

Außenluft/Wasser-Wärmepumpen im Vergleich zu anderen Heizungssystemen & Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung

von

Jürgen DINES

als Diplomarbeit der Kommission zur Abhaltung der dritten Diplomprüfung der Studienrichtung Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau, an der Technischen Universität Graz über das Institut für Wärmetechnik vorgelegt.

Betreuer

Dipl.-Ing. Werner Lerch

Beurteiler:

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer

Graz, im November 2013

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, am
.....
(Unterschrift)

KURZFASSUNG

Titel: Außenluft/Wasser-Wärmepumpen im Vergleich zu anderen Heizungssystemen & Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung

Autor: Jürgen Dines

1. Stichwort: Systemvergleich
2. Stichwort: energetisch
3. Stichwort: ökonomisch/ökologisch

In dieser Arbeit wird ein Überblick über verschiedene Wärmebereitstellungssysteme gegeben und diese hinsichtlich ihrer Effizienz, ihren Kosten und der Umweltbelastung verglichen. Diese Wärmebereitstellungssysteme sind eine Sole/Wasser-Wärmepumpe, eine Luft/Wasser-Wärmepumpe, ein Pelletkessel sowie ein Brennwert-Gaskessel und ein Brennwert-Ölkessel. Diese Wärmebereitstellungssysteme sind anhand von drei verschiedenen Gebäudetypen mit unterschiedlichem Heizwärmebedarf (40 kWh/m²a, 60 kWh/m²a und 100 kWh/m²a) bewertet worden, wodurch sich 15 unterschiedliche Systeme ergaben.

Diese 15 Systeme wurden mittels der Software Polysun energetisch bewertet. Anschließend wurde ein Kostenvergleich in Anlehnung an die VDI 2067 mit der Annuitätenmethode durchgeführt und zuletzt der Primärenergiebedarf und CO₂-Äquivalentausstoß anhand von Konversions- und CO₂-Faktoren bestimmt.

Besonders energieeffizient schnitten die Wärmepumpen ab, da sie einen Großteil ihrer Energie aus der Umgebung beziehen. Sie stellen gemeinsam mit dem Brennwert-Gaskessel auch die kostengünstigsten Systeme dar. Bei der Umweltbelastung ergaben sich für den Pelletkessel, aufgrund des nachwachsenden Rohstoffes Holz, die geringsten CO₂-Äquivalentbelastungen.

Zuletzt werden noch Möglichkeiten aufgezeigt, um die Effizienz von Außenluft/Wasser-Wärmepumpen weiter zu steigern.

ABSTRACT

Title: Air source heat pumps compared with other space heating systems & possibilities for increasing efficiency

Author: Jürgen Dines

1st keyword: systems comparison

2nd keyword: energetic

3rd keyword: economic/ecological

This work give an overview over different space heating systems and a comparison of them concerning efficiency, costs and greenhouse gas emissions. These space heating systems are an air-to-water heat pump, a ground-to-water heat pump, a pellet boiler, a gas fired condensing boiler and an oil fired condensing boiler. These space heating systems have been evaluated for three different types of buildings with different heating demands (40 kWh/m²a, 60 kWh/m²a und 100 kWh/m²a), i.e. 15 different systems were given.

These 15 systems have been energetically evaluated by means of the software Polysun. Afterwards they were compared by their costs referring to the VDI 2067 annuity method and as well as their primary energy demand and CO₂-equivalent emission has been ascertained.

Finally, possibilities to increase efficiency of air-to-water heatpumps are discussed.

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand am Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz unter der Leitung von Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer.

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen Bedanken die zum Entstehen dieser Arbeit beigetragen haben.

Vielen Dank an die Werner Hochegger Forschungsstiftung für die Finanzierung dieser Diplomarbeit.

Besonderer Dank gilt meinen Betreuern Herrn Dipl.-Ing. Werner Lerch und Dipl.-Ing. Dr.techn. Richard Heimrath, welche keine Mühen scheuten mich stets fachlich und moralisch zu unterstützen um diese Arbeit zu verwirklichen.

Ein herzliches Dankeschön auch an meine Eltern Maria und Helmut, die mich während all den Jahren meines Studiums stets unterstützt haben.

Graz, 01.11.2013

Jürgen Dines

INHALTSVERZEICHNIS

<u>1</u>	<u>EINLEITUNG</u>	<u>1</u>
<u>2</u>	<u>HEIZSYSTEME</u>	<u>2</u>
2.1	Heizkessel	2
2.1.1	Kennzahlen	4
2.1.2	Ölkessel	5
2.1.3	Gaskessel	5
2.1.4	Biomassekessel (Pelletkessel)	5
2.2	Wärmepumpe	6
2.2.1	Einteilung von Wärmepumpen	7
2.2.2	Thermodynamische Grundlagen der Kompressionswärmepumpe/-kältemaschine	9
2.2.3	Kennzahlen	12
2.2.4	Erdreich-Wärmepumpe	14
2.2.5	Außenluft-Wärmepumpe	15
2.2.6	Auswertung von Messergebnissen eines Wärmepumpen Testzentrums	17
2.2.7	Feldtests	26
<u>3</u>	<u>VERGLEICH UNTERSCHIEDLICHER WÄRMEBEREITSTELLUNGSSYSTEME</u>	<u>32</u>
3.1	Energetischer Vergleich der Heizungssysteme mit Polysun	32
3.1.1	Polysun	32
3.1.2	Eingabedaten	35
3.1.3	Simulationsergebnisse – energetischer Vergleich	40
3.2	Ökonomischer Vergleich	43
3.2.1	Preisrecherche	44
3.2.2	Randbedingungen	45
3.2.3	Berechnung in Anlehnung an die VDI 2067	45
3.2.4	Ergebnisse	48
3.3	Ökologischer Vergleich	60
<u>4</u>	<u>MÖGLICHKEITEN ZUR EFFIZIENZSTEIGERUNG</u>	<u>63</u>
4.1	Weiterentwicklung des einstufigen Wärmepumpenprozesses	63
4.2	Optimierung von Luft/Wasser-Wärmepumpen - Kosten-Nutzen Analyse	65
4.3	Leistungsgeregelte Luft/Wasser-Wärmepumpen	68
<u>5</u>	<u>SCHLUSSFOLGERUNGEN</u>	<u>72</u>
	<u>LITERATUR</u>	<u>74</u>

1 EINLEITUNG

Wer gerade ein Haus baut oder ein älteres Gebäude saniert beschäftigt sich auch mit der Wahl des richtigen Heizsystems. Derzeit sind eine Vielzahl unterschiedlicher Konzepte (Öl, Gas, Biomasse, Wärmepumpen) am Markt die sich hinsichtlich Effizienz, Kosten und Umweltfreundlichkeit bzw. –belastung zum Teil erheblich unterscheiden. Denn die Frage nach dem richtigen Heizsystem ist auch immer eine Frage nach dem richtigen Energieträger. Aufgrund steigender Energiepreise gewinnt diese Frage immer mehr an Bedeutung, sowie auch das Thema Energieeinsparung. Durch immer besser gedämmte Gebäude wird versucht den Heizwärmebedarf zu reduzieren und damit Energie einzusparen.

In dieser Arbeit wird ein Überblick über verschiedene Wärmebereitstellungssysteme gegeben und diese hinsichtlich ihrer Effizienz, ihren Kosten und der Umweltbelastung ihres Brennstoffes verglichen. Diese Wärmebereitstellungssysteme sind eine Sole/Wasser-Wärmepumpe, eine Luft/Wasser-Wärmepumpe, ein Pelletkessel sowie ein Brennwert-Gaskessel und ein Brennwert-Ölkessel. Aufgrund der unterschiedlichen Wärmedämmung heutiger Gebäude sind diese Wärmebereitstellungssysteme anhand von drei verschiedenen Gebäudetypen mit unterschiedlichem Heizwärmebedarf (40 kWh/m²a, 60 kWh/m²a und 100 kWh/m²a) bewertet worden, wodurch sich 15 unterschiedliche Systeme ergaben.

Diese 15 Systeme wurden mittels der Software Polysun (2013) energetisch bewertet. Anschließend wurde ein Kostenvergleich in Anlehnung an die VDI 2067 mit der Annuitätenmethode durchgeführt und zuletzt wurden der Primärenergiebedarf und CO₂-Äquivalentausstoß anhand von Konversions- und CO₂-Faktoren bestimmt.

In den letzten Jahren stieg die Nachfrage an Außenluft-Wärmepumpen stark an und heute stellen sie die meist verkaufte Wärmepumpentype dar. Sie hat jedoch den Nachteil, dass bei sinkenden Außenlufttemperaturen die Leistung und Effizienz abnimmt. Im letzten Kapitel dieser Arbeit werden Möglichkeiten gezeigt, um die Effizienz dieses Wärmeerzeugers noch weiter zu steigern.

2 HEIZSYSTEME

In diesem Kapitel werden Wärmeerzeuger für die Raumheizung und Warmwasserbereitung in Gebäuden vorgestellt. Zu Beginn wird auf das Funktionsprinzip der Kessel und Brennwert-Kessel eingegangen, wobei der Brennwert-Öl- bzw. Brennwert-Gaskessel und der Pelletkessel näher erläutert werden. Auf den Kohlekessel wird nicht näher eingegangen, da dieser kaum noch Bedeutung hat, was aus Abbildung 2-1 hervorgeht. Diese Abbildung zeigt den relativen Energieeinsatz der österreichischen Haushalte von 2003/2004 bis 2011/2012, unterteilt in die verschiedenen Energieträger. Auch der Fernwärme wird keine Beachtung geschenkt. In weiterer Folge wird näher auf die Wärmepumpe eingegangen, wobei der Schwerpunkt auf der Sole/Wasser-Wärmepumpe und der Außenluft/Wasser-Wärmepumpe liegt.

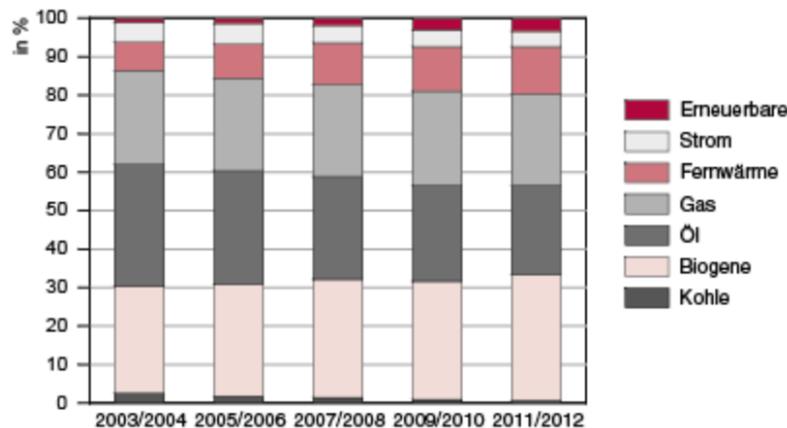


Abbildung 2-1: Energieeinsatz der Haushalte unterteilt nach verschiedenen Energieträgern (Biogene: Brennholz, Holzbriketts, Pellets und Hackschnitzel; Erneuerbare: Solar- und Umgebungswärme) für die Heizperioden 2003/2004 bis 2011/2012. (Statistik Austria, 2013)

2.1 Heizkessel

Der Zweck eines Heizkessels in einem Wohngebäude besteht in der Umwandlung chemischer Energie in thermische Energie, welche zur Raumheizung und Warmwasserbereitung verwendet wird. Durch die Verbrennung eines Brennstoffs im Brenner entstehen heiße Abgase, welche um Rohrleitungen/Heizflächen geführt werden, wodurch das Heizwasser in den Rohrleitungen/Heizflächen erwärmt wird (Abbildung 2-2).

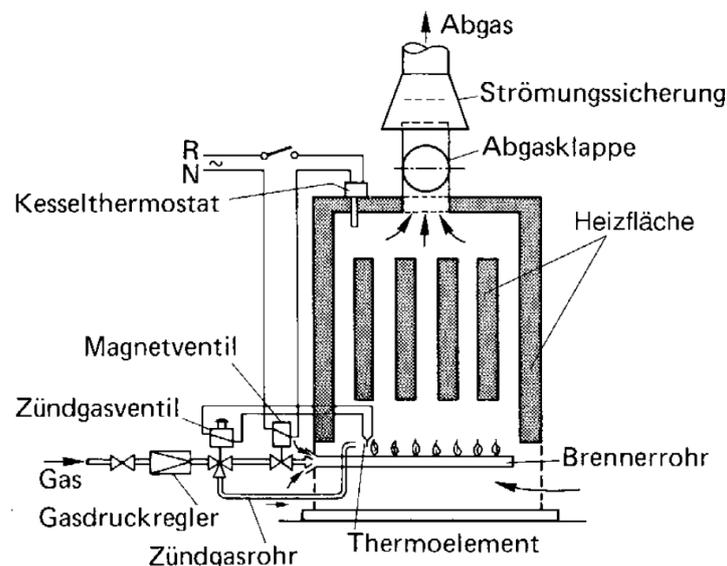


Abbildung 2-2: Gas-Heizkessel mit Brenner ohne Gebläse. (Recknagel et al., 2009)

Brenner

Schlagnitweit und Wagner (2003) nennen einige Eckpunkte zu den Brennern. Die Umwandlung der chemischen Energie in Wärme erfolgt bei Öl- und Gaskesseln im Brenner. Da flüssige Brennstoffe nicht brennen, müssen diese erst verdampfen. Heizöle entwickeln erst oberhalb des Flammpunktes (ca. 60 °C) zündfähige Dämpfe und nach erfolgter Zündung brennen diese ab ca. 120 °C von alleine weiter.

Für eine vollständige Verbrennung ist eine gute Durchmischung der Ölteilchen bzw. des Gases mit der Luft notwendig. Deshalb werden bei Ölbrennern häufig Zerstäubungsdüsen eingesetzt, wobei das vorgewärmte Öl mit 6 bis 15 bar durch eine Düse gepresst und in feinste Ölpartikel zerstäubt wird. Um eine höhere Luftzufuhr zu erreichen werden Gebläse eingesetzt.

Brennwert-Heizkessel

Im Brennwertkessel (auch Kondensationskessel genannt) wird die Kondensationsenthalpie des Wasserdampfes im Abgas genutzt. Abbildung 2-3 zeigt den schematischen Aufbau eines Brennwert-Kessels. Durch Abkühlen des Abgases unter den Taupunkt (ca. 50 °C) kondensiert der Wasserdampf in Form von Wasser aus (Schlagnitweit und Wagner, 2003). Dazu ist jedoch eine möglichst niedrige Rücklauftemperatur erforderlich, wodurch sich die Notwendigkeit von Niedertemperatur-Wärmeabgabesystemen ergibt. Schlagnitweit und Wagner (2003) führen an, dass deshalb Brennwertgeräte mit vollgleitender Temperatur betrieben werden sollten und die Steuerung zur Ein-/Aus-Schaltung außenlufttemperaturabhängig sein soll.

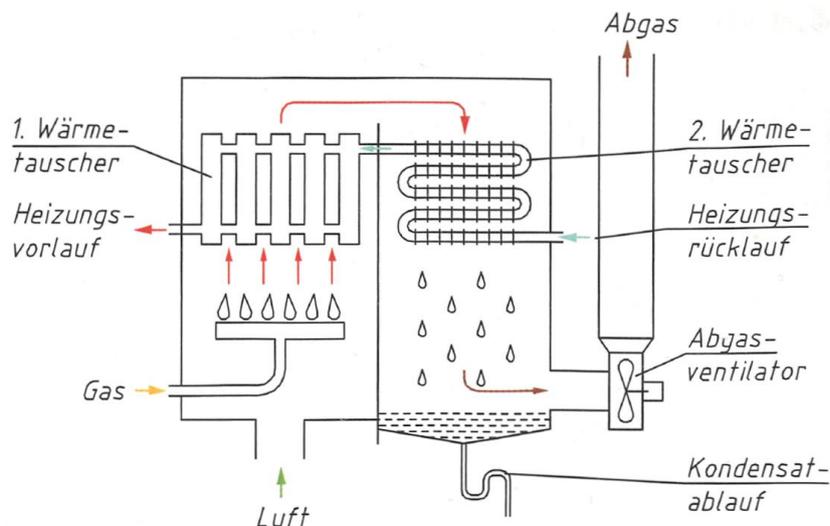


Abbildung 2-3: Funktionsschema eines Brennwertkessels. (Schlagnitweit und Wagner, 2003)

Recknagel et al. (2009) erläutern weiter, dass je höher der Wasserstoffgehalt des Brennstoffs liegt, umso höher ist die Wasserdampftaupunkttemperatur des Abgases. Bei einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda = 1,15$ ergeben sich für die Taupunkttemperaturen für Erdgas 58 °C und für Öl 48 °C. Da Erdgas eine um ca. 10 K höhere Taupunkttemperatur als Heizöl aufweist, ist Erdgas für die Brennwerttechnik besser geeignet.

Aufgrund des anfallenden Kondensats ergeben sich für den Brennwert-Kessel besondere Anforderungen um Korrosion zu vermeiden. Bauteile die mit dem Kondensat, welches laut Schulz und Westkämper (2013) durch Salpeter- und Schwefelsäure leicht sauer sein kann, in Berührung kommen werden gemäß Schlagnitweit und Wagner (2003) meist aus Edelstahl, Aluminium oder Kunststoff gefertigt. Schlagnitweit und Wagner (2003) führen weiter an, dass aufgrund der stark abgekühlten Abgase herkömmliche Abgassysteme, die das Prinzip des natürlichen Auftriebs warmer Abgase nutzen, nicht einsetzbar sind. Deshalb erfolgt die

Abführung der Abgase durch Überdruck mittels eines Ventilators. Für das Kondensat sind Kondensat-Sammelgefäße an Heizkessel und Abgasfang notwendig (Pech und Jens, 2005).

2.1.1 Kennzahlen

Heizwert und Brennwert

Man unterscheidet bei Brennstoffen bei denen Wasserdampf im Abgas vorkommt zwischen dem Brennwert H_o (früher oberer Heizwert) und dem Heizwert H_u (früher unterer Heizwert), je nachdem ob man die im Abgas enthaltene Verdampfungswärme des Wasserdampfes berücksichtigt oder vernachlässigt. Der Brennwert ist um eben diese Verdampfungsenthalpie des Wasserdampfes höher als der Heizwert.

$$H_o = H_u + r * \frac{9h + w}{100} \quad \text{Gl. 2-1}$$

- r.....Verdampfungsenthalpie des Wassers, $r = 2500 \text{ kJ/kg}$
- h.....Wasserstoffgehalt des Brennstoffs in %
- w..... Wassergehalt des Brennstoffs in %
- H_oBrennwert [kJ/kg]
- H_uHeizwert [kJ/kg]

Wirkungsgrad η_K und Nutzungsgrad η_N

Der Kesselwirkungsgrad ist definiert als das Verhältnis von abgegebener Wärmeleistung (Heizleistung, Kesselleistung, Nutzwärmeleistung) zu zugeführter Wärmeleistung (Feuerungleistung).

Da der Wirkungsgrad üblicherweise auf den Heizwert bezogen wird, kommt es bei Brennwertkesseln zu Wirkungsgraden über 100 %.

$$\eta_K = \frac{L_N}{L_F} = \frac{L_N}{B * H_u} \quad \text{Gl. 2-2}$$

- L_NKesselleistung, Nutzwärmeleistung [kW]
- L_FFeuerungleistung [kW]
- B..... Brennstoffverbrauch [kg/s]
- H_u Heizwert [kJ/kg]
- η_K Kesselwirkungsgrad [-]

Der Nutzungsgrad gibt an wieviel von der mit dem Brennstoff zugeführten Energie über die Heizperiode genutzt wird. Während beim Wirkungsgrad der Heizkessel meist unter Vollast betrachtet wird, wird der Nutzungsgrad über einen längeren Zeitraum bei verschiedenen Leistungen ermittelt und die genutzte Heizwärme zur eingesetzten Feuerungswärme in Verhältnis gesetzt. Durch den Teillastbetrieb treten neben den Abgas-, Rohrleitungs- und Kesselverlusten auch noch Stillstandsverluste auf, wodurch der Nutzungsgrad stets niedriger als der Wirkungsgrad ist. Der Jahresnutzungsgrad hat als Betrachtungszeitraum ein Jahr bzw. eine Heizperiode.

$$\eta_N = \frac{Q_H}{Q_F} \quad \text{Gl. 2-3}$$

- Q_Hjährlich abgegebene Heizwärme [kWh]
- Q_F jährlich zugeführte Feuerungswärme [kWh]
- η_N Nutzungsgrad [-]

Recknagel et al. (2009) beschreiben den Norm-Nutzungsgrad folgendermaßen. Der Norm-Nutzungsgrad wird nach DIN 4702-8, bei den Nennleistungs-Auslegungstemperaturen 75/60 °C und 40/30 °C (Vorlauf-/Rücklauftemperatur), ermittelt. Dabei wird der Kessel unter fünf Normkesselbelastungen (Heizkreis-Belastung: 63 %, 48 %, 39 %, 30 % und 13 %) betrieben und ein Mittelwert gebildet.

2.1.2 Ölkessel

Den heutigen Stand der Technik stellen laut Schulz und Westkämper (2013) modulierende Brenner dar, welche die zuvor verwendeten zweistufigen Brenner ablösen, welche wiederum eine Weiterentwicklung der einstufigen Brenner waren. Ein Mikroprozessor regelt die Brennstoff- und Luftzufuhr, wobei eine Modulation zwischen 40 bis 100 % der Nennleistung erreicht wird, wodurch die Brennerstarts im Vergleich zu einem unregulierten Brenner um bis zu 90 % gesenkt werden.

Zur Lagerung des Öls ist ein Öltank notwendig. Dieser kann im Gebäude platziert oder als Erdtank im Garten untergebracht werden. Wenn man auf den teuren und umweltbelastenden Brennstoff Öl setzen möchte, sollten in Neubauten grundsätzlich Brennwert-Kessel zum Einsatz kommen.

2.1.3 Gaskessel

Unter allen fossilen Energieträgern verursacht Erdgas die geringsten CO₂-Emissionen. Gibt es eine Gasversorgungsleitung kann auf ein Brennstofflager verzichtet werden, wodurch man Investitionskosten spart. Ist ein Gasversorgungsanschluss nicht möglich, kann ein Flüssiggastank auf dem eigenen Grundstück eingesetzt werden. Während Erdgas, welches zu ca. 95 % aus Methan besteht, sich bei Umgebungstemperaturen nicht verflüssigen lässt, ist Flüssiggas, bestehend aus Propan und Butan, welches bei Umgebungstemperaturen durch Druck verflüssigt werden kann (Schulz und Westkämper, 2013). Viele Hersteller bieten ihre Gas-Brennwertgeräte für die Verwendung aller Erdgasarten an.

