der Industrie sind Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln deutlich weiter verbreitet als Heizungswärmepumpen im Wohnbereich. Hier findet man sowohl R744 (CO₂), R290 (Propan), R717 (Ammoniak) als auch R723 (Gemisch Ammoniak/Dimethylether) als Kältemittel.

In der Tabelle 35 ist eine Übersicht über (hauptsächlich) in Deutschland verfügbare bzw. realisierte Wärmepumpen zusammengestellt. Dabei stehen dem Charakter dieser Studie angemessen die Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im Vordergrund. Für Vergleichszwecke sind einige wenige Wärmepumpen mit HFKW mit aufgeführt. In Wirklichkeit ist in diesem Sektor das Angebot deutlich größer. Wie aus der Übersicht erkennbar ist, sind der Leistungsbereich und auch der Nutztemperaturbereich sehr unterschiedlich.

Die häufigste Anwendung ist die Warmwasserbereitung für die Heizung von Gebäuden. Lediglich die CO₂-Wärmepumpen werden auch für die Bereitstellung von Brauch-Warmwasser bzw. Prozess-Warmwasser eingesetzt.

Industriewärmepumpen mit CO₂ als Kältemittel bieten die Firmen Thermea, Mayekawa/Mycom, Star Refrigeration und Advansor an. Thermea bietet Wärmepumpen mit Schraubenverdichter oder Kolbenverdichtern an.

Weit verbreitet im industriellen Bereich ist das Kältemittel Ammoniak. Hier gibt es mehrere große Hersteller, die Wärmepumpen im mittleren bis großen Leistungsbereich anbieten (Axima/Cofely, Johnson Controls). Eine Luft/Wasser-Wärmepumpe mit dem Kältemittel R723 bietet die Fa. Frigopol aus Österreich im Leistungsbereich 24 bis 41 kW an.

Futron bietet unter dem Namen „Eco Heat pump“ Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln an (Ammoniak, CO₂, Propan, R723). Diese Wärmepumpen werden auf speziellen Kundenwunsch mit individuellen Randbedingungen gefertigt.

Vor allem im großen Leistungsbereich ist Ammoniak das favorisierte Kältemittel. Im mittleren bis kleinen Leistungsbereich sind alle Kältemittel vertreten. Dort sind beim Vergleich zwischen Ammoniak und HFKW bezüglich der Gesamtkosten der Anlage tendenziell die HFKW im Vorteil.

Tabelle 35: Übersicht über in Deutschland (und teilweise Europa) verfügbare Wärmepumpen

Hersteller	Baureihe	Bezeichnung	Kältekreis	Heizleistung	
				QH	t _{warm,m}
			KM	kW	°C
					mitt
Advansor	200..2000 kW		CO2		
Mayekawa	EcoCute		CO2	49,9	41
Star Refrigeration	Envitherm 50		CO2	53,6	42,5
Thermea	HHR	45 mit IWÜ	CO2	58,2	55
Thermea	HHR	360 mit IWÜ	CO2	374	55
Thermea	HHS	1000	CO2	706	50
Thermea	HHS	1000	CO2	884	60
Cofely Kältetechnik GmbH	L7 GH.. FP	8T	NH3	99	32,5
Cofely Kältetechnik GmbH	L7 GH.. FP	4G	NH3	105	32,5
Cofely Kältetechnik GmbH	L7 GH.. FP	1S1	NH3	111	32,5
Cofely Kältetechnik GmbH	L7 GH.. FP	18G	NH3	472	32,5
Cofely Kältetechnik GmbH	L7 GH.. FP	2S5	NH3	507	32,5
Cofely Kältetechnik GmbH	L7 GH.. FP	24F	NH3	750	32,5
Cofely Kältetechnik GmbH	L7 GH.. FP	2S10	NH3	1102	32,5
GEA Grasso	NH3-Chiller		NH3	808	60
GEA Grasso	NH3-VP		NH3	842	60
Johnson Controls	Rheinfelden		NH3	1250	54
Johnson Controls	Mülligen/ Schweiz		NH3	5600	59,5
Johnson Controls	Krankenhaus Freiberg		NH3		70
Mayekawa	Plus+HEAT	PH+W25	NH3	487	82,5
Star Refrigeration	Neatpump		NH3		
Vlter	VSS	291	NH3	1429	66
Vlter	VSS	zweistufig 451+291	NH3	2571	84,5
Vlter	VSS	601	NH3	2946	65
Vlter	VSS	zweistufig 1051+601	NH3	5375	84,5
Friggpol	Wärmepumpe	MA-018-01-X6-DE	R723	41	32,5
Friggpol	Energiepumpe	MA-014-01-V0-DE	R723		
AKT	Schulhaus Limmat		R290	250	54,5
Bundgaard	VWH	165	R290	165	39,5
Bundgaard	VWH	330	R290	340	39,5
Walter Meier	Energiestation	ESBASIS 115	R290	113	32,5
Walter Meier	Energiestation	ESBASIS 250	R290	252	32,5
Cofely	Schwimmbad Krumbach	Quantum	R134a	686	28
Cofely	MB Rastatt	Quan. B150-PSG-LL	R134a	894	36
Cofely	MB Rastatt	Quan. B150-PSG-LL	R134a	1807	37,5
Combitherm	Freizeitpark Rust	Bj. 2004	R134a	428	
KAPAG Kälte-Wärme AG			R134a		
Ochsner	IS/VS	110R2	R134a	104	32,5
Ochsner	IW/VS	110R2	R134a	105	32,5
Ochsner	IS/VS	330R2	R134a	293	32,5
Ochsner	IW/VS	340R2	R134a	324	32,5
Ochsner	IS/VS	490R2	R134a	434	32,5
Ochsner	IW/VS	660R2	R134a	598	32,5
Vessmann KVT	Vitocal 300-GPro	BW1120	R407C	121	32,5
Vessmann KVT	Vitocal 300-GPro	BW2250	R407C	240	32,5
Vessmann KVT	Inntalgärtnerei Peschl		R407C	1560	32,5
Johnson Controls	YLPA	0355HE	R410A	369	42,5

8.3 Anlagenvergleich

8.3.1 Allgemeines

Industriewärmepumpen werden in unterschiedlicher Form im Markt angeboten. Zum einen gibt es Hersteller, die Standardwärmepumpen mit einheitlichen Datenblättern und Leistungswerten bei festgelegten Temperaturen anbieten. Auf der anderen Seite werden Industriewärmepumpen häufig individuell geplant und installiert. Hierbei kommen sowohl „Katalogwärmepumpen“ zum Einsatz, die ggf. an die abweichenden Temperatur- bzw. Leistungsbedingungen angepasst werden, als auch Anlagen, die vom Hersteller aus Einzelkomponenten zusammengestellt, projektiert und installiert werden.

Der folgende Vergleich von Industriewärmepumpen basiert sowohl auf der Auswertung von serienmäßig angebotenen Wärmepumpen als auch von individuell geplanten WP mit natürlichen Kältemitteln. Es wurden nur Anlagen in die Übersicht übernommen, für die die entsprechenden Daten zu ermitteln waren.

8.3.2 Leistungszahl und Carnot-Gütegrad

Eine Übersicht zu den detaillierten Daten ist in Anlage 12 zusammengestellt. Dort sind folgende Daten, soweit ermittelbar, vermerkt:

- Bezeichnung Hersteller und Anlage;
- Art des Kältemittels und Menge;
- Art und Anzahl der Kompressoren;
- Heizleistung im Auslegungspunkt;
- Elektrische Antriebsleistung im Auslegungspunkt;
- COP im Auslegungspunkt;
- Kaltwasserein- und austrittstemperatur sowie mittlere Temperatur;
- Verdampfungstemperatur;
- Art der Wärmequelle;
- Warmwasserein- und austrittstemperatur sowie mittlere Temperatur;
- Kondensationstemperatur;
- Carnotleistungszahl;
- Carnotgütegrad.

Geschätzte Werte sind gelb unterlegt.

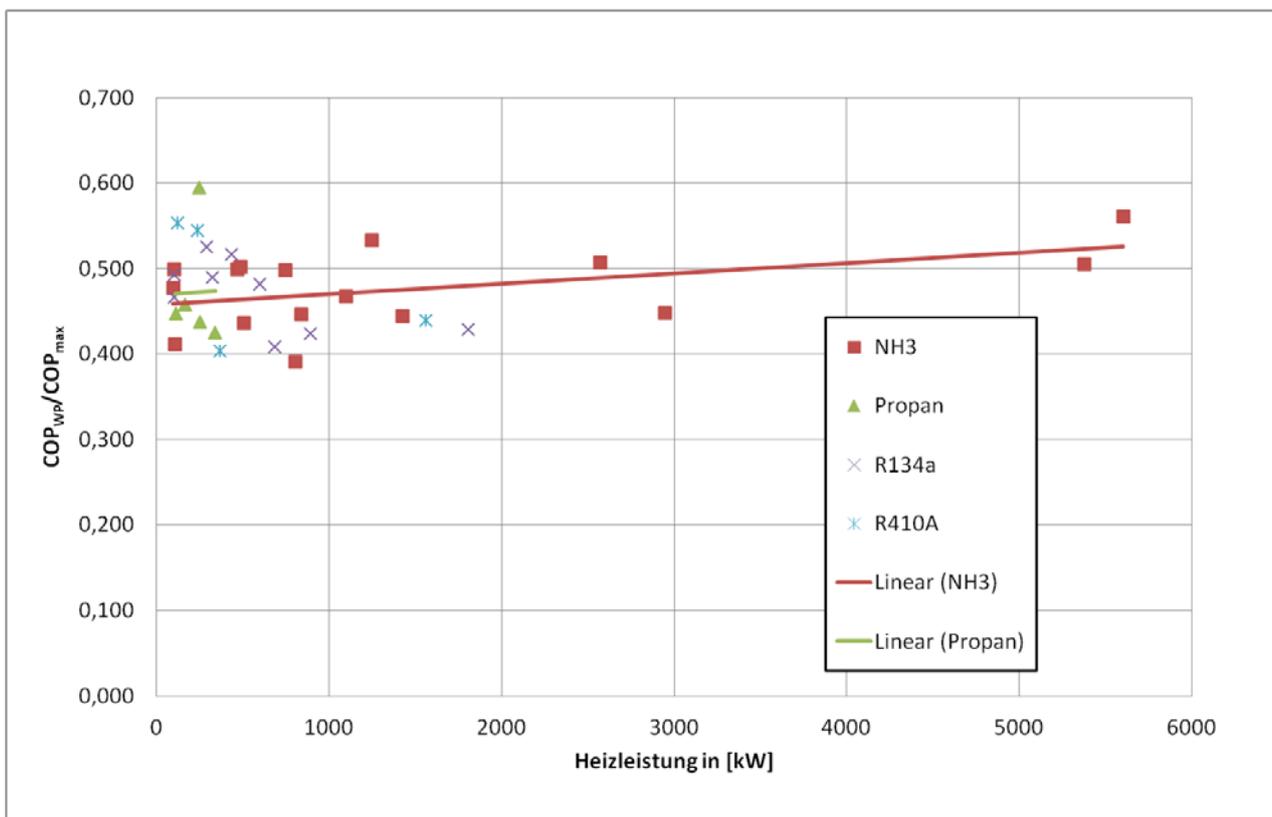
Die Abbildung 62 zeigt ein Diagramm, in welchem die einbezogenen Industriewärmepumpen mit ihrer thermischen Leistung und dem entsprechenden Carnotgütegrad nach der Definition von Abschnitt 8.1.4 zusammengestellt sind. Für die Ammoniak- und Propan-WP ist ein mittlerer Verlauf des Gütegrads in Abhängigkeit von der thermischen Leistung aufgeführt. Für die anderen Kältemittel waren die zur Verfügung stehenden Daten für eine statistische Auswertung nicht ausreichend. Die CO₂-Wärmepumpen sind bewusst nicht in diesem Diagramm aufgeführt, da ihr Anwendungsbereich meist die Erwärmung von Wasser mit einer

größeren Temperaturdifferenz ist und damit die Vergleichbarkeit über den Carnot-Gütegrad nicht gegeben ist.

Es ist deutlich erkennbar, dass es keinen signifikanten Unterschied im Carnot-Gütegrad bezüglich der thermischen Leistung und auch des eingesetzten Kältemittels gibt. Die Schwankungsbreite zwischen „guten“ und „schlechten“ Wärmepumpen ist allerdings erheblich.

Den besten Carnot-Gütegrad weist eine Propan-Wärmepumpe auf, die speziell für den Einsatzfall projiziert wurde [Renold 2006], während viele andere der aufgeführten Anlagen Standardprodukte der Hersteller sind. Da es für die Angabe der Daten von Industrierärmepumpen keine einheitlichen Rand- und Messbedingungen wie bei den Hauswärmepumpen gibt, ist ein realer Vergleich der Anlagen sehr schwierig. So ist zum Beispiel die Einbeziehung von Hilfsenergien für Pumpen, Ventilatoren, Regelungen etc. nicht geregelt und konnte in vielen Fällen auch nicht erschöpfend recherchiert werden.

Abbildung 62: Carnot-Gütegrad über der Heizleistung für verschiedene Industrierärmepumpen mit unterschiedlichen Kältemitteln



Wie bereits erwähnt, setzt sich diese Liste aus Anlagen zusammen, die Serienprodukte der einzelnen Hersteller sind und vereinzelt auch aus (vor allem größere) Anlagen, die individuell für einen bestimmten Anwendungsfall installiert wurden und für die auch belastbare Auslegungs- und/oder Messdaten vorhanden waren. [Cofely 2012, Frigopol 2012].

Fehlende Werte wurden abgeschätzt. Meist handelte es sich dabei um die Spreizung der externen Medien bzw. die Zuordnung von Verdampfungs- und Verflüssigungstemperaturen zu den Temperaturen der externen Medien. Die daraus resultierenden Fehler sollten relativ klein sein.

Die höchsten ermittelten Werte für den Gütegrad der Wärmepumpe erreichen die individuell installierten Einzelanlagen. Dies ist unabhängig vom Kältemittel – sowohl mit Propan als auch

mit NH_3 werden hier Werte zwischen 0,53 und 0,59 erreicht. Die Ursachen hierfür liegen sicherlich in der individuellen Anpassung aller Komponenten an die verfahrenstechnischen Gegebenheiten der Anwendung. Diese Werte entstammen einschlägigen Veröffentlichungen in der Presse. Verschiedene Einzelheiten ließen sich leider nicht ermitteln – so ist zum Beispiel unklar, inwieweit die Hilfsenergieverbräuche mit in diese Berechnung eingeflossen sind.

Ansonsten liegen die Werte meist zwischen 0,4 und 0,5 ohne signifikante Einflüsse des Kältemittels oder der Leistungsgröße. Lediglich lässt sich ein gewisser Einfluss zwischen dem Einsatz von Kolben- und Schraubenverdichtern sowohl bei Ammoniak als auch bei CO_2 feststellen. Die Schraubenverdichter schneiden bei den Wärmepumpengütegraden etwas schlechter ab.

Die Vergleichsanlagen mit HFKW liegen dabei eher im unteren Bereich. Lediglich die Großwärmepumpen mit CO_2 und Schraubenverdichter liegen unter diesen Werten. Hierbei muss aber der besondere Einfluss des Kältemittels CO_2 und die große Temperaturspreizung des Heizmediums hervorgehoben werden, die einen direkten Vergleich mit anderen Kältemitteln erschweren.

8.3.3 TEWI-Bewertung

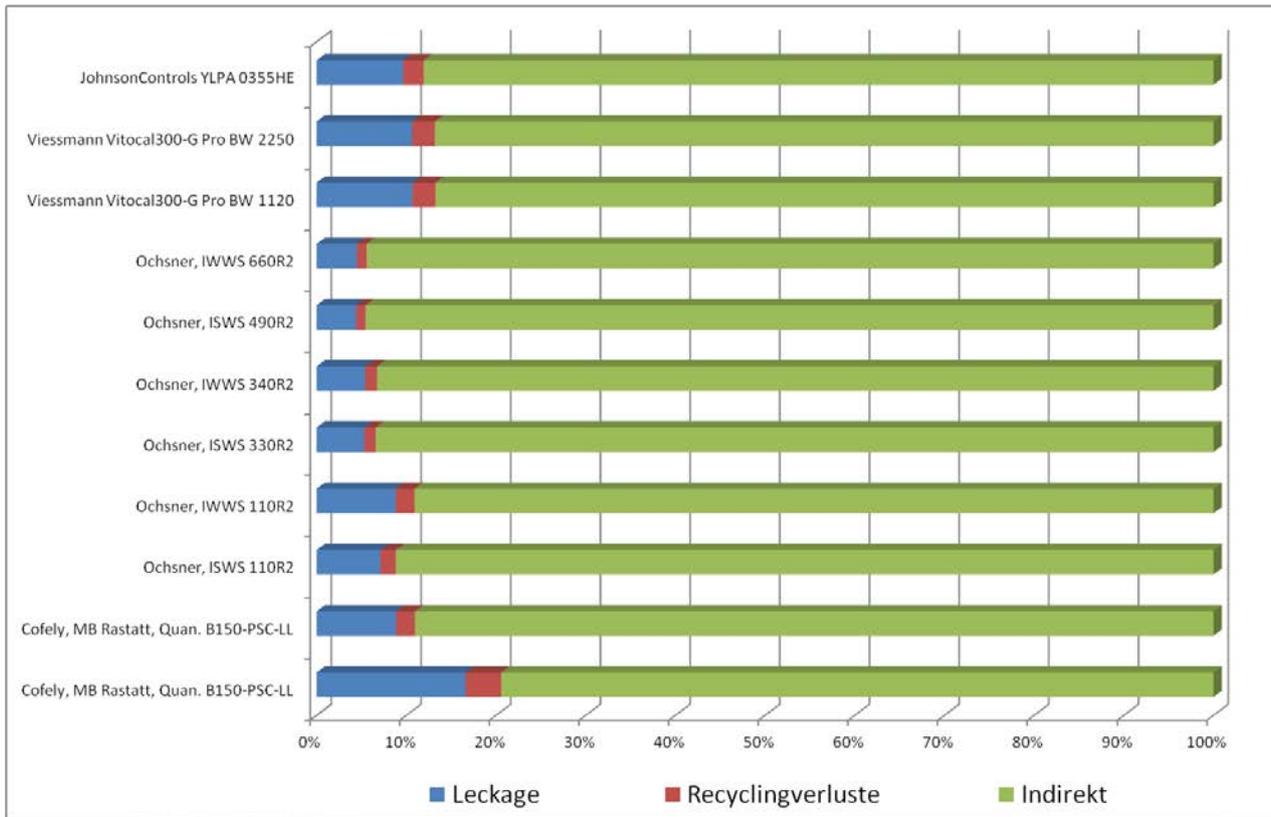
Im Abschnitt 6.3.2 ist die Berechnung des TEWI-Wertes ausführlich beschrieben. Zunächst sollen nur für die FKW/HFKW-Wärmepumpen, die in der Übersicht enthalten sind, die direkten und indirekten Anteile am TEWI verglichen werden. Hieraus wird entsprechend deutlich, welchen Einfluss der Energieverbrauch und welchen Einfluss die Leckage bzw. die Rückgewinnung des Kältemittels besitzt.

Die für Industriewärmepumpen verwendeten Eingangsgrößen für die TEWI-Berechnung sind:

L (Leckrate pro Jahr):	7%/Jahr
n (Betriebszeit der Anlage):	18 Jahre
α_r (Recycling-Faktor bei der Entsorgung):	0,7
β (Energimix, CO_2 -Emission pro kWh Antriebsenergie):	572 g/kWh

Der direkte Einfluss durch das Kältemittel bewegt sich zwischen 4% (bei den kompakten Wärmepumpen) bis hin zu über 15% (bei den Wärmepumpen, die ein verzweigtes Kältemittelnetz und damit eine große Füllmenge aufweisen). Durchschnittlich liegt der direkte Einfluss durch das Kältemittel bei ca. 8%. Bei angenommenem gleichem Jahresenergieverbrauch der Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln liegt der TEWI um diesen Prozentsatz günstiger.