Die Autoren schildern weiter, dass die Leistung von Gaskesseln sehr gut in einem Leistungsbereich von 25 bis 100 % modulierbar ist. Dadurch sind Gaskessel auch für einen sehr kleinen Leistungsbedarf geeignet, was sich positiv auf die Schaltheufigkeit auswirkt.

2.1.4 Biomassekessel (Pelletkessel)

Da Holz nachwächst, verbrennt es nahezu klimaneutral und ist im Vergleich zu Öl, Gas und Strom auch sehr preiswert. Als Brennmaterial für Biomassekessel wird es in folgenden Formen gehandelt (Abbildung 2-4):

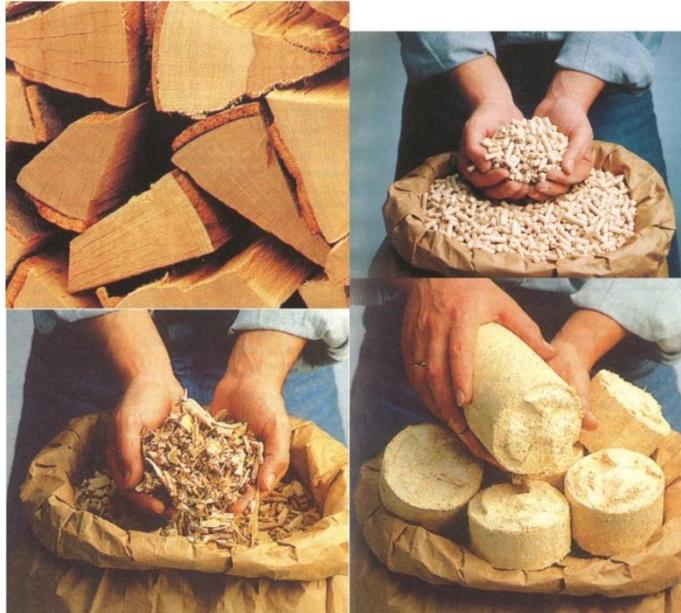


Abbildung 2-4: Handelsformen von Holz als Brennmaterial, links oben: Stückholz, rechts oben: Pellets, links unten: Hackschnitzel, rechts unten: Holzbriketts. (Schlagnitweit und Wagner, 2003)

Pelletkessel bieten einen vergleichbaren Komfort zu Gas- und Ölkesseln und werden deshalb in dieser Arbeit näher betrachtet. Die Pellets werden laut Pech und Jens (2005) aus getrocknetem Restholz, ohne Beimengung von chemischen Bindemitteln unter hohem Druck in Form von genormten zylindrischen Röllchen gepresst.

Der Brenner wird über verschiedene Beschickungssysteme mit den Pellets versorgt und die Menge der Leistung entsprechend dosiert. Die Leistung lässt sich sehr gut modulieren. Die Entzündung erfolgt nach Schulz und Westkämper (2013) automatisch per Heißluft oder durch den Erhalt eines dauerhaften Glutbettes.

Die Lagerung der Pellets erfolgt in Gewebetanks (Sacksilo), unterirdischen Erdtanks oder in Kellerräumen, können per Tankwagen angeliefert und in den Lagerraum eingeblasen werden.

Die Hersteller bieten unterschiedliche Lösungen zum Transport der Pellets vom Brennstofflager zum Kessel. Dies erfolgt meist über eine Schnecke oder über ein Saugsystem, welches diskontinuierlich einen Vorratsbehälter direkt am Kessel befüllt.

Schulz und Westkämper (2013) diskutieren weiter, dass auch bei der Verbrennung von Holz bzw. Pellets relativ viel Wasserdampf entsteht. Während die Nutzung der Kondensationswärme bei Erdgas sehr einfach ist, stellt dies bei Pelletanlagen einen höheren Aufwand dar. Das Abgas enthält neben Wasserdampf auch noch Ruß, Teer und Feinstaub, wodurch ein aufwändiger Reinigungsmechanismus der Wärmetauscher erforderlich ist. Dies verteuert die Anlage sehr. Als einziger Hersteller bietet die Firma Ökofen einen Pellet-Brennwertkessel an.

2.2 Wärmepumpe

Eine Wärmepumpe ermöglicht es, unter Aufwendung von Arbeit in einem Kreisprozess, Wärme der Umgebung zu entziehen und auf ein höheres Temperaturniveau zu bringen, um diese Wärme zum Heizen zu verwenden.

Die Wärmepumpe macht sich den gleichen Kreisprozess zunutze wie die Kälteanlage, welcher einem umgekehrten Wärme-Kraft-Prozess entspricht. Der Unterschied liegt darin, dass bei einer Kälteanlage dem zu kühlenden Medium Wärme entzogen wird und bei höherem Temperaturniveau an die Umgebung abgegeben wird, während die Wärmepumpe der

Umgebung die Wärme entzieht um sie bei einem höheren Temperaturniveau an das zu heizende Medium abzugeben. Dies wird durch Abbildung 2-5 verdeutlicht.

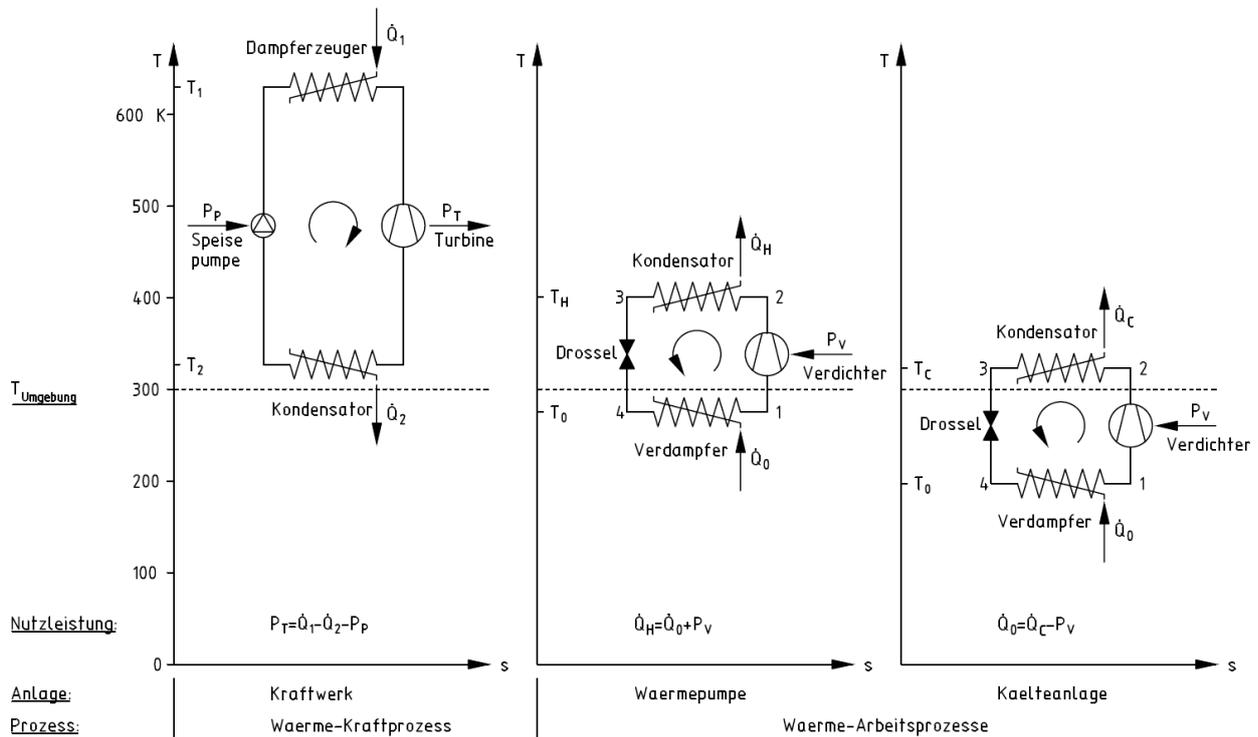


Abbildung 2-5: Kreisprozesse im Vergleich, links: rechtslaufender Arbeitsprozess eines Kraftwerks, mitte: linkslaufender Kreisprozess einer Wärmepumpe, rechts: linkslaufender Kreisprozess einer Kälteanlage.

2.2.1 Einteilung von Wärmepumpen

Wärmepumpen können nach den unterschiedlichsten Charakteristika eingeteilt werden. Wie in folgender Aufzählung gemäß Rieberer (2011) zu sehen ist, nach der Art des physikalischen Verfahrens, der Wärmequelle bzw. der Wärmesenke, den Möglichkeiten der Wärmenutzung oder ob eine monovalente bzw. bivalente Betriebsweise vorliegt.

Art des Verfahrens:

- **Kompression**
- Sorption
 - Absorption
 - Adsorption
- Dampfstrahl-Wärmepumpe
- Stirling-Wärmepumpe
- Peltier-Effekt
- magnetokalorischer Effekt
- thermoakustischer Effekt

Art der Wärmequelle:

- **Außenluft**
- Abluft
- Grundwasser
- Oberflächenwasser
- **Erdwärme**
- Abwärme von industriellen Anlagen
- Abwasserwärmerückgewinnung
- Solarthermie

Art der Wärmesenke:

- **Wasser**
- Luft

Art der Wärmenutzung:

- kühlen
- gefrieren
- **Warmwasser**
- **heizen**

Betriebsweise:

- **monovalent** (alleiniger Betrieb)
- bivalent (Alternativ-, Parallelbetrieb)

Diese Aufzählung erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit und soll einen Überblick über die verschiedenen Arten und der Einteilung von Wärmepumpen liefern. In dieser Arbeit wird nur auf die „fett“ hervorgehobenen Charakterisierungen näher eingegangen.

Abbildung 2-6 stellt verschiedene Wärmequellen, welche bei einer Wärmepumpenheizung in einem Wohngebäude zur Anwendung kommen können, dar.

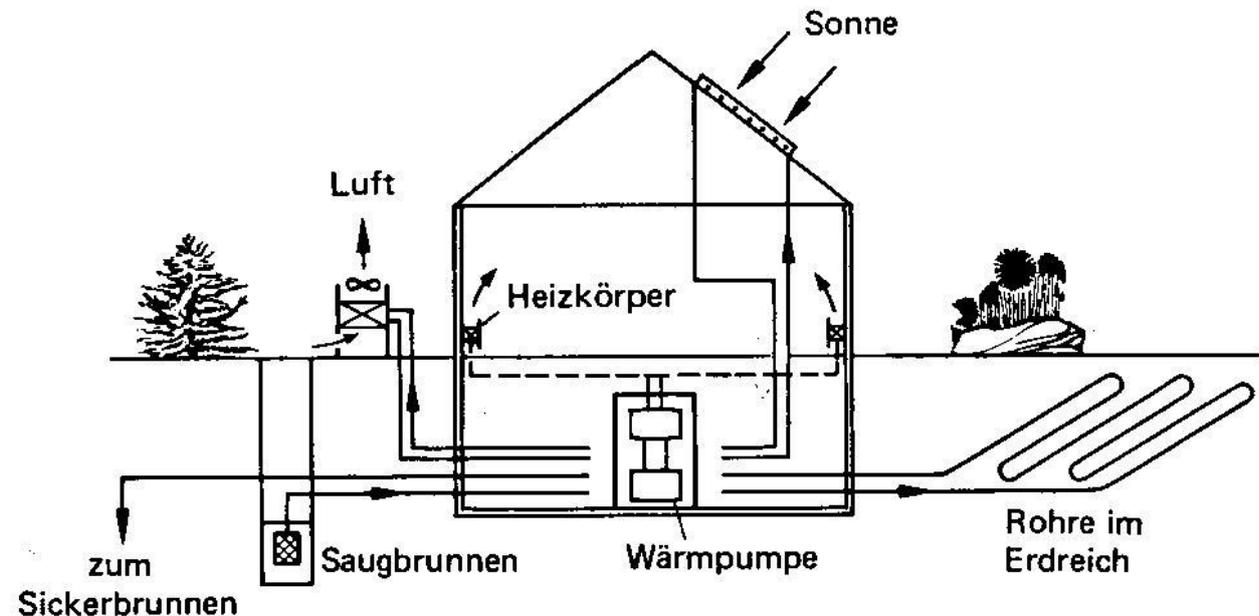


Abbildung 2-6: Verschiedene Wärmequellen einer Wärmepumpenheizung für Wohngebäude. (Recknagel et al., 2009)

Den schematischen Aufbau einer Wärmepumpe mit ihren wichtigsten Komponenten zeigt Abbildung 2-7.

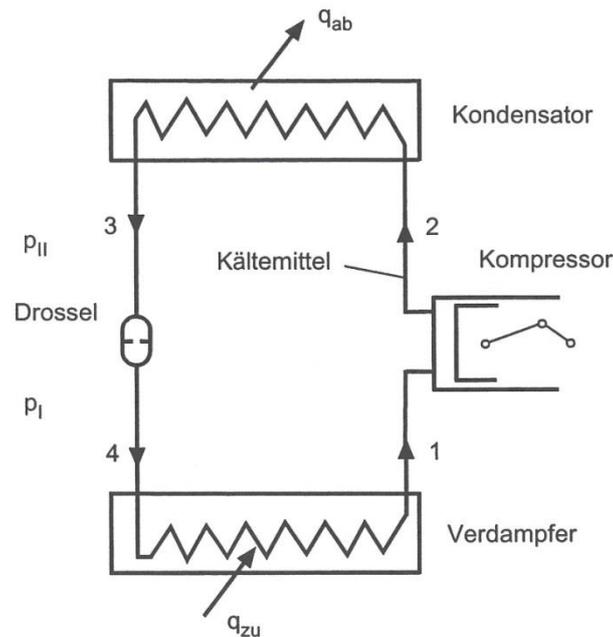


Abbildung 2-7: Schematischer Aufbau einer Kompressionskälteanlage/-wärmepumpe. (Eichlseder, 2005)

Die wichtigsten Komponenten einer Wärmepumpe sind:

- Kompressor/Verdichter
- Kondensator
- Drossel
- Verdampfer
- Arbeitsmedium (Kältemittel)

Das gasförmige Kältemittel wird im Verdichter auf einen höheren Druck und eine höhere Temperatur gebracht. Im anschließenden Kondensator wird die Wärme des Kältemittels (vor allem die Kondensationsenthalpie) abgegeben bis das Kältemittel vollständig kondensiert ist. In der darauf folgenden Drossel wird das flüssige Arbeitsmedium entspannt, wobei es zu einem Druck- und Temperaturabfall kommt. Danach wird im Verdampfer Wärme zugeführt bis das Kältemittel vollständig verdampft ist um wieder dem Kompressor zugeführt werden zu können und sich der Kreis schließt.

2.2.2 Thermodynamische Grundlagen der Kompressionswärmepumpe/-kältemaschine

Theoretischer Vergleichsprozess

Der theoretische Vergleichsprozess ist der Carnot-Prozess, er stellt den Kreisprozess mit dem geringstmöglichen Arbeitsaufwand zur Kälte-/Wärmeerzeugung dar. Abbildung 2-8 zeigt einen linkslaufenden Carnot-Prozess.

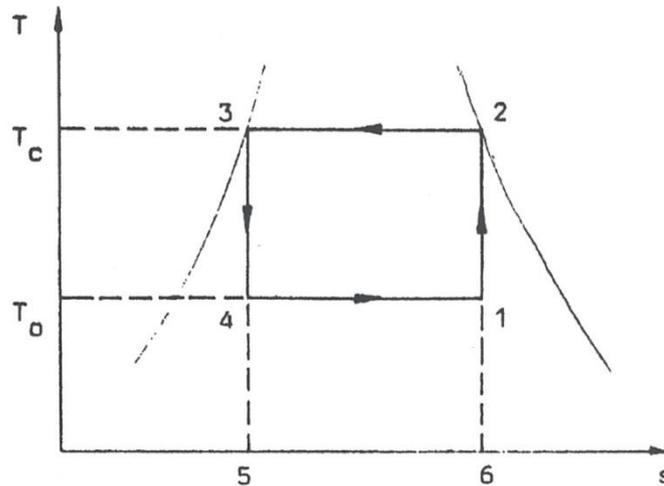


Abbildung 2-8: linkslaufender Carnot-Prozess, idealer Vergleichsprozess im t/s-Diagramm. (De Jaegher, 2012)

1-2 isentrope Verdichtung unter Zufuhr von Arbeit A

2-3 isotherme Verflüssigung unter Abgabe der Wärme Q_{ab}

3-4 isentrope Entspannung

4-1 isotherme Verdampfung unter Zufuhr der Wärme Q_{zu}

Die Fläche 1-2-3-4 stellt die spezifische Arbeit (a) dar, die Flächen 2-3-5-6 und 1-4-5-6 die abgegebene (q_{ab}) und zugeführte spezifische Wärmemenge (q_{zu}). Bei einer Kältemaschine stellt q_{zu} den Nutzen dar. Bei einer Wärmepumpe entspricht der Nutzen q_{ab} .

Idealer Arbeitsprozess/Praktischer Vergleichsprozess

Da der Carnot-Prozess nur unter besonders hohem Aufwand und auch nur angenähert realisierbar ist, versucht man in der Praxis sich dem in Abbildung 2-9 dargestellten Kreisprozess anzunähern. Nach Rieberer (2011) wird dieser Prozess auch als Perkins-Evans-Prozess bezeichnet.

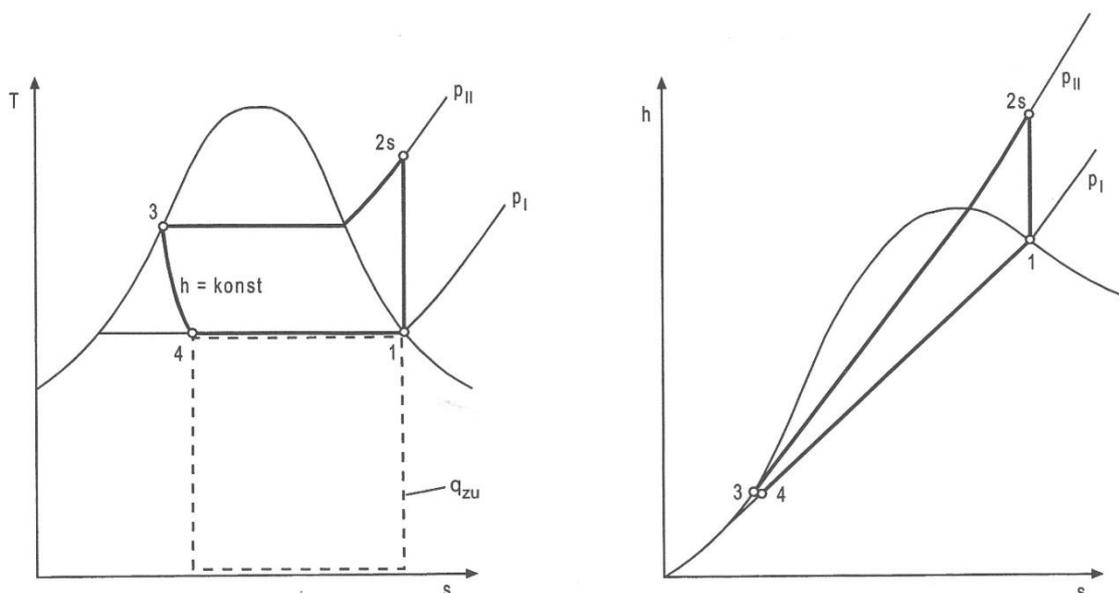


Abbildung 2-9: Darstellung des idealen Arbeitsprozesses einer Kältemaschine/Wärmepumpe im t/s- bzw. h/s-Diagramm. (Eichlseder, 2005)

1-2s Verdichter: isentrope Kompression

$$a = a_V = h_{2s} - h_1 \quad \text{Gl. 2-4}$$

Diese Arbeit stellt den **Aufwand** dar.

2s-3 Kondensator: isobare Wärmeabfuhr

$$q_{ab} = h_{2s} - h_3 \quad \text{wobei } h_3 = h'(p_{II}) \quad \text{Gl. 2-5}$$

Diese Wärme ist, bei einer Wärmepumpe, als **Nutzen** zu betrachten.

3-4 Drosselung: adiabate Drosselung

$$h_3 = h_4 \quad \text{Gl. 2-6}$$

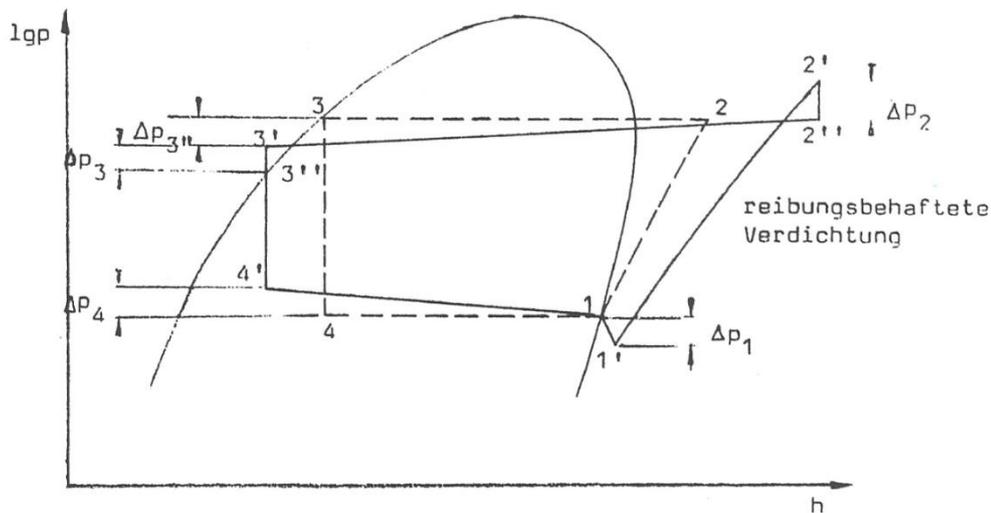
4-1 Verdampfer: isobare Wärmezufuhr

$$q_{zu} = h_1 - h_4 \quad \text{wobei } h_1 = h''(p_I) \quad \text{Gl. 2-7}$$

Diese Wärme ist, bei einer Kälteanlage, als Nutzen zu betrachten.

Realer Arbeitsprozess

Der reale Prozess weicht vom idealen Arbeitsprozess in mehrfacher Hinsicht ab. Es kommt zu Druckverlusten in den Rohrleitungen, im Kondensator und im Verdampfer und weiters ist auch die Verdichtung reibungsbehaftet (siehe Abbildung 2-10).