Abbildung 63: Direkte und indirekte Anteile des TEWI für HFKW-Wärmepumpen



8.3.4 Anlagenkosten

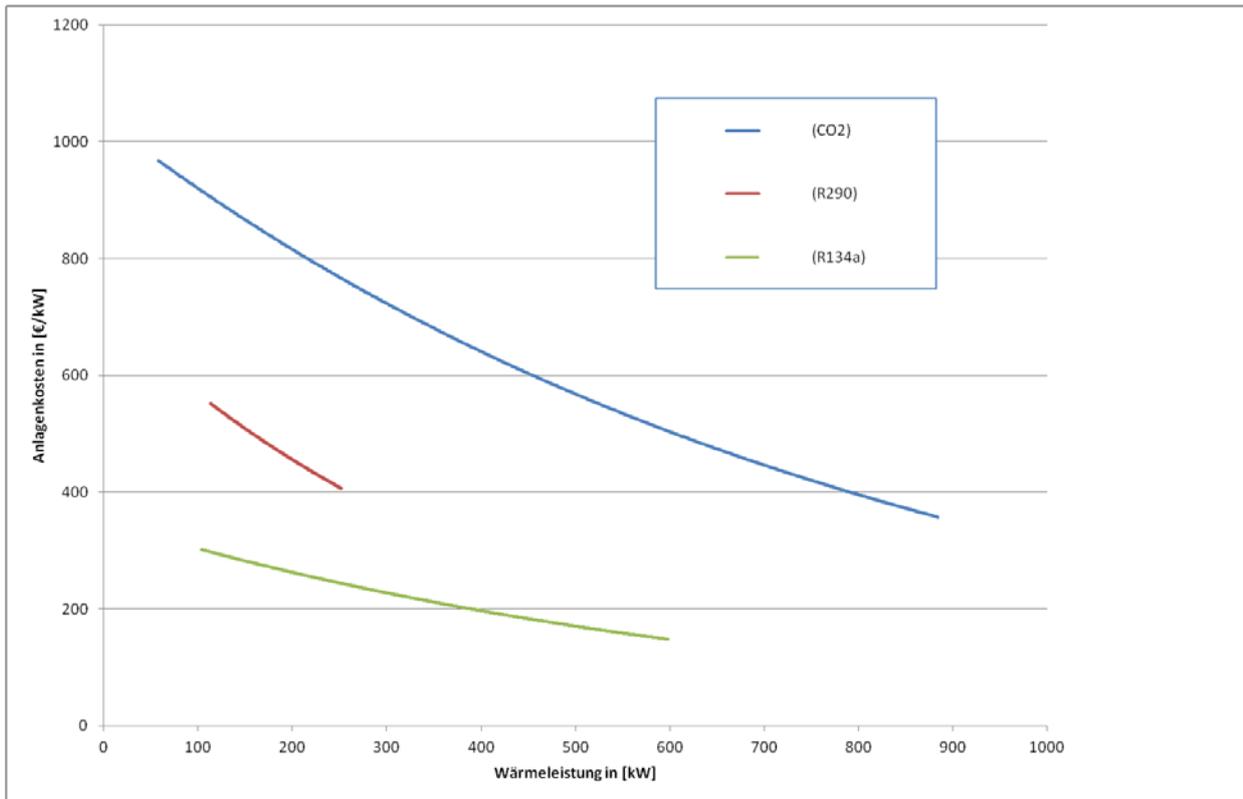
Die Abbildung 64 zeigt den Vergleich der spezifischen Anlagenkosten für die Kältemittel CO₂, Propan (R290) und R134a. In Bezug auf NH₃ gab es von mehreren Herstellern (u.a. [Brückner 2012]) den Hinweis, dass die Anlagenkosten von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln um ca. 50% über denen von Wärmepumpen mit HFKW liegen. Ursachen wurden vor allem in teureren Komponenten und aufwendigerer Sicherheitstechnik gesehen.

Von mehreren Herstellern ([Brückner 2012], [Wiegand 2012]) gab es den Hinweis, dass die Anlagenkosten häufig sehr unterschiedlich definiert seien, weshalb Unterschiede von bis zu 50% keine Seltenheit wären (Wärmepumpe einzeln, Gesamtanlage inkl. Peripherie wie Pumpen etc.).

Häufig sind auch die Anlagen bezüglich ihrer Ausstattung nicht vergleichbar (elektronische Regelventile, drehzahlgeregelte Verdichter etc.) [Schewski 2012].

Aus diesem Grund waren die Hersteller nicht bereit, diese Zahlen zu benennen, da sie irreführende Zahlen in der Öffentlichkeit vermeiden wollen. Aus dem begrenzten Datenmaterial, unter Hinzuziehung von allgemeinen Kenngrößen und anonymisierten Daten der Hersteller ist ein weitgehend qualitativ zu wertender Überblick in Abbildung 64 vorgestellt.

Abbildung 64: Vergleich der spezifischen Anlagenkosten für drei verschiedene Kältemittel



8.3.5 Lebenszykluskosten

Ein Vergleich der Lebenszykluskosten ist für Industrierärmepumpen nicht sinnvoll. Dies liegt an folgenden Ursachen:

- Keine vergleichbaren Kosten für die Wärmequelle (Erschließung, Installation, laufende Kosten);
- Anlagenkosten nicht ermittelbar bzw. vergleichbar;
- Keine vergleichbaren Energiekosten ansetzbar;
- Sehr unterschiedliche Zahl von Betriebsstunden, keine Angaben dazu ermittelbar;
- Keine vergleichbaren Wärmesenken vorhanden (schon unterschiedliche Temperaturen und damit eine unterschiedliche „Qualität“ der abgegebenen Wärme verfälschen die Zahlen).

Ohne die Ermittlung der Lebenszykluskosten und eine Definition des Vergleichssystems ist auch die Ermittlung von CO₂-Vermeidungskosten nicht möglich.

8.4 Markthemmnisse Industrierärmepumpen

In diesem Abschnitt sollen sowohl auf die Markthemmnisse der Industrierärmepumpen an sich als auch im speziellen auf die Markthemmnisse des Einsatzes von natürlichen Kältemitteln in den Wärmepumpen eingegangen werden.

8.4.1 Markthemmnis Kosten

Die Investitionskosten einer Wärmepumpe im Industriesektor liegen meist deutlich über denen eines Heizungssystems mit einem Öl- oder Gaskessel. Dies liegt nicht nur an den Anlagenkosten selbst, sondern auch an den deutlich aufwändigeren Planungsleistungen und einer deutlich umfangreicheren Peripherie der Anlage vor allem zur Erschließung der Wärmequelle, sei es Grund-, Abwasser oder Prozessabwärme. Dem stehen häufig niedrigere Betriebskosten gegenüber – vor allem für Energie. Auch kann eine kombinierte Nutzung der kalten und der warmen Seite der Kältemaschine/Wärmepumpe einen zusätzlichen Vorteil bringen.

Bei Industrierärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln kommen noch einmal zusätzliche Kostenaspekte hinzu. Dies betrifft vor allem:

- Werkstoffeinsatz: Lediglich bei Propan kann Kupfer als Rohrwerkstoff verwendet werden, welches vor allem wegen seiner guten Verarbeitbarkeit Vorteile besitzt. Ammoniakanlagen müssen aufgrund der Unverträglichkeit mit Kupfer und CO₂-Anlagen aufgrund der deutlich höheren Drucklage in Stahl ausgeführt werden.
- Die kältetechnischen Komponenten sind meist teurer – dies betrifft vor allem die Verdichter, die Wärmeübertrager und die Expansionseinrichtungen.
- Bei allen Anlagen mit natürlichen Kältemitteln sind die Aufwendungen für die Sicherheitstechnik höher: Ammoniak ist toxisch, Propan brennbar und bei CO₂ besteht in höheren Konzentrationen Erstickungsgefahr. Aus diesem Grund sind teilweise besondere Maschinenräume bzw. eine Gasdetektion vorgeschrieben.
- Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln werden tendenziell nur in geringeren Stückzahlen nachgefragt und nur auf Bestellung gefertigt, was die Fertigungskosten in die Höhe treibt (Einzelfertigung, individuelle Dokumentation etc.) [Brückner 2012].

Diese gesamten Bedingungen führen dazu, dass die Investitionskosten von Ammoniak-Anlagen ca. 1,5-fach höher sind als die von HFKW-Anlagen. Und für ca. 60 bis 70% der Kunden ist das ein Auswahlkriterium [Brückner 2012].

Weiterhin ist es so, dass die verbrauchsgebundenen Kosten, d.h. der Endenergiebedarf der Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln, nicht immer günstiger sind als für FKW/HFKW-Wärmepumpen. So liegt die Leistungszahl einer Wärmepumpe mit Turboverdichter mit R134a ca. 0,5 höher als die von einer NH₃-Anlage mit Schraubenverdichter [Brückner 2012]. Vor allem im Teillastbereich sind die Turbo-Verdichter deutlich besser, was sich im SEER bzw. SPF bemerkbar macht [Paatzsch 2011].

Lediglich für Vorlauftemperaturen oberhalb von 70°C ist Ammoniak meist besser als vergleichbare Systeme mit HFKW.

Beim Service und bei der Wartung hingegen können diese Anlagen überzeugen, da sie nicht unter die F-Gase-Verordnung [EG 2006] fallen und Dichtheitsprüfungen etc. entfallen.

Trotzdem gibt es Kunden, die traditionell NH₃ verwenden (z.B. Nestlé), bzw. Anwendungen, wo NH₃ sehr häufig verwendet wird (Eisbahnen, Kühlhäuser) [Brückner 2012].

Eine wachsende Zahl an Unternehmen schreibt in ihrer „Corporate Identity“ die Vermeidung von treibhausrelevanten Kältemitteln fest und nimmt größere Investitionskosten in Kauf.

8.4.2 Markthemmnisse durch Rechtsvorschriften und Normen

Kunden mit wenig Erfahrung mit natürlichen Kältemitteln nennen häufig die höheren Sicherheitsanforderungen an die Aufstellung und den Betrieb der Anlagen als großes Hemmnis. So werden Bedenken geäußert, dass bei möglichen Kältemittelaustritten Belästigungen oder Gefährdungen der Umgebung auftreten könnten. Allerdings ist dieser Aspekt nicht so ausgeprägt wie bei den Hauswärmepumpen, da die Aufstellbedingungen in der Industrie grundsätzlich anders sind. Bei der Größe der Gesamtinvestitionen fallen diese zusätzlichen Kosten auch nicht so stark ins Gewicht.

Von Seiten der Normung gibt es nur insofern Markthemmnisse, dass einige Vorschriften aus den Normen und Gesetzen die Anlagen allgemein verteuern. So werden Kälteanlagen/ Wärmepumpen und ihre Komponenten in der Druckgeräterichtlinie je nach Gefährdungseinstufung der Kältemittel (toxisch, brennbar) in andere Grenzwerte eingruppiert und erfordern somit andere Konformitätsbewertungsverfahren, Abnahmen etc.

8.4.3 Anwendungstechnische Markthemmnisse

Von Seiten der Anwendungstechnik gibt es im Vergleich zu den Hauswärmepumpen deutlich weniger Probleme. So sind in diesem Leistungsbereich sämtliche Komponenten relativ einfach beschaffbar.

Allerdings muss immer berücksichtigt werden, auf welchem Temperaturniveau die Wärme benötigt wird (Raumwärme, Prozesswärme, Warmwasser in unterschiedlichen Temperaturen) und welche Wärmequellen genutzt werden können (Außenluft, Erdreich, Abwärme aus Prozessen). Hier sind den Wärmepumpen technische Grenzen gesetzt (verfügbare Kältemittel für die benötigten Temperaturen, Gütegrade der einzusetzenden Verdichter, Freigabe für spezielle Randbedingungen, Herkunft des zum Antrieb benötigten Stroms und damit primärenergetische Effizienz).

8.4.4 Ordnungspolitische Markthemmnisse

Momentan ist die aktuelle Fassung der F-Gase-Verordnung [EG 2006] das wichtigste gesetzgeberische Instrument, welches die Installation und den Betrieb von Kälteanlagen / Wärmepumpen mit FKW/HFKW im Vergleich zu Anlagen mit natürlichen Kältemitteln reglementiert. Die F-Gase-Verordnung gilt nicht für Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln und kann demnach nur als Hemmnis für Industriewärmepumpen mit fluorierten Kältemitteln angesehen werden.

8.4.5 Markthemmnisse durch die aktuelle Förderpolitik

Bundesweite Förderprogramme speziell für Anlagen mit natürlichen Kältemitteln existieren für gewerbliche Kälteanlagen unter bestimmten Randbedingungen, vor allem die energetische Effizienz betreffend.

Ein Markthemmnis dieser Kategorie ist vor allem in der fehlenden Förderung von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln im gesamten Leistungsbereich zu sehen.

8.4.6 Die Kundenakzeptanz betreffende Markthemmnisse

Alle vorgenannten Kategorien beeinflussen die Akzeptanz von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln beim Kunden. Kostenminimierung bei den Investitionen ist die häufigste Ursache für eine Entscheidung des Kunden gegen natürliche Kältemittel. Die Betriebskosten spielen eine weitere wesentliche Rolle. Bei guter Energieeffizienz können sich hier Vorteile für

Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ergeben, da keine regelmäßigen Dichtigkeitsüberprüfungen notwendig sind.

8.5 Abbau vorhandener Markthemmnisse

Von Seiten der Investitionskosten kann nur eine größere Marktdurchdringung dazu führen, dass durch größere Stückzahlen auch die Komponentenpreise fallen.

Bezüglich der Einsatzbereiche (erreichbare Temperaturen) sind aktuell verschiedene Aktivitäten im Gang, Kältemittel für höhere Temperaturen zu entwickeln. Wenn sich hier Erfolge zeigen, können noch mehr Anwendungsfälle für den allgemeinen Wärmepumpeneinsatz erschlossen werden. Ob diese Hochtemperaturkältemittel auf natürlicher Basis (Kohlenwasserstoffe) bestehen oder zumindest geringe GWP-Werte besitzen, ist aus heutiger Sicht noch nicht klar.

Bezüglich des Einsatzes von natürlichen Kältemitteln sind von administrativer Seite aus verschiedene Szenarien denkbar.

So kann eine künstliche Verknappung der synthetischen Kältemittel, wie es im neuen Entwurf der F-Gase-Verordnung [EG 2012] vorgeschlagen wird, dazu führen, dass die Preise für HFKW deutlich steigen und damit Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln interessanter werden.

Weiterhin kann eine Besteuerung von HFKW, wie sie schon in einigen Ländern üblich ist (Dänemark, Australien etc.), zu ähnlichen Effekten führen.

Es sind auch direkte Einsatzverbote der Kältemittel in Abhängigkeit von den Füllmengen möglich.

Dies sind wahrscheinlich die effektivsten Hebel, um einen verstärkten Einsatz der natürlichen Kältemittel auf diesem Gebiet voranzubringen.

Eine umfangreiche Information der potentiellen Betreiber über die ökologischen Vorteile von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln, verbunden mit speziellen Hinweisen zu Betrieb und Wartung entsprechend der VDMA-Einheitsblätter 24020, Teile 1, 3 und 4 [VDMA 2008], [VDMA 2010], [VDMA 2011], können ebenfalls den verstärkten Einsatz dieser Anlagen ermöglichen. Gegebenenfalls können geförderte Weiterbildungen des Wartungspersonals zu diesen Anlagen für mehr Kundenakzeptanz sorgen.

8.6 Smart Grid

Am 30. Juni 2011 beschloss der Bundestag mit großer Mehrheit das „13. Gesetz zur Änderung des Atomgesetzes“, das die Beendigung der Kernenergienutzung und die Beschleunigung der Energiewende mit einem verstärkten Ausbau der Erneuerbaren Energien regelt. Bis 2020 wird der Anteil EE nach vorsichtigen Prognosen auf mindesten 30% steigen, der Bundesverband Erneuerbare Energie prognostiziert sogar einen EE-Anteil von 47% [BEE 2011].

Mit dem Ausbau der Erneuerbaren Energien gewinnen Probleme, die aus den unterschiedlichen Lastgängen für Erzeugung und Nutzung der Elektroenergie resultieren, zunehmend an Gewicht. Es steigt der Bedarf an Speicherkapazitäten bzw. Regelenergie, um diese Angebots- und Lastschwankungen entsprechend auszugleichen. Zum Stand Januar 2011 wurden bereits bis zu 3.000 MW elektrische Regelleistung pro Stunde in Deutschland benötigt und gehandelt [BEE 2011].

Ein qualifizierteres Lastmanagement in sogenannten „intelligenten Stromnetzen“ wird zunehmend erforderlich. In ersten Pilotprojekten haben Energieversorgungsunternehmen bereits dezentrale Stromerzeugungsanlagen zu „Virtuellen Kraftwerken“

zusammengeschlossen. Der Ausgleich der Angebots- und Lastschwankungen erfolgt hier durch ferngesteuertes Abschalten von Blockheizkraftwerken [dena, Infoblätter].

Im Zusammenhang mit dem Ausbau der Erneuerbaren Energien muss naturgemäß zwangsläufig zunehmend abgerückt werden von einer verbrauchsabhängigen Erzeugung der Elektroenergie. Die Erzeugung fällt in Abhängigkeit der natürlichen Gegebenheiten an, und es muss verstärkt nach technischen Möglichkeiten für einen erzeugungsabhängigen Verbrauch der Elektroenergie gesucht werden.

Dafür können in Zukunft Wärmepumpen im Zusammenhang mit Wärmespeichern eine wichtige Rolle spielen. Überschussstrom, der aus Erneuerbarer Energie, z.B. Windenergie, entsteht, wird von diesen Wärmepumpen als Antriebsenergie zur Erzeugung von Wärme aufgenommen; diese Wärme wird gespeichert. In Spitzenlastzeiten können dann die Wärmepumpen vom elektrischen Netz abgeschaltet werden, und der Wärmebedarf wird in den Abschaltzeiten aus dem Speicher gedeckt. Wärmepumpen mit Fußbodenheizungen, die als thermischer Speicher dienen, überbrücken bereits heute bis zu zwei Stunden Stromabschaltung am Stück [BEE 2011].

In die Berechnung der Speicherfähigkeit von Warmwasserspeichern geht immer auch die Temperaturdifferenz ein. Hier sind die besonderen thermodynamischen Eigenschaften von CO₂-Wärmepumpen hervorzuheben, die die Erzeugung höherer Temperaturen ermöglichen. So kann in einem 1000 Liter Pufferspeicher durch Anhebung der Speichertemperatur von 70 auf 90°C ca. 23 kWh Energie zusätzlich gespeichert werden. Für Niedrigst- oder Passivhäuser reicht diese Energiemenge (in Abhängigkeit vom spezifischen Wärmebedarf und der Außentemperatur) durchaus zur Überbrückung von bis zu 12 Stunden. Wenn die CO₂-Wärmepumpe zur Erzeugung dieser Wärmemenge von zum Beispiel überschüssigem (Wind-)Strom angetrieben wird, fallen die etwas schlechteren Leistungszahlen für diese Betriebsweise nicht ins Gewicht. Die Speicherverlustedurch die höheren Temperaturdifferenzen betragen für dieses Beispiel etwa 2,5 kWh pro Tag. Das Verlust-Nutzen-Verhältnis ist durch die dadurch gegebenen Möglichkeiten der „Stromspeicherung“ tolerierbar.

Die technischen Voraussetzungen für solche Wärmepumpen-/Speichersysteme sind weitgehend gegeben. Weiterer Forschungs- und Entwicklungsbedarf besteht noch hinsichtlich der Optimierung und Kapazitätserhöhung der Speicher, bei der Kommunikation und Steuerung der Anlagen sowie bei der intelligenten Verknüpfung mit dem Stromnetz.

Als kommerzielle Voraussetzung sind den Wärmepumpenbetreibern als künftigen Partnern der Energieversorger für eine solche Kooperation möglichst vorteilhafte Strombezugsbedingungen als Anreiz einzuräumen. Es ist zu vermuten, dass es in naher Zukunft entsprechende Stromtarifmodelle geben wird, die den Einsatz von Wärmespeichern für das Lastmanagement rentabel werden lassen.

In [BEE 2011] wird das Potenzial an schaltbarer Last von Wärmepumpensystemen bis zum Jahre 2020 mit 4.400 MW eingeschätzt. Dabei rechnet der Bundesverband Wärmepumpe im Jahre 2020 mit 1,2 Mio. Wärmepumpenanlagen in Deutschland. Zum Stand Januar 2011 waren in Deutschland mehr als 350.000 Wärmepumpen mit einer elektrischen Anschlussleistung von ca. 1.400 MW an das Stromnetz angeschlossen, diese könnten bereits heute einen Teil der benötigten elektrischen Regelleistung bereitstellen.

Analoge Überlegungen zur Regelleistungsbereitstellung und zum Lastmanagement existieren übrigens auch im Zusammenhang mit Kälteanlagen und Kälte- bzw. Eisspeichern [dena, Infoblätter].

8.7 Zusammenfassung Industrierärmepumpen

Wärmepumpen werden in der Industrie vermehrt für die Bereitstellung von Raum- und Prozesswärme eingesetzt und gewinnen auch in Nahwärmenetzen eine immer größere Bedeutung. Im Zusammenhang mit der Nutzung von Abwärme aus industriellen Prozessen oder aber auch durch die Nutzung der kalten Seite zu Klimatisierungs- oder Kühlzwecken stellen sie eine ausgezeichnete Alternative zu herkömmlichen Heizsystemen dar.

Für alle Wärmepumpen gilt, dass der sinnvolle Einsatz anhand der gegebenen Randbedingungen zu prüfen ist. So ist die Effizienz der Wärmepumpe vor allem vom Temperaturniveau der Wärmequelle und Wärmesenke abhängig. Je näher diese Temperaturniveaus beieinander liegen, desto höher sind die erreichbaren Leistungszahlen (siehe Ausführung in Abschnitt 8.3.2). Die ökologische Bewertung kann über den TEWI erfolgen, in welchen vor allem auch die CO₂-Bilanz der Energieerzeugung eingeht. Der vermehrte Einsatz von Strom aus erneuerbaren Energien hilft den Wärmepumpen zu immer besseren ökologischen Bilanzen – vor allem auch in Bezug auf konventionelle Heizsysteme.

Die Markthemmnisse von Industrierärmepumpen beziehen sich hauptsächlich auf die relativ hohen Investitionskosten und die erforderlichen Randbedingungen (Wärmequelle, Wärmesenke).

Es muss immer berücksichtigt werden, auf welchem Temperaturniveau die Wärme benötigt wird (Raumwärme, Prozesswärme, Warmwasser in unterschiedlichen Temperaturen) und welche Wärmequellen genutzt werden können (Außenluft, Erdreich, Abwärme aus Prozessen). Hier sind den Wärmepumpen technische Grenzen gesetzt (verfügbare Kältemittel für die benötigten Temperaturen, Gütegrade der einzusetzenden Verdichter, Freigabe für spezielle Randbedingungen, Herkunft des zum Antrieb benötigten Stroms und damit primärenergetische Effizienz).

Der Anteil der Industrierärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln ist höher als bei den Hauswärmepumpen. Trotz der meist höheren Kosten und annähernd vergleichbarer Jahresenergieverbräuche gehören sie in verschiedenen Branchen und bei ausgewählten Kunden zum Stand der Technik. Vorteile haben diese Wärmepumpen dadurch, dass Sie nicht unter die F-Gase-Verordnung [EG 2006] und die Chemikalien-Klimaschutzverordnung [ChemKlimaschutzV] fallen und damit regelmäßige Dichtheitsprüfungen und das Führen eines speziellen Anlagenlogbuchs entfallen. Vor allem speziell projektierte und ausgelegte Anlagen weisen sehr gute Leistungszahlen auf.

In der Industrie ist durch die mögliche Nutzung größerer Speicher auch die Einbindung in Smart Grid zur Nutzung überschüssigen EE-Stroms gegeben. Gerade auch im Bürogebäudesektor lassen sich große Energiemengen durch Speicherung im Gebäude (Bauteilaktivierung) nutzen.

9 Machbarkeitsstudie NH₃-Wärmepumpe

9.1 Einleitung und Zielstellung

Wie in Kapitel 4.3 dargelegt, wird unter bestimmten Voraussetzungen die Installation von Heizungs-Wärmepumpen wegen des verminderten Primärenergieverbrauches und der damit verminderten CO₂-Emissionen durch das BMU gefördert – allerdings unabhängig vom eingesetzten Arbeitsstoff (d.h. des Kältemittels) in der Wärmepumpe. Bei der Förderung wird nur der indirekte Treibhauseffekt des Heizsystems, der durch die Antriebsenergie der Wärmepumpe verursacht wird, berücksichtigt.

Gegenwärtig kommen in handelsüblichen Wärmepumpen als Kältemittel überwiegend teilfluorierte Kohlenwasserstoffe (HFKW) zum Einsatz – insbesondere trifft dies auch auf Wärmepumpen für die Wohngebäudeheizung zu. Die verwendeten HFKW besitzen einen sehr hohen GWP-Wert (Global Warming Potential) und tragen beim Entweichen in die Atmosphäre nicht unerheblich zum Klimawandel bei.

Bei einer ganzheitlichen Betrachtung nach DIN EN 378 muss dieser direkte Einfluss im sogenannten TEWI (Total Equivalent Warming Impact) mit berücksichtigt werden und kann unter Umständen die CO₂-Bilanz der Wärmepumpe verschlechtern.

Wärmepumpen, die mit natürlichen Kältemitteln betrieben werden, haben dieses oben genannte Problem nicht. Beispielsweise hat Ammoniak, das als natürliches Kältemittel bereits eine lange Tradition hat, einen GWP-Wert von Null. Allerdings ist die Verwendung dieses Stoffes aus technischen, vor allem aber aus sicherheitstechnischen Gründen nicht unproblematisch.

Im Rahmen dieses Vorhabens wurde die Machbarkeit des Baus einer Kleinwärmepumpe im Leistungsbereich von ca. 10 kW für die Wohngebäudeheizung mit dem Kältemittel Ammoniak untersucht.

9.2 Eigenschaften von Ammoniak als Kältemittel

Ammoniak ist ein natürlicher Stoff, der bei natürlichen Prozessen (z.B. biologischen Zersetzungsprozessen) entsteht. Er wird aber auch großtechnisch synthetisch hergestellt, beispielsweise zur Weiterverwendung in der Kunstdüngerproduktion oder Salpeter-Chemie.

Die Stoffidentität ist über die EG-Nr. 2316353 und über CAS-Nr. 7664-41-1 gegeben.

Ammoniak (NH₃) mit der kältetechnischen Bezeichnung R717 ist bei normalen Umgebungsbedingungen ein farbloses Gas mit einem charakteristischen stechenden Geruch.

Unter normalen Umgebungsbedingungen ist Ammoniakgas leichter als Luft, das Dichteverhältnis liegt etwa bei 0,6.

Die Siedetemperatur für Ammoniak ist bei Normaldruck etwa -33°C.

Für die Temperatur von 20°C beträgt der Sättigungsdruck 8,6 bar.

Der Erstarrungs- bzw. Schmelzpunkt liegt bei -77,7°C.

Der kritische Punkt ist bei 132°C und 113 bar.

Die o.g. und weitere Daten für das Kältemittel Ammoniak sind den jeweiligen Sicherheitsdatenblättern der Lieferanten zu entnehmen.

Ammoniak ist als Kältemittel von den einschlägigen Fachhändlern in verschiedenen Qualitätsstufen zu beziehen. Üblicherweise wird dieser Stoff mit einer Reinheit von 99,98% mit der Bezeichnung Ammoniak 3.8 eingesetzt. Für besondere Anforderungen ist auch Ammoniak mit höherem Reinheitsgrad verfügbar.

Die Lieferpreise von Ammoniak zur Verwendung als Kältemittel sind vergleichsweise kostengünstig. Abhängig vom Lieferanten und den konkreten Lieferbedingungen liegt derzeit der Preis für das Kältemittel Ammoniak für eine Flasche von etwa 50 kg bei weniger als einem Viertel gegenüber handelsüblichen HFKW-Kältemitteln.

Da Ammoniak günstige kältetechnische Eigenschaften aufweist, hat es bereits eine sehr lange Tradition als Kältemittel. Denn mit diesem Stoff sind relativ hohe volumetrische Kälteleistungen zu erzielen. Ammoniak besitzt eine sehr große Verdampfungsenthalpie, diese liegt etwa beim 6-fachen gegenüber den gebräuchlichen HFKW-Kältemitteln. Die Verdampfungsenthalpie ist abhängig von Druck und Temperatur. In Tabelle 36 sind für verschiedene Kältemittel die Verdampfungsenthalpien bei jeweils 0°C Verdampfungstemperatur dargestellt (Berechnung mit Stoffwertberechnungspogramm des ILK REFLIB, 2007). Außerdem hat Ammoniak auch gute Wärmeübergangseigenschaften. Der Wärmeübergang eines Stoffes wird von mehreren Einflüssen und Stoffeigenschaften bestimmt. Der Wärmeleitkoeffizient bestimmt den Wärmeübergang maßgeblich mit. D.h. je größer dieser Koeffizient ist, desto besser sind die Wärmeleitung dieses Stoffes und der Wärmeübergang. Deshalb sind zum Vergleich ebenfalls in Tabelle 36 die Wärmeleitkoeffizienten verschiedener Kältemittel für siedende Flüssigkeit und gesättigten Dampf bei der Temperatur von 0°C erfasst (Berechnung mit Stoffwertberechnungspogramm des ILK REFLIB, 2007).

Tabelle 36: Stoffwerte (Verdampfungsenthalpie, Wärmeleitkoeffizienten) von Ammoniak im Vergleich zu anderen Kältemitteln

Kältemittel	Verdampfungsenthalpie bei 0°C (h''-h') in kJ/kg	Wärmeleitkoeffizient für siedende Flüssigkeit bei 0°C λ' in W/(m K)	Wärmeleitkoeffizient für gesättigten Dampf bei 0°C λ'' in W/(m K)
R717 (Ammoniak)	1260	0,54401	0,02389
R744 (Kohlendioxid)	231	0,11041	0,01892
R600a (Iso-Butan)	356	0,09569	0,01465
R290 (Propan)	372	0,10466	0,01596
R1270 (Propen)	378	0,09728	0,01386
R134a	199	0,09367	0,01202
R404A	165	0,07601	0,01284
R407C	209	0,09620	0,01264
R410A	221	0,09993	0,01312
R507	162	0,07512	0,01281
R22 (zum Vgl.)	205	0,09951	0,00984

Ammoniak hat weder ein ozonerstörendes Potenzial in der Stratosphäre (d.h. der ODP-Wert ist Null), noch bewirkt es einen Treibhauseffekt (d.h. der GWP-Wert ist ebenfalls Null).

Allerdings wird Ammoniak nach Druckgeräterichtlinie [DGRL 1997] in die Fluidgruppe 1 und nach DIN EN 378 in die Sicherheitsgruppe B2 eingeordnet. Denn der Stoff besitzt eine erhöhte Toxizität und eine geringe Brennbarkeit.

Der Arbeitsplatz-Grenzwert (AGW-Wert nach den TRGS 900, früher MAK-Wert) liegt bei 20 ppm bzw. 0,014 g pro m³ Luft mit einem Überschreitungsfaktor von 2. (Für Kurzzeitexpositionen galten in der Vergangenheit 50 ppm bzw. 0,035 g/m³ als Grenzwert.)

Der ERPG-2-Wert liegt bei 150 ppm bzw. 0,105 g/m³ (ERPG: Emergency Response Planning Guideline). Ab 250 ppm bzw. 0,175 g/m³ beginnt Ammoniak belästigend zu wirken, höhere Dosen können zu bleibenden Gesundheitsschäden (z.B. Erblindung) oder auch tödlichen Wirkungen führen. Dosierungen von 5000 ppm bzw. 3,5 g/m³ führen zu Atemlähmung und wirken damit bereits nach sehr kurzer Zeit tödlich giftig.

Allerdings ist Ammoniak aber schon ab ca. 5 ppm bzw. 0,0035 g/m³ durch seinen Geruch wahrnehmbar, es hat also gute Warneigenschaften. Andererseits kann der Stoff mit seinem stechenden Geruch auch panikauslösend wirken.

Der praktische Grenzwert nach DIN EN 378 liegt bei dem vergleichsweise niedrigen Wert von 0,35 g/m³. Daraus ergeben sich die Anforderungen an den Aufstellraum einer Ammoniak-Anlage. Für einen Personen-Aufenthaltsbereich, der kein Maschinenraum ist, berechnet sich die maximale Ammoniak-Füllmenge als Produkt aus praktischem Grenzwert und Rauminhalt des Aufstellraumes. Das bedeutet im Umkehrschluss, dass der Aufstellraum einer Ammoniak-Wärmepumpe pro 100 g Ammoniak-Füllmenge ein Mindest-Raumvolumen von 286 m³ haben muss, um diesen Grenzwert einzuhalten.

Da erfahrungsgemäß pro kW Kälteleistung mit ca. 60 bis 100 g Ammoniak-Füllmenge gerechnet werden muss, kommt für den hier betrachteten Anwendungsfall in der Regel eine Aufstellung der Wärmepumpe nur im Freien oder ggf. in einem besonderen Maschinenraum ohne Personenaufenthalt in Frage. Denn bei beispielhaften 600 g Ammoniak-Füllmenge in einer Kleinwärmepumpe für die Beheizung eines Wohngebäudes mit 10 kW Heizleistung wäre ein Aufstellraum mit einem Mindest-Raumvolumen von mehr als 1.700 m³ erforderlich. Das würde bedeuten, dass der Aufstellraum der Wärmepumpe möglicherweise größer als das zu beheizende Gebäude wäre.

Die Brennbarkeit bzw. Explosivität ist im Bereich von 15,4 bis 33,6 Vol% im Luftgemisch gegeben. Die untere Explosionsgrenze nach DIN EN 378 liegt bei 0,116 kg/m³.

Die Temperaturklasse ist T1, die Selbstentzündungstemperatur beträgt 630°C.

Die notwendige Zündenergie ist mit 14 mJ relativ hoch (zum Vergleich die Mindestzündenergien anderer brennbarer Stoffe: Methan 0,28 mJ; Ethan/Propan/Butan jeweils 0,25 mJ).

In Tabelle 37 sind für natürliche brennbare Kältemittel der Sicherheitsgruppe A3 sowie für HFKW-Kältemittel mit geringer Brennbarkeit (Gruppe A2) Vergleichswerte bezüglich der Brennbarkeit zusammengestellt.

Tabelle 37: Daten bezüglich Brennbarkeit/Explosivität für ausgewählte Kältemittel, Quelle: DIN EN 378, Sicherheitsdatenblätter der Kältemittel

Kältemittel	R170	R1150	R290	R1270	R600	R600a	R32	R152a
Handelsname	Ethan	Ethen Ethylen	Propan	Propen Propylen	Butan	Iso-Butan 2-Methyl- propan	CH ₂ F ₂	CH ₃ -CHF ₂
LFL (untere Ex.-grenze DIN EN 378)	0,038 kg/m ³	0,036 kg/m ³	0,038 kg/m ³	0,047 kg/m ³	0,048 kg/m ³	0,038 kg/m ³	0,307 kg/m ³	0,130 kg/m ³
untere Ex.-grenze	2,4 Vol%	2,4 Vol%	1,7 Vol%	1,8 Vol%	1,4 Vol%	1,5 Vol%	14 Vol%	ca. 4 Vol%
obere Ex.-grenze	16 Vol%	34 Vol%	9,5 Vol%	11 Vol%	8,5 Vol%	8,5 Vol%	31 Vol%	ca.17 Vol%
Zündtemp.	515°C	425°C	470°C	455°C	365°C	460°C	648°C	455°C
Mindestzünd-Energie	0,25 mJ	0,082 mJ	0,25 mJ	>0,18 mJ	0,25 mJ	>0,18 mJ	k. A.	k. A.

Ammoniak ist sehr gut in Wasser löslich. Die Löslichkeit ist druck- und temperaturabhängig. Bei normalen Umgebungsbedingungen können etwa 32 kg Ammoniak von 100 kg Wasser aufgenommen werden, dabei entsteht Salmiakgeist (Ammoniumhydroxid). Diese hygroskopische Eigenschaft des Ammoniakgases wird auch genutzt, um akute Gefahren für Leben und Gesundheit auf schnelle Weise abzuwenden. Das durch Havarie, Unfall, Störfall o.ä. in die Atmosphäre freigesetzte Ammoniakgas wird dann mit versprühtem Wasser gebunden als erste, schnelle Maßnahme zur Abwendung einer akuten Lebens- oder Gesundheitsgefahr.

Ammoniak kann den pH-Wert wässriger ökologischer Systeme verändern. Es wird in die Wassergefährdungsklasse (WGK) 2 eingeordnet, da es wassergefährdend ist.

Bei niedrigen Temperaturen ist Ammoniak chemisch sehr stabil. Bei Temperaturen über 450°C setzt thermische Zersetzung ein, dabei kann H_2 entstehen. Allerdings sind im Normalfall solche hohen Temperaturen für typische Anwendungen der Kälte- und Wärmepumpentechnik nicht relevant.

Aufgrund der relativ leichten Molekülmasse von 17 g/mol sind für die Verdichtung des Ammoniakdampfes Strömungsverdichter, d.h. Turboverdichter, nicht gut geeignet. Diese Verdichter müssten mit einer Vielzahl von Stufen bzw. mit extrem schnell drehenden Laufrädern ausgeführt sein. Üblich sind für Ammoniakanlagen Verdrängungsverdichter, d.h. Hubkolben- oder Schraubenverdichter.

Als Werkstoffe für Ammoniakanlagen kommen praktisch nur Eisen bzw. Eisenlegierungen in Frage, d.h. Stahl oder Edelstahl. Denn Zink wird von Ammoniak aufgelöst und Kupfer bzw. Kupferlegierungen werden angegriffen.

Die Investitionskosten für Ammoniakanlagen sind erfahrungsgemäß höher als für Anlagen mit HFKW als Kältemittel. Besonders im kleinen Leistungsbereich ist dieser Nachteil umso stärker ausgeprägt.

Bei NH_3 -Kälteanlagen für Industrieanwendungen werden beispielsweise in [Gerwen 2012] 34% höhere Kosten gegenüber HFKW-Anlagen ausgewiesen. Diese Mehrkosten amortisieren sich jedoch wegen geringerer Energiekosten innerhalb von 3,2 Jahren.

Die Gründe für die höheren Investitionskosten liegen in der Eingeschränktheit der verfügbaren Komponenten sowie der Werkstoffe, die für Ammoniakanlagen geeignet sind. Da keine Bauteile aus Kupfer bzw. Kupferlegierungen verwendet werden können, kann auch nicht die relativ kostengünstige Verbindungstechnologie Löten für die Rohrleitungen und Bauteile verwendet werden. Die Stahl-Rohrleitungen und Bauteile müssen in der Regel geschweißt werden.

Darüber hinaus hat Ammoniak mit einem vergleichsweise kleinen elektrischen Widerstand und geringer Durchschlagfestigkeit auch ungünstige elektrische Eigenschaften. Aus diesem Grund sind keine gekapselten Motorverdichter für Ammoniak möglich, die gerade im kleinen Leistungsbereich für andere Kältemittel vorteilhaft eingesetzt werden können.

Außerdem sind wegen der Toxizität und geringen Brennbarkeit von Ammoniak besondere Sicherheitsmaßnahmen erforderlich, die die Anlagen verteuern.

Jedoch im größeren Leistungsbereich, erfahrungsgemäß ab etwa 300 kW und besonders im Tiefkühlbereich, sind Ammoniak-Kälteanlagen wirtschaftlich nicht zu überbieten. Aber auch kleinere, einstufige Kompaktsysteme bereits ab etwa 100 kW sind wettbewerbsfähig herzustellen und auf dem Markt zu finden.

9.3 Auslegung einer Kleinwärmepumpe für Wohngebäudeheizung

Im Wesentlichen ist die Auslegung in Anlage 13 und Anlage 14 dargestellt. Siehe aber auch RI-Schema und Bauteilliste in Anlage 16 und Anlage 17.

Für die Auslegung wird von einer Wärmepumpe ausgegangen, die eine Heizleistung von etwa 10 kW erzeugen soll. Die Heizleistung von 10 kW liegt in der Größenordnung des Bedarfs für ein älteres Einfamilienhaus bzw. für ein kleines Mehrfamilienhaus, das nach neuesten Standards gebaut wurde.

Im Rahmen dieser Studie wurde die Wärmequelle Luft als Vorzugsvariante gewählt und detailliert weiterentwickelt. Denn diese Variante ist relativ unabhängig von einem späteren Einsatzstandort und den dortigen Gegebenheiten bezüglich einer möglichen Wärmequelle. Außerdem hat bei dieser Variante die wassergefährdende Eigenschaft von Ammoniak keine Bedeutung.

D.h. die Wärmepumpe wird verdampferseitig mit Außenluft als Wärmequelle beaufschlagt. Gegebenenfalls kann die Außenluft dabei vorgewärmt werden, wenn der Luft-Ansaugkanal beispielsweise unter dem Gebäudfundament im Erdreich geführt wird. Aber auch andere Möglichkeiten der Luftführung bzw. Luftvorwärmung wären denkbar.

Andere mögliche Wärmequellen mit entsprechenden technischen Lösungen zu deren Nutzung wären beispielsweise:

- Erdreich über Solekreislauf / über Direktverdampfung;
- Oberflächenwasser über Solekreislauf / über Direktverdampfung;
- Brunnenwasser über Solekreislauf / über Direktverdampfung.

Dabei ist zu beachten, dass Ammoniak die Wassergefährdungsklasse 2 hat und aus diesem Grund entsprechend zusätzliche technische Schutzmaßnahmen, wie z.B. Doppelrohrführung, zu realisieren wären.

Da die Verfügbarkeit NH_3 -tauglicher Verdichter im kleinen Leistungsbereich sehr eingeschränkt ist, wurde als Verdichter ein 2-Zylinder-Hubkolbenverdichter (Fabrikat HKT Goeldner) mit einem Fördervolumenstrom von ca. 14 m³/h vorgesehen. Der Verdichter ist speziell für das Kältemittel Ammoniak zugeschnitten und gefertigt. Alternativ hat die Fa. Frigopol Deutschland GmbH entsprechende Verdichter im Lieferprogramm, für dieses Projekt wurde jedoch kein entsprechendes Angebot unterbreitet.

Der Antriebsmotor mit einer elektrischen Leistung von ca. 3 kW ist direkt am Verdichter (Fabrikat HKT Goeldner) gekoppelt. Alternativ wäre auch eine Kopplung über Riementrieb möglich, da diese jedoch eine zusätzliche „Störstelle“ bedeuten kann, wurde diese Möglichkeit hier nicht gewählt.