- Druckverluste: Δp_1 = Saugleitung
 Δp_2 = Druckleitung
 $\Delta p_{3''}$ = Verflüssiger
 Δp_3 = Flüssigkeitsleitung
 Δp_4 = Verdampfer

Abbildung 2-10: Druck- und Reibungsverluste des Prozesses, dargestellt im log p/h-Diagramm. (De Jaegher, 2012)

Eine Verbesserung des Prozesses kann durch eine Unterkühlung des Kältemittels nach dem Kondensator erreicht werden, was zu einer erhöhten Kälteleistung führt und ein Verdampfen des Kältemittels vor dem Expansionsventil verhindert. Dies wird in Abbildung 2-11 durch die dem Kältemittel entzogene Wärmemenge Δq , zwischen den Punkten 3 und 3', dargestellt.

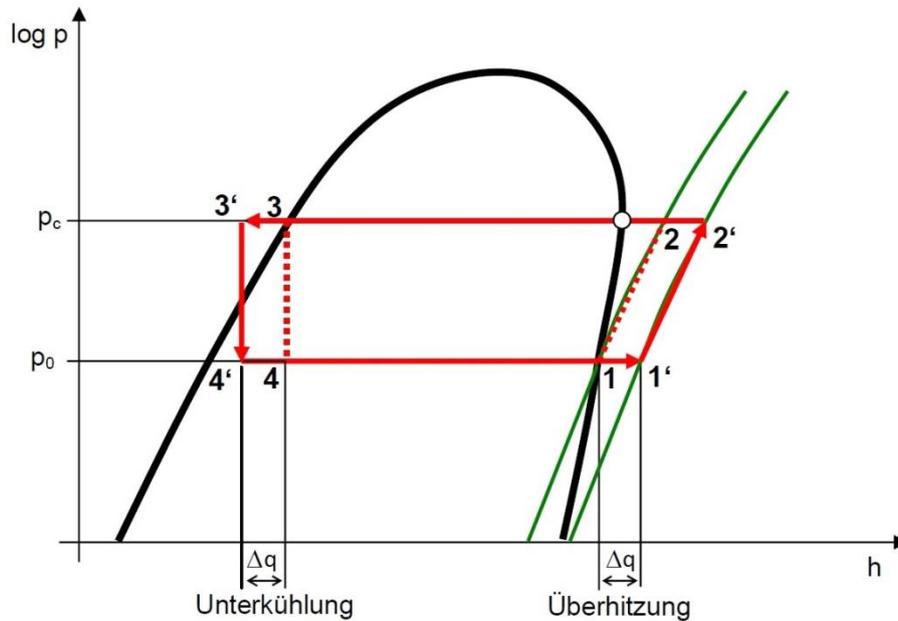


Abbildung 2-11: Unterkühlung bzw. Überschüttung des Kältemittels, dargestellt im log p/h-Diagramm. (Kunz, 2007)

Um zu verhindern, dass der Kompressor nasse Dämpfe ansaugt, wird das Kältemittel nach dem Verdampfer überschüttet. Dies wird in Abbildung 2-11 durch die zugeführte Wärme Δq , zwischen den Punkten 1 und 1', dargestellt.

Durch einen internen Wärmetauscher zwischen Kondensator und Drossel bzw. Verdampfer und Verdichter lässt sich die Unterkühlung und Überschüttung kombinieren (Abbildung 2-12).

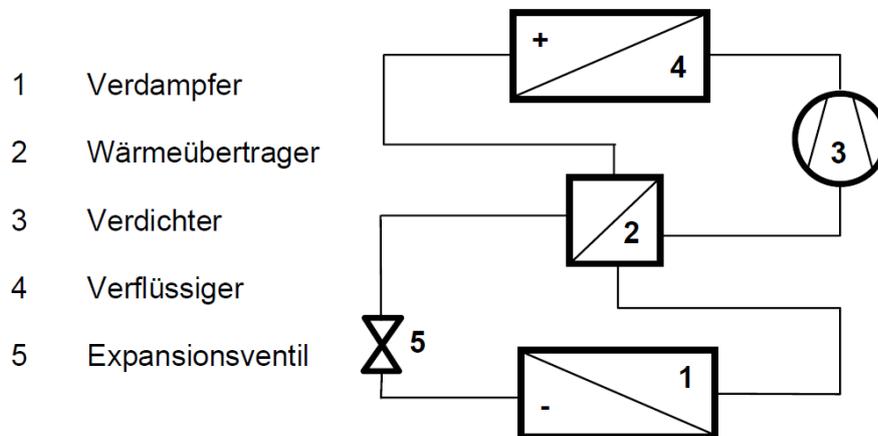


Abbildung 2-12: Interner Wärmetauscher zur Überschüttung respektive Unterkühlung des Kältemittels. (Kunz, 2007)

2.2.3 Kennzahlen

Leistungszahl – Coefficient of Performance (COP)

Die Leistungszahl COP, auch ϵ , einer Wärmepumpe beschreibt das momentane Verhältnis aus abgegebener Wärmeleistung (Nutzen) und aufgenommener elektrischer Leistung (Aufwand), bezogen auf einen bestimmten Anlagenumfang und für einen bestimmten Arbeitspunkt (Temperaturen).

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_{ab}}{P} \triangleq \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} \quad \text{Gl. 2-8}$$

\dot{Q}_{ab}momentan abgegebene Wärmeleistung am Kondensator [kW]
 Pmomentan aufgenommene elektrische Leistung des Kompressors [kW]
 ϵ_{WP}Leistungszahl [-]

Die Leistungszahl des Carnot-Prozesses ist folgendermaßen definiert:

$$\epsilon_{C,WP} = \frac{T}{T - T_U} = \frac{T}{\Delta T} \quad \text{Gl. 2-9}$$

T Temperatur bei der die Wärme an das Medium abgegeben wird [K]
 T_UTemperatur der Umgebung [K]
 ΔTTemperaturhub [K]
 $\epsilon_{C,WP}$Leistungszahl des Carnot-Prozesses für die Wärmepumpe [-]

Sie stellt die theoretisch maximal erreichbare Leistungszahl dar. Aus dieser Gleichung (Gl. 2-9) kann man eine sehr wichtige Grundaussage ableiten. Eine hohe Temperatur bei der Wärmeabgabe und eine hohe Temperaturdifferenz wirken sich negativ auf die Leistungszahl aus. Deshalb ist es von Vorteil eine Wärmepumpe bei hohen Quellentemperaturen und einem geringen Temperaturhub zu betreiben. Für einen geringen Temperaturhub sind Niedertemperatur-Wärmeabgabesysteme (z.B. Fußbodenheizung) vorzuziehen.

In den Datenblättern vom Wärmepumpen-Testzentrum Buchs und von Wärmepumpenproduzenten sind die Leistungszahlen, jeweils auf Quell- und Senkentemperatur bezogen, angegeben. Die Quelltemperatur bezieht sich bei Sole-Wärmepumpen auf die Vorlauftemperatur der Sole (Verdampfeintrittstemperatur) und bei Außenluft-Wärmepumpen auf die Außenlufttemperatur. Während sich die Senkentemperatur auf die Austrittstemperatur des Wassers aus dem Kondensator bezieht.

Beispiele: A10/W35 COP: 4,1 (Quelle Luft (air) 10 °C, Senke Wasser 35 °C)
 B0/W50 COP: 3,1 (Quelle Sole (brine) 0 °C, Senke Wasser 50 °C)
 W10/W50 COP: 3,5 (Quelle Wasser 10 °C, Senke Wasser 50 °C)

Weiters sind zusätzlich zu den Leistungszahlen desöfteren Werte angegeben wie zum Beispiel die Heizleistung oder der Gütegrad.

Bewertung der Effizienz von Wärmepumpen – Arbeitszahl

Die Arbeitszahl SPF (Seasonal Performance Factor), auch β , beschreibt das Verhältnis aus abgegebener Wärmeenergie zu aufgenommener elektrischer Energie während eines bestimmten Zeitraums, bezogen auf einen bestimmten Anlagenumfang. Die Jahresarbeitszahl β_a beschreibt dieses Verhältnis über den Zeitraum von einem Jahr.

$$\beta_a = \frac{Q_{ab,a}}{W_a} \quad \text{Gl. 2-10}$$

$Q_{ab,a}$ jährlich abgegebene Wärme [kWh]
 W_a jährlich aufgenommene elektrische Energie [kWh]
 β_a Jahresarbeitszahl [-]

Bilanzgrenzen

Prinzipiell sind für die Berechnung der Arbeitszahl für die aufgenommene elektrische Energie und die abgegebene Wärme verschiedene Bilanzgrenzen denkbar. Zur besseren Vergleichbarkeit von Arbeitszahlen ist es wichtig die Bilanzgrenzen immer anzugeben. Es ist auch denkbar mehrere Arbeitszahlen für verschiedene Systemgrenzen zu ermitteln. In der

folgenden Abbildung 2-13 sind für eine Wärmepumpenanlage verschiedene Bilanzgrenzen mit den entsprechenden Arbeitszahlen (AZ0, AZ1, AZ2 und AZ3) zu sehen.

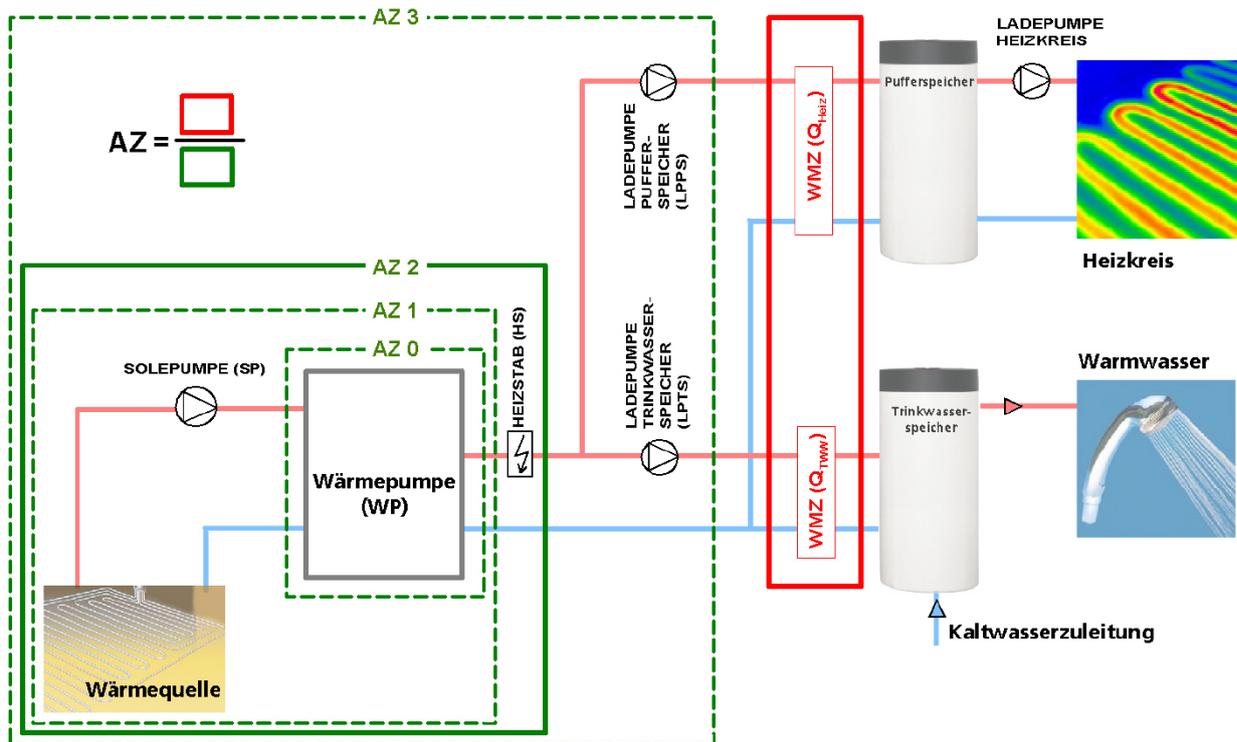


Abbildung 2-13: Schematische Darstellung einer Wärmepumpenanlage mit verschiedenen Bilanzgrenzen für die Ermittlung der Arbeitszahl. (Miara et al., 2011)

AZ0 betrachtet nur die Wärmepumpe. AZ1 inkludiert die Solepumpe, ebenso wäre hier das Gebläse des Verdampfers einer Außenluft-Wärmepumpe denkbar. AZ2 beinhaltet zusätzlich die Energie für einen Heizstab und AZ3 Ladepumpen für die Speicher.

Auf der Output-Seite wird in Abbildung 2-13 die Wärme die den Speichern zufließt zur Berechnung herangezogen. Es werden also nur Wärmeverluste vor den Speichern betrachtet und keine danach. Man könnte auch hier einen anderen Bezugspunkt wählen.

Gütegrad

Der Gütegrad η_{WP} einer Wärmepumpe wird bestimmt, indem man die Leistungszahl des tatsächlichen Prozesses der Leistungszahl des theoretischen Vergleichsprozesses (Carnot-Prozess) gegenüberstellt.

$$\eta_{WP} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{max.}} \quad \text{Gl. 2-11}$$

- ε tatsächlich erreichte Leistungszahl [-]
- $\varepsilon_{max.}$ Leistungszahl des theoretischen Vergleichsprozesses ($\varepsilon_{C,WP}$) [-]
- η_{WP} Gütegrad der Wärmepumpe [-]

2.2.4 Erdreich-Wärmepumpe

Sie bezieht ihre Wärme aus dem Erdreich. Sole wird über eine Erdsonde (Abbildung 2-14 links) oder über einen Erdkollektor (Abbildung 2-14 rechts) durch das Erdreich gepumpt um die aufgenommene Wärme im Inneren des Gebäudes an den Verdampfer abzugeben. Eine andere Möglichkeit ist die der Direktverdampfung. Dabei wird das Kältemittel direkt im Erdkollektor verdampft.

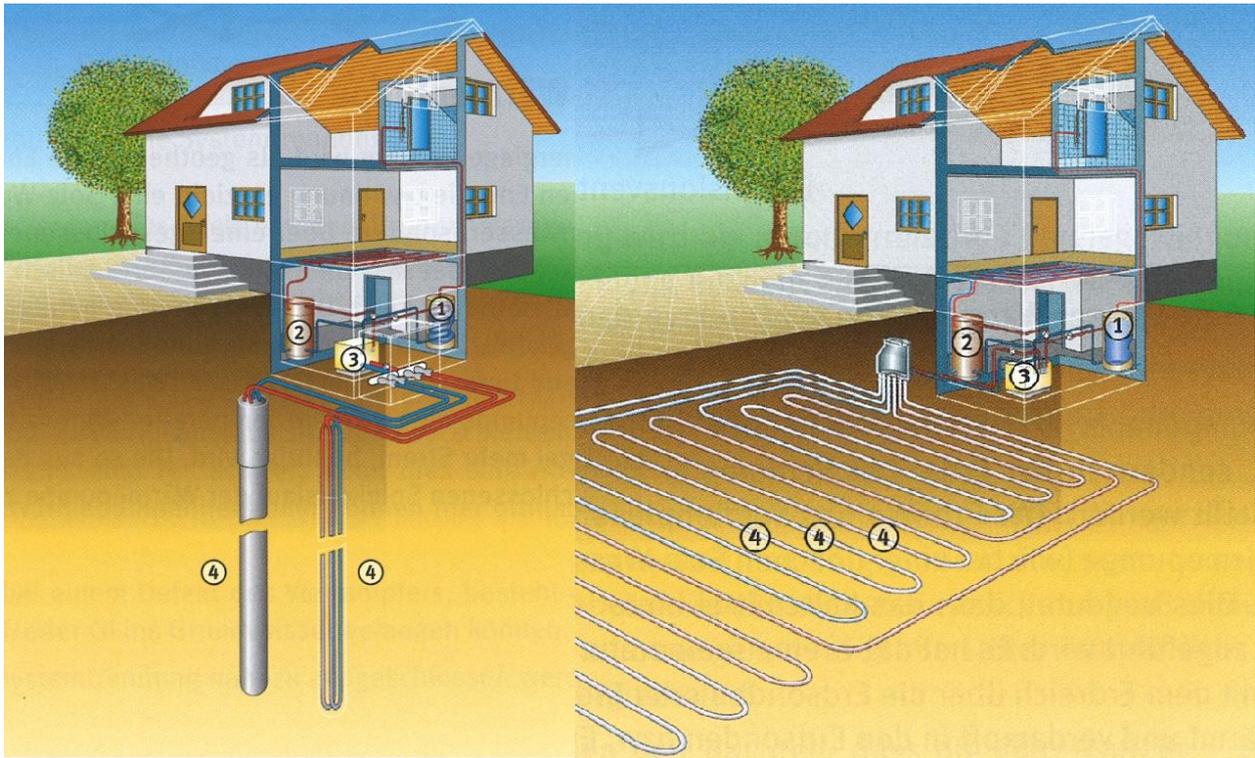


Abbildung 2-14: Sole/Wasser-Wärmepumpe mit Erdsonden (links) und Erdkollektor (rechts) zur Wärmeaufnahme; ① Warmwasserspeicher ② Pufferspeicher ③ Wärmepumpe ④ Erdsonden bzw. Erdkollektor. (Bonin, 2012)

2.2.5 Außenluft-Wärmepumpe

Hier dient die Umgebungsluft als Wärmequelle für die Wärmepumpe. Durch ein Gebläse wird Luft angesaugt und über den Verdampfer geleitet um das Kältemittel zu verdampfen. Es wird unterschieden zwischen Geräten mit Außen- und Innenaufstellung. Es gibt auch Split-Geräte, wobei sich hier der Verdampfer mit Gebläse außerhalb des Gebäudes befindet und die Wärmepumpe innerhalb des Gebäudes (Abbildung 2-15).

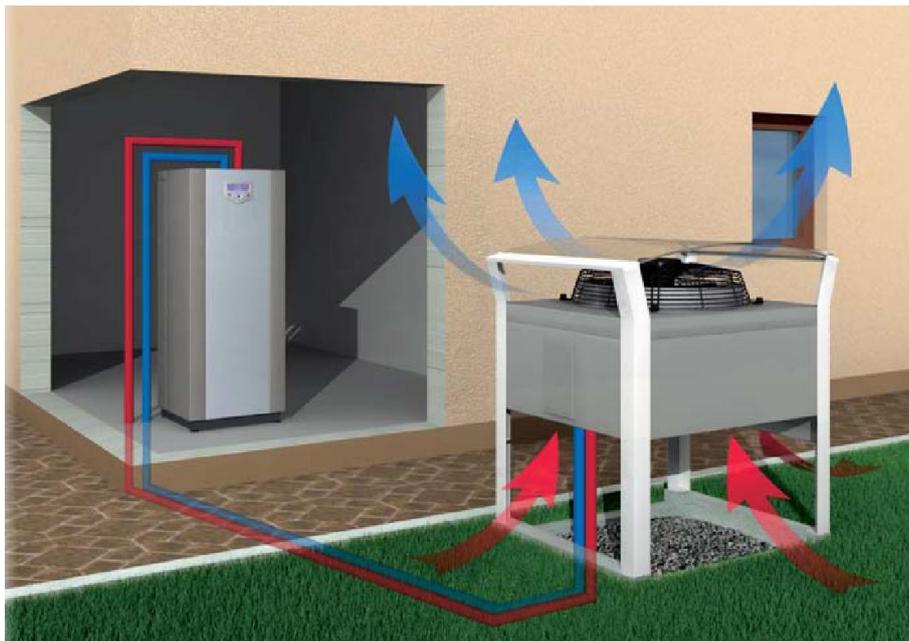


Abbildung 2-15: Split-Luft/Wasser-Wärmepumpe. (POLYTHERM AG, 2013)

Abtauen

Da die Außenluft-Wärmepumpe der Luft Wärme entzieht, kommt es bei den meisten Betriebspunkten zur Auskondensation von Luftfeuchtigkeit (Wasserdampf) an den Wärmeübertragungsflächen des Verdampfers. Bei Temperaturen des Verdampfers unter 0 °C kommt es auch zur Vereisung dieses Kondensats. Das Eis wächst an und verschlechtert den Wärmeübergang auf das Kältemittel und der Druckverlust steigt immer mehr an, weil die Lamellen des Verdampfers mit der Zeit luftseitig „verstopfen“. Deshalb muss das Eis periodisch entfernt werden, was Energie benötigt und damit die Arbeitszahl der Wärmepumpe verschlechtert.

Kosowski et al. (2008) merken an, dass obwohl es mehrere Verfahren zur Abtauung gibt, zwei Verfahren den Markt bei Außenluft-Wärmepumpen dominieren, die Heißgasabtauung und die Prozessumkehr. Ein großer Vorteil dieser Verfahren besteht darin, dass die Wärme innerhalb der Verdampferrohre zugeführt wird, wodurch der Verdampfer sehr gleichmäßig erwärmt wird und die Wärme direkt an die zuvor kältesten Stellen, den Rohren, gelangt.

Bei der Heißgasabtauung (rechtes Bild in Abbildung 2-16) wird das heiße Kältemittel nach dem Verdichter anstatt in den Kondensator mittels einer Bypassleitung über die Drossel in den Verdampfer geleitet, wodurch das Eis zuerst auf 0 °C gebracht wird und anschließend schmilzt.

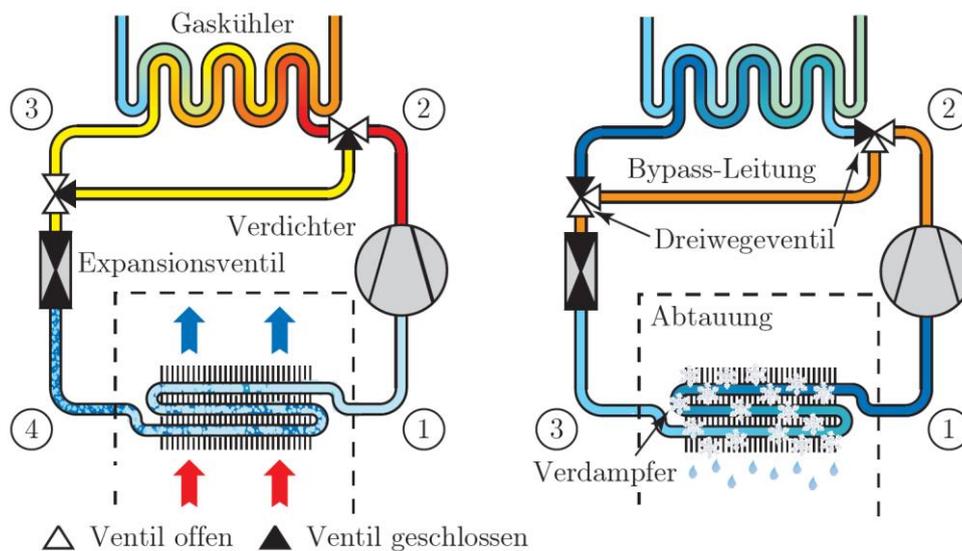


Abbildung 2-16: Schema einer Wärmepumpe mit Heißgasabtauung; Umschaltung durch Dreiwegeventile auf Heizbetrieb (links) bzw. Abtaubetrieb mit Heißgas über eine Bypassleitung (rechts). (Kosowski et al., 2008)

Der Kreislauf des Abtauungsprozesses ist in Abbildung 2-17 in einem p/h-Diagramm dargestellt, am Beispiel eines herkömmlich unterkritischen Prozesses für Propan (R290). Von ① nach ② erfolgt die Kompression, von ② nach ③ die isenthalpe Expansion, sowie von ③ nach ② die Wärmeabgabe an das Eis.