Der Verdichter lässt sich zusätzlich mit einer wasserbeaufschlagten Zylinderkopfkühlung zur Absenkung der Verdichtertemperatur ausrüsten. Diese Zylinderkopfkühlung ist vom Hersteller bereits standardmäßig vorgesehen und wird als Zusatzbauteil optional angeboten. Die mit der Zylinderkopfkühlung auskoppelbare Wärmeleistung liegt etwa bei 0,2 kW.

Die erzeugte Heizwärme gibt die Wärmepumpe über einen Plattenwärmeübertrager (Enthitzer / Kondensator) an einen Heizwasserkreislauf ab.

Mit einer Aufteilung von Enthitzung und Kondensation auf zwei separate Wärmeübertrager ließen sich im Enthitzer die hohen Verdichter-Austrittstemperaturen zur Wärmeauskopplung auf höherem Temperaturniveau nutzen. Dies wäre z.B. für die Warmwasserbereitung sehr

vorteilhaft. Allerdings würde diese Aufteilung der Wärmeübertrager zu höheren Investitions- und Installationsaufwand führen. Mehrkosten werden bei potentiellen Anwendern dieser Technologie in der Regel nur dann akzeptiert, wenn damit ein entsprechender Vorteil für eine günstigere Warmwasserbereitung erreicht wird.

Folgende Temperatur-Parameter wurden bei der Auslegung zu Grunde gelegt:

- Verdampfungstemperatur t_0 : -5°C
- Überhitzungstemperatur t_{0h} : 5°C (Überhitzung: 10 K)
- Kondensationstemperatur t_c : 50°C (Unterkühlung: 5 K)

Für diese Parameter bestehen in gewissen Grenzen noch Variationsspielräume, ohne dass das hier beschriebene Konzept überarbeitet bzw. neu entwickelt werden müsste.

In Anlage 13 ist der Kreisprozess berechnet worden. Alle thermodynamischen Zustandsgrößen (Druck, Temperatur, spezifisches Volumen, Enthalpie, Entropie, Dampfanteil) für die einzelnen Punkte des Kreislaufes sind dort tabellarisch zusammengestellt.

Für die Verdichtung wurden ein Liefergrad von 0,8 und ein innerer Wirkungsgrad von 0,65 angenommen.

Unter den oben definierten Randbedingungen ist ein Verdichter mit dem Fördervolumenstrom von ca. $14\text{ m}^3/\text{h}$ erforderlich. Der notwendige Kältemittelmassenstrom ergibt sich zu ca. 31 kg/h bzw. $8,6\text{ g/s}$ entsprechend Anlage 11.

Für die Wärmepumpenanwendung ergibt sich für den oben genannten Auslegungspunkt ($t_0/t_{0h}/t_c=5/+5/+50^\circ\text{C}$) rechnerisch ein COP-Wert von 3,5.

In diesem COP-Wert sind allerdings keine zusätzlichen Hilfsenergien (entsprechend Abschnitt 6.3.2) berücksichtigt für Ventilatormotor, Regelung oder Heizwasserpumpe zur Überwindung der Kondensator-Druckverluste.

Mit den Berechnungen in Anlage 13 wurden die Grundlagen zur Dimensionierung der Apparate bzw. der verbindenden Rohrleitungen geschaffen. Bei diesen Berechnungen wurden die Auslegungsparameter Verdampfungs- / Überhitzungs- / Kondensationstemperatur ($t_0 / t_{0h} / t_c$) variiert, um den Einfluss dieser Variation auf die Dimensionierung zu überprüfen. Die Berechnungen wurden in der Anlage 13 beispielhaft mit Verdampfungstemperaturen (t_0) von -5 und $+5^\circ\text{C}$ durchgeführt, sowie mit Kondensationstemperaturen (t_c) von 50 und 30°C . Mit der Excel-Tabelle lassen sich ohne größeren Aufwand weitere Varianten berechnen.

Aus den genannten Parametern ergeben sich für die Berechnungen in Anlage 14 die vier in Tabelle 38 aufgelisteten Varianten.

Zu den Varianten wird jeweils für die Wärmepumpenanwendung der ermittelte COP-Wert angegeben. Dabei ist zu beachten, dass bei dieser Berechnung für die Verdichtung eine veränderter Liefergrad von 0,65 und ein veränderter innerer Wirkungsgrad von 0,5 angenommen wurden.

Damit soll gezeigt werden, welchen Einfluss insbesondere der innere Wirkungsgrad auf den COP-Wert des Prozesses hat. In der Berechnung (Anlage 13) wurde für die gleichen Parameter der Variante 1 – allerdings mit dem höheren inneren Wirkungsgrad von 0,65 - ein COP von 3,5 erreicht.

Tabelle 38: Variation der Betriebsparameter für Wärmepumpenberechnung

Variante	Verdampfungstemperatur t_0	Überhitzungstemperatur t_{0h}	Kondensationstemperatur t_c	COP_{WP}
1	-5°C	0°C	50°C	2,9
2	-5°C	0°C	30°C	4,3
3	5°C	10°C	50°C	3,5
4	5°C	10°C	30°C	5,9

Auf der Grundlage dieser Kalkulationen für die verschiedenen Varianten ergaben sich folgende Dimensionierungen für die Rohrleitungen (in Anlage 14 die Rohrrinnendurchmesser d_{SL} , d_{DL} , d_{FL}):

Saugleitung: Edelstahl-Rohr DN15 21,3 x 2,0 mm ($d_i = 17,3$ mm)
 Druckleitung: Edelstahl-Rohr DN10 17,2 x 1,6 mm ($d_i = 14,0$ mm)
 Flüssigkeitsleitung: Edelstahl-Rohr DN15 17,2 x 1,6 mm ($d_i = 14,0$ mm)

Die maximalen Strömungsgeschwindigkeiten des Kältemittels werden mit diesen Rohrleitungsquerschnitten auf akzeptable Werte beschränkt, d.h. auf etwa 10 m/s in Druckleitung und Saugleitung sowie etwa 0,1 m/s in der Flüssigkeitsleitung. Ebenso ergeben sich akzeptable Werte für die Rohrreibungsdruckverluste im Bereich von wenigen mbar pro m Rohrleitung (siehe letzte Spalten in Anlage 14).

Für eine Reihe von Bauteilen (z.B. Absperrarmaturen, Schaugläser u.a.) erfolgt die Dimensionierung entsprechend passend zu den Rohrleitungsnennweiten.

Weitere Bauteile des Kreislaufes (z.B. Verdichter, Wärmeübertrager, Expansionseinrichtung) werden komponentenspezifisch bzw. nach Verfügbarkeit ausgelegt:

- a) direkt vom Hersteller vorgegeben bzw.
- b) mit Auslegungsprogrammen des Herstellers für die Expansionseinrichtung (Anlage 15).

In der Konzeption für die Kleinwärmepumpe ist als Expansionsventil das Ventil MVF661.25-0.16N (Fabrikat Siemens) mit Magnetantrieb vorgesehen. Dieses Ventil ist vom Hersteller speziell für Ammoniak Anwendungen ausgewiesen. Das entsprechend zugehörige Auslegungsprogramm zur Dimensionierung des Expansionsventils wurde genutzt (siehe Anlage 15). Für den Auslegungspunkt ergibt sich für das Expansionsventil ein erforderlicher Durchflusskoeffizient (Kv-Wert) von 0,015 m³/h. Das im Konzept ausgewählte Siemens-Ventil hat einen Kv-Wert von 0,16 m³/h (bzw. mit softwareseitiger Reduzierung von 0,1 m³/h), der deutlich über dem Auslegungswert von 0,015 m³/h liegt. Trotzdem erscheint das Ventil geeignet und soll zum Einsatz kommen, da

- das Ventil eine vergleichsweise große Hubauflösung von 1:1000 besitzt;
- es im ILK bereits Erfahrungen mit diesem Ventil gibt - auch bezüglich einer nachträglichen Anpassung des Ventileinsatzes für kleinere Leistungen bzw. Durchflüsse.

Bei der Errichtung der Wärmepumpenanlage sind vorzugsweise Anlagenteile sowie Verbindungstechnologien für die Anlagenteile zu wählen, die auf Dauer als technisch dicht gelten (gemäß TRBS 2152).

Ist dies nicht möglich, dann muss gewährleistet sein, dass Anlagenteile und Verbindungstechnologien als technisch dicht gelten (gemäß TRBS 2152).

Rohrleitungen sind zu verschweißen und Anlagenteile / Komponenten sind mittels Schweißanschluss in die Anlage zu installieren, soweit als möglich.

Es ist sicherzustellen, dass die Kältemittel-Füllmenge maximal 2,5 kg Ammoniak beträgt.

Gegebenenfalls sind Auslegungs- bzw. Konstruktionsänderungen vorzunehmen, um diese maximale Füllmenge einzuhalten.

Durch den vergleichsweise großen Wert für die Verdampfungsenthalpie von Ammoniak (siehe Abschnitt 9.2,

Tabelle 37) ergeben sich bei gleicher Leistung und analogen Betriebsparametern kleinere Kältemittel-Massenströme als bei konventionellen Anlagen mit herkömmlichen HFKW-Kältemitteln oder auch mit natürlichen KW-Kältemitteln. Dies ist ein Vorteil von Ammoniakanlagen, so dass Rohrleitungen hier oftmals kleiner als bei Vergleichsanlagen dimensioniert werden können und auch die Kältemittel-Füllmenge geringer ausfällt.

9.4 Bauteile und RI-Schema

Die Anlage 16 enthält das Rohrleitungs- und Instrumentenfließschema (RI-Schema). Alle im Schema vorhandenen Bauteile sind durchnummeriert und in der Bauteilliste (Anlage 17) mit technischer Spezifikation tabellarisch zusammengestellt.

In der Bauteilliste sind eine Reihe von Bauteilen und Messeinrichtungen gesondert gekennzeichnet (rote Nummern). Diese Teile müssten zusätzlich installiert werden, wenn die Wärmepumpenanlage als Forschungsanlage für ein entsprechendes Mess- und Untersuchungsprogramm genutzt werden soll und deshalb eine Reihe zusätzlicher Messwerte zur detaillierten Untersuchung der Anlage erfasst werden sollen.

Für eine normal genutzte, praktische Wärmepumpen-Anwendung wären die gesondert gekennzeichneten Bauteile und Messeinrichtungen verzichtbar.

9.5 Aufstellbedingungen für die Ammoniak-Wärmepumpe

Nach einer Abschätzung bei der Konzeption und Auslegung der Kleinwärmepumpe wird davon ausgegangen, dass die Kältemittel-Füllmenge in der Größenordnung von maximal 1 kg Ammoniak liegt. Bei Realisierung der Wärmepumpe ist sicherzustellen, dass die Kältemittel-Füllmenge 2,5 kg Ammoniak nicht überschreitet. Denn 2,5 kg ist nach DIN EN 378 die maximale Füllmenge eines Kältemittels der Sicherheitsgruppe B2 für Anlagen, deren Aufstellung aller kältemittelführenden Teile sich in einem Maschinenraum ohne Personenaufenthalt oder im Freien befindet und der Aufstellbereich als „Allgemeiner Aufstellbereich“ der Klasse A (Wohnungen, Hotels, Gaststätten, Schulen, Krankenhäuser, Theater, Supermärkte) einzuordnen ist. Gegebenenfalls müsste die Konzeption bzw. die Konstruktion geändert werden, um diese maximale Füllmenge von 2,5 kg Ammoniak nicht zu überschreiten.

Aus oben genannten Gründen (siehe auch Erläuterungen im Abschnitt 9.2) kommt für die kältemittelführenden Teile der Wärmepumpe nur eine Aufstellung im Freien in Frage bzw. in einem als Maschinenraum ohne Personenaufenthalt definierten Bereich, beispielsweise einem separaten Schutzraum oder einem geeigneten unterirdischen Bauwerk.

Die Unzugänglichkeit der Anlage sowie des Aufstellungsbereiches für unbefugte Personen ist sicherzustellen.

Für Bedienungs-, Wartungs-, Instandhaltungs-, Reparatur- oder sonstige Arbeiten an der Ammoniak-Anlage gelten erhöhte Anforderungen. Das dafür vorgesehene Personal muss sachkundig und für Arbeiten an Ammoniak-Anlagen entsprechend zusätzlich qualifiziert sein.

Bei Aufenthalt an der Anlage oder bei Durchführung von Arbeiten an der Anlage muss dieses Personal mit entsprechender Schutzausrüstung ausgestattet sein, insbesondere sind das Schutzhandschuhe, Augenschutz und speziell für Ammoniak vorgesehene Atemschutzmaske (Vollmaske mit Filter).

Besonders bei der Aufstellung der Anlage im Freien sind die dort geltenden maximal zulässigen Grenzwerte für Schall-Immissionen zu beachten. Die Schallemissionen der Wärmepumpe gehen vor allem vom Verdichter, vom Lüfter des luftbeaufschlagten Verdampfers und von Pumpen externer Kreisläufe aus. Gegebenenfalls sind Kapselungen oder andere Schallschutzmaßnahmen vorzusehen.

9.6 Schätzung der Kosten für die Herstellung der Wärmepumpe

In Anlage 18 sind in Tabellenform die Kostenschätzungen zusammengestellt:

- für den Prototyp einer Ammoniak-Kleinwärmepumpe (Heizleistung ca. 10 kW) und
- für Zusatzkosten, wenn die Anlage für Mess- und Forschungsleistungen genutzt werden soll.

Die Kostenangaben in Anlage 18 basieren zum Teil auf konkreten Angeboten (wie z.B. für die Hauptbauteile, wie Verdichter, Wärmeübertrager, Ölabscheider), aber auch auf Schätzungen und Erfahrungswerten (z.B. für Rohrleitungen, Armaturen u.a.).

Alle aufgeführten Kosten sind Nettokosten.

Die Herstellung einer Ammoniak-Anlage in diesem kleinen Leistungsbereich ist eine Einzel-fertigung mit individueller Planung, Auslegung, Komponentenbeschaffung, Montage usw. Dies verursacht naturgemäß relativ hohe Herstellungskosten. Bei entsprechender Stückzahl und ggf. Serienproduktion solcher Anlagen ist eine Kostenreduktion möglich.

In [Gerwen 2012] wird geschlussfolgert, dass mit einem höheren Standardisierungsgrad bei den Ausrüstungs- und Aufstellungsbedingungen, mit vereinfachtem Betriebs-, Wartungs- und Sicherheitsmanagement sowie mit geringeren Kosten für die Anlagenkomponenten eine breitere Anwendung von Ammoniakanlagen forciert werden kann. Siehe auch Ausführungen im Abschnitt 9.2.

10 Quellenverzeichnis

- Acalor GmbH (2012): Produktflyer Direktwärmepumpe http://www.acalor-direkt.de/fileadmin/user_upload/Download/acalor_Flyer.pdf.
- Advansor (2012): www.advansor.dk: compHEAT: Highly effective high temperature heat pumps, aufgerufen am 18.10.2012.
- AGEB (2012) Arbeitsgemeinschaft Energiebilanzen e.V.: Energieverbrauch in Deutschland – Daten für das 1.-4. Quartal 2011.
- AIT (2010): Prüfergebnisse Sole/Wasser und Wasser/Wasser Wärmepumpen basierend auf der EN 14511, AIT Austrian Institute of Technology, Stand: 10.06.2010.
- AIT (2010a): Prüfergebnisse Wärmepumpen mit Direktverdampfung basierend auf der EN 14511, AIT Austrian Institute of Technology, Stand: 10.06.2010.
- AIT (2011): Austrian Institute of Technology (<http://www.ait.ac.at/research-services/research-services-energy/waermepumpen-komfortlueftung/leistungs-funktionspruefungen-waermepumpen>).
- Alonso, J. et.al. (2012): Extension of the working map of Scroll Compressors for R407C heat pumps when they are working with propane, 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, The Netherlands, 2012.
- Alpha-Innotec GmbH (2012): Prospekt LWD 50A/70A Duale Wärmepumpe http://www.alpha-innotec.de/uploads/LWD_Produktflyer_Waermepumpe.pdf.
- Arnemann, Heiko et.al (2012): Scroll Compressor Assessment with R290 and R1270, 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, The Netherlands, 2012.
- Baehr, H.-D. (1965): Exergie und Anergie und ihre Anwendung in der Kältetechnik, Kältetechnik, 17. Jahrgang, Heft 1/1965.
- BAFA (2011) Richtlinien zur Förderung von Maßnahmen zur Nutzung erneuerbarer Energien im Wärmemarkt vom 11. März 2011.
- BAFA (2012) Richtlinien zur Förderung von Maßnahmen zur Nutzung erneuerbarer Energien im Wärmemarkt" vom 20. Juli 2012.
- BAFA (2012a): Erneuerbare Energien – Wärmepumpen mit Prüfzertifikat des COP-Wertes – Voraussetzung für die Förderfähigkeit (http://www.bafa.de/bafa/de/energie/erneuerbare_energien/publikationen/energie_ee_waermepumpe_liste_ab_2012.pdf, Stand vom 09.10.2012).
- BAFA (2013): Erneuerbare Energien – Wärmepumpen mit Prüfzertifikat des COP-Wertes – Voraussetzung für die Förderfähigkeit (http://www.bafa.de/bafa/de/energie/erneuerbare_energien/publikationen/energie_ee_waermepumpe_liste_ab_2013.pdf, Stand 21.08.2013).
- BEE (2011): Positionspapier Smart Grid: Der Beitrag von Wärmepumpen zum Lastmanagement in intelligenten Stromnetzen, Herausgeber: Bundesverband Erneuerbare Energien e.V. (BEE) u.a., Stand Januar 2011.
- BFE (2006) Bundesamt für Energie (BFE): „Potenziale von Gross-Wärmepumpen besser nutzen - Konzeption, Anwendungen, Kundensicht“, 13. Tagung des Forschungsprogramms Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte des Bundesamts für Energie (BFE), Burgdorf Juni 2006.

- BFE (2008). Bundesamt für Energie (Hrsg.): Wärmepumpen – Planung, Optimierung, Betrieb, Wartung, Faktor Verlag, Jan. 2008, CH.
- Bitzer (KT660) Technische Information: „Einsatz von Propan (R290) mit halbhermetischen Hubkolbenverdichtern“.
- BMJ (2011): Bundesjustizministerium: Gesetz über die Bereitstellung von Produkten auf dem Markt (Produktsicherheitsgesetz - ProdSG), 08.11.2011.
- BMWT (2008) Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, Energiedaten Tabelle 26 – Entwicklung von Energiepreisen und Preisindizes Deutschland, Stand 24.06.2008.
- Brändli (2012 telefonisch): Telefonat mit AWES GmbH, CH, Geschäftsführer, Dresden.
- Brückner, Dr. Jürgen (2012 mündlich): Persönliches Gespräch mit Johnson Controls, Vertriebsbüro Ost am 29.10.2012. Dresden.
- Bullard (2004): „Transcritical CO₂ systems – recent progress and new challenges“, Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois at Urbana-Champaign, USA, 2004.
- Bundesregierung (2010): „Energiekonzept für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung“ Beschluss der Bundesregierung vom 28. September 2010.
- Bundgaard (2012): Firmenprospekt zu “WWH R290 Heat pump” www.coolcare.dk.
- Burhenne, Nina; Chasserot, Marc (2011): Natural Refrigerants in Heat Pumps – A Study of Market and Policy Trends in the European Union and North America, 10th International Energy Agency HEAT PUMP CONFERENCE 2011, Tokyo.
- Byrne, Paul et.al (2012): Development of a Scroll Compressor Model for Propane, 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, The Netherlands, 2012.
- BWP (2011): BWP-Branchenstudie 2011, Szenarien und politische Handlungsempfehlungen, Herausgeber: Bundesverband Wärmepumpe (BWP) e.V.
- BWP (2011a): Bundesverband Wärmepumpe et. al. (Hrsg.): Positionspapier Smart Grid: Der Beitrag der Wärmepumpe zum Lastmanagement in intelligenten Stromnetzen. 2. Auflage Januar 2011.
- ChemKlimaschutzV: Verordnung zum Schutz des Klimas vor Veränderungen durch den Eintrag bestimmter fluorierter Treibhausgase (Chemikalien-Klimaschutzverordnung), 2. Juli 2008.
- Cofely (2012): Firmenprospekt GDF-Suez/Cofely zu Ammoniak-Wärmepumpen, www.cofely.info.
- Colbourne, Daniel et. al. (2012): Safety Concept for Hydrocarbon Refrigerants in Split Air Conditioner, 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, The Netherlands, 2012.
- Colbourne, Daniel; Liu, Zhi Xin (2012a): R290 leakage Mass Flow Rate from a Refrigerating System, 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, The Netherlands, 2012.
- Dena (Deutsche Energie-Agentur GmbH): Infoblätter Kältetechnik – Kältenetze.
- Destatis (2012): Statistisches Bundesamt: „Nachhaltige Entwicklung in Deutschland, Indikatorenbericht 2012“.
- Destatis (2012a): Statistisches Bundesamt: „Nachhaltige Entwicklung in Deutschland, Daten zum Indikatorenbericht 2012“.