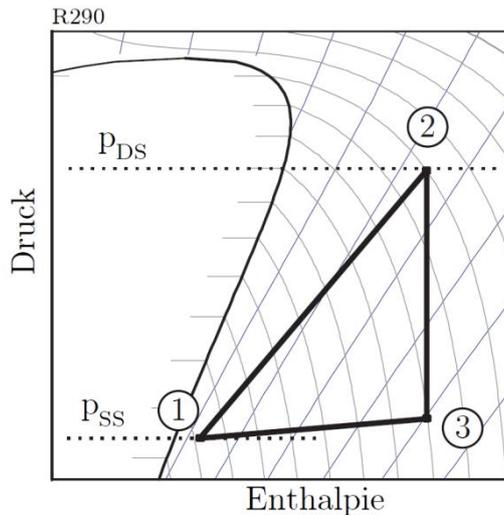


Abbildung 2-17: Kreislauf der Heißgasabtauung am Beispiel einer Propan-Wärmepumpe zu Beginn der Abtauphase. (Kosowski et al., 2008)

Bei der Abtauung mittels Prozessumkehr wird der Kreislauf umgekehrt. Der prinzipielle Aufbau ist in Abbildung 2-18 dargestellt. Das verdichtete heiße Kältemittel strömt anstatt in den Kondensator in den Verdampfer, welcher nun die Funktion des Kondensators übernimmt. Nach der Drossel verdampft das Kältemittel im „einstigen“ Kondensator und wird wieder dem Verdichter zugeführt.

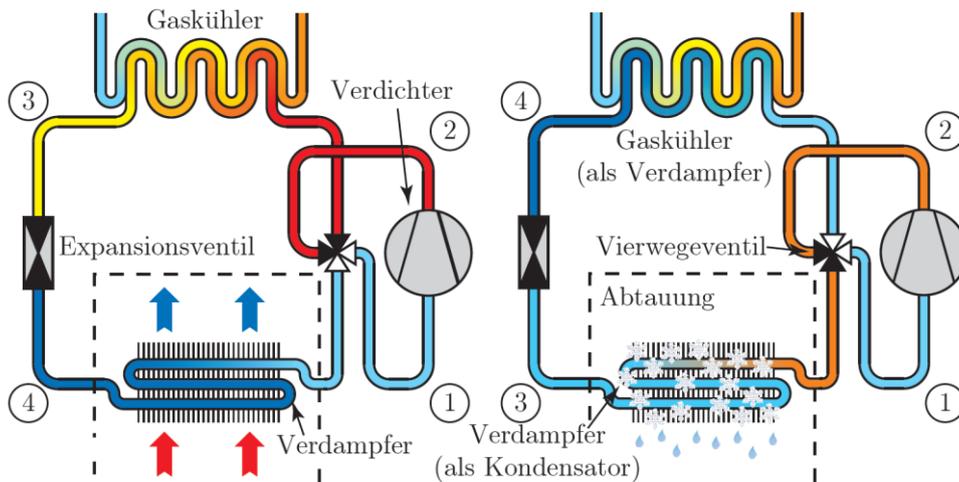


Abbildung 2-18: Schema einer Wärmepumpe mit Prozessumkehrabtauung. Umschaltung durch Vierwegeventil auf Heizbetrieb (links) bzw. Abtaubetrieb mittels Prozessumkehr (rechts). (Kosowski et al., 2008)

2.2.6 Auswertung von Messergebnissen eines Wärmepumpen Testzentrums

Eine Auswertung der Messergebnisse des WPZ Buchs in St. Gallen (Schweiz) durch Eschmann (2012), von 162 Datensätzen für Luft/Wasser-Wärmepumpen und 288 für Sole/Wasser-Wärmepumpen gibt Aufschluss über die Entwicklung der Wärmepumpen von 1993 bis 2011. Zur Auswertung der Leistungszahlen wurden die Prüfpunkte A2/W35 bzw. B0/W35 herangezogen. Einer aktuelleren Auswertung aus dem Jahr 2013 durch Eschmann (2013) wurden weitere wichtige Erkenntnisse entnommen.

Luft/Wasser-Wärmepumpe

Abbildung 2-19 zeigt die Entwicklung der COP-Werte von Luft/Wasser-Wärmepumpen nach der Prüfnorm EN 255 von 1992 bis 2011. Ersichtlich sind die mittleren COP-Werte aller innerhalb

eines Jahres getesteten Wärmepumpen und die einzelnen COP-Werte der getesteten Wärmepumpen.

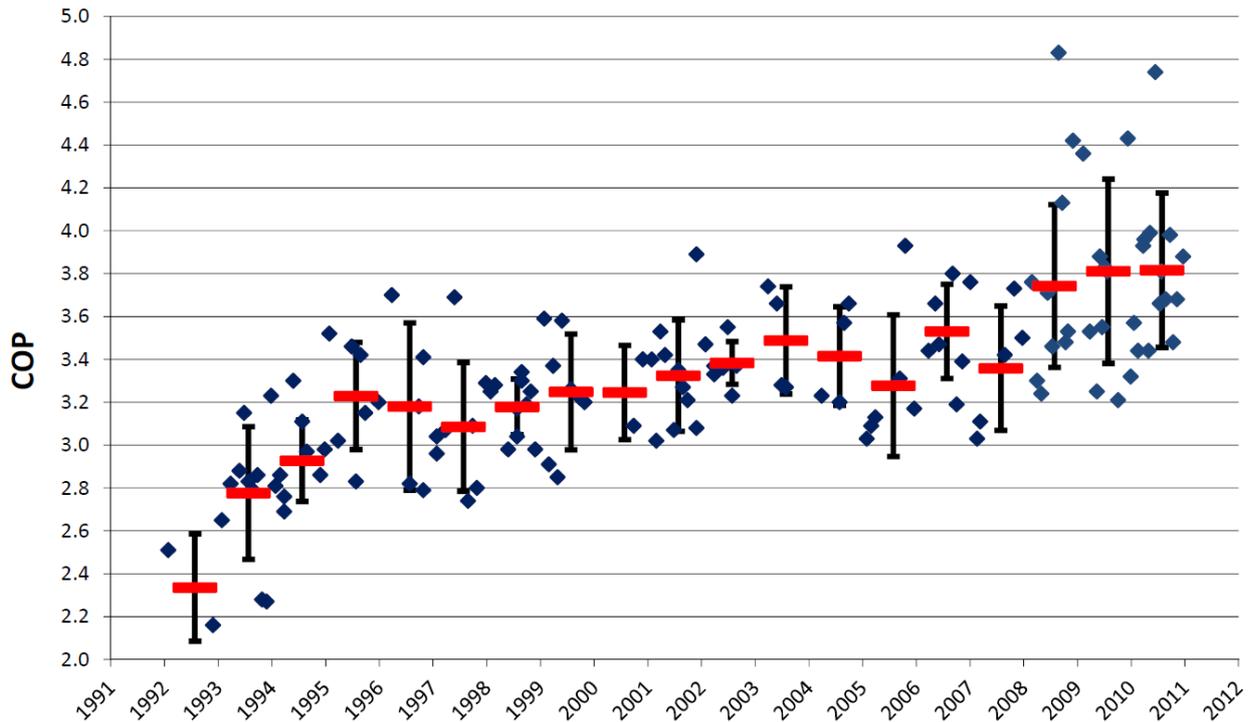


Abbildung 2-19: COP-Entwicklung der Luft/Wasser-Wärmepumpe seit 1992 im Betriebspunkt A2/W35 nach EN 255. (Eschmann, 2012)

Abbildung 2-20 zeigt den Trend der COP-Werte von Luft/Wasser-Wärmepumpen nach der aktuellen Prüfnorm EN 14511 und nach der älteren EN 255. Seit dem Jahr 1998 ist im Allgemeinen ein kontinuierlicher Anstieg der Effizienz erkennbar. Den Effizienznachlass in den Jahren 1997 und 1998 führt Eschmann (2012) auf den Umstieg des Kältemittels von R22 zu R407C zurück und bei den Einbrüchen 2005 und 2006 vermutet er den hohen Preisdruck unter den Herstellern als Ursache.

Der Unterschied der EN 255 zur EN 14511 erklärt sich durch die Temperaturdifferenz zwischen der Vorlauf- und Rücklaufemperatur des Heizkreises. Während dieser in der EN 255 noch 10 K betrug ist dieser in der EN 14511 nur noch 5 K, was eine höhere mittlere Wärmesenktemperatur bei gleichbleibender Wärmequellentemperatur zur Folge hat und damit einen höheren Temperaturhub und folglich eine schlechtere Effizienz. Die COP-Werte der beiden Prüfnormen weichen nach Eschmann (2012) durchschnittlich um 7,2 % voneinander ab.

Der COP-Mittelwert liegt im Jahr 2012 bei 3,66 (EN 14511), was einer jährlichen Effizienzsteigerung von 1,8 % seit 2005 (COP-Mittelwert von 3,23) entspricht. Ein Hauptgrund dieser Steigerung ist laut Eschmann (2013) auf die durchschnittlich längeren Arbeitszyklen zwischen zwei Abtauungen zurückzuführen.

Das EHPA-Gütesiegel wurde 2009 von der EHPA (european heat pump association) eingeführt um die Qualität von Wärmepumpen und den Service der Hersteller nach einheitlichen messbaren Standards zu beurteilen. Um das Gütesiegel zu erlangen sind Mindestleistungszahlen der Wärmepumpen erforderlich. Bei Luft/Wasser-Wärmepumpen 3,1 im Betriebspunkt A2/W35 und bei Sole/Wasser-Wärmepumpen 4,3 im Betriebspunkt B0/W35 getestet nach der EN 14511 (Abbildung 2-20). Ebenso erforderlich sind z.B. auch eine zweijährige Vollgarantie, eine 10-jährige Ersatzteilgarantie oder ein 24 Stunden Service (Austrian Institute of Technology, 2013).

2 Heizsysteme

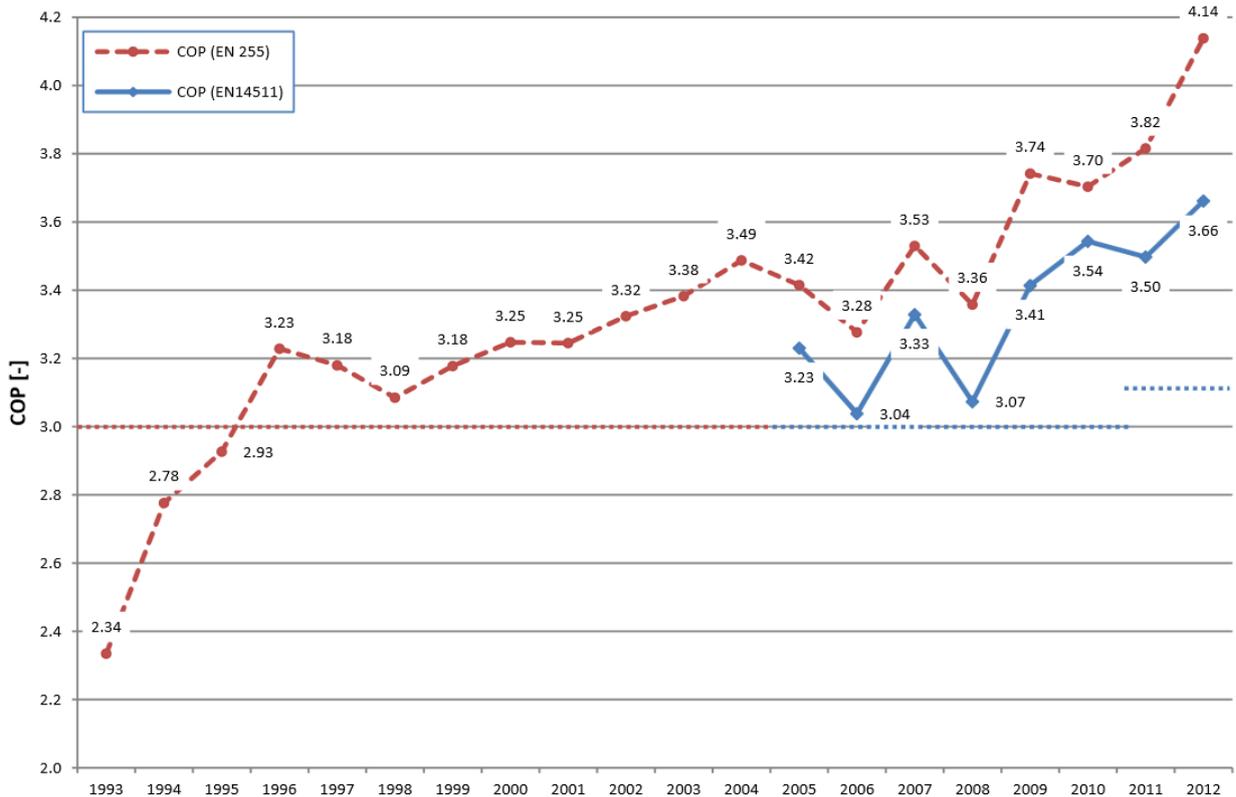


Abbildung 2-20: COP-Entwicklung der Luft/Wasser-Wärmepumpe seit 1993 im Betriebspunkt A2/W35 und Grenzwerte für das EHPA-Gütesiegel (strichlierte Linie ohne Symbole). (Eschmann, 2013)

Nach Eschmann (2012) hat die Abtauung des Verdampfers einen starken Einfluss auf die Effizienz von Luft/Wasser-Wärmepumpen. Die folgende Abbildung 2-21 zeigt die Zeit zwischen zwei Abtauungen. Betrachtet wurden nur die beiden meistverwendeten Verfahren Heißgasabtauung und Prozessumkehr. Während sich die Dauer eines Arbeitszyklus bei den Wärmepumpen mit Prozessumkehr etwas vergrößert hat, wurde sie bei jenen mit Heißgasabtauung etwas kürzer. Bei neueren Wärmepumpen kommt dieses Verfahren kaum noch zur Anwendung.

2 Heizsysteme

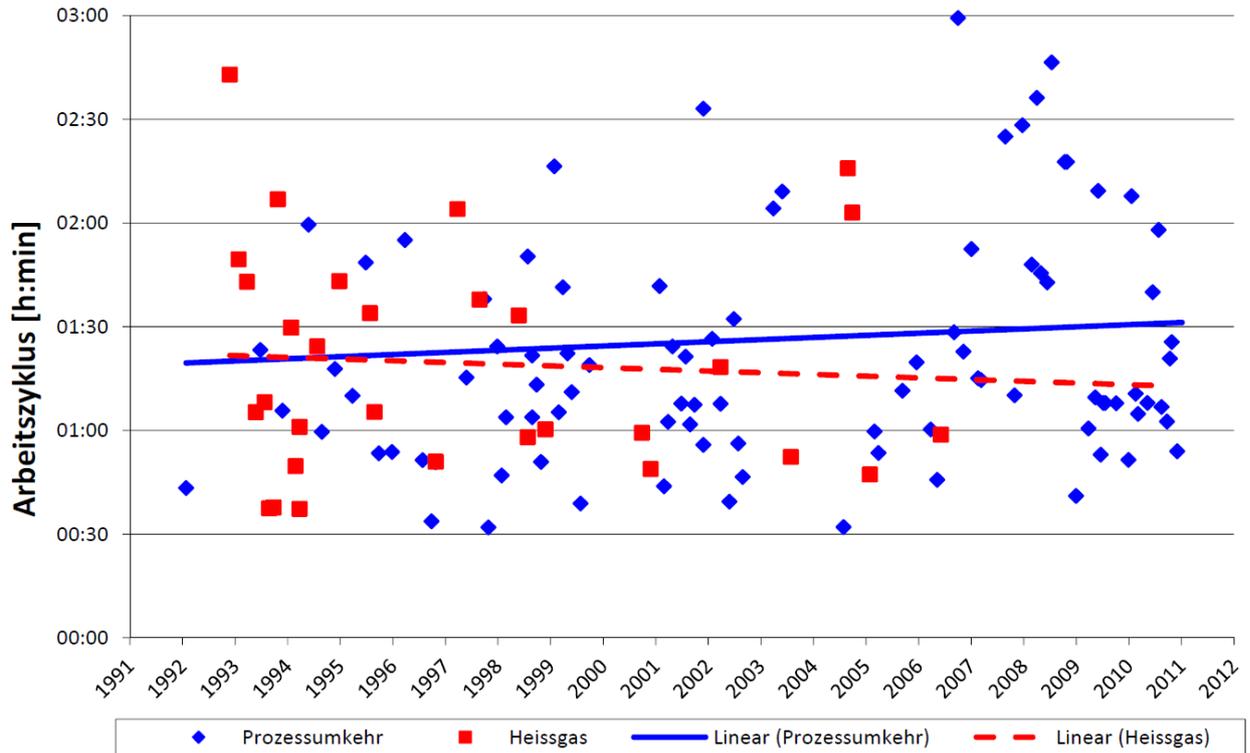


Abbildung 2-21: Dauer der Arbeitszyklen zwischen zwei Abtauungen je nach Abtauverfahren. (Eschmann, 2012)

Abbildung 2-22 zeigt die relativen Abtauzeiten dieser beiden Verfahren. Während bei den Abtauverfahren, welche sich die Prozessumkehr zur Nutze machen, die Dauer leicht anstieg, konnte sie bei den Verfahren mit Heißgasabtauung deutlich reduziert werden. Die relative Abtauzeit ist die Zeit für einen Abtauvorgang im Verhältnis zur Dauer eines Arbeitszyklus.

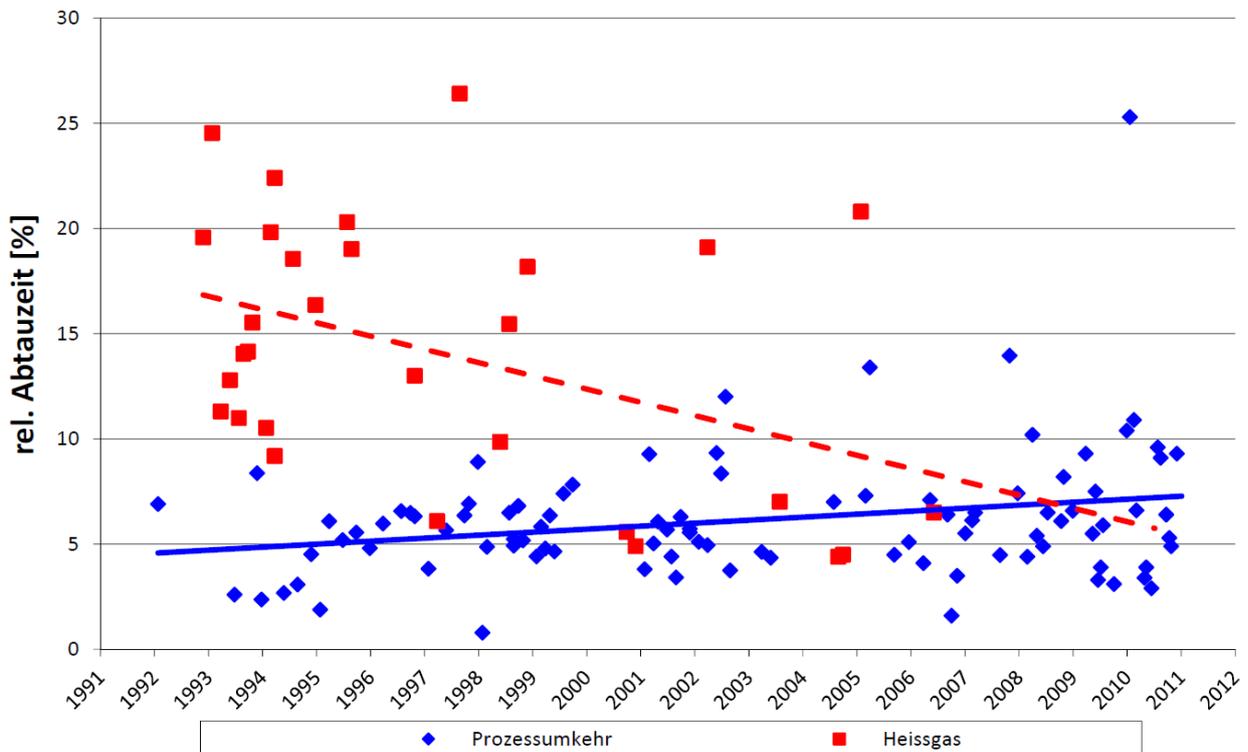


Abbildung 2-22: Entwicklung der relativen Abtauzeiten je nach Abtauverfahren. (Eschmann, 2012)

In Abbildung 2-23 wird die Entwicklung der Leistungszahlen, je nach Abtauverfahren dargestellt. Die anfängliche Unterlegenheit der Heißgasabtauung gegenüber der Abtauung mit Prozessumkehr konnte durch kontinuierliche Effizienzsteigerung derart verbessert werden, sodass die beiden Verfahren als nahezu gleichwertig angesehen werden können.

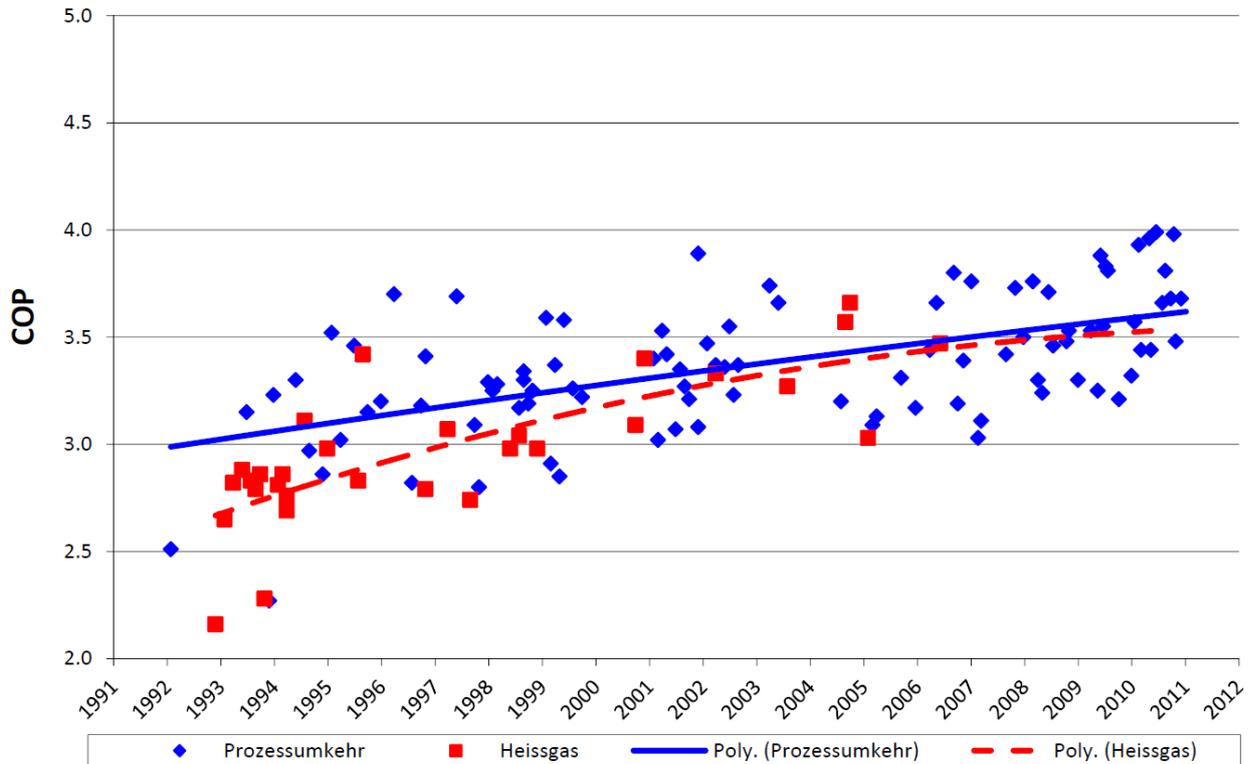


Abbildung 2-23: Entwicklung der Leistungszahlen in Abhängigkeit der Abtauverfahren. (Eschmann, 2012)

Laut Eschmann (2013) ist auffallend, dass vermehrt Wärmepumpen ohne Abtauung ausgewertet wurden. Im Jahr 2012 wurde bei jeder vierten getesteten Anlage keine Abtauung beim Normpunkt A2/W35 berücksichtigt. Vor allem bei den effizienten Anlagen wird die Abtauung nicht berücksichtigt, was in der nächsten Abbildung ersichtlich ist.

2 Heizsysteme

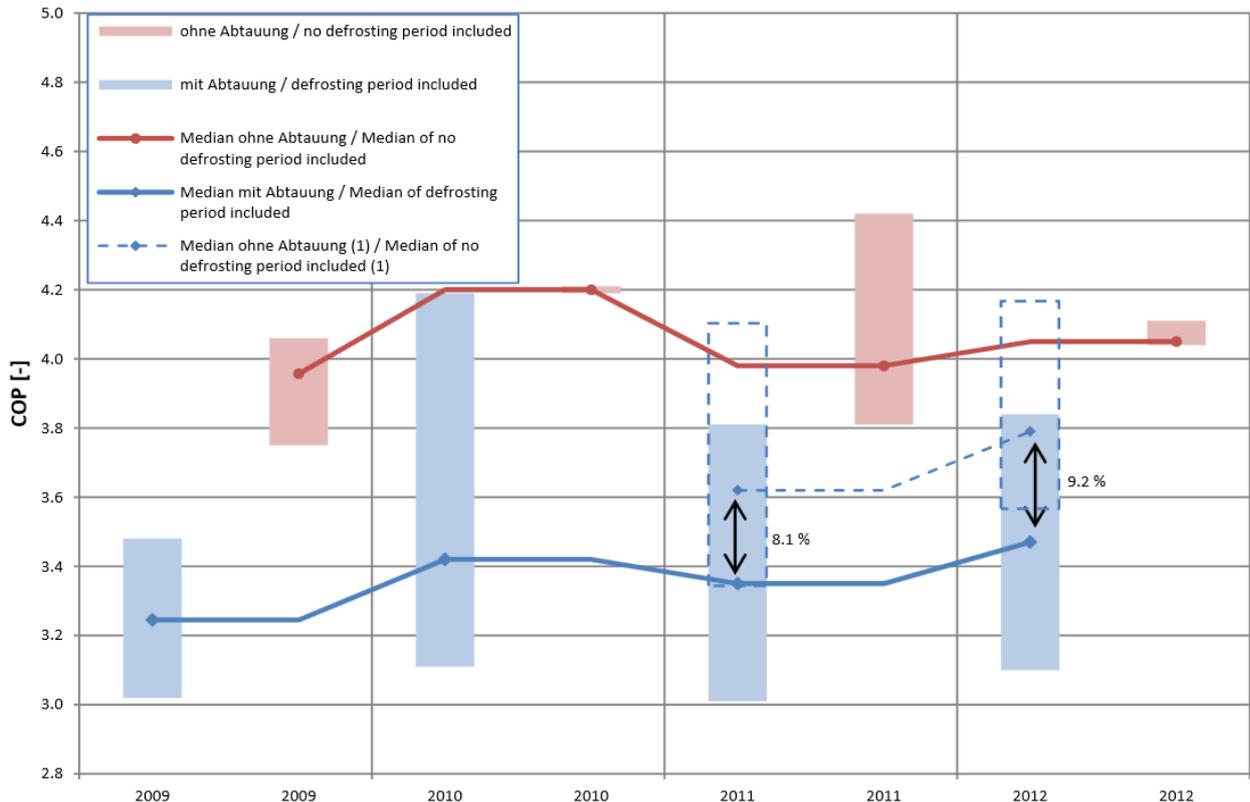


Abbildung 2-24: COP-Vergleich von Luft/Wasser-Wärmepumpen mit und ohne Abtauung. (Eschmann, 2013)

Die rote Linie stellt den Median der Leistungsziffern der Wärmepumpen ohne Abtauung dar und die blaue diejenigen wo die Abtauung berücksichtigt wurde. Würde man die Abtauung bei diesen Wärmepumpen nicht berücksichtigen (strichlierte blaue Linie), würden sich die Leistungszahlen um 8 bis 9 % verbessern, im Vergleich zu denen wo die Abtauung berücksichtigt wurde.

Es stellt sich die Frage warum man nicht im Sinne der Vergleichbarkeit bei allen Wärmepumpen die Abtauung miteinbezieht. Nach Eschmann (2013) wurde bis September 2012 die Abtauung nur dann berücksichtigt, wenn die Zeit zwischen zwei Abtauungen kürzer als 4 Stunden war. Seit September 2012 wird die Abtauung nur noch dann berücksichtigt, wenn der Heizzyklus zwischen zwei Abtauungen kürzer als 140 Minuten ist, da dies der EN 14511 entspricht. Dadurch werden in Zukunft wahrscheinlich mehr Anlagen ohne Abtauung gemessen.

Die nach Eschmann (2012) zum Zuge gekommen Kältemittel sind in Abbildung 2-25 ersichtlich. Die häufigsten verwendeten Kältemittel sind R407C, R404A und R410A. R290 (Propan) wurde bis ins Jahr 2000 häufig verwendet und R22 ist aufgrund des Verbotes in der Schweiz seit 1999 nicht mehr eingesetzt worden. Im Jahr 2012 kamen laut Eschmann (2013) nur noch Wärmepumpen mit R407C und R410A auf den Prüfstand.

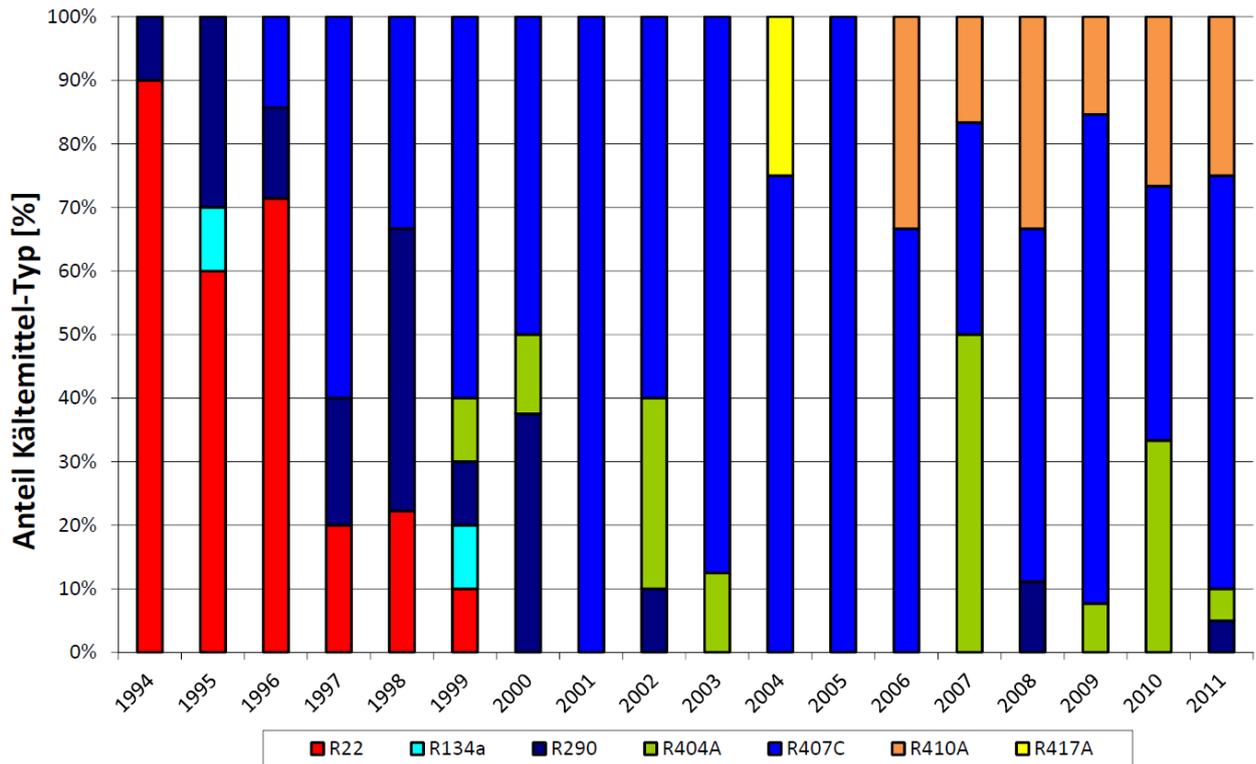


Abbildung 2-25: Verwendete Typen von Kältemitteln bei Luft/Wasser-Wärmepumpen. (Eschmann, 2012)

Unterschieden nach der Aufstellung kamen laut Eschmann (2013) alle Typen nahezu gleich oft auf den Prüfstand (Innenaufstellung: 34,1 %, Außenaufstellung: 29,3 %, Split-Anlage: 36,6 %). Des Weiteren führt er an, dass bis 2005 fast ausschließlich thermische Expansionsventile verwendet wurden. In der Zwischenzeit haben sich die elektronischen Expansionsventile etabliert und kommen in etwa genauso häufig zum Zug, mit welchem höhere COP-Werte zu erwarten sind. Nach Eschmann (2012) kamen bei den Kompressoren bis 1996 fast ausschließlich Hubkolbenkompressoren zum Einsatz, welche in der Zwischenzeit fast vollständig von den Scroll-Verdichtern verdrängt wurden. Vereinzelt kommen auch noch Rollkolben-Verdichter zur Anwendung.

Eschmann (2012) erkennt bei den Luft/Wasser-Wärmepumpen drei verschiedene Philosophien der Hersteller. Die Einen entwickeln ihre Wärmepumpe auf Kostenoptimierung, Andere auf die maximale energetische Effizienz und die Dritten auf durchschnittlich solide Geräte.

Sole/Wasser-Wärmepumpe

Abbildung 2-26 zeigt die Entwicklung der COP-Werte von Sole/Wasser-Wärmepumpen nach der Prüfnorm EN 255 von 1993 bis 2011. Ersichtlich sind die mittleren COP-Werte aller innerhalb eines Jahres getesteten Wärmepumpen und die einzelnen COP-Werte der getesteten Wärmepumpen.

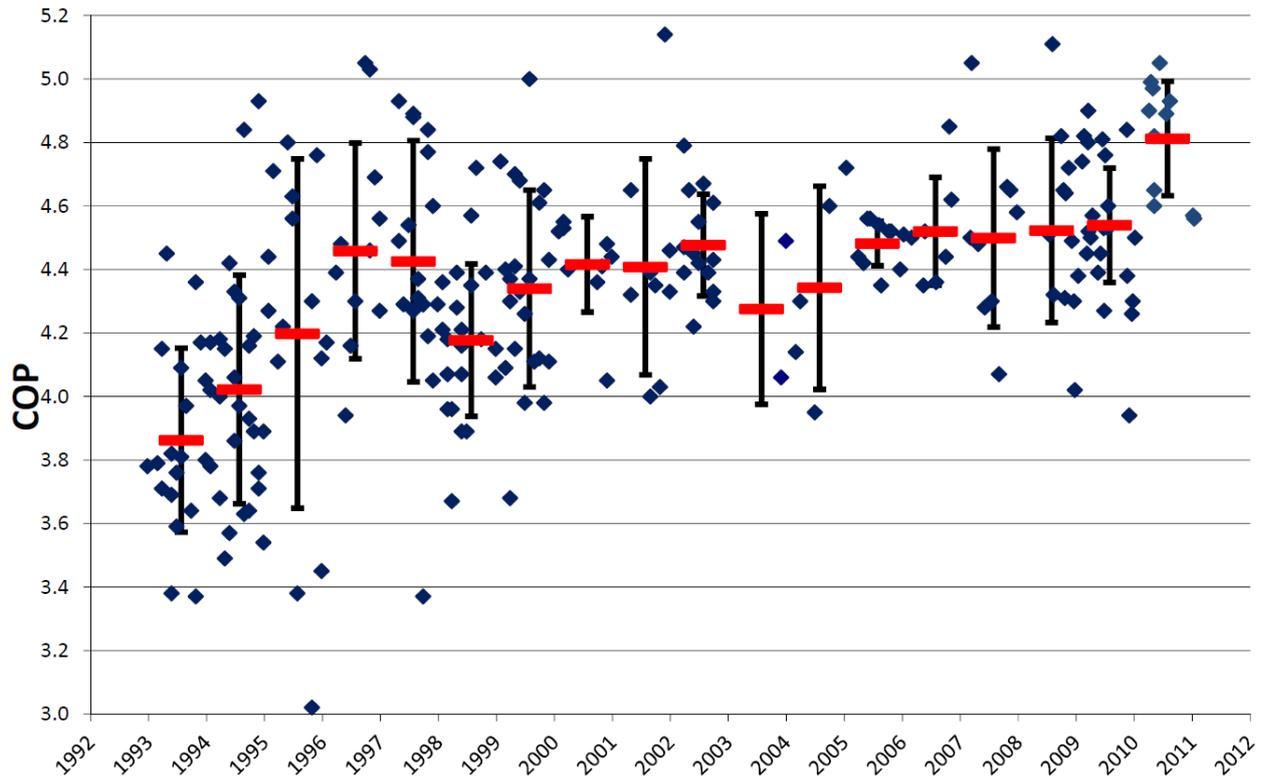


Abbildung 2-26: COP-Entwicklung der Sole/Wasser-Wärmepumpe seit 1993 im Betriebspunkt A2/W35 nach EN 255. (Eschmann, 2012)

Abbildung 2-27 zeigt den Trend der COP-Werte von Sole/Wasser-Wärmepumpen nach der aktuellen Prüfnorm EN 14511 und nach der älteren EN 255. Da nicht mehr alle Wärmepumpen nach der älteren Norm getestet wurden, wurde zur besseren Vergleichbarkeit eine zusätzliche COP2-Kurve nach EN 14511 erstellt, welche jene Wärmepumpen beinhaltet die nach beiden Normen gemessen wurden. Laut Eschmann (2013) hat sich seit 2005 die Effizienz jährlich um durchschnittlich 0,5 % erhöht. Die mittlere Leistungsziffer lag im Jahr 2012 bei 4,35, etwas schlechter als 2011 mit 4,47. Den größeren Sprung 2011 führt der Autor auf die Anhebung des Grenzwertes für das EHPA-Gütesiegels auf 4,3 zurück.

2 Heizsysteme

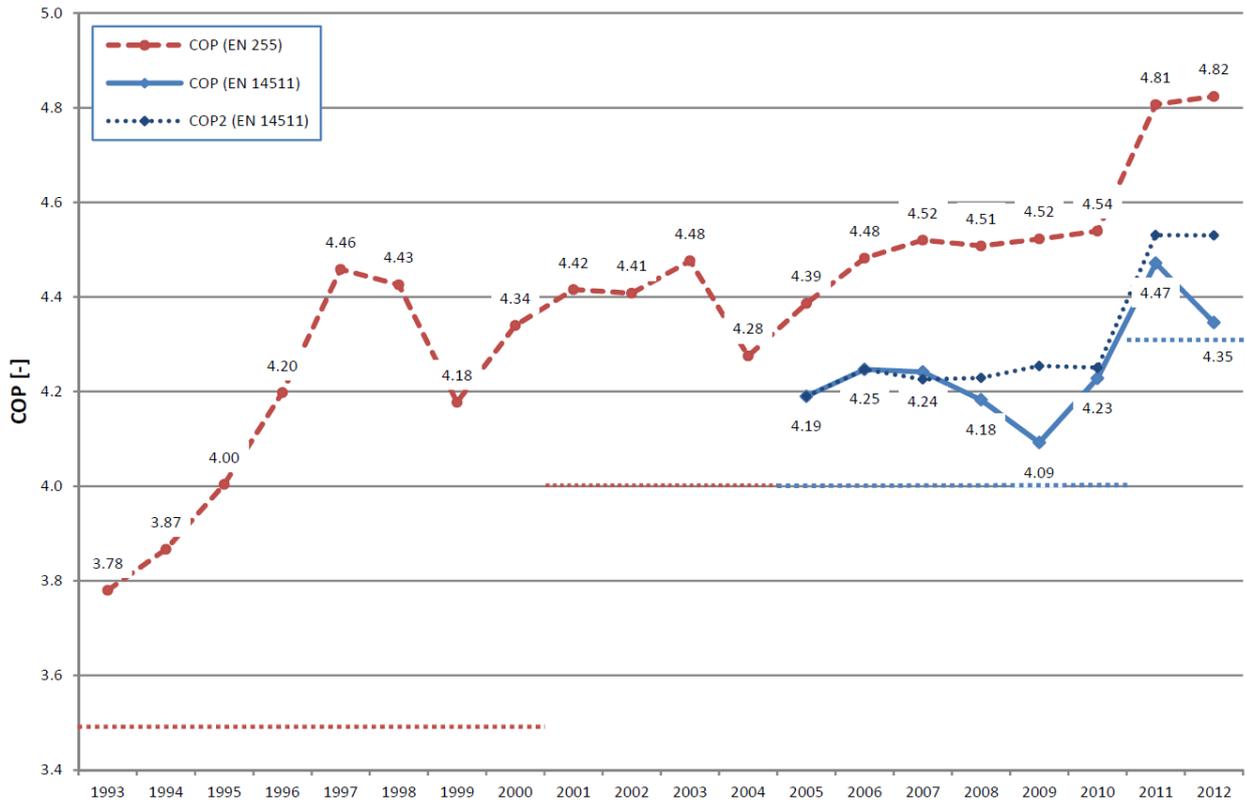


Abbildung 2-27: COP-Entwicklung der Sole/Wasser-Wärmepumpe seit 1993 im Betriebspunkt B0/W35 und Grenzwerte für das EHPA-Gütesiegel (strichlierte Linie ohne Symbole). (Eschmann, 2013)

Die verwendeten Kältemittel von Sole/Wasser-Wärmepumpen sind in Abbildung 2-28 ersichtlich. Am häufigsten zum Einsatz kommen zurzeit die Kältemittel R407C, R410A, R134a und R417A. Aufgrund des Verbots von R22 kommt dieses seit 1999 nicht mehr zur Anwendung und R290 ist kaum noch in Verwendung. Im Jahr 2012 kamen nach Eschmann (2013) R417A, R410A und R407C auf den Prüfstand.