- Dietrich, W.; Fredrich, Dr. O.: GEA Grasso Wärmepumpen für Ammoniak – die „Megawatt-Baureihe“, Vortrag DKV Berlin 2012.
- Dimplex - Glen Dimplex Deutschland GmbH (2012): Produktinformation zur Luft/Wasser-Wärmepumpe LA 11PS. (<http://www.dimplex.de/pdf/de/LA11PS.pdf>; 10.05.2012).
- DIN V 4701-10 (2003): „Energetische Bewertung heiz- und raumlufttechnischer Anlagen“, Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung, August 2003.
- DIN EN 60335-2-40 (2004): Sicherheit elektrischer Geräte für den Hausgebrauch und ähnliche Zwecke – Teil 2-40: Besondere Anforderungen für elektrisch betriebene Wärmepumpen, Klimageräte und Raumluftheizgeräte.
- DIN EN 378 (2012): Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen. DIN EN 378 (Teile 1-4) mit Berichtigungen, Ausgabe: 2008-2012; Deutsche Fassung DIN EN 378, 2012, Berlin: Beuth.
- DKV (1998): Statusbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 20 „Kohlendioxid – Besonderheiten und Einsatzchancen als Kältemittel“ Stuttgart, November 1998.
- EG (1997): Druckgeräterichtlinie: RICHTLINIE 97/23/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 29. Mai 1997 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Druckgeräte.
- EG (2004): EMV-Richtlinie: RICHTLINIE 2004/108/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 15. Dezember 2004 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die elektromagnetische Verträglichkeit und zur Aufhebung der Richtlinie 89/336/EWG.
- EG (2006): Verordnung (EG) Nr. 842/2006 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über bestimmte fluorierte Treibhausgase.
- EG (2006a) Richtlinie 2006/42/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Maschinen und zur Änderung der Richtlinie 95/16/EG (Neufassung).
- EG (2006b): Niederspannungsrichtlinie: RICHTLINIE 2006/96/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 12. Dezember 2006 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten betreffend elektrische Betriebsmittel zur Verwendung innerhalb bestimmter Spannungsgrenzen.
- EG (2007): Verordnung (EG) Nr. 1516/2007 der Kommission vom 19. Dezember 2007 zur Festlegung der Standardanforderungen an die Kontrolle auf Dichtheit von ortsfesten Kälte- und Klimaanlageanlagen sowie von Wärmepumpen, die bestimmte fluorierte Treibhausgase enthalten, gemäß der Verordnung (EG) Nr. 842/2006 des Europäischen Parlaments und des Rates.
- EG (2012) Vorschlag für eine erhebliche Verringerung der Emissionen fluoriertener Gase (F-Gase) vom 07.11.2012.
- EHPA (2012): European heat pump association (EHPA): Outlook 2012, European heat pump statistics.
- Elbel, Hrnjak, University of Illinois at Urbana-Champaign (2006): „Transcritical CO₂ Ejector Systems“, VDA Winter Meeting, Saalfelden, Österreich, Februar 2006.

- Emerson (2010): VILTER - Single Screw Ammonia Heat Pumps, Firmenprospekt (http://www.emersonclimate.com/europe/Documents/Brands/Vilter/Product%20Brochures/Br_and_Vilter_Brochure_%20Heat%20Pump.pdf).
- Energieexperten (2012) <http://www.energie-experten.org/experte/meldung-anzeigen/news/grosswaermepumpen-mit-ammoniak-und-kohlendioxid-3674.html>.
- Enex (2012): Innovative Kühlung und CO₂-Wärmepumpen, www.enex-ref.com (18.10.2012).
- Eschmann, M. (2012): „Statistische Auswertung und Analysen von Klein-Wärmepumpen“, Schlussbericht, Interstaatliche Hochschule für Technik NTB CH-9471 Buchs SG, 2012.
- Eurammon (2010): „Natürliche Kältemittel – aktuelle Entwicklungen und Trends“ von Monika Witt, Vorstandsvorsitzende von Eurammon.
- Eurammon (2012): Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln, KI Luft- Klimatechnik 05/2012, Seite 50-52.
- FfE (2009): CO₂-Verminderung in Deutschland, Teil I – Methodik und Zusammenfassung, Endbericht; Forschungssteller für Energiewirtschaft e.V. FfE, 2009; http://www.ffe.de/download/langberichte/FfE_CO2-Endbericht_komplett.pdf.
- Förster (2005): „Die Stärken der chlorfreien Kältemittel und die Prozessgestaltung“, KI Luft- und Kältetechnik 3/2005, S. 86-90.
- Frigopol (2012): Firmenprospekt Wärmepumpe/Heat Pump R723, MA-018-01-X6 D/E, www.frigopol.com.
- Grohmann, Wobst (1998): „Innerer Wärmeaustausch“, Statusbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 20: Kohlendioxid – Besonderheiten und Einsatzchancen als Kältemittel, Stuttgart, November 1998.
- Gerwen, van R.; Raha, S. (2012): „Industrial chillers with ammonia as refrigerant: an end-user perspective“, 10th Gustav Lorentzen Conference, Delft (NL), July 2012.
- GTZ (2008): Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ) GmbH: Proklima – Natural Refrigerants – Sustainable Ozone- and Climate-Friendly Alternatives to HCFC, Eschborn, July 2008.
- GTZ (2010): Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ) GmbH: Proklima – Guidelines for the safe use of hydrocarbon refrigerants, Eschborn, September 2010.
- GZB (2010): GZB GeothermieZentrum Bochum: Studie Analyse des deutschen Wärmepumpenmarktes, Bestandsaufnahme und Trends, März 2010 (http://www.geothermiezentrum.de/fileadmin/media/geothermiezentrum/Projekte/WP-Studie/Abschlussbericht_WP-Marktstudie_Mar2010.pdf), aufgerufen am 06.11.2012.
- Hautec (2012): Firmenprospekt der Fa. Hautec inkl. Preisliste, übersandt per e-mail von Herrn Niemann am 19.10.2012.
- Heyl, Quack, TU Dresden (1999): „Free Piston Expander-Compressor for CO₂ – Design, Application and Results“, Internationaler Kältekongress, Sydney, 9/1999.
- Honeywell (2012): Produktkatalog (http://www.honeywell-cooling.com/pdfs/products/Product_Information/2_Product_Catalog/1_katalog/KK/de/KAT-PROKAT-001-ge0h0376ge23r0110.pdf).

- IEA (2011): IEA HPP Annex 32: Carsten Wemhoener, Institute of Energy in Building, University of Applied Sciences North-Western Switzerland, Economical heating and cooling systems for low energy houses, Final report part 2, <http://www.annex32.net>, März 2011.
- IEA (2012): IEA Heat Pump Centre: Newsletter Vol. 30 No. 1/2012 (www.heatpumpcentre.org).
- IEA (2012a): IEA Heat Pump Centre: Newsletter Vol. 30 No. 2/2012 (www.heatpumpcentre.org).
- IÖW (2011): Institut für ökologische Wirtschaftsforschung: Überarbeitung der Vergabegrundlagen für die Umweltzeichen „Wärmepumpen elektrisch“ (RAL-UZ 121) und „Wärmepumpen gasbetrieben“ (RAL-UZ 118), UFOPLAN-Vorhaben FKZ 3709 95 302.
- IPCC (2007) IPCC 4th Assessment Report, Climate Change 2007.
- ISE (2010) „Feldmessung Wärmepumpen im Bestand“, Fraunhofer Institut Solare Energiesysteme, Kurzfassung zum Abschlussbericht 2010.
- ISE (2011): Miara, M.; Günther, D.; Kramer, T.; Oltersdorf, T.; Wapler, J.: Wärmepumpen Effizienz – Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb, Fraunhofer ISE, Mai 2011.
- IUTA (2002): Institut für Energie- und Umwelttechnik: Preisatlas – Ableitung von Kostenfunktionen für Komponenten der rationellen Energienutzung, Duisburg-Rheinhausen, 04.06.2002.
- Johnson, E.P. (2011), Air-source heat pump carbon footprints: HFC impacts and comparison to other heat sources. Energy Policy (2011), doi:10.1016/j.enpol.2010.12.009.
- Kauffeld (2012): Availability of low GWP alternatives to HFCs, Feasibility of an early phase-out of HFC by 2020, Environmental Investigation Agency (EIA).
- Klein, Steffen (2009): Hochtemperaturwärmepumpen – Aktuelle Situation und Perspektiven, KKA Kälte-Klima-Aktuell, Sonderdruck Großkälte 2009 (www.kka-online.info).
- Köhler, Sonnekalb, Lemke, KONVEKTA / IPEK Schwalmstadt (1998): „Bus-Klimatisierung“, Statusbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 20: Kohlendioxid – Besonderheiten und Einsatzchancen als Kältemittel, Stuttgart, November 1998.
- Kopp, T.: Ammoniak-Kleinwärmepumpe mit hohem Temperaturhub; HS für Technik Rapperswil, IET, 2005.
- Kuder, Ralf; Blesl, Markus (2010): Impact of emission reduction and energy saving targets on the industrial heat supply in the EU-27– model based analysis with TIMES PanEU, 17.11.2010, Cork.
- Kühl, Lars et.al (2008), CO₂-Wärmepumpe für hochgedämmte Wohngebäude, KI Kälte Luft Klimatechnik, Januar/Februar 2008.
- Lambauer u.a. (2008): „Industrielle Großwärmepumpen – Potenziale, Hemmnisse und Best-Practice-Beispiele“, Endbericht, Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung, Stuttgart, Juli 2008.
- Lambauer et.al. (2011): Industrial (High Temperature) Heat Pumps in Germany - Market situation, potentials and technological development, Vortrag HP Summit Nürnberg 2011.
- Maratou, Alexandra und Masson, Nina (2012a mündlich): Telefonisches Gespräch mit Shecco am 30.10.2012. Dresden-Brüssel.

- Mayekawa (2012) Firmenprospekt zur CO₂ EcoCute Warmwasser-Wärmepumpe www.mayekawa.eu (übersandt durch Gabriel Siewe, Mayekawa Deutschland GmbH am 23.10.2012).
- Mayekawa (2012a) Firmenprospekt zur Plus+HEAT Wärmepumpe www.mayekawa.eu (übersandt durch Gabriel Siewe, Mayekawa Deutschland GmbH am 23.10.2012).
- Miara, Marek et.al (2010): Wärmepumpen Effizienz – Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb, Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme, Freiburg 2011.
- Monfared, Behzad Abolhassani (2010): “Design and Construction of a Small Ammonia Heat Pump”, Master of Science Thesis EGI 2010:104, KTH School of Industrial Engineering and Management Energy Technology EGI-2010-104 Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration SE-100 44 STOCKHOLM.
- Monfared, B.A., B. Palm (2011): “Design and Test of a domestic heat pump with ammonia as refrigerant, 4th IIR Conference: Ammonia Refrigeration Technology, Ohrid, 2011.
- Mosemann, Dieter; Fredrich, Ole: Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln, KI Kälte-Luft-Klimatechnik, Mai 2010.
- Nesselmann, K. (1956): Grundtypen kältetechnischer Prozesse, Kältetechnik, 8. Jahrgang, Heft 3/1956.
- Niemann, Thomas (2012): Telefonisches Gespräch mit Thomas Niemann (Hautec GmbH, Vertriebsleiter Europa) am 19.10.2012. Dresden-Bedburg-Hau.
- Novelan GmbH (2011): Firmenprospekt “Neuheiten 2011”, http://www.novelan.com/uploads/Neuheiten_2011_Novelan_geschuetzt.pdf.
- Oberländer, Steffen (2012): Telefonisches Gespräch mit Steffen Oberländer (Geschäftsführer Thermea) am 23.10.2012. Dresden-Freital.
- Oekotherm (2007): Firmenprospekte der Fa. Oekotherm Heiz- und Klimasysteme GmbH <http://www.oekotherm.com/PDF-Downloads/Hauptprospekt.pdf> (Stand 2007).
- Paatzsch, René; Berg, Hans-Peter (2011): Steigerung der Energieeffizienz in der Kälteerzeugung, KI Kälte Luft Klimatechnik, Dezember 2011.
- Palm (2008): Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems – A review, International Journal of Refrigeration 31 (2008) S. 552-563.
- Renold, Patrick (2006): Wärme aus dem Abwasserkanal – Wärmepumpeneinsatz im Schulhaus, Kälte Klima Aktuell 5/2006.
- Renz, Fa. Bitzer (2003): „Anwendung von alternativen Kältemitteln aus Sicht eines Verdichterherstellers – Besonderheiten, Anforderungen“, KK-Fachtagung, Bingen, 2003.
- Robur (2012): Firmenprospekt der Fa. Robur GmbH: http://www.robur-gmbh.de/documenti_prodotto/ROBUR_ABSORPTION-DE_10_2012_OK-20121031160515.pdf (04.11.2012).
- Röllig (2008): „Verwendung von CO₂ als Kältemittel“, Vortrag bei Fa. Grasso GmbH Refrigeration Technology, Berlin, März 2008.
- Schewski, Andreas (2012): Telefonisches Gespräch mit Andreas Schewski (Walter Meier, Regionalleiter Ost) am 19.10.2012. Dresden-Berlin.

- Schober (2012): Telefonisches Gespräch mit Herrn Schober (Fa. Neura, Produktmanager) am 08.11.2012 Dresden-Regau(A).
- Schnitzer, H. (1985): Industrielle Wärmepumpen in der chemischen Verfahrenstechnik, 7. Frigen-Forum am 26. April 1985 Großwärmepumpen zur Wärmerückgewinnung in Industriebetrieben.
- Schwarz et al. (2011) Preparatory study for a review of Regulation (EC) No 842/2006 on certain fluorinated greenhouse gases. Final report, Sept. 2011.
- Sedliak, Jozef (2012): Noise and Efficiency Improvement of Light Commercial Compressor using Propane Refrigerant, 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, The Netherlands, 2012.
- Shecco (2012): Guide 2012: Natural Refrigerants, Market Growth for Europe.
- Shecco (2012a): Bonus for low GWP heat pump boilers (Lot 1) and heat pump water heaters (Lot 2) in Ecodesign regulations, April 2012.
- Sperlich, Volker (2002): Schaltbild einer Wärmepumpe, aus "Übungsaufgaben zur Thermodynamik mit Mathcad" (2002) Fachbuchverlag Leipzig.
- Staubitz, H.; Stoffers, R (2011): The Current State and Future Prospects of the German Heat Pump Market, 10th International Energy Agency HEAT PUMP CONFERENCE 2011, Tokyo.
- Stene, Jorn (2012): Heat pumps – A key technology in future district heating and district cooling systems, IEA Heat Pump Centre Newsletter, Volume 30, No. 2/2012 (www.heatpumpcentre.org).
- UBA (2010) Fluorierte Treibhausgase vermeiden – Wege zum Ausstieg, Dessau UBA. (<http://www.uba.de/uba-info-medien/3962.html>; November 2010).
- UBA (2010a) Thomas Klaus et.al.: „Energieziel 2050: 100% Strom aus erneuerbaren Quellen“ UBA- Studie FKZ 363 01 277 (<http://www.uba.de/uba-info-medien/3997.html>).
- UBA (2010b) Kick-off-Meeting zur Studie „Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln“, Dessau Jan. 2010.
- UBA (2010c): Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix 1990-2008 und erste Schätzung 2009, Umweltbundesamt, FG I 2.5., Stand: März 2010.
- UBA (2011): Expertentreffen zur Studie „Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln“, Berlin, März 2011.
- UBA (2011a): Projekttreffen im Umweltbundesamt in Berlin am 05.04.2011.
- UBA (2012): Berichterstattung unter der Klimarahmenkonvention der Vereinten Nationen und dem Kyoto-Protokoll 2012 - Nationaler Inventarbericht zum Deutschen Treibhausgasinventar 1990 – 2010, Umweltbundesamt Climate Change Nr. 08/2012, 2012 <http://www.uba.de/uba-info-medien/4292.html>.
- UBA (2012a): Schubert, J.: Persönliche Angabe zu der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix.
- Vaillant GmbH (2012): Firmenprospekt „System Zeo-therm“ <http://www.vaillant.de/stepone2/data/downloads/55/4b/00/Prospekt-zeoTHERM.pdf>.
- VDI 4650 (2009): VDI-Richtlinie 4650, Blatt 1: „Berechnung von Wärmepumpen - Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen - Elektro-Wärmepumpen zur Raumheizung und Warmwasserbereitung“, Ausgabe 02/2009.

- VDI 2067 Blatt 1 Entwurf (2010): „Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen Grundlagen und Kostenberechnung“, Blatt 1, September 2010.
- VDMA (2008): VDMA-Einheitsblatt 24020-1, 11-2008 „Betriebliche Anforderungen an Kälteanlagen Teil 1: Ammoniak-Kälteanlagen“.
- VDMA (2010): VDMA-Einheitsblatt 24247-2, Entwurf Juli 2010 „Energieeffizienz von Kälteanlagen, Teil 2: Anforderungen an das Anlagenkonzept und die Komponenten“.
- VDMA (2011): VDMA-Einheitsblatt 24020-4, 06-2011 „Betriebliche Anforderungen an Kälteanlagen Teil 4: Kälteanlagen mit Kohlenstoffdioxid (CO₂ – R744)“.
- VDMA (2012): VDMA-Einheitsblatt 24020-3, Entwurf 04-2012 „Betriebliche Anforderungen an Kälteanlagen Teil 3: Kälteanlagen mit brennbaren Kältemitteln der Sicherheitsgruppe A3 gemäß DIN EN 378“.
- Viessmann (2012): Firmenprospekt Viessmann: Heizen mit Luft und Erdwärme, (http://www.viessmann.de/content/dam/internet-global/pdf_documents/energiearten-prospekte/pr-heizen_mit_luft-und-erdwaerme.pdf) 04.11.2012.
- Vilter (2012): „The World’s Best Compressors for Industrial Refrigeration - Single Screw Ammonia Heat Pumps“, Prospekt Fa. Vilter/Emerson Climate Technologies (<http://reftech-refrigeration.dk/Downloads/Compressors/Vilter%20single%20screw%20heat%20pump.pdf>) 18.10.2012.
- Vonsild, Asbjorn Leth (2012): Safety Standards for Hydrocarbon Refrigerants, 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, The Netherlands, 2012.
- Walter Meier Klima Deutschland (2012): Firmenprospekt Energiestation ES Basis.
- Walter Meier Klima Deutschland (2012a): Preisliste Energiestation ES Basis.
- Wiegand (2012): Telefonisches Gespräch mit Herrn Wiegand (GEA Refrigeration Germany GmbH, Vertrieb Region Mitte) am 08.11.2012 Dresden-Leipzig.
- Wikipedia 2012: Energieflussschaubild einer Wärmepumpe, Leistungsbilanz für eine Wärmepumpe, Rainer Sielker, 08.07.2008 (http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Datei:Bilanz_der_W%C3%A4rmepumpe.svg&page=1&filetimestamp=20091224133237).
- Wobst (2008): Wobst, E.; Oberländer, S.; Nestler, W.: CO₂-Wärmepumpen großer Leistung – unverzichtbar für eine nachhaltige Wärmeversorgung. KI Kälte-Luft-Klimatechnik, Dezember 2008, S.18-21.
- WPZ (2011): WPZ Wärmepumpen-Testzentrum Bulletin Ausgabe 01-2011, CH-9470 Buchs (<http://www.ntb.ch/ies/kompetenzbereiche/waermepumpen-testzentrum-wpz.html>).
- WPZ (2012): WPZ Wärmepumpen-Testzentrum Bulletin Ausgabe 01-2012, CH-9470 Buchs (<http://www.ntb.ch/ies/kompetenzbereiche/waermepumpen-testzentrum-wpz.html>).