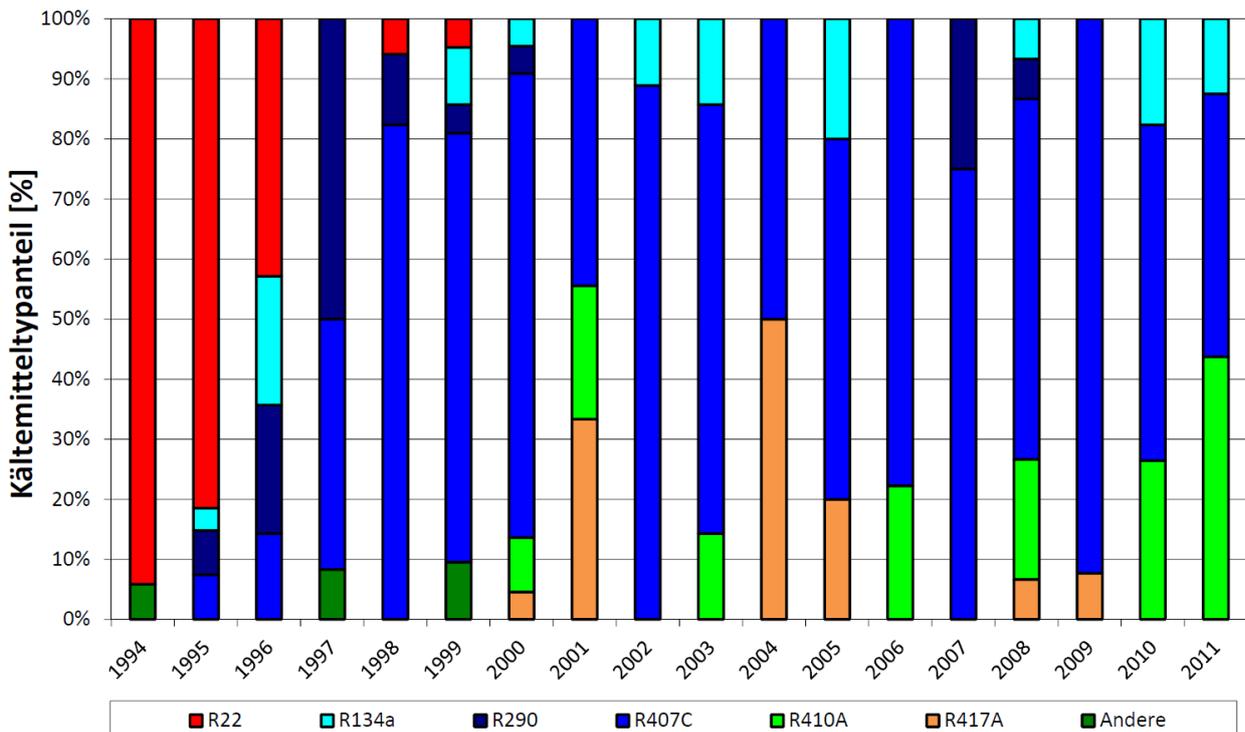


Abbildung 2-28: Verwendete Typen von Kältemitteln bei Sole/Wasser-Wärmepumpen. (Eschmann, 2012)

Auch bei den Sole/Wasser-Wärmepumpen kamen in der jüngeren Vergangenheit elektronische Expansionsventile zum Einsatz und konnten laut Eschmann (2013) ihren Anteil im Berichtsjahr 2012 auf über 50 % steigern, während noch 2006 alle getesteten Wärmepumpen ein thermisches Expansionsventil aufwiesen. Im Gegensatz zu den Luft/Wasser-Wärmepumpen ist jedoch kein Effizienzvorteil bei einem der beiden Ventiltypen erkennbar. Bei den Verdichtern ergibt sich nach Eschmann (2012) ein ähnliches Bild wie bei den Luft/Wasser-Wärmepumpen. Vor 1996 kamen hauptsächlich Hubkolben-Verdichter zur Anwendung, welche fast vollständig von Scroll-Verdichtern verdrängt wurden.

In den letzten Jahren hat sich laut dem Autor ein Trend der Hersteller in der Entwicklung kostenoptimierter Produkte gezeigt. Außerdem führt er an, dass obwohl Anlagen mit Scroll-Verdichter und R290 als Kältemittel die beste energetische Effizienz aufweisen, sich Propan-Anlagen am Markt jedoch nicht durchsetzen konnten.

2.2.7 Feldtests

Um die Effizienz der Wärmepumpen in der Praxis zu ermitteln wurden in der Vergangenheit mehrere Feldtests durchgeführt. Einige der Ergebnisse dieser Feldtests, welche vom Fraunhofer ISE durchgeführt worden sind, sind nachfolgend angeführt.

„Feldmessung – Wärmepumpen im Gebäudebestand“

Im Feldtest von Russ et al. (2010) wurden 36 Sole/Wasser- und 35 Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen, verteilt über die Bundesrepublik Deutschland, hinsichtlich ihrer Effizienz analysiert und bewertet. Die mittlere installierte Leistung dieser Wärmepumpen lag bei 14 kW. Die Wärmepumpen wurden allesamt in bestehenden Gebäuden nachträglich installiert, welche zwischen 1919 und 1996 errichtet wurden und bisher ihren Wärmebedarf mittels einer Ölheizung abdeckten. Deren mittlere beheizte Nutzfläche, inklusive beheizter Kellnerfläche, betrug 181 m². Der spez. Heizwärmebedarf wurde anhand des mittleren Ölverbrauchs der letzten fünf Jahre ermittelt und ergab 177 kWh/m²a. Die Wärmeübergabesysteme wurden beim Austausch der Ölheizungen auf Wärmepumpen meistens nicht verändert, wobei der Anteil der Heizkörper 71 % betrug.

Die hydraulischen Konzepte der eingebauten Wärmepumpenanlagen waren sehr verschieden und in 11 Projekten wurden zusätzlich Solaranlagen in das Gesamtkonzept integriert.

Die Sole/Wasser-Wärmepumpenanlagen mit Erdkollektor erreichten im Bewertungszeitraum von Jänner 2008 bis Dezember 2009 mittlere Arbeitszahlen von 3,2 (Abbildung 2-29) und die mit Erdsonden mittlere Arbeitszahlen von 3,3. Bei den Luft/Wasser-Wärmepumpen wurde zwischen Innen- und Außenaufstellung des Verdampfers unterschieden, wobei die Arbeitszahlen bei Außenaufstellung mit 2,6 im Mittel geringfügig besser abgeschnitten haben als die Wärmepumpenanlagen mit Innenaufstellung des Verdampfers, welche im Mittel 2,5 erreichten. Die Bilanzgrenze der untersuchten Wärmepumpen entspricht AZ2 (Abbildung 2-13).

2 Heizsysteme

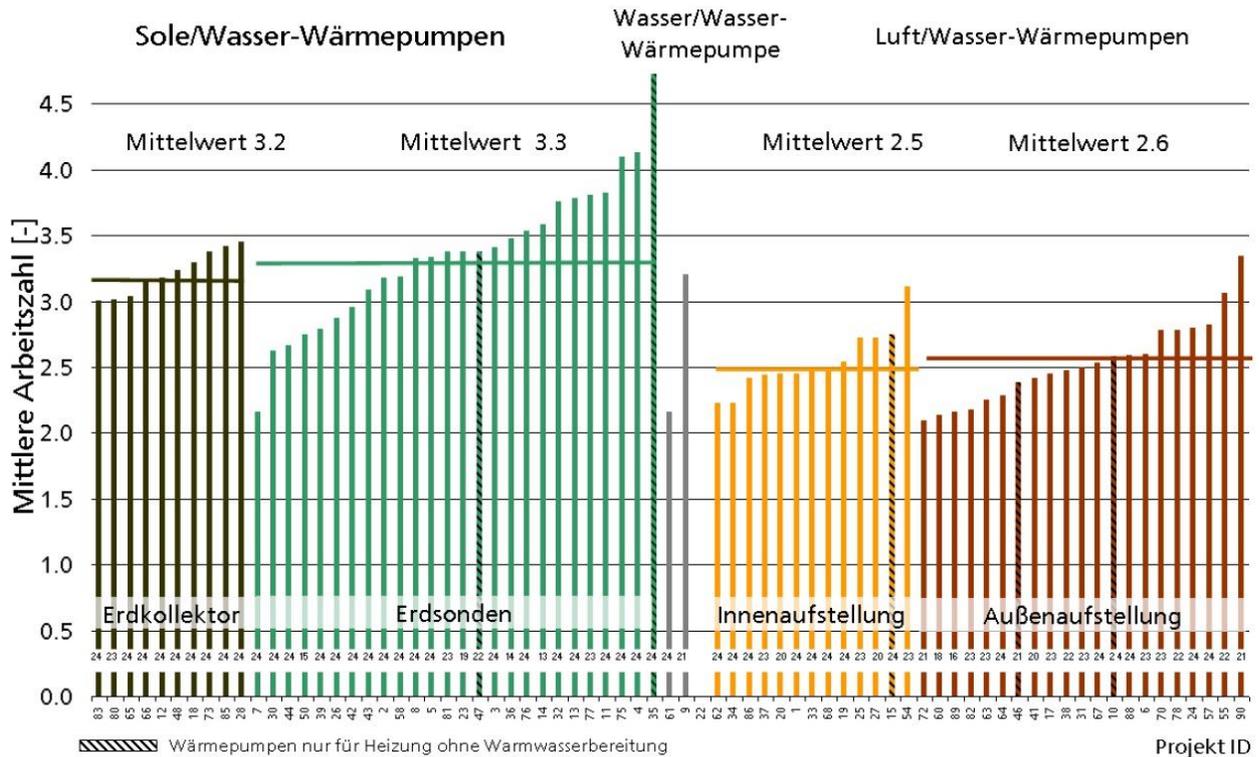


Abbildung 2-29: Arbeitszahlen (AZZ) der Wärmepumpen im Bewertungszeitraum 01/2008 bis 12/2009. Die schraffierten Balken stellen die Wärmepumpensysteme mit separater Warmwasserbereitung dar. (Russ et al., 2010)

In den folgenden Abbildungen (Abbildung 2-30 und Abbildung 2-31) werden die monatlichen mittleren Arbeitszahlen über den Betrachtungszeitraum von zwei Jahren dargestellt. Die Bereitstellung des Warmwassers ist bei beiden Anlagentypen im Betrachtungszeitraum annähernd gleich verteilt. Für jeden Monat wird der Wärmeanteil des Warmwassers dem der Heizung gegenübergestellt und auch die Unterschiede des monatlichen Wärmebedarfs, getrennt nach Warmwasser und Heizung, sind erkennbar. Ebenfalls für jeden Monat wird die elektrische Energiezufuhr, getrennt nach Zusatzheizung, Solepumpe und Wärmepumpe, aufgeschlüsselt.

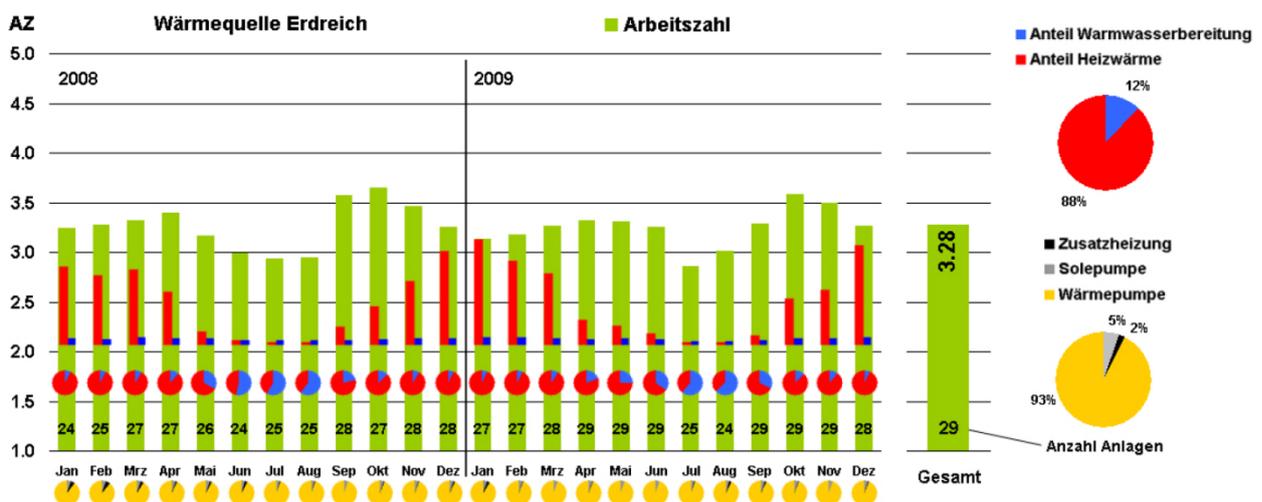


Abbildung 2-30: Übersicht Sole/Wasser-Wärmepumpen – Arbeitszahlen (AZZ), bereitgestellte Energie für Heizung & Warmwasser, Stromverbrauch sowie Anzahl der ausgewerteten Anlagen im Bewertungszeitraum 01/2008 bis 12/2009. (Russ et al., 2010)

Aufgrund des sinkenden Heizwärmebedarfs von Jänner bis April (Ausnahme: März 2008), und der damit verbundenen abnehmenden Vorlauftemperaturen, steigt die Arbeitszahl in diesem

Zeitraum leicht an (Abbildung 2-30). Von April bis Juli verschlechtert sich die Arbeitszahl, was auf den höheren Warmwasseranteil, mit seinen höheren Temperaturen, zurückzuführen ist. Da danach der Anteil des Heizwärmebedarfes am Gesamtwärmebedarf wieder zunimmt, steigt die Arbeitszahl bis Oktober wieder an. Dieses Verhalten ergibt sich durch den insgesamt noch geringeren Wärmebedarf, dem regenerierten Erdreich und den niedrigeren Vorlauftemperaturen. In weiterer Folge sinken die Arbeitszahlen bis Dezember, da aufgrund des höheren Wärmebedarfs im Heizsystem die Vorlauftemperaturen steigen und aufgrund der niedrigeren Außenlufttemperaturen die Solevorlauftemperatur absinkt.

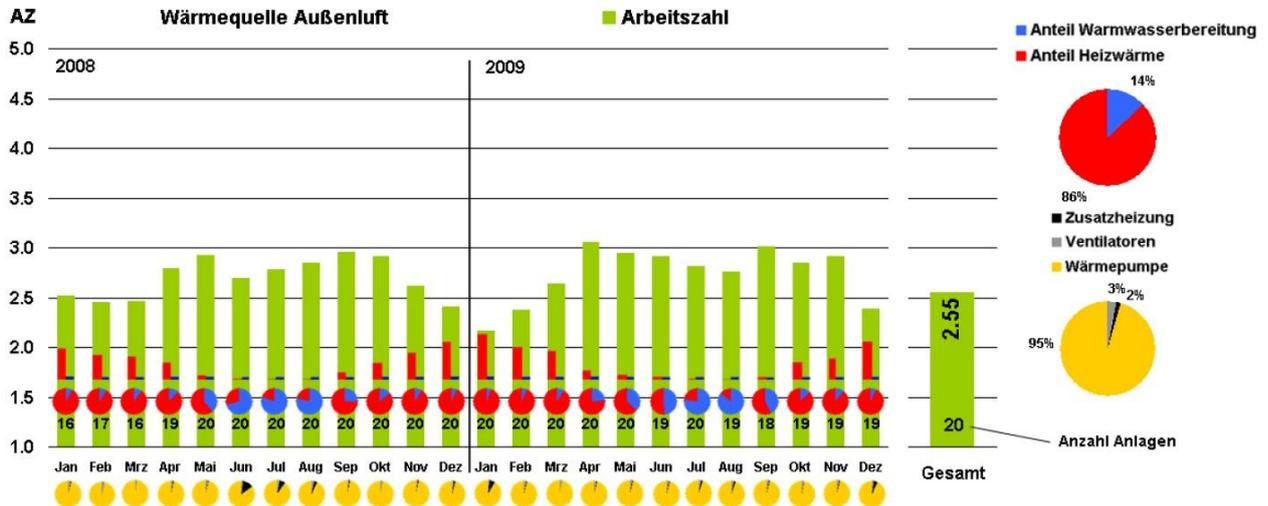


Abbildung 2-31: Übersicht Luft/Wasser-Wärmepumpen – Arbeitszahlen (AZ2), bereitgestellte Energie für Heizung & Warmwasser, Stromverbrauch sowie Anzahl der ausgewerteten Anlagen im Bewertungszeitraum 01/2008 bis 12/2009. (Russ et al., 2010)

Bei den Anlagen mit Außenluft als Wärmequelle ergibt sich ein anderes Bild (Abbildung 2-31). In den Wintermonaten von Dezember bis Februar ergeben sich, aufgrund der kalten Außenlufttemperaturen und der hohen Vorlauftemperaturen im Heizkreis infolge des höheren Heizwärmebedarfes, niedrige Arbeitszahlen von unter 2,5. Bis Mai steigen die Arbeitszahlen auf etwa 3 an, was sich durch die steigenden Außenlufttemperaturen und dem damit verbundenen geringeren Heizwärmebedarf sowie gleichzeitig geringeren Vorlauftemperaturen erklären lässt. Im Sommer gehen die Arbeitszahlen jedoch leicht zurück. Dies ist eine Folge des höheren Warmwasseranteils am Gesamtwärmebedarf und dessen höheren Temperaturen. Von September weg sind die Arbeitszahlen wieder höher, aufgrund des steigenden Heizwärmebedarfs und ab Dezember erreichen die Arbeitszahlen, wegen den niedrigen Außenlufttemperaturen und den steigenden Vorlauftemperaturen, ihre niedrigsten Werte.

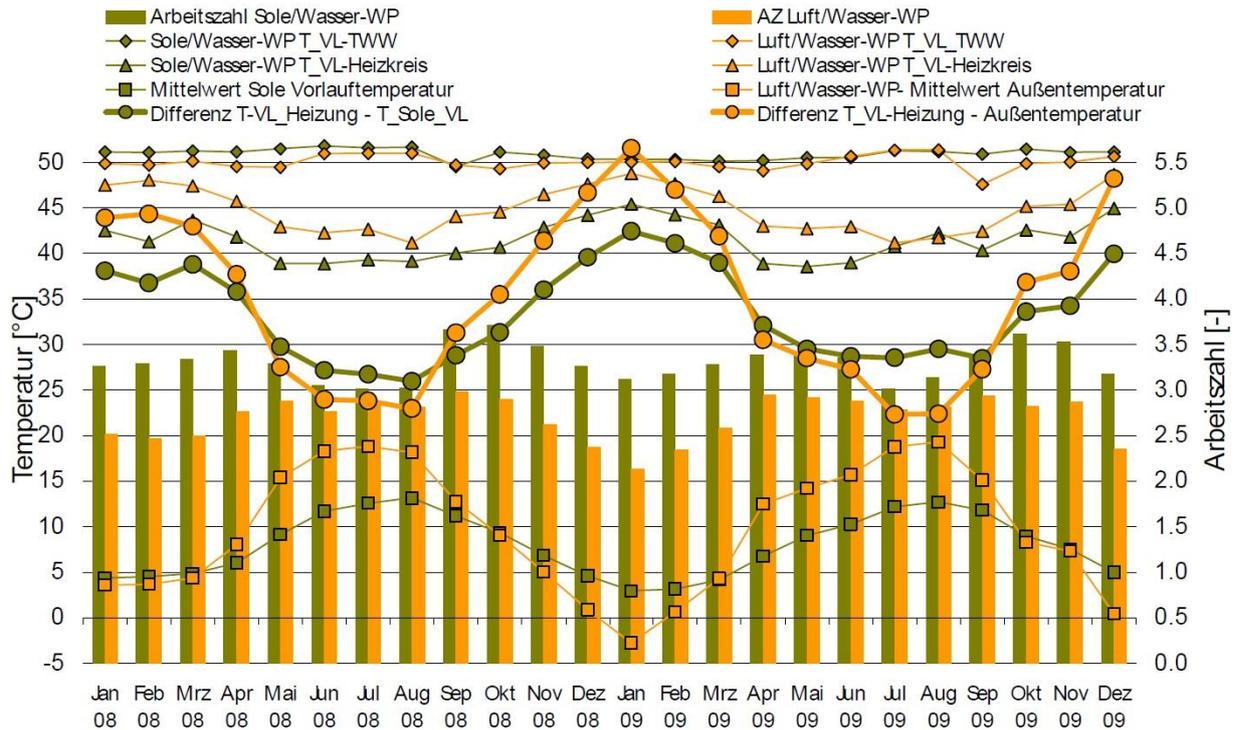


Abbildung 2-32: Übersicht der mittleren monatlichen Arbeitszahlen (AZ2), Vorlauftemperaturen der Wärmequelle und -senke sowie der Differenz der Senken- zur Quellentemperatur (Temperaturhub) für die Sole/Wasser- und Luft/Wasser-Wärmepumpen im Bewertungszeitraum 01/2008 bis 12/2009. (Russ et al., 2010)

In den Beschreibungen der Abbildung 2-30 und der Abbildung 2-31 konnte schon erkannt werden, dass die Arbeitszahl sehr stark von der Temperaturdifferenz der Wärmequelle und Wärmesenke (Temperaturhub) abhängig ist. Dies wird in Abbildung 2-32 hervorgehoben, in dem die Arbeitszahlen und der Temperaturhub im Monatsmittel über den Bewertungszeitraum dargestellt werden. Während die Luft/Wasser-Wärmepumpe im Sommer, aufgrund der hohen Außenlufttemperaturen, fast genauso effizient arbeitet wie die Sole/Wasser-Wärmepumpe, ist die Sole/Wasser-Wärmepumpe im Winter klar überlegen, weil die Temperatur des Erdreichs, im Vergleich zur Außenlufttemperatur, viel konstanter und im Winter höher ist. Allgemein kann gesagt werden, je kleiner der Temperaturhub, desto effizienter ist die Wärmepumpe. Erwähnenswert ist auch noch, dass die Außenluftwärmepumpe im Vergleich zur Erdreichwärmepumpe, bei gleicher mittleren Monatsaußenlufttemperatur bzw. -solevorlauftemperatur (z.B. November 2009), größeren Tagestemperaturschwankungen unterliegt, was zu größeren Abweichungen der Arbeitszahlen der Luft/Wasser-Wärmepumpe führt.

„Wärmepumpen Effizienz – Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb“

Der Feldtest von Miara et al. (2011) umfasste 2 Projektphasen. In der ersten Projektphase, ab 2007, wurden 75 Wärmepumpen vermessen und in einer zweiten Projektphase, ab 2008, weitere 35, wobei letztendlich 77 Wärmepumpenanlagen ausgewertet wurden, 56 Erdreich/Wasser-, 18 Luft/Wasser- und 3 Wasser/Wasser-Wärmepumpen. Über 90 % der Anlagen waren mit Fußbodenheizungen ausgestattet. Die vermessenen Wärmepumpen waren überwiegend in neuen, energieeffizienten Wohngebäuden untergebracht. Die mittlere beheizte Gebäudefläche betrug 199 m² und der mittlere Heizenergiebedarf ergab für 2008 65,2 kWh/m²a und für 2009 71,8 kWh/m²a.

Der Verlauf der monatlichen Arbeitszahlen, deren Bilanzgrenze AZ2 entspricht (Abbildung 2-13), ist sehr ähnlich dem des Feldtests „Gebäudebestand“, wobei sich hier die Anzahl der

vermessenen Anlagen mit der Zeit sehr stark erhöht hat. Da die Wärmepumpenanlagen der zweiten Projektphase insgesamt effizienter arbeiteten, ergaben sich, trotz niedrigerer Außenlufttemperaturen als im ersten Jahr, bessere Arbeitszahlen (siehe Abbildung 2-33).

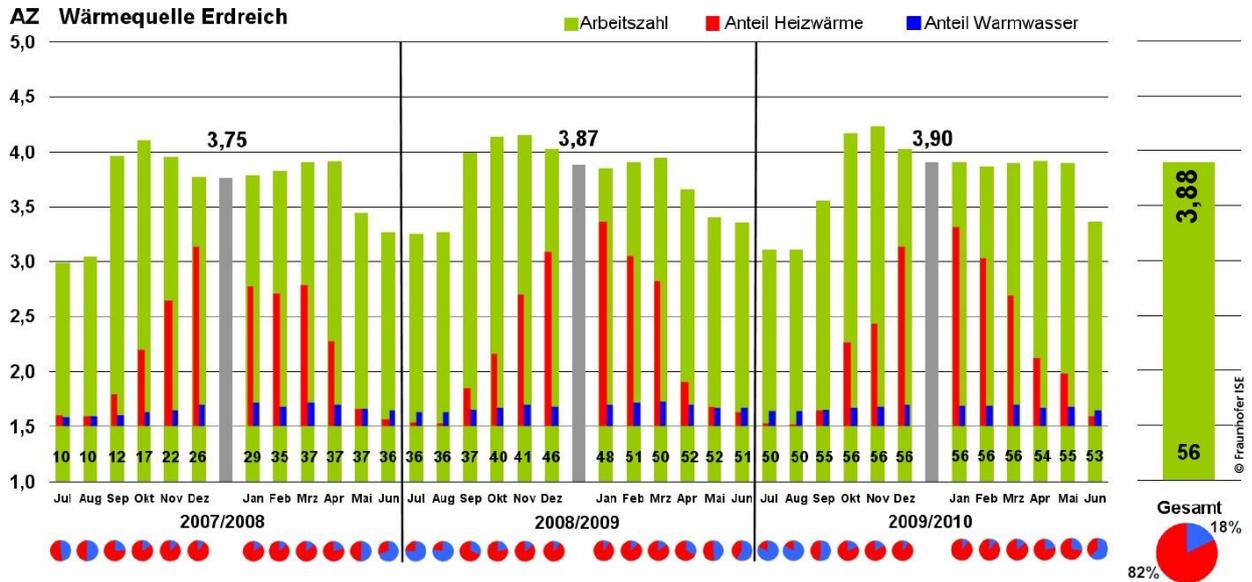


Abbildung 2-33: Übersicht Erdreich/Wasser-Wärmepumpen – Arbeitszahlen (AZ2), bereitgestellte Energie für Heizung & Warmwasser, sowie Anzahl der ausgewerteten Anlagen im Bewertungszeitraum 07/2007 bis 06/2010 im Monatsmittel, Jahresmittel und Gesamt. (Miara et al., 2011)

Der Verlauf der mittleren Monatsarbeitszahlen für Luft/Wasser-Wärmepumpen (Abbildung 2-34) ist wieder ähnlich dem Feldtest „Gebäudebestand“ interpretierbar. Die abfallenden Jahresarbeitszahlen lassen sich mit der abfallenden Außenlufttemperatur um 0,4 K von 2007 auf 2008 und um 0,2 K von 2008 auf 2009 begründen, sowie auch mit der geringen Datenbasis und der daher leichten Beeinflussbarkeit durch Extremwerte am Anfang des Feldtests. Der Haupteinfluss liegt jedoch bei den Wärmepumpenanlagen der ersten Projektphase, welche eine insgesamt geringere Effizienz erreichten und erst ab dem letzten Jahr ausgewertet werden konnten.

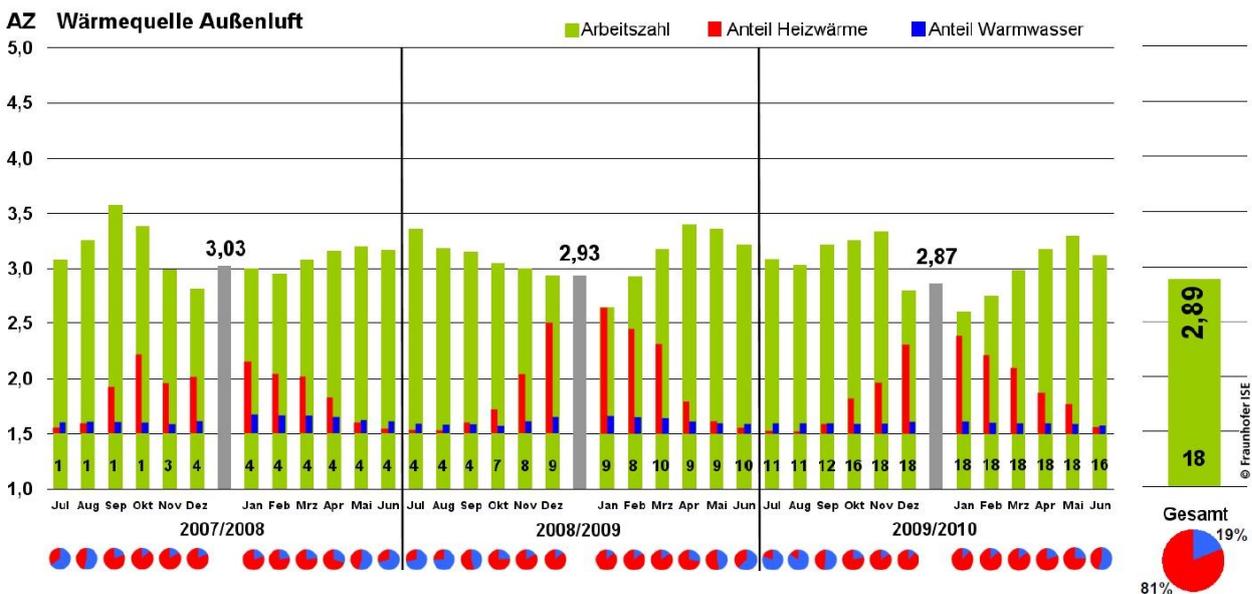


Abbildung 2-34: Übersicht Luft/Wasser-Wärmepumpen – Arbeitszahlen (AZ2), bereitgestellte Energie für Heizung & Warmwasser, sowie Anzahl der ausgewerteten Anlagen im Bewertungszeitraum 07/2007 bis 06/2010 im Monatsmittel, Jahresmittel und Gesamt. (Miara et al., 2011)

Untersucht wurde auch die Effizienz der Wärmepumpenanlagen, anhand des **gewählten Speicherkonzeptes**. Aufgrund der geringen Menge an Luft/Wasser-Wärmepumpen hat man sich auf die Auswertung der Erdreich-Anlagen beschränkt. Hierbei zeigte sich folgender Trend (siehe Abbildung 2-35):

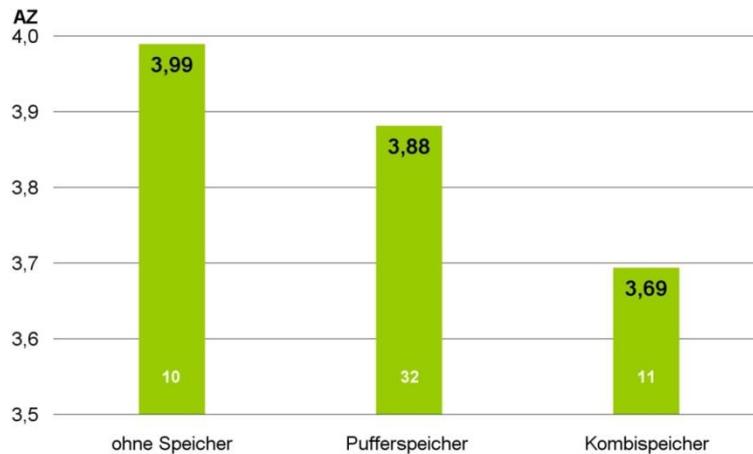


Abbildung 2-35: Jahresarbeitszahlen (AZ2), gruppiert nach Erdreich-Wärmepumpenspeicherkonzepte, für den Zeitraum von Juli 2009 bis Juni 2010. (Miara et al., 2011a)

Am wirtschaftlichsten liefen demnach die Anlagen ohne Speicher im Heizkreis und zwar mit einer Arbeitszahl von ca. 3,99. Während die Anlagen mit Pufferspeicher, mit einer Arbeitszahl von ca. 3,88, eine etwas niedrigere Effizienz aufwiesen. Deutlich schlechter schnitten die Speicherkonzepte mit Kombispeicher (Pufferspeicher mit integriertem Warmwasserspeicher), trotz etwas höherer Wärmequellentemperaturen, ab. Ein Grund hierfür war das bei einigen Anlagen schlechte Beladungsmanagement.

3 VERGLEICH UNTERSCHIEDLICHER WÄRMEBEREITSTELLUNGSSYSTEME

Die verschiedenen Heizsysteme werden von unterschiedlichen Gesichtspunkten aus betrachtet. Der Energiebedarf um ein Einfamilienhaus zu beheizen bzw. dessen Warmwasser zur Verfügung zu stellen wurde anhand einer Simulation ermittelt. Neben dieser energetischen Bewertung wird auch eine wirtschaftliche Bewertung gezeigt. Ebenso die Umweltbelastungen durch den verwendeten Energieträger, vor allem durch das Treibhausgas CO₂, wobei hier auch die „Graue Energie“ miteinbezogen wird.

3.1 Energetischer Vergleich der Heizungssysteme mit Polysun

3.1.1 Polysun

Die Software Polysun (2013) bietet die Möglichkeit verschiedene Heizsysteme zu simulieren und detailreiche Ergebnisse für nahezu sämtliche Anlagenkomponenten zu erhalten. Der Vorteil der Software besteht auch darin, dass man diese Heizsysteme mit Photovoltaik oder Solarthermie kombinieren kann, was in dieser Arbeit jedoch keinen Eingang gefunden hat, um eine bessere Vergleichbarkeit der bereits vorgestellten Heizsysteme zu ermöglichen.

Es wurden fünf verschiedene Wärmebereitstellungssysteme durch dynamische Anlagensimulationen näher betrachtet. Dazu zählen eine Außenluft- (L/W-WP) bzw. eine Erdreichwärmepumpe (S/W-WP), ein Pelletkessel (Pellet), sowie ein Gaskessel (BW-Gas) und ein Ölkessel (BW-Öl), beide jeweils mit Brennwerttechnik. Hierzu wurden einigermaßen vergleichbare Standardsysteme, für die jeweiligen Heizungssysteme, von Polysun übernommen und die Parameter angepasst.

Die Außenluft-Wärmepumpe und die Erdreich-Wärmepumpe (Abbildung 3-1) beladen den Heizkreis (Wärmeabgabesystem) direkt und den Warmwasserspeicher, welcher 300 Liter Fassungsvermögen hat, über einen Wärmetauscher. Der Warmwasserspeicher ist jeweils mit einem elektrischen Heizstab ausgerüstet um die Wärmepumpe bei niedrigen Wärmequellentemperaturen gegebenenfalls zu unterstützen. Das hydraulische Schema ist bei diesen beiden Systemen identisch.

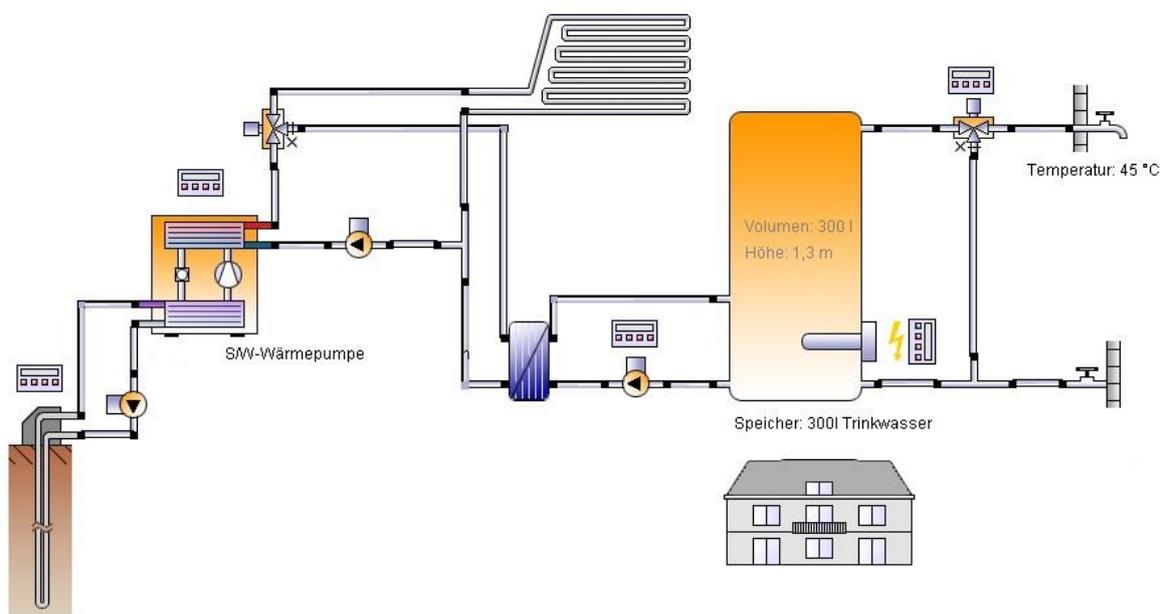


Abbildung 3-1: Hydraulisches Schema des S/W-WP-Heizsystems (Anmerkung: Hydraulik der Wärmenutzung bei L/W-WP-System ident). (Polysun, 2013)

Im Vergleich zu den anderen Systemen wurde beim Pelletkessel-Heizsystem ein anderes Speicherkonzept gewählt (Abbildung 3-2). Der Pelletkessel liefert Wärme in einen 600 Liter fassenden Pufferspeicher, um lange Laufzeiten des Kessels zu ermöglichen und Anfahrverluste gering zu halten. Das Heizwasser wird aus dem Speicher in den Heizkreis des Wärmeabgabesystems gepumpt, während das Trinkwasser über einen internen Wärmetauscher erwärmt wird.

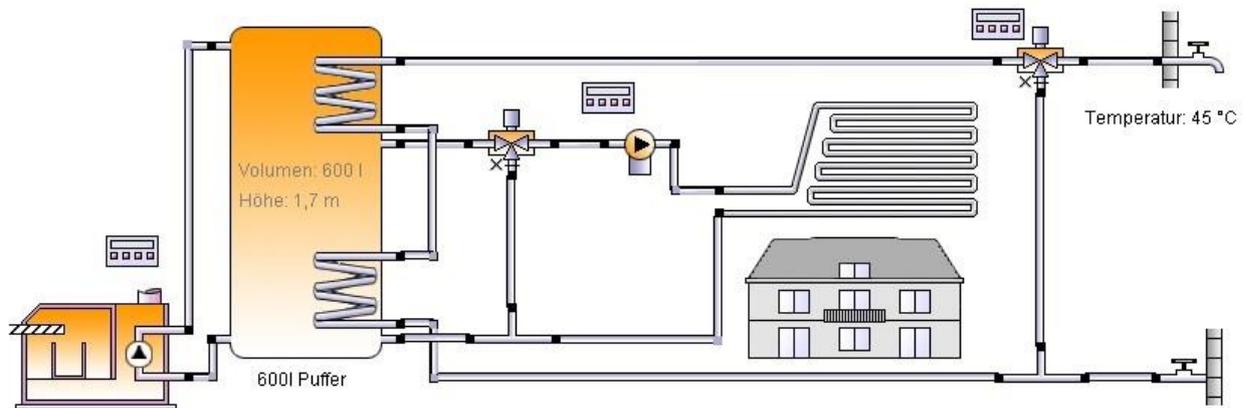


Abbildung 3-2:Hydraulisches Schema des Pelletkessel-Heizsystems. (Polysun, 2013)

Die hydraulische Schaltung des Gas-Brennwertkessels und des Öl-Brennwertkessels (Abbildung 3-3) ist ident. Dieses Schema ist dem der Wärmepumpen sehr ähnlich und setzt ebenfalls auf eine Direktbeladung des Wärmeabgabesystems und auf einen 300 Liter fassenden Warmwasserspeicher, welcher mit einem elektr. Heizstab ausgestattet ist

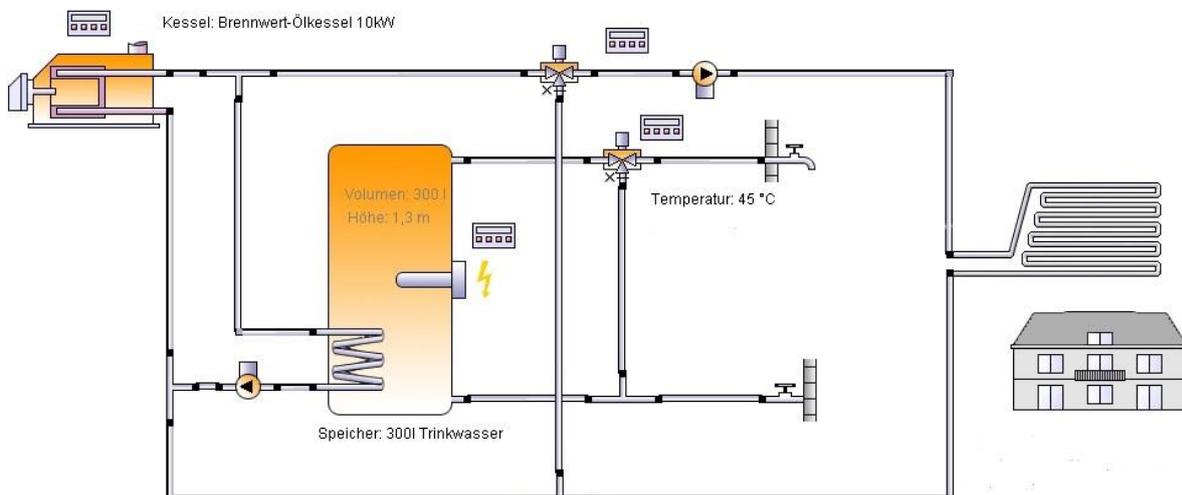


Abbildung 3-3: Hydraulisches Schema des BW-Öl-Heizsystems (Anmerkung: Hydraulik der Wärmenutzung beim BW-Gas-System ident). (Polysun, 2013)

Die Regelung des Heizkreises erfolgt bei allen Varianten über die Raumlufttemperatur. Wird die gewünschte Raumlufttemperatur unterschritten, aktiviert sich die Heizkreispumpe. Wird die Raumlufttemperatur erreicht schaltet sich die Heizkreispumpe wieder ab, wie in Abbildung 3-4 zu erkennen ist. Hier werden die Raumlufttemperatur, die Vorlauf- und Rücklauf-temperatur und die Außenlufttemperatur der dritten Jännerwoche dargestellt. Und zwar für das Gebäude mit $40 \text{ kWh/m}^2\text{a}$ Heizwärmebedarf und dem Brennwert-Ölkessel. Am Anfang dieser Woche fällt die Raumlufttemperatur auf $19,5 \text{ °C}$. Dies ist nicht auf eine Unterdimensionierung des Kessels zurückzuführen, sondern auf die Wärmeübertragungsfläche des Wärmeübergabesystems, welche klein ausgelegt wurde, da die gewünschten Vorlauftemperaturen ansonsten, auch bei

sehr kalten Außenlufttemperaturen, in der Simulation nicht erreicht werden. Da sich die Vorlauf- und Rücklauftemperaturen stark auf die Effizienz der Wärmeerzeuger auswirken, wurde diese Auslegung der Heizflächen gewählt. Aufgrund der kalten Außenlufttemperaturen läuft der Kessel die ersten viereinhalb Tage durch. Die Heizkreispumpe schaltet sich bei Erreichen bzw. Überschreiten der 20 °C Marke ab.

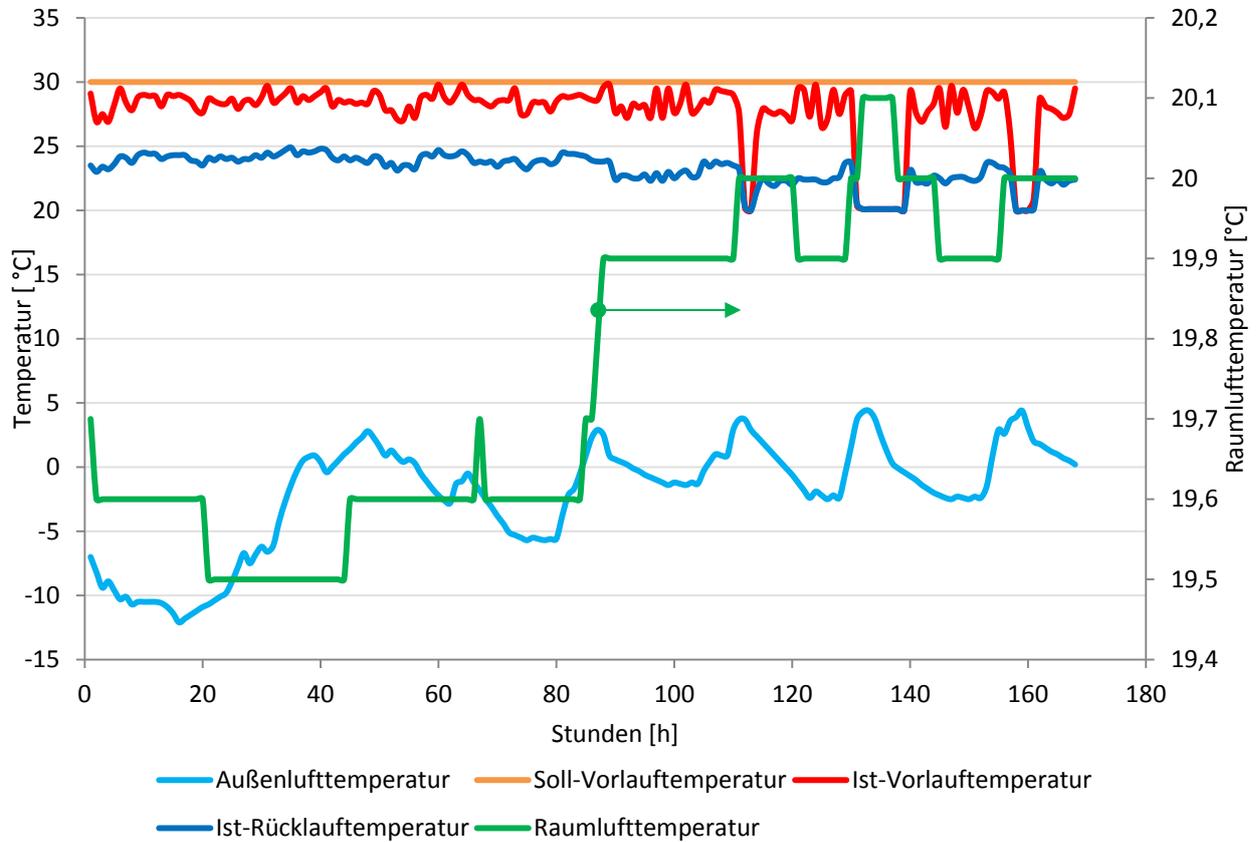


Abbildung 3-4: Raumlufttemperatur, Vorlauf-/Rücklauftemperatur und Außenlufttemperatur in der dritten Jännerwoche.

In Abbildung 3-5 sind die Vor- und Rücklauftemperaturen des Heizkreises bei aktivierter Heizkreispumpe in Abhängigkeit der Außenlufttemperaturen zu sehen. Polysun gibt stündlich Werte aus, wodurch sich innerhalb eines (Simulations-) Jahres jeweils 2357 Werte (bei aktivierter Heizkreispumpe) ergeben. In der Abbildung ist zu erkennen, dass die Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf- und Rücklauftemperatur annähernd konstant ist. Um die erforderliche Wärmemenge dem Wärmeabgabesystem bereitzustellen ist die Heizkreispumpe drehzahl geregelt (Massenstrom variabel).

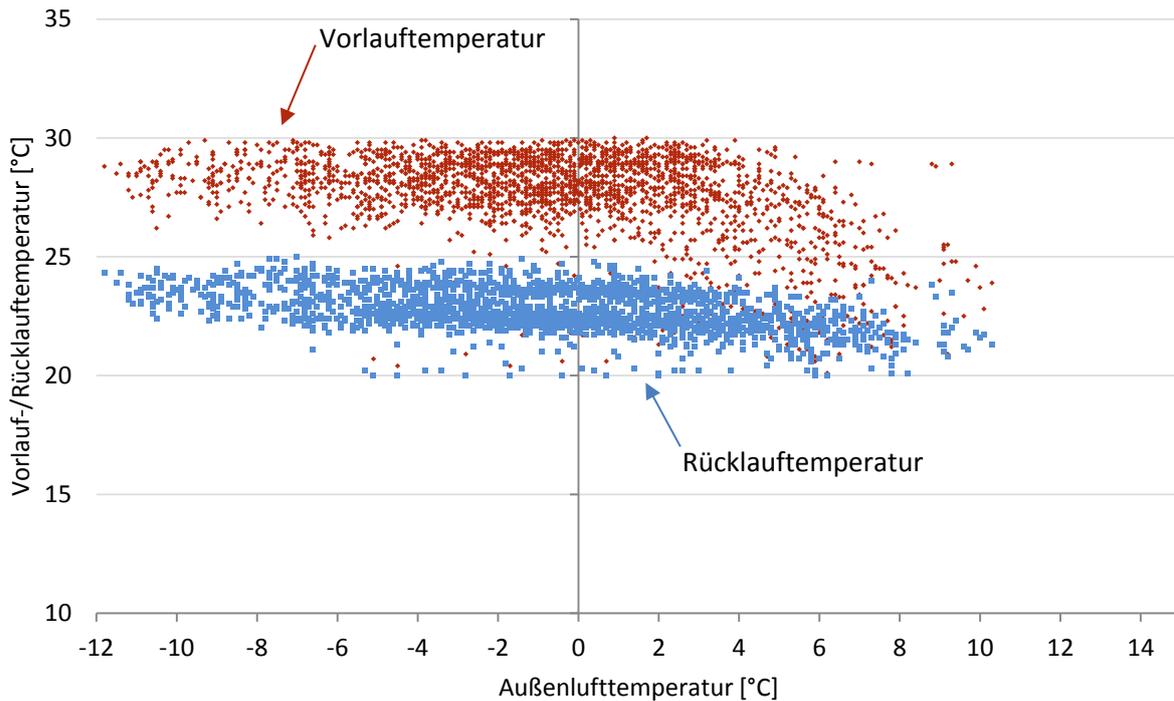


Abbildung 3-5: Vorlauf-/Rücklauftemperaturen des Wärmeabgabesystems bei aktivierter Heizkreispumpe in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur.

Diese Steuerungsvariante ist nicht optimal. Besser wäre es wenn die Regelung der Vorlauftemperatur über eine Heizkurve erfolgt und die Ausschaltsequenz der Heizkreispumpe bei Unterschreiten einer bestimmten Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf- und Rücklauftemperatur erfolgt. Wärmepumpen profitieren insbesondere von niedrigen Vorlauftemperaturen und Brennwert-Kessel von niedrigen Rücklauftemperaturen im Wärmeabgabesystem.

3.1.2 Eingabedaten

Gebäude & Klima

Es wurden drei verschiedene Gebäude definiert. Ein Niedrigenergiehaus mit einem spez. Heizwärmebedarf von 40 kWh/m²a (EFH40), ein Gebäude mit einem spez. Heizwärmebedarf von 60 kWh/m²a (EFH60) und ein drittes Gebäude mit einem spez. Heizwärmebedarf von 100 kWh/m²a (EFH100). Alle Gebäude sind zweistöckig, mit den Abmessungen 10 x 9 m, was eine Gebäudefläche von 180 m² ergibt. Die vom Heizsystem gewünschte Raumlufttemperatur betrug 20 °C, wobei diese im Sommer aufgrund der höheren Außenlufttemperaturen auch überschritten, aber auf Kühlung verzichtet wurde. Als Gebäudestandort wurde Graz gewählt.

Für das Klima wurde der in Polysun hinterlegte Klimadatensatz für den Standort Graz verwendet.

Wärmeübergabesystem

Die beiden Gebäude mit dem geringeren Heizwärmebedarf haben als Wärmeübergabesystem eine Fußbodenheizung mit typisch niedrigen Vorlauftemperaturen und das Gebäude mit dem höchsten Wärmeverlust Radiatoren mit einer höheren Vorlauftemperatur. Eine zusammenfassende Darstellung ist in Tabelle 3-1 ersichtlich. Die Vorlauf- und Rücklauftemperaturen sind annähernd konstant.

Tabelle 3-1: Gewähltes Wärmeabgabesystem mit entsprechen Vor- und Rücklauftemperaturen.

Gebäude [kWh/m ² a]	Wärmeabgabesystem	VL-Temp. [°C]	RL-Temp. [°C]
100	Radiator	55	45
60	Fußbodenheizung	35	30
40	Fußbodenheizung	30	25

Warmwasser

Beim Warmwasserbedarf wurde sich am SHC Task 44 orientiert, ein internationales Projekt unter dem Schirm der Internationalen Energieagentur (IEA), die sich mit der Optimierung von Wärmepumpen und Solarthermie beschäftigt. In den Arbeiten von Haller et al. (2013) und Dott et al. (2012) beträgt der durchschnittliche Warmwasserbedarf eines Einfamilienhauses 140 l/d, welcher saisonalen Schwankungen unterliegt (siehe Abbildung 3-6), bei einer Warmwassertemperatur von 45 °C. Insgesamt ergibt sich ein Energiebedarf für die Warmwasserbereitung in Polysun von 2111 kWh/a (140,1 l/d), was sehr nah am Energiebedarf des SHC Task 44 (2133 kWh/a) liegt. Auch die oben erwähnten 20 °C Raumlufttemperatur wurden beim SHC Task 44 als Randbedingung gewählt. Das eingehende Frischwasser, dessen mittlere Temperatur über das Jahr 10 °C beträgt, unterliegt in der Simulation in Polysun saisonalen Schwankungen, mit Maximum im September (12 °C).

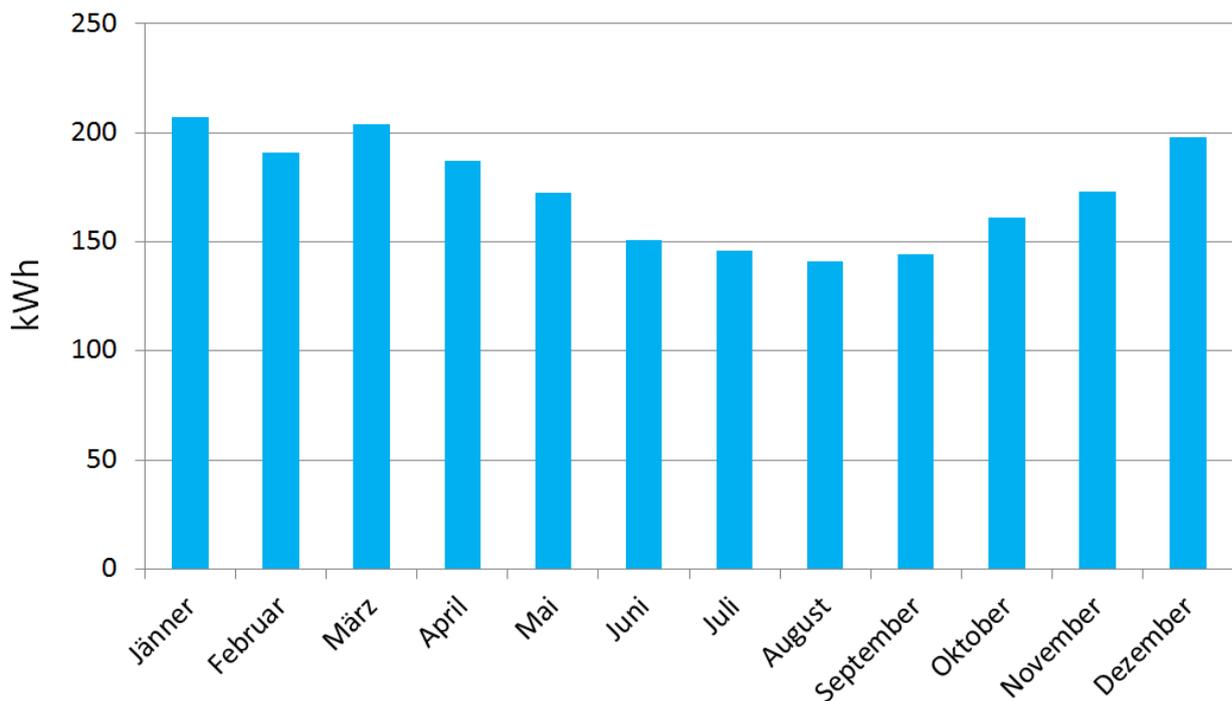


Abbildung 3-6: Warmwasserprofil des SHC Task 44 (Warmwassertemperatur: 45 °C, mittlere Kaltwassertemperatur: 10 °C, mittlerer Warmwasserbedarf: 140 l/d, Energiebedarf: 2133 kWh/a).

Wärmepumpenauswahl

Um die benötigte Leistung der Wärmepumpe zu berechnen wurde der in Polysun für die jeweiligen Gebäudetypen ausgegebene Wert „Energieverlust durch die Gebäudehülle“ herangezogen. Dieser Energieverlust wird maßgeblich vom Wärmedurchgangskoeffizienten des Gebäudes und der gewünschten Raumlufttemperatur bestimmt. Dieser Wert wurde als benötigte Heizleistung angenommen. Damit die Wärmepumpe nicht zu klein ausgelegt wird, wurden 20 % aufgeschlagen, um auch andere Wärmeverluste (Ventilation, Infiltration) und das Warmwasser abzudecken und auf den nächsten ganzen Wert (kW) aufgerundet. Für das Gebäude mit dem höchsten Heizwärmebedarf EFH100 ergab sich eine benötigte Heizleistung

von 11 kW, für das Gebäude EFH60 8 kW und für das Gebäude mit dem geringsten Heizwärmebedarf EFH40 6 kW.

Für die Auswahl der Wärmepumpen wurden alle Wärmepumpen bis 15 kW Heizleistung aus der Polysun-Datenbank übernommen und aus dieser für jeden Betriebspunkt ein gemittelter COP-Wert berechnet. Für die Außenluft-Wärmepumpen wurden nur Wärmepumpen der aktuellen Zertifizierungsnorm EN 14511 betrachtet, was zu besseren COP-Werten führte, obwohl diese im Vergleich zur Vorgängernorm EN 255 bei einer höheren mittleren Wärmesenktemperatur ermittelt wurden, was vermutlich auf erhöhte Effizienz aktueller Wärmepumpen zurückzuführen ist. Bei den Erdreich-Wärmepumpen fehlte diese Information in der Polysun-Datenbank. Anhand der ermittelten gemittelten COP-Werten wurde eine diese Werte repräsentierende Wärmepumpe gewählt und deren Leistung so skaliert, dass sie in den gewünschten Betriebspunkten die zuvor ermittelte Heizleistung erreichte. Diese Betriebspunkte waren für die Gebäude EFH40 und EFH60 A-7/W35 bzw. B0/W35 und für das Gebäude EFH100 A-7/W55 bzw. B0/W55. Die COP-Werte, welche in der Tabelle 3-2 und Tabelle 3-3 dargestellt sind, sind in den verschiedenen Betriebspunkten für alle Wärmepumpen gleich.

Tabelle 3-2: COP- Werte der angenommenen Sole/Wasser- Wärmepumpe.

COP		Wärmesenktemperatur [°C]			
		35	45	50	55
Wärmequellen- temperatur [°C]	-5	3,86	3,06	2,78	-
	0	4,36	3,47	3,00	2,67
	5	5,00	3,94	3,42	3,00

Tabelle 3-3: COP- Werte der angenommenen Luft/Wasser-Wärmepumpe.

COP		Wärmesenktemperatur [°C]			
		35	45	50	55
Wärmequellen- temperatur [°C]	-15	2,59	2,08	-	-
	-7	2,82	2,15	2,04	1,93
	2	3,23	2,62	2,44	-
	7	3,91	3,08	2,89	2,71
	10	4,18	-	-	-
	15	-	-	3,19	-
	20	5,23	-	3,26	2,83

Die Wärmepumpe für das Gebäude EFH100 weist bei dem Betriebspunkt der für die Auslegung herangezogen wurde (A-7/W55 bzw. B0/W55) eine um 20 K höhere Wärmesenktemperatur auf als für die beiden anderen beiden Gebäude (A-7/W35 bzw. B0/W35), aufgrund des unterschiedlichen Wärmeabgabesystems (siehe Tabelle 3-1). Zur besseren Vergleichbarkeit und auch für die Preisrecherche wird die Heizleistung in Tabelle 3-4 für die Erdreich-Wärmepumpe und in Tabelle 3-5 für die Außenluft-Wärmepumpe im Betriebspunkt B0/W35 bzw. A-7/W35 dargestellt. Da einige Hersteller von Luft/Wasser-Wärmepumpen in ihren Preiskatalogen nur Leistungen im Betriebspunkt A2/W35 anführen sind diese in Tabelle 3-5 für diesen Betriebspunkt ebenso ersichtlich.

Tabelle 3-4: Leistungen der Sole/Wasser-Wärmepumpe in den verschiedenen Betriebspunkten. Die für die Preisrecherche herangezogenen Leistungen sind fäbig dargestellt.

Gebäude [kWh/m ² a]	benötigte Heizleistung [kW]	Leistung bei B0/W35 [kW]	Leistung bei B0/W55 [kW]
100	11	12	11
60	8	8	
40	6	6	

Tabelle 3-5: Leistungen der Luft/Wasser-Wärmepumpe in den verschiedenen Betriebspunkten Die für die Preisrecherche herangezogenen Leistungen sind fäbig dargestellt.

Gebäude [kWh/m ² a]	benötigte Heizleistung [kW]	Leistung bei A-7/W35 [kW]	Leistung bei A-7/W55 [kW]	Leistung bei A2/W35 [kW]
100	11	12,6	11	14,5
60	8	8		9,2
40	6	6		6,9

Vergleich der verwendeten Außenluft-Wärmepumpe mit der Wärmepumpe eines Herstellers (Fabrikat „TES“)

Um die „gewählte“ Luft/Wasser-Wärmepumpe mit der TES vergleichen zu können sind deren COP-Werte in Tabelle 3-6 abgebildet. Da es verschiedene Modelle mit unterschiedlichen Leistungen gibt, wurde über alle Modelle ein Mittelwert der COP-Werte gebildet.

Tabelle 3-6: Gemittelte COP-Werte der verschiedenen Modelle der Luft/Wasser-Wärmepumpe TES. Rot markierte Felder stehen für schlechtere Werte als die in der Simulation angenommene Luft/Wasser-Wärmepumpe, grün für bessere Werte. (Toshiba, 2013)

COP		Wärmesenktemperatur [°C]					
		30	35	40	45	50	55
Wärmequelle- tempera- tur [°C]	-20	2,10	1,91	1,74	1,56	—	—
	-15	2,48	2,24	2,04	1,87	—	—
	-7	2,63	2,37	2,15	1,97	1,78	—
	-2	3,06	2,75	2,50	2,28	2,06	1,84
	2	3,39	3,02	2,73	2,49	2,26	2,03
	7	4,91	4,38	3,91	3,52	3,16	2,76
	10	5,24	4,68	4,17	3,75	3,36	2,96
	12	5,52	4,91	4,37	3,92	3,52	3,11
	15	5,89	5,21	4,64	4,18	3,73	3,27
	20	6,67	5,85	5,23	4,69	4,21	3,66

Die roten Felder markieren die Betriebspunkte in denen die TES eine schlechtere Effizienz aufweist als die in der Simulation verwendete Luft/Wasser-Wärmepumpe (Tabelle 3-3) und die grünen Felder diejenigen in denen sie eine höhere Effizienz aufweist. Man kann sehr gut erkennen, dass die TES vor allem bei höheren Außenlufttemperaturen, ab 7 °C, besser abschneidet und bei tieferen Temperaturen eine geringere Effizienz hat. Obwohl für den Betriebspunkt A-7/W55 kein COP-Wert vorliegt ist dem Trend der COP-Werte für eine Wärmesenktemperatur von 55 °C zur Folge die Effizienz der TES hier schlechter.

Um die Unterschiede besser zu verdeutlichen sind die Differenzen der COP-Werte in Tabelle 3-7 dargestellt um die Unterschiede der beiden Wärmepumpen hervorzuheben.

Tabelle 3-7: Differenzen der COP-Werte der verschiedenen Modelle der Luft/Wasser-Wärmepumpe TES und der in der Simulation angenommenen Wärmepumpe. Rot markierte Felder stehen für schlechtere Werte als die in der Simulation angenommene Luft/Wasser-Wärmepumpe, grün für bessere Werte.

COP		Wärmesenktemperatur [°C]					
		30	35	40	45	50	55
Wärmequel- lentempera- tur [°C]	-20						
	-15		-0,35		-0,21		
	-7		-0,45		-0,18	-0,26	—
	-2						
	2		-0,21		-0,12	-0,18	
	7		0,47		0,44	0,27	0,05
	10		0,50				
	12						
	15					0,55	
	20		0,62			0,95	0,82

Im Vergleich zu den Testergebnissen des Wärmepumpentestzentrums Buchs für das Jahr 2012 (Abbildung 2-20), in welchem die Luft/Wasser-Wärmepumpen im Betriebspunkt A2/W35 im Mittel eine Leistungszahl von 3,66 erreichten, hat die in der Simulation verwendete Luft/Wasser-Wärmepumpe eine Leistungszahl von 3,23 und die TES einen COP-Wert von 3,02.

Erdwärmesonde

Um einigermaßen realistische Werte für die Auslegung der Erdwärmesonde zu erhalten, wurde diese anhand der Schweizer Norm SIA 384/6 (2010) ermittelt, erstellt durch den „Schweizerischen Ingenieur- und Architektenverein“ (SIA). Im ÖWAV-Regelblatt 207 (2009) „Thermische Nutzung des Grundwassers und des Untergrunds – Heizen und Kühlen“, des „Österreichischen Wasser- und Abfallwirtschaftsverband“ (ÖWAV) wird ebenfalls bei der Auslegung der Sonde auf die Schweizer Norm SIA 384/6 verwiesen. Als Standort der Sonden wurde, wie bereits erwähnt, Graz (Alpensüdseite; Höhe über dem Meeresspiegel 353 m; Jahresmitteltemperatur 10,65 °C (Meteotest, 2012) ausgewählt. Die Werte für den Boden (mittlere Wärmeleitfähigkeit 1,63 W/mK; spezifische Wärmekapazität 2,754 MJ/m³K; Dichte 2000 kg/m³) wurden dem Projekt GEO-Pot (Ostermann et al., 2010) entnommen, was eine spezifische Entzugsleistung von 28,25 W/m ergab. Die Auslegungspunkte der Leistung der Wärmepumpe für Heizen wurde für die Gebäude EFH60 und EFH40 mit Fußbodenheizung mit B0/W35 und für das Gebäude EFH100 mit Radiator im Betriebspunkt B0/W55 gewählt, was bei diesem Gebäudetyp auch als Auslegungspunkt für das Warmwasser gewählt wurde. Während bei den anderen beiden Gebäudetypen die Leistungen zur Warmwassererzeugung im Betriebspunkt B0/W50 zur Auslegung herangezogen wurden. Aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit des Bodens und einer festgelegten maximalen Sondenlänge von 120 m ergaben sich bei allen Gebäudetypen zwei Sonden, welche als Doppel-U-Sonden (32/26 mm) ausgeführt wurden, was der allgemeinen Praxis entspricht (siehe SIA 384/6). Als Solemittel wurde Ethylenglykolegemisch 20 % angenommen. Da, aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit, für alle Gebäudetypen zwei Sonden benötigt wurden, halbierte sich der bemessene Volumenstrom, wodurch sich nach der SIA 384/6 (2012) ein laminares Strömungsverhalten ergibt und die Bodentemperaturdifferenz 1,5 K niedriger anzunehmen ist, was zu längeren Sonden führt.

Kesselauswahl

Auch bei der Auswahl des Pelletkessels wurde die Polysun-Datenbank herangezogen und alle Kessel bis zu einer Leistung von 15 kW betrachtet. Aufgrund der geringen Datenmenge über

Pelletkessel in Polysun wurden zusätzlich die Prüfergebnisse des BLT Wieselburg (2013) herangezogen, welches nach ÖNORM EN 305-5 misst, und alle Kessel, bis max. 15 kW Heizleistung, in Bezug auf deren Wirkungsgrad ausgewertet. Bei dem Gas- und Ölkessel wurden die Datenblätter von fünf bekannten Herstellern (Bösch, Buderus, Hoval, Viessmann und Vaillant) verglichen. Aufgrund der hohen Heizleistungen dieser Kessel wurden nur die kleinsten Geräte betrachtet. Dabei wurden jeweils acht Feuerungsanlagen, welche für den Zweck des Heizens und der Warmwasserbereitung für ein Einfamilienhaus geeignet waren, verglichen und ein mittlerer Wirkungsgrad berechnet. Alle diese Geräte waren mit Brennwerttechnik ausgestattet.

Für den Pelletkessel ergab sich ein Wirkungsgrad von 93 %, für den Brennwert-Gaskessel 108,8 % und für den Brennwert-Ölkessel 104,25 %. Zur besseren Vergleichbarkeit betrug jeweils die Heizleistung dieser Kessel maximal 10 kW und mindestens 3 kW. Der Pelletkessel wurde jedoch mit einer fixen Leistung betrieben, da ansonsten die gewünschte Warmwassertemperatur und die Raumlufttemperatur aus simulationstechnischen Gründen nicht erreicht werden