11 Anlagen

Anlage 1: Luft-Luft-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemittel, Auswahl BAFA-Liste Stand 09.10.2012.....	181
Anlage 2: Berechnungsdatenblatt für die Gesamtjahresarbeitszahl von Wärmepumpen nach VDI 4650	182
Anlage 3: Berechnungsdatenblatt für die Jahresarbeitszahl von Wärmepumpen nach VDI 4650 für die Heizung	183
Anlage 4: Berechnungsdatenblatt für die Jahresarbeitszahl von Wärmepumpen nach VDI 4650 für die Warmwasserbereitung	184
Anlage 5: Beispiel für Anlagenbewertung nach DIN V 4701-10 für die Luft-Wasser- WP "Propan-Opti"	185
Anlage 6: Beispiel für die Berechnung des Endenergie- und Primärenergiebedarfs für die Raumheizung nach DIN V 4701-10 für die Luft-Wasser-WP "Propan-Opti"	186
Anlage 7: Beispiel für die Berechnung des Endenergie- und Primärenergiebedarfs für die Trinkwassererwärmung nach DIN V 4701-10 für die Luft- Wasser-WP "Propan-Opti".....	187
Anlage 8: Auslegung Verdichter von Bitzer Typ 2EC-3.2P-40S - Prüfpunkt A- 7/W35	188
Anlage 9: Auslegung Verdichter von Bitzer Typ 2EC-3.2P-40S - Prüfpunkt A2/W35.....	189
Anlage 10: Auslegung Verdichter von Bitzer Typ 2EC-3.2P-40S - Prüfpunkt A10/W35	190
Anlage 11: Kreisprozessberechnung für die Luft-Wasser-Wärmepumpe "Propan-Opti" im Prüfpunkt A-7/W35	191
Anlage 12: Detaillierte Daten zu den untersuchten Industriewärmepumpen.....	192
Anlage 13: NH ₃ -Wärmepumpe - Kreislaufberechnung	193
Anlage 14: NH ₃ -Wärmepumpe - Berechnungen zu Auslegungspunkten	194
Anlage 15: NH ₃ -Wärmepumpe - Auslegung Einspritzventil.....	195
Anlage 16: NH ₃ -Wärmepumpe - R-I-Schaltbild	196
Anlage 17: NH ₃ -Wärmepumpe - Bauteilliste	197
Anlage 18: NH ₃ -Wärmepumpe - Kostenschätzung	199

Anlage 1: Luft-Luft-Wärmepumpen mit natürlichen Kältemittel, Auswahl BAFA-Liste Stand 09.10.2012

Hersteller	WP-Typ	Bauart	Prüfnorm	Kältemittel	Kältemittelmenge [kg]
Alpha-Inno Tec GmbH Industriestraße 3 D 95359 Kasendorf	LW-80N-I	Kompaktgerät	EN 255	R290	1,4
Alpha-Inno Tec GmbH Industriestraße 3 D 95359 Kasendorf	LW110H-I	Kompaktgerät	EN 255	R290	1,9
Lexeta Buhlweilerstr. 17 CH-8575 Istighofen	LW 110H-I	Kompaktgerät	EN 255	R290	1,9
Solar- und Wptechnik AG Glatthalddenstr. 25 CG-9230 Flaw	HLWP 40 EVFW	Kompaktgerät	EN 255	R290	2,31
Sanyo CO2 Eco	SHP-C45GDN - SHP-TH45GDN	Splitgerät		R744	0,86
Sanyo CO2 Eco	SHP-C90GDN - SHP-TH45GDN	Splitgerät		R744	1,4
Dimplex	LA-9PS	Kompaktgerät	DIN EN 14511	R290	1,2
Dimplex	LA-12PS	Kompaktgerät	DIN EN 14511	R290	1,4
Dimplex	LA-18PS	Kompaktgerät	DIN EN 14511	R290	1,6
Stiebel Eltron	WPL5N	Kompaktgerät	EN 255	R744	1,15

WP-Typ	Heizleistung								
	A10/W35	A7/W35	A2/W35	A-7/W35 (45)	A-15/W35 (W50)	A7/W45 (50)	A20/W55 (50)	A7/W55	A-7/W55 (50)
LW-80N-I	10,5	10	7,8	6,4		9,7	11,4		6,3
LW110H-I	15,2	14	11,7	8,6		12,5	16,3		7,6
LW 110H-I	15,2	14	11,7	8,6		12,5	16,3		7,6
HLWP 40 EVFW	9,2	8,7	8	4,5		8,5	10,4		4,5
SHP-C45GDN - SHP-TH45GDN					4,5	4,5	4,5		
SHP-C90GDN - SHP-TH45GDN					9	9	9		
LA-9PS	9,6	8,5	7,1	5,6					5
LA-12PS	12,1	11,1	9,4	7,2					6,4
LA-18PS	18,3	15,8	14,1	10,6					10,3
WPL5N			4,07						

WP-Typ	elektrische Leistung								
	A10/W35	A7/W35	A2/W35	A-7/W35 (45)	A-15/W35 (W50)	A7/W45 (50)	A20/W55 (50)	A7/W55	A-7/W55 (50)
LW-80N-I	2,2	2,3	2,3	2,4		3,1	3		3,2
LW110H-I	3,6	3,5	3,5	3,2		4,2	4,5		3,5
LW 110H-I	3,6	3,5	3,5	3,2		4,2	4,5		3,5
HLWP 40 EVFW	2,1	2,1	1,9	1,9		2,7	2,6		2,4
SHP-C45GDN - SHP-TH45GDN					2,48	1,45	1,2		
SHP-C90GDN - SHP-TH45GDN					2,4	2,9	5		
LA-9PS									
LA-12PS									
LA-18PS									
WPL5N			1,37						

WP-Typ	COP								
	A10/W35	A7/W35	A2/W35	A-7/W35 (45)	A-15/W35 (50)	A7/W45 (50)	A20/W55 (50)	A7/W55	A-7/W55 (50)
LW-80N-I	4,6	4,3	3,4	2,7		3,1	3,8		2
LW110H-I	4,2	4	3,4	2,7		3	3,6		2,2
LW 110H-I	4,2	4	3,4	2,7		3	3,6		2,2
HLWP 40 EVFW	4,5	4,2	3,2	2,4		2,3	4		1,9
SHP-C45GDN - SHP-TH45GDN					3,75	3,1	1,8		
SHP-C90GDN - SHP-TH45GDN					3,75	3,1	1,8		
LA-9PS	4	3,6	3,2	2,6					2,2
LA-12PS	4	2,8	3,2	2,6					2
LA-18PS	3,7	3,3	3	2,4					2
WPL5N			2,98						

WP-Typ	Volumenstrom	Schalleistung innen	Schalleistung außen
	[m³/h]	[dba]	[dba]
LW-80N-I	0,9	64	56
LW110H-I	1,3	62	60
LW 110H-I	1,3	62	60
HLWP 40 EVFW	0,77	76	69
SHP-C45GDN - SHP-TH45GDN			45
SHP-C90GDN - SHP-TH45GDN			45
LA-9PS	1,2		62
LA-12PS	1,4		65
LA-18PS	1,6		74
WPL5N			55

Anlage 2: Berechnungsdatenblatt für die Gesamtjahresarbeitszahl von Wärmepumpen nach VDI 4650

Konsequenzen aus:

Gesetz zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich EEWärmeG(7.8.2008)
 und
 VDI-Richtlinie 4650 März 2009
 Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen

Heizanteil x (%) (aus Richtlinie)	82
Warmwasserbereitung Anteil y (%)	18
Deckungsanteil (Tab.8) bei Bivalentpunkt -x.x°C α(-)	1

Vorgabewert für Heizungsanteil
 errechneter Wert für Warmwasseranteil
 errechneter Teil für Bivalentpunkt, wenn nicht monoenergetisch

= Eingabezelle
 = Rechenzelle

$$\beta_{WP} = \frac{1}{x \cdot \frac{\alpha}{\beta_h} + y \cdot \frac{\alpha}{\beta_w} + 1 - \alpha}$$

monoenergetisch	ja	
Bivalentpunkt (+2°C... -10°C)		-5

Jahresarbeitszahl Heizung und Warmwasser für LW-WP (Gl. 6 S. 12) Sollwert JAZ Formatierung 3

Jahresarbeitszahl Heizung+Wasser:		Vollauftemperatur / °C					
		30	35	40	45	50	55
HGT 15°C Bestand	-10°C	3,70	3,59	3,47	3,35	3,22	3,10
	-12°C	3,62	3,50	3,38	3,27	3,15	3,03
	-14°C	3,56	3,45	3,34	3,23	3,11	3,00
	-16°C	3,49	3,38	3,28	3,17	3,05	2,94
HGT 12°C EnEV.2003	-10°C	3,58	3,47	3,35	3,22	3,10	2,97
	-12°C	3,51	3,39	3,27	3,15	3,03	2,91
	-14°C	3,46	3,35	3,23	3,12	3,00	2,88
	-16°C	3,38	3,27	3,16	3,05	2,94	2,82
HGT 10°C Passiv	-10°C	3,51	3,39	3,26	3,14	3,01	2,88
	-12°C	3,43	3,31	3,19	3,08	2,95	2,83
	-14°C	3,38	3,27	3,16	3,04	2,92	2,80
	-16°C	3,30	3,19	3,08	2,97	2,86	2,74

not. Soll erfüllt.

Jahresarbeitszahl Heizung und Warmwasser für SW-WP Sollwert JAZ Formatierung 4,5

JAZ _{GES} =	30	35	40	45	50	55	
Sole	0	4,91	4,74	4,57	4,40	4,22	4,03
Erde-DX	2	5,37	5,19	5,01	4,83	4,64	4,44

Jahresarbeitszahl Heizung und Warmwasser für WW-WP Sollwert JAZ Formatierung 5

JAZ _{GES} =	30	35	40	45	50	55	
Wasser	10	5,49	5,29	5,08	4,86	4,64	4,41
Wasser ZWT	7	4,89	4,70	4,51	4,31	4,09	3,88

Anlage 3: Berechnungsdatenblatt für die Jahresarbeitszahl von Wärmepumpen nach VDI 4650 für die Heizung

Jahresarbeitszahl Heizung für LW-WP (GL 2 S. 7)

Vorgabeziel JAZ >	3,7	wenn nur Heizung (ohne Warmwasserbereitung des Gebäudes) erfolgt.
$\epsilon_{H, \text{Anlage}}$ -7 / 35	2,48	
$\epsilon_{H, \text{Anlage}}$ +2 / 35	3,12	
$\epsilon_{H, \text{Anlage}}$ +10 / 35	4,03	

$$\beta_h = \frac{\epsilon_N \cdot F_G \cdot F_{\Delta\theta}}{F_P}$$

ϵ_N Leistungszahl Wärmepumpe nach DIN EN 14511
 F_G Korrekturfaktor unterschiedliche Betriebsbedingungen
 $F_{\Delta\theta}$ Korrekturfaktor Temperaturdifferenzen -> Tab. 1
 F_P Korrekturfaktor Berücksichtigung Wärmequellenpumpe

Datenübernahme aus Eingabespalte und Übernahme auf unterschiedliche Vorlauftemperaturen

unklar macht, ob bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen der COP-Wert übernommen werden soll oder ob dieser noch mit einem Faktor multipliziert werden muss! Vorgabe: Multiplizieren nicht! COP-Wert ist nicht im VDI-Vorgabewert

Vorlauftemp	30	35	40	45	50	55
ϵ A-7 / W xx	2,48	2,48	2,48	2,48	2,48	2,48
ϵ A2 / W xx	3,12	3,12	3,12	3,12	3,12	3,12
ϵ A10 / W xx	4,03	4,03	4,03	4,03	4,03	4,03

Korrekturfaktor (Tab.1) Temperatur $F_{\Delta\theta}$

	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02
--	------	------	------	------	------	------

Berechnung der JAZ im Vergleich mit der Soll-JAZ aus Eingabefeld

JAZ ₁ =	Vorlauftemperatur / °C						
	30	35	40	45	50	55	
HGT 15°C Bestand	-10°C	3,78	3,63	3,49	3,34	3,19	3,04
	-12°C	3,67	3,53	3,38	3,24	3,10	2,96
	-14°C	3,61	3,47	3,34	3,20	3,06	2,93
	-16°C	3,52	3,38	3,25	3,12	2,99	2,85
HGT 12°C EREZ 2003	-10°C	3,63	3,48	3,34	3,19	3,04	2,89
	-12°C	3,54	3,39	3,25	3,11	2,97	2,83
	-14°C	3,48	3,34	3,20	3,06	2,93	2,79
	-16°C	3,38	3,24	3,11	2,98	2,85	2,72
HGT 10°C Passiv	-10°C	3,53	3,39	3,23	3,09	2,94	2,79
	-12°C	3,44	3,30	3,15	3,02	2,87	2,73
	-14°C	3,38	3,25	3,11	2,97	2,84	2,70
	-16°C	3,28	3,15	3,02	2,89	2,76	2,63

im Bestand 55°C

rot: Soll erfüllt

Jahresarbeitszahl Heizung für Sole Wasser-WP (GL 1 Abschnitt 6.1.1)

Vorgabeziel JAZ >	4,5	minimale Soletemperatur (-3 ... 5°C)	0
$\epsilon_{H, \text{Anlage}}$ 0 / 35	4,75	minimale Erdtemperatur (-3 ... 5°C)	2

Datenübernahme aus Eingabespalte und Übernahme auf unterschiedliche Vorlauftemperaturen

Vorlauftemp	30	35	40	45	50	55
ϵ B0 / W xx	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75

Korrekturfaktor (Tab.1) Temperatur $F_{\Delta\theta}$

	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02
--	------	------	------	------	------	------

Korrekturfaktor (Tab.2) Temperatur F_G

Sole	1,135	1,087	1,039	0,99	0,94	0,89
Erdreich-DX	1,161	1,113	1,065	1,016	0,967	0,917

Korrekturfaktor Temperatur F_P Vorgabe als Planungswert -> Arbeitsblatt "Tab2_F_Heiz S-W"

Sole	1,075	1,075	1,075	1,075	1,075	1,075
Erdreich-DX	1	1	1	1	1	1

JAZ₁ =

	30	35	40	45	50	55	
Sole	0	5,12	4,90	4,69	4,46	4,24	4,01
Erde-DX	2	5,63	5,39	5,16	4,92	4,69	4,44

Jahresarbeitszahl Heizung für Wasser-Wasser-WP (GL 1 Abschnitt 6.1.1)

Vorgabeziel JAZ >	6	Wassereintrittstemperatur (5 ... 12°C)	10
$\epsilon_{H, \text{Anlage}}$ 10 / 35	6,3	Zwischenwärmeübertrager ZWT	ja
		Korrektur Wassereintrittstemperatur	7

Datenübernahme aus Eingabespalte und Übernahme auf unterschiedliche Vorlauftemperaturen

Vorlauftemp	30	35	40	45	50	55
ϵ W10 / W xx	6,3	6,30	6,3	6,3	6,3	6,3

Korrekturfaktor (Tab.1) Temperatur $F_{\Delta\theta}$

	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02
--	------	------	------	------	------	------

Korrekturfaktor (Tab.2) Temperatur F_G

Wasser	1,12	1,068	1,016	0,962	0,908	0,853
ZWT	1,063	1,011	0,959	0,905	0,85	0,795

Korrekturfaktor Temperatur F_P Vorgabe als Planungswert -> Arbeitsblatt "Tab2_F_Heiz S-W"

Wasser	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
ZWT	1,325	1,325	1,325	1,325	1,325	1,325

JAZ₁ =

	30	35	40	45	50	55	
Wasser	10	5,76	5,49	5,22	4,95	4,67	4,39
ZWT	7	5,16	4,90	4,65	4,39	4,12	3,86

Anlage 4: Berechnungsdatenblatt für die Jahresarbeitszahl von Wärmepumpen nach VDI 4650 für die Warmwasserbereitung

Jahresarbeitszahl Brauch-Wasser für LW-WP (Gl. 4 S. 11)

Vorlauftemp	35°C	
$\epsilon_{A-7/W35}$	2,48	
$\epsilon_{A2/W35}$	3,12	
$\epsilon_{A10/W35}$	4,03	
Korrekturfaktor Temperatur $F_{\Delta\theta}$	1,02	
Jahresarbeitszahl Warmwasser Luft WP	3,39	

ϵ_N Leistungszahl Wärmepumpe nach DIN EN 14511
 F_B Korrekturfaktor unterschiedliche Betriebsbedingungen -> Tab. 2 / Tab. 3
 $F_{\Delta\theta}$ Korrekturfaktor Temperaturdifferenzen -> Tab. 1 Verflüssiger 7K
 F_P Korrekturfaktor Berücksichtigung Wärmequellenpumpe

$$\beta_h = \frac{\epsilon_N \cdot F_B \cdot F_{\Delta\theta}}{F_P} \quad \text{allgemein} \quad \text{Gleichung 3 - Abschnitt 6.2.1}$$

$$\beta_W = (\epsilon_{N1} \cdot 0,103 + \epsilon_{N2} \cdot 0,903 + \epsilon_{N3} \cdot 0,061) \cdot F_{\Delta\theta}$$

Jahresarbeitszahl Warmwasser für Sole-Wasser-WP (Gl. 3 Abschnitt 6.2.1)

Vorlauftemp	35°C	35°C
Quelle - Eintrittstemperatur $t_{\text{Erde}}, t_{\text{Sole}}$	0	2
$\epsilon_{B0/W35}$	4,75	4,75
Korrekturfaktor Temperatur $F_{\Delta\theta}$	1,051	1,051
F_B	0,89	0,917
F_P	1,075	1
Jahresarbeitszahl Warmwasser S-W WP	4,13	4,44

Vorgabe Spreizung Betrieb $\Delta\theta_B$ 10 K
 Prüfstand $\Delta\theta_P$ 5 K

Jahresarbeitszahl Warmwasser für Wasser-Wasser-WP (Gl. 3 Abschnitt 6.2.1)

Vorlauftemp	35°C	35°C
Quelle Wasser $t_{\text{Wasser}}, t_{\text{Wasser ZWT}}$	10	7
$\epsilon_{W10/W35}$	6,3	6,3
Korrekturfaktor Temperatur $F_{\Delta\theta}$	1,051	1,051
F_B	0,853	0,795
F_P	1,25	1,325
Jahresarbeitszahl Warmwasser W-W WP	4,52	3,97

der Leistungsgröße QH anpassen !!!!

manuelle: Performance-Folge auf Antriebsleistung** Tab. 1 - Diese WW-WP sind bereits angepasst

Korrekturfaktoren für unterschiedliche Warmwassertemperaturen bei der Prüfstandsmessung - Tabelle 7

Warmwassertemperatur bei der Prüfstandsmessung [°C]	45	50	55	60	65
F1	1,198	1,150	1,102	1,053	1,005

$$\beta_W = \epsilon_N \cdot F_1 \cdot 0,9$$

Vorgabe Leistungszahl WW-WP ϵ_N 3,2
 gewählter Wert F1 1,15 <- **siehe auch Arbeitsblatt "Tab.7-Keller" = Interpolation**

Jahresarbeitszahl Warmwasser Kellertluft-WP 3,31

Anlage 5: Beispiel für Anlagenbewertung nach DIN V 4701-10 für die Luft-Wasser-WP "Propan-Opti"

Anlagenbewertung nach DIN V 4701-10									
für ein Gebäude mit normalen Innentemperaturen									
Bezeichnung Anlagentyp:		Luft-Wasser-Wärmepumpe "Propan Opti"							
Ort:		Straße u. Hausnummer: _____							
Gemarkung		Flurstücksnummer: _____							
I. Eingaben									
AN =		100,00 m ²		t _{HP} =		185 Tage			
TRINKWASSER-ERWÄRMUNG			HEIZUNG			LÜFTUNG			
absoluter Bedarf	Q _{tw} =	1250,0 kWh/a		Q _h =	4000,0 kWh/a				
bezogener Bedarf	q _{tw} =	12,5 kWh/m ² a		q _h =	40,0 kWh/m ² a				
II. Systembeschreibung									
Übergabe	---			Fußbodenheizungen u. andere Flächenheizungen (auch elektrische) Einzelraumregelg. mit 2-Pkt.-Regler 1K					
Verteilung	Verteilung innerhalb der thermischen Hülle ohne Zirkulation			Verteilung innerhalb der thermischen Hülle Stränge innenliegend Pumpe geregelt					
Speicherung	indirekt beheizter TW-Speicher innerhalb der thermischen Hülle			Pufferspeicher innerhalb der thermischen Hülle					
Erzeugung	Erzeuger 1	Erzeuger 2	Erzeuger 3	Erzeuger 1	Erzeuger 2	Erzeuger 3	Erzeuger WÜT	Erzeuger L/L-WP	Erzeuger Heizregister
Deckungsanteil		0,85	0,15	1,00					
Erzeuger		Wärmepumpe Luft/Wasser 35/30°C	E-DLE	Wärmepumpe Luft/Wasser 35/30°C					
Energieträger		Strom-Mix	Strom-Mix	Strom-Mix					
III. Ergebnisse									
Deckung von Q _h	q _{h, TW} =	4,67 kWh/m ² a		q _{h, H} =	35,33 kWh/m ² a		q _{h, L} =	0,00 kWh/m ² a	
Endenergie									
Σ WÄRME	Q _{TW,E} =	832 kWh/a		Q _{H,E} =	947 kWh/a		Q _{L,E} =	0 kWh/a	
Σ HILFS-ENERGIE		11 kWh/a			415 kWh/a			0 kWh/a	
Primärenergie									
Σ PRIMÄR-ENERGIE	Q _{TW,P} =	2192 kWh/a		Q _{H,P} =	3540 kWh/a		Q _{L,P} =	0 kWh/a	
Jahres-Endenergiebedarf		Q _E =		1.779 kWh/a		Σ WÄRME			
				425 kWh/a		Σ HILFSENERGIE			
Jahres-Primärenergiebedarf		Q _P =		5.732 kWh/a		Σ PRIMÄRENERGIE			
bezogener Jahres-Primärenergiebedarf		q _P =		57,3 kWh/(m ² a)		Q _P /A _N			
ANLAGEN- AUFWANDSZAHL		e _P =		1,09 [-]		Q _P /(Q _h + Q _{tw})			
JAZ-Gesamt				3,38					

Anlage 6: Beispiel für die Berechnung des Endenergie- und Primärenergiebedarfs für die Raumheizung nach DIN V 4701-10 für die Luft-Wasser-WP "Propan-Opti"

HEIZUNG				$Q_h = 4.000,00$ (kWh/a) nach Abschnitt 4.1	
Bereich:				$A_N = 100,00$ (m ²) aus DIN V 4108-6	
Heiz-Strang:				$q_h = 40,00$ (kWh/m ² a)	
WÄRME (WE)					
Rechenvorschrift/Quelle		Dimension			
q_h	nach Abschnitt 4.1	(kWh/m ² a)			40,00
$q_{h,TW}$	aus Berechnungsblatt Trinkwasser	(kWh/m ² a)	-		4,67
$q_{h,L}$	aus Berechnungsblatt Lüftung	(kWh/m ² a)	-		0,00
$Q_{H,ce}$	Tabelle C.3.1	(kWh/m ² a)			1,10
$Q_{H,d}$	Tabelle C.3.2a, b oder d	(kWh/m ² a)	+		0,78
$Q_{H,s}$	Tabelle C.3.3	(kWh/m ² a)			0,10
q_{H}^*	$(q_h + q_{h,TW} + q_{h,L} + Q_{H,ce} + Q_{H,d} + Q_{H,s})$	(kWh/m ² a)			37,32
			Erzeuger	Erzeuger	Erzeuger
			1	2	3
$\alpha_{H,g,i}$	Tabelle C.3.4a	[-]	1,00	0,00	0,00
$e_{H,g,i}$	Tabelle C.3.4b,c,d oder e	[-]	0,25	0,00	0,00
			↓	↓	↓
$Q_{H,E,i}$	$\sum q \times (e_{g,i} \times \alpha_{g,i})$	(kWh/m ² a)	9,47	0,00	0,00
$f_{P,i}$	Tabelle C.4.1	[-]	2,60	0,00	0,00
$Q_{H,P,i}$	$\sum Q_{E,i} \times f_{P,i}$	(kWh/m ² a)	24,63	0,00	0,00
					9,47 (kWh/m ² a) Endenergie
					24,63 (kWh/m ² a) Primärenergie
HILFSENERGIE (HE)					
Rechenvorschrift/Quelle		Dimension			
$Q_{H,ce,HE}$	Tabelle C.3.1	(kWh/m ² a)			0,00
$Q_{H,d,HE}$	Tabelle C.3.2c	(kWh/m ² a)	+		3,52
$Q_{H,s,HE}$	Tabelle C.3.3	(kWh/m ² a)			0,63
			Erzeuger	Erzeuger	Erzeuger
			1	2	3
$\alpha_{H,g,i}$	Tabelle C.3.4a	[-]	1,00	0,00	0,00
$Q_{H,g,HE}$	Tabelle C.3.4b-e	[-]	0,00	0,00	0,00
$\alpha_i \times q_i$	$Q_{H,g,HE,i} \times \alpha_{H,g,i}$	(kWh/m ² a)	0,00	0,00	0,00
			↓	↓	↓
$Q_{H,HE,E}$	$(Q_{H,ce,HE} + Q_{H,d,HE} + Q_{H,s,HE} + \sum (\alpha_i \times q_i))$	(kWh/m ² a)			4,15
f_P	Tabelle C.4.1	[-]			2,60
$Q_{H,HE,P}$	$Q_{H,HE,E} \times f_P$	(kWh/m ² a)			10,78
					4,15 (kWh/m ² a) Endenergie
					10,78 (kWh/m ² a) Primärenergie
$Q_{H,WE,E} = \sum Q_{H,E,i} \times A_N$		WÄRME	947,13 kWh/a		
$\sum Q_{H,HE,E} \times A_N$		HILFSENERGIE	414,50 kWh/a		
$Q_{H,P} = (Q_{H,P} + Q_{H,HE,P}) \times A_N$			3.540,26 kWh/a		
					ENDENERGIE
					PRIMÄRENERGIE

Anlage 7: Beispiel für die Berechnung des Endenergie- und Primärenergiebedarfs für die Trinkwassererwärmung nach DIN V 4701-10 für die Luft-Wasser-WP "Propan-Opti"

TRINKWASSERERWÄRMUNG				
Bereich:			$q_{tW} = 12,50 \text{ kWh/m}^2\text{a}$ aus EnEV	
TW-Strang:			$A_N = 100,00 \text{ m}^2$ aus DIN V 4108-6	
			$Q_{tW} = 1.250,00 \text{ kWh/a}$ $q_{tW} \times A_N$	
WÄRME (WE)				
Rechenvorschrift/Quelle	Dimension			
q_{tW}	aus EnEV	(kWh/m ² a)	12,50	
$q_{TW,ce}$	Tabelle C.1.1	(kWh/m ² a)	0,00	
$q_{TW,d}$	Tabellen C.1.2a bzw. C.1.2c	(kWh/m ² a)	5,10	
$q_{TW,s}$	Tabelle C.1.3a	(kWh/m ² a)	5,28	
q^*_{TW}	$(q_{tW} + q_{TW,ce} + q_{TW,d} + q_{TW,s})$	(kWh/m ² a)	22,88	
			Erzeuger	
			1	2
$\alpha_{TW,g,i}$	Tabelle C.1.4a	[-]	0,00	0,85
$e_{TW,g,i}$	Tabelle C.1.4b,c,d oder e	[-]	0,00	0,25
			Erzeuger	
			1	2
$q_{TW,E,i}$	$q^*_{TW} \times (e_{TW,g,i} \times \alpha_{TW,g,i})$	(kWh/m ² a)	0,00	4,89
$f_{P,i}$	Tabelle C.4.1	[-]		2,6
$q_{TW,P}$	$\sum q_{TW,E,i} \times f_{P,i}$	(kWh/m ² a)	0,00	12,71
			Erzeuger	
			1	2
			3	
			8,32 kWh/m ² a Endenergie	
			21,63 kWh/m ² a Primärenergie	
HILFSENERGIE (HE)				
(Strom) Rechenvorschrift/Quelle	Dimension			
$q_{TW,ce,HE}$	Tabelle C.1.1	(kWh/m ² a)	0,00	
$q_{TW,d,HE}$	Tabelle C.1.2b	(kWh/m ² a)	0,00	
$q_{TW,s,HE}$	Tabelle C.1.3b	(kWh/m ² a)	0,11	
			Erzeuger	
			1	2
$\alpha_{TW,g,i}$	Tabelle C.1.4a	[-]	0,00	0,85
$q_{TW,g,HE,i}$	Tabelle C.1.4b-e	[-]	0,00	0,00
$\alpha_i \times q_i$	$\alpha_{TW,g,i} \times q_{TW,g,HE,i}$	(kWh/m ² a)	0,00	0,00
			Erzeuger	
			1	2
			3	
$q_{TW,HE,E}$	$(q_{TW,ce,HE} + q_{TW,d,HE} + q_{TW,s,HE} + \sum \alpha_i \times q_i)$	(kWh/m ² a)	0,11	
f_P	Tabelle C.4.1	[-]	2,60	
$q_{TW,HE,P}$	$q_{TW,HE,E} \times f_P$	(kWh/m ² a)	0,29	
			Erzeuger	
			1	2
			3	
			0,11 kWh/m ² a Endenergie	
			0,29 kWh/m ² a Primärenergie	
$Q_{TW,E}$	$q_{TW,E} \times A_N$	WÄRME	831,98 kWh/a	
	$q_{TW,HE,E} \times A_N$	HILFS-ENERGIE	10,98 kWh/a	
$Q_{TW,P}$	$(q_{TW,P} + q_{TW,HE,P}) \times A_N$		2.191,70 kWh/a	
			ENDENERGIE	
			PRIMÄRENERGIE	

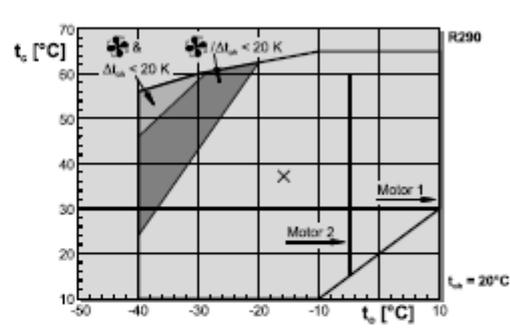
Anlage 8: Auslegung Verdichter von Bitzer Typ 2EC-3.2P-40S - Prüfpunkt A-7/W35

 Version 5.0.2	UBA-Studie "Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln" Auslegung Propan-Verdichter für Luft-Wasser-Wärmepumpe Prüfpunkt A-7/W35 inkl. Druckverluste 09.10.2012 / Alle Angaben ohne Gewähr.
--	--

Verdichterauslegung: Halbhermetische Hubkolbenverdichter

Vorgabewerte Einsatzgrenzen (100%)

Verdichtertyp	2EC-3.2P
Kältemittel	R290
Bezugstemperatur	Taupunkt
Verdampfung	-15,5 °C
Verflüssigung	36,8 °C
Flüssigkeitsunterkühlung	11,5K
Sauggasüberhitzung	20K
Netzversorgung	400V-3-50Hz
Nutzbare Überhitzung	5,00K
Leistungsregler	100%



Ergebnis

Verdichtertyp	2EC-3.2P-40S
---------------	--------------

Kälteleistung	4.94 kW
Kälteleistung *	4.56 kW
Verdampferleist.	4.56 kW
Leist.aufnahme	1.74 kW
Strom (400V)	4.12 A
Spannungsbereich	380-420V
Verflüssigungsleistung	6.20 kW
Leistungszahl	2.62
Leistungszahl *	2.62
Massenstrom	55.0 kg/h
Betriebsart	Standard
Druckgastemp. Ungekühlt	79.5 °C

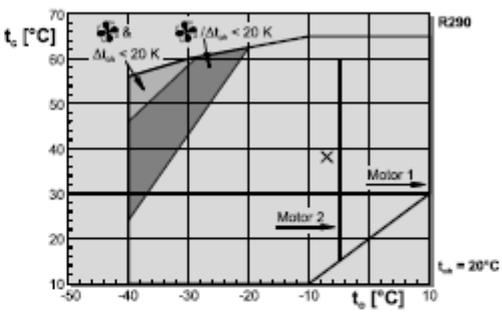
Vorläufige Werte.
 Nationale Normen für den Einsatz von brennbaren Kältemitteln beachten.
 Min. 20K Sauggasüberhitzung erforderlich, gegebenenfalls Sauggaswärmetauscher verwenden.
 *nach EN12900 (20 °C Sauggastemp., 0K Flüssigkeitsunterkühlung)

Anlage 9: Auslegung Verdichter von Bitzer Typ 2EC-3.2P-40S - Prüfpunkt A2/W35

 Version 5.0.2	UBA-Studie "Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln" Auslegung Propan-Verdichter für Luft-Wasser-Wärmepumpe Prüfpunkt A2/W35 inkl. Druckverluste 09.10.2012 / Alle Angaben ohne Gewähr.
--	---

Verdichterauslegung: Halbhermetische Hubkolbenverdichter

Vorgabewerte		Einsatzgrenzen (100%)
---------------------	--	------------------------------

Verdichtertyp	2EC-3.2P	
Kältemittel	R290	
Bezugstemperatur	Taupunkt	
Verdampfung	-6,9 °C	
Verflüssigung	37,7 °C	
Flüssigkeitsunterkühlung	11,85K	
Sauggasüberhitzung	20K	
Netzversorgung	400V-3-50Hz	
Nutzbare Überhitzung	5,00K	
Leistungsregler	100%	

Ergebnis

Verdichtertyp	2EC-3.2P-40S
Kälteleistung	6.92 kW
Kälteleistung *	6.30 kW
Verdampferleist.	6.37 kW
Leist.aufnahme	1.92 kW
Strom (400V)	4.32 A
Spannungsbereich	380-420V
Verflüssigungsleistung	8.17 kW
Leistungszahl	3.31
Leistungszahl *	3.28
Massenstrom	74.8 kg/h
Betriebsart	Standard
Druckgastemp. Ungekühlt	75.1 °C

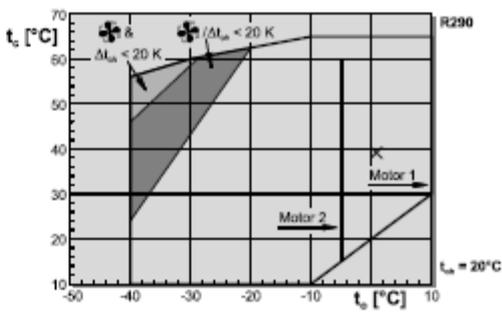
Vorläufige Werte.
 Nationale Normen für den Einsatz von brennbaren Kältemitteln beachten.
 Min. 20K Sauggasüberhitzung erforderlich, gegebenenfalls Sauggaswärmetauscher verwenden.
 *nach EN12900 (20 °C Sauggastemp., 0K Flüssigkeitsunterkühlung)

Anlage 10: Auslegung Verdichter von Bitzer Typ 2EC-3.2P-40S - Prüfpunkt A10/W35

 Version 5.0.2	UBA-Studie "Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln" Auslegung Propan-Verdichter für Luft-Wasser-Wärmepumpe Prüfpunkt A10/W35 inkl. Druckverluste 09.10.2012 / Alle Angaben ohne Gewähr.
--	--

Verdichterauslegung: Halbhermetische Hubkolbenverdichter

Vorgabewerte	Einsatzgrenzen (100%)
---------------------	------------------------------

Verdichtertyp	2EC-3.2P	
Kältemittel	R290	
Bezugstemperatur	Taupunkt	
Verdampfung	0,7 °C	
Verflüssigung	38,6 °C	
Flüssigkeitsunterkühlung	12,2K	
Sauggasüberhitzung	20K	
Netzversorgung	400V-3-50Hz	
Nutzbare Überhitzung	5,00K	
Leistungsregler	100%	

Ergebnis

Verdichtertyp	2EC-3.2P-40S
Kälteleistung	9.09 kW
Kälteleistung *	8.18 kW
Verdampferleist.	8.36 kW
Leist.aufnahme	2.05 kW
Strom (400V)	4.46 A
Spannungsbereich	380-420V
Verflüssigungsleistung	10.23 kW
Leistungszahl	4.09
Leistungszahl *	4.00
Massenstrom	95.9 kg/h
Betriebsart	Standard
Druckgastemp. Ungekühlt	72.6 °C

Vorfällige Werte.
 Nationale Normen für den Einsatz von brennbaren Kältemitteln beachten.
 Min. 20K Sauggasüberhitzung erforderlich, gegebenenfalls Sauggaswärmetauscher verwenden.
 *nach EN12900 (20 °C Sauggastemp., 0K Flüssigkeitsunterkühlung)

Anlage 11: Kreisprozessberechnung für die Luft-Wasser-Wärmepumpe "Propan-Opti" im Prüfpunkt A-7/W35

Single Stage Refrigerating Cycle		A10/W35					
Refrigerant: R290		Cycle data					
Evaporating temperature:	t''_0 : -13,0 °C	p_0 =	312,1 kPa				
Superheating, evaporator:	Δt_0 : 5 K	p_c =	1267,5 kPa				
Superheating, suction line:	Δt_{SL} : 15 K	π =	4,53 -				
Condensing temperature:	t''_c : 36,7 °C	q_0 =	301,35 kJ/kg				
Subcooling, condenser:	Δt_c : 2,0 K	w_t =	116,36 kJ/kg				
Subcooling, liquid line:	Δt_{LL} : 8,56 K	ε_0 =	2,59 -				
Isentropic efficiency:	η_i : 0,681 -	$\varepsilon =$ 2,78	$q_{ov} =$ 1723,2 kJ/m ³				
Refrigerating capacity:	Q_0 : 4,52 kW	m_o =	0,01500 kg/s				
Compressor Bitzer 2EC-3.2P-40S	Piston	$Q_H =$ 6,26	$V_o =$ 9,441 m ³ /h $P =$ 1,745 kW				
Displacement:	V_s : 11,36 m ³ /h	COP =	$m_o =$ 0,01500 kg/s				
Volumetric efficiency:	η_v : 0,831 -	3,59	$V_o =$ 9,441 m ³ /h				
semi-hermetic		EER =	$Q_o =$ 4,86 kW				
electric efficiency:	1,00	2,78	$P =$ 1,74 kW				
Cycle point		t °C	p kPa	v m ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/(kgK)	x -
Compressor inlet	1	5,56	282,1	0,174882	590,96	2,5202	
Compressor outlet, isentropic	2s	64,73	1292,5	0,041555	670,16	2,5202	
Compressor outlet	2	81,69	1277,5	0,045673	707,32	2,6294	
Dew point at cond. pressure	3''	36,70	1267,5	0,035862	608,97	2,3341	
Bubble point at cond. pressure	4'	36,20	1252,5	0,002109	295,20	1,3216	
Condenser outlet	4	34,20	1247,5	0,002094	289,61	1,3038	
Subcooler outlet / Expansion valve inlet	5	25,64	1237,5	0,002034	263,62	1,2280	
Bubble point at evap. pressure	6'	-13,00	312,1	0,001831	168,34	0,8824	
Evaporator inlet	6	-13,35	312,1	0,038237	263,62	1,2507	0,246
Dew point at evap. pressure	7''	-14,44	297,1	0,150048	556,25	2,3819	
Evaporator outlet	7	-9,44	292,1	0,156872	564,97	2,4183	

Anlage 13: NH₃-Wärmepumpe - Kreislaufberechnung

Single Stage Refrigerating Cycle		This is an example to demonstrate programming with REFLIB. The contents of cells with grey background can be changed.					
Refrigerant:	R717	Cycle data					
Evaporating temperature:	t''_o : -5 °C	p_o =	355,5 kPa				
Superheating, evaporator:	Δt_o : 10 K	p_c =	2034,6 kPa				
Superheating, suction line:	Δt_{sl} : 0 K	π =	5,72 -				
Condensing temperature:	t''_c : 50 °C	q_o =	1067,51 kJ/kg				
Subcooling, condenser:	Δt_c : 5 K	w_t =	422,87 kJ/kg				
Subcooling, liquid line:	Δt_{ll} : 0 K	ϵ =	2,52 -				
Isentropic efficiency:	η_i : 0,65 -	q_{ov} =	2947,2 kJ/m ³				
Refrigerating capacity:	Q_o : 9,17 kW	m_o =	0,00859 kg/s				
		V_o =	11,201 m ³ /h				
		P =	3,632 kW				
Displacement:	V_s : 14 m ³ /h	m_o =	0,00859 kg/s				
Volumetric efficiency:	η_v : 0,8 -	V_o =	11,200 m ³ /h				
		Q_o =	9,17 kW				
		P =	3,63 kW				
		t_{om} =	-5,00 °C				
		t_{cm} =	50,00 °C				
		Δt_o =	0,00 K				
		Δt_c =	0,00 K				
		COP _{WP}	3,524				
		COP _{KM}	2,524				
Cycle point		t	p	v	h	s	x
		°C	kPa	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/(kgK)	-
Compressor inlet	1	5,00	355,5	0,362207	1479,36	5,7706	
Compressor outlet, isentropic	2s	139,87	2034,6	0,092770	1754,22	5,7706	
Compressor outlet	2	196,52	2034,6	0,108260	1902,23	6,1065	
Dew point at cond. pressure	3"	50,00	2034,6	0,063364	1487,31	5,0372	
Bubble point at cond. pressure	4'	50,00	2034,6	0,001778	436,37	1,7850	
Condenser outlet	4	45,00	2034,6	0,001752	411,85	1,7099	
Expansion valve inlet	5	45,00	2034,6	0,001752	411,85	1,7099	
Bubble point at evap. pressure	6'	-5,00	355,5	0,001550	176,98	0,9154	
Evaporator inlet	6	-5,00	355,5	0,064838	411,85	1,7913	0,184
Dew point at evap. pressure	7"	-5,00	355,5	0,345899	1454,90	5,6811	
Evaporator outlet	7	5,00	355,5	0,362207	1479,36	5,7706	

Anlage 14: NH₃-Wärmepumpe - Berechnungen zu Auslegungspunkten

NH ₃ -Wärmepumpe																															
Eingabewerte														Rechenwerte																	
KM	n	t	t ₀	t _{0h}	Δt _{0h}	Δt ₀	t _u	V _m	λ	η _{is}	p	p ₀	κ	V _{ev}	V _{v1}	m	s _{v11}	h _{v1}	t _{v2h}	h _{v2h}	h _{v2}	t _{v2}	V _{v2}	V ₂	t _{c2}	h _{c2}	V _{c2}	V _{c2}	d _{EL}	F _{EL}	
-	min ⁻¹	°C	°C	°C	K	K	°C	m ³ /h	-	-	kPa	kPa	-	m ³ /h	m ³ /kg	kg/s	kg/min	J/kgK	J/kg	°C	J/kg	°C	m ³ /kg	m ³ /h	°C	J/kg	m ³ /kg	m ³ /h	m ³ /h	mm	m ²
R717	2900	50,0	-5	0,0	5,0	0,0	50,0	14,000	0,65	0,50	2034,58	355,46	5,72	9,10	0,35411	0,00714	0,428	5726	1467192	133	1736146	2005100	236	0,11863	3,05	50	436357	0,00178	0,04589	17,3	0,000235
R717	2900	30,0	-5	0,0	5,0	0,0	30,0	14,000	0,65	0,50	1167,83	355,46	3,29	9,10	0,35411	0,00714	0,428	5726	1467192	86	1639246	1811299	154	0,17310	4,45	30	339869	0,00168	0,04319	17,3	0,000235
R717	2900	50,0	5	10,0	5,0	0,0	50,0	14,000	0,65	0,50	2034,58	516,52	3,94	9,10	0,24853	0,01017	0,610	5595	1478236	114	1684148	1890059	192	0,10701	3,92	50	436357	0,00178	0,06510	17,3	0,000235
R717	2900	30,0	5	10,0	5,0	0,0	30,0	14,000	0,65	0,50	1167,83	516,52	2,26	9,10	0,24853	0,01017	0,610	5595	1478236	69	1593266	1708296	113	0,15401	5,64	30	339869	0,00168	0,06155	17,3	0,000235

Enthitzerbetrieb														Druckverlust Saugleitung (hydr. glatt)				Druckverlust Druckleitung (hydr. glatt)				Druckverlust Flüss.-leit. (hydr. glatt)							
d _{EL}	F _{EL}	d _{EL}	F _{EL}	c _{qL}	c _{qL}	c _{qL}	Δh	w _l	Q ₀	P	M	h _c	Δh _{vis,act}	Q _{is,th}	kin.	Re	Zahl	Reib-bw	Δp _h	kin.	Re	Zahl	Reib-bw	Δp _h	kin.	Re	Zahl	Reib-bw	Δp _h
mm	m ²	mm	m ²	m ³ /s	m ³ /s	m ³ /s	J/kg	kJ/kg	kW	kW	Nm	J/kg	J/kg	kW	m ² /s	-	-	-	Pa/m	m ² /s	-	-	-	Pa/m	m ² /s	-	-	-	Pa/m
14,0	0,000154	14,0	0,000154	10,76	5,50	0,0825	1030836	538	7,359	3,840	12,65	1487309	517791	3,70	3,46E-06	53816	0,0208	196	2,13E-06	36118	0,023	209	1,9E-07	6089	0,0358	5			
14,0	0,000154	14,0	0,000154	10,76	8,03	0,0780	1127323	344	8,047	2,456	8,09	1483029	328270	2,34	3,46E-06	53816	0,0208	196	2,58E-06	43602	0,0219	291	2,19E-07	4992	0,0376	5			
14,0	0,000154	14,0	0,000154	10,76	7,07	0,1175	1041879	412	10,597	4,189	13,80	1487309	402750	4,10	2,51E-06	74065	0,0192	258	1,75E-06	56661	0,0205	343	1,9E-07	8648	0,0328	9			
14,0	0,000154	14,0	0,000154	10,76	10,18	0,1111	1138367	230	11,578	2,340	7,71	1483029	225267	2,29	2,51E-06	74065	0,0192	258	2,08E-06	68530	0,0196	470	2,19E-07	7113	0,0345	9			

Anlage 15: NH₃-Wärmepumpe - Auslegung Einspritzventil



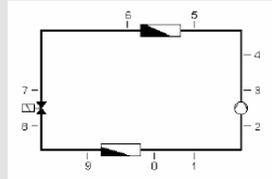
© Siemens Switzerland Ltd
Building Technologies Group
HVAC Products

Expansionsventil

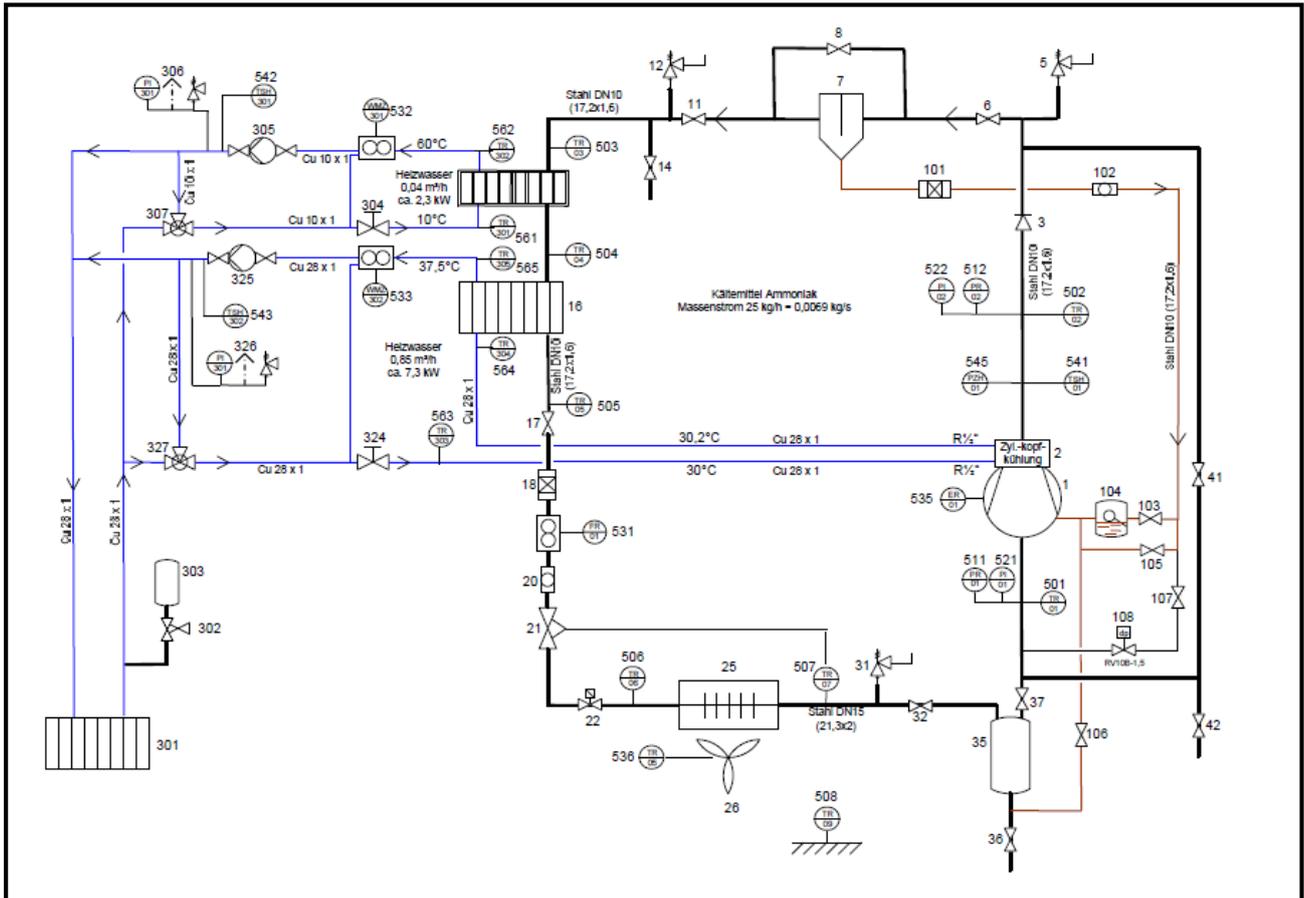
[WWW](http://www.siemens.com)

Kältemittel		R717	
Kälteleistung	10.0	[kW]	
Verdampfungstemperatur	-5.0	[°C]	
Kondensationstemperatur	50.0	[°C]	
Überhitzung	5.0	[K]	
Unterkühlung	5.0	[K]	
dp Saugdrosselventil	0.0	[bar]	
dp Sauggasleitung	0.0	[bar]	
dp Heissgas Verteil- Ventil	0.0	[bar]	
dp Heissgasleitung	0.0	[bar]	
dp Kondensator	0.0	[bar]	
dp Flüssigkeitsventil	0.0	[bar]	
dp Verteiler	0.0	[bar]	
dp Verdampfer	0.0	[bar]	
Isentropen Wirkungsgrad	0.8	[-]	
Höhenunterschied	0.0	[m]	
<hr/>			
Eingabe Erforderlicher Kvs	0.01	[m³/h]	
<hr/>			
Ausgabe Leider ist kein kleineres Ventil verfügbar	0.00	[m³/h]	
Ausgabe MVF661.25-0.16 red	0.10	[m³/h]	

Zustand des Mediums						
Punkt	T [°C]	P [bar a]	1/V [kg/m³]	H [kJ/kg]	S [kJ/kg K]	K [-]
0	0,0	3,55	2,8	1467,3	5,7266	1,2978
1	0,0	3,55	2,8	1467,3	5,7266	1,2978
2	0,0	3,55	2,8	1467,3	5,7266	1,2978
3	148,5	20,33	10,2	1801,5	5,8897	1,2674
4	148,5	20,33	10,2	1801,5	5,8897	1,2674
5	148,5	20,33	10,2	1801,5	5,8897	1,2674
6	45,0	20,33	571,3	410,5	1,7054	1,2626
7	45,0	20,33	571,3	410,5	1,7054	1,2626
8	-5,0	3,55	15,5	410,5	1,7862	1,2985
9	-5,0	3,55	15,5	410,5	1,7862	1,2985



Anlage 16: NH₃-Wärmepumpe - R-I-Schaltbild



Anlage 17: NH₃-Wärmepumpe - Bauteilliste

Bauteilliste NH ₃ -Kleinwärmepumpe									
A Kältekreislauf (1- 100)									
B Ölrückführung (101- 199)									
C Kühlwasserkreislauf (301- 399)									
D Mess- und Regeltechnik, Sensoren (500 - 599)									
Nr. in rot: zusätzliche Bauteile - nur für Forschungsanlage									
A Kältekreislauf									
Nr.	Bauteil	Typ	Technische Daten / Bemerkungen	Hersteller / Lieferant	Material/ Qualität Zertifikat	Medium	Druck / Volumen	PED/ Gruppe/ Kategorie	Prozessanschluss
1	Verdichter Motor	KV/DK2021A/ O22.2DK12/ N-B KBM10400.35/ 4,0KW(B35)	1450/min 50Hz: 16,55m³ /h 1750/min 60Hz: 19,86m³ /h Pel=3,09kW I=6,61A	HKT Guelchner		NH ₃	ND/HD: 25/28bar(ü)		SL: 22mm-7/8" DL: 16mm-5/8"
2	Zylinderkopfkühlung	K22/W/ H/O22	Wasser >0,16m³ /h (10)12...35(50)°C	HKT Guelchner		Wasser	Wasser 10bar		1/2"
3	Rückschlagventil	RVDND	-60°Cbis 50°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	NH ₃	PN25, FN40		Anschweißenden DND
5	Sicherheitsventil	SU/DN5	-60°Cbis 50°C unabhängig v. Gegendruck Einstelldruck 25bar(ü)	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	NH ₃	PN25, FN40	Kat. IV	Flansch DN5
6	Absperrarmatur	A/RDND	Durchgangs- oder Eck-Form -60°Cbis 50°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	NH ₃	PN25, FN40		Anschweißenden DND
7	Ölabscheider	GS22+HL1	d=195mm H=350mm	ESKSchultze		NH ₃ Ö	max. 25bar(ü) 7,1Liter	Kat. II	22mm-7/8" Löt NH-10W -10G
8	Absperrarmatur	A/RDND	Durchgangs- oder Eck-Form -60°Cbis 50°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	NH ₃	PN25, FN40		Anschweißenden DND
11	Absperrarmatur	A/RDND	Durchgangs- oder Eck-Form -60°Cbis 50°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	NH ₃	PN25, FN40		Anschweißenden DND
12	Sicherheitsventil	SU/DN5	unabhängig v. Gegendruck Einstelldruck 25bar(ü)	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	NH ₃		Kat. IV	Flansch DN5
14	Servicearmatur		-60°Cbis 50°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl	NH ₃	PN25, FN40		Anschweißenden DN5
15	Erhitzer	SGW/WGS73	PWT: HxBxT=300x150x...mm	AP Schmidt-Bretter	Edelstahl geschweißt	NH ₃ Wasser	25 bar	Kat.	DN25
16	Kondensator	GN500H-10-HP mit Druckgestell und Konsole	PWT: HxBxT=600x195x35mm	GEA/WIT	Edelstahl Nickelot	NH ₃ Wasser	27 bar	Kat. I	28mm Löt 3/4" AG
17	Absperrarmatur	A/RDND	Durchgangs- oder Eck-Form -60°Cbis 50°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	NH ₃	PN25, FN40		Anschweißenden DND
18	Filter / Filtertrockner	FTDN25	-60°Cbis 50°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl	NH ₃	PN25, FN40		Anschweißenden DN25
19	Durchflussmesser	Promass 80ADN2	L=372mm Montageset 4-VCO4 auf 1/2" NPT-F bzw. 1/2" Swagelok	Endress+Hauser	14404/3BL	NH ₃	FN40		1/2" NPT-F
20	Schauglas	SGL DND	-60°Cbis 50°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl	NH ₃	PN25, FN40		Anschweißenden DND
21	Expansionsventil EEV	MF6125-0.16N	Batr.-Spq.: 24VACoder 20...30VDC(22VA) Stellsign./Rückmeld.: 0/2-10Voder 0/4-20mA Kennlinie linear, Aufösg. 1.000	Siemens Building Technologies	X6ON18,9 GN-Stahl, PTFE	NH ₃	FN40		Flansch DN25
22	Magnetventil	Nistellfunktion des EEV(Nr. 21); Regelpfad geschlossen	kann entfallen						
25	Verdampfer	Serie TAN bzw. TAS	Leistung 10kW incl. Ventilator (saugend angeordnet)	Fa. Thermofin (alternative: Fa. Güntner)	V2A/ Aluminium	NH ₃			
26	Lüfter								
31	Sicherheitsventil	SU/DN5	unabhängig v. Gegendruck Einstelldruck 16bar(ü)	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	NH ₃		Kat. IV	Flansch DN5
32	Absperrarmatur	A/RDN5	Durchgangs- oder Eck-Form -60°Cbis 50°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	NH ₃	PN25, FN40		Anschweißenden DN5
35	Flüssigkeitsabscheider	FA-18-2-FL1	d=109mm H=289mm	ESKSchultze		NH ₃	max. 20bar(ü) 2,0Liter	Kat. I	16mm Löt
36	Servicearmatur / Schnellschl.	SSO/ A/R	-60°Cbis 50°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl	Ö/ NH ₃	PN25, FN40		Anschweißenden DN5
37	Absperrarmatur	A/RDN5	Durchgangs- oder Eck-Form -60°Cbis 50°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	NH ₃	PN25, FN40		Anschweißenden DN5
41	Absperrarmatur	A/RDND	Durchgangs- oder Eck-Form -60°Cbis 50°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	NH ₃	PN25, FN40		Anschweißenden DND
42	Servicearmatur		-60°Cbis 50°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl	NH ₃	PN25, FN40		Anschweißenden DN5

Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln

B Rückführung									
101	Filter	OF DN25	-60°C bis 60°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl	O	FN25, FN40		Anschweißenden DN25
102	Schäuglas	S3L DN0	-60°C bis 60°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl	O	FN25, FN40		Anschweißenden DN0
103	Absperrarmatur	AVRDND	Durchgangs- oder Eck-Form -60°C bis 60°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	N ₂	FN25, FN40		Anschweißenden DN0
104	Öspiegel-Regulator	ORE2-0-EC+NH ₂ OG		ESK Schutze					
105	Absperrarmatur	AVRDND	Durchgangs- oder Eck-Form -60°C bis 60°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	N ₂	FN25, FN40		Anschweißenden DN0
106	Absperrarmatur	AVRDND	Durchgangs- oder Eck-Form -60°C bis 60°C	GEA/AVP	Stahl/Edelstahl PTFE	N ₂	FN25, FN40		Anschweißenden DN0
C Kühlwasserkreislauf									
301	Plattenwärmeübertrager	WP24-34		GEA/WIT		Kühlwasser			
302	Service-Armatur			SHIT		Kühlwasser			
303	Ausdehnungsgefäß	8 Liter		SHIT		Kühlwasser			
304	Strangregulventil	Hydrocontrol R DN0	AG3/8" Anschlüsse für Zsh.-Set: Blindopten	Oventrop SHIT		Kühlwasser	FN6		Überwurfmutter Lötülle
305	Umwälzpumpe	UPS32-30		Grundfos		Kühlwasser			
306	Kesselbaugruppe (Kombination Sicherheitventil)	KGM25 Messingguss MS58	S.-V. Einstellung: 3 bar, Ein 1/2", Aus 1/2" Manometer 0-4 bar, rote Markierung: 3 bar	SHIT		Kühlwasser			†
307	Dreiwege-Regulventil	VG44. 15-0.25 SQ45	Verschraubungssatz ALG5	Siemens		Kühlwasser	FN6		DN6
309	Wärmenengenzähler	Heat One Qn15 incl. Eichung	Baulänge: 10mm, Nenndurchfluss 1,5m³/h 0-90°C	Rosweiner		Kühlwasser	max. 10 bar		G3/4"
324	Strangregulventil	Hydrocontrol R DN0	AG3/8" Anschlüsse für Zsh.-Set: Blindopten	Oventrop SHIT		Kühlwasser	FN6		Überwurfmutter Lötülle
325	Umwälzpumpe	UPS32-40		Grundfos		Kühlwasser			
326	Kesselbaugruppe (Kombination Sicherheitventil)	KGM25 Messingguss MS58	S.-V. Einstellung: 3 bar, Ein 1/2", Aus 1/2" Manometer 0-4 bar, rote Markierung: 3 bar	SHIT		Kühlwasser			†
327	Dreiwege-Regulventil	VG44. 15-1 SQ45	Verschraubungssatz ALG5	Siemens		Kühlwasser	FN6		DN6
329	Wärmenengenzähler	Heat One Qn15 incl. Eichung	Baulänge: 10mm, Nenndurchfluss 1,5m³/h 0-90°C	Rosweiner		Kühlwasser	max. 10 bar		G3/4"
D Mess- und Regeltechnik, Sensoren									
501	Temperaturmessstelle TR01								
502	Temperaturmessstelle TR02								
503	Temperaturmessstelle TR03								
504	Temperaturmessstelle TR04								
505	Temperaturmessstelle TR05								
506	Temperaturmessstelle TR06								
507	Temperaturmessstelle TR07								
508	Temperaturmessstelle TR08								
509	Temperaturmessstelle TR09								
510	Temperaturmessstelle TR0								
511	Druckmessstelle PR01								
512	Druckmessstelle PR02								
521	SD-Manometer PI01								
522	HD-Manometer PI02								
523	Manometer Einheitser-Kreis P301								
524	Manometer Verflüss.-Kreis P302								
531	Durchflussmessung FR01	Promass 80ADN2		Endress+Hauser		N ₂	FN40		1/2" NPT-F
532	Wärmenengenzähler WMZ01	Heat One Qn15 incl. Eichung	Baulänge: 10mm, Nenndurchfluss 1,5m³/h 0-90°C	Rosweiner		Kühlwasser	max. 10 bar		G3/4"
533	Wärmenengenzähler WMZ02	Heat One Qn15 incl. Eichung	Baulänge: 10mm, Nenndurchfluss 1,5m³/h 0-90°C	Rosweiner		Kühlwasser	max. 10 bar		G3/4"
535	Elektr. Leistungsmess. ER01								
536	Elektr. Leistungsmess. ER02								
541	Sich.-Temp.-Begrenzer TS-H01								
542	Sich.-Temp.-Begrenzer TS-B01								
543	Sich.-Temp.-Begrenzer TS-B02								
545	Sich.-Druckbegrenzer P2-H01								
561	Temperaturmessstelle TR301								
562	Temperaturmessstelle TR302								
563	Temperaturmessstelle TR303								
564	Temperaturmessstelle TR304								
565	Temperaturmessstelle TR305								

Anlage 18: NH₃-Wärmepumpe - Kostenschätzung

Schätzung Herstellungskosten	
Prototyp Ammoniak-Kleinwärmepumpe	
Verdampfer mit Lüfter	2.500,00
Enthitzer/Kondensator	1.800,00
Verdichter	2.500,00
Expansionsventil	1.300,00
Flüssigkeitsabscheider	100,00
Ölabscheider	200,00
Sicherheitsventile	1.000,00
Si.-Bauteile (PZH, TSH)	500,00
Kleinteile (Manometer,Filter, Schaugläser)	1.500,00
Armaturen	1.500,00
Verrohrung	5.000,00
Elt.-Ausrüstung	12.000,00
MSR-Ausrüstung incl. Sensoren	8.000,00
Bau- und Montageleistungen	15.000,00
Summe Prototyp	52.900,00
Zusatzkosten für Forschungsanlage	
Wasserkreisläufe	5.000,00
Zusätzliche Messtechnik	
Temperatursensoren	1.200,00
Drucksensoren	1.000,00
Durchflussmessung	6.000,00
Wärmemengenzähler	600,00
Mehrkosten MSR	5.000,00
Mehrkosten Elt.-Ausrüstung	5.000,00
Zusätzliche Service-RL u. Armaturen	3.000,00
Bau- und Montageleistungen	8.000,00
Zusatzkosten Forschungsanlage	34.800,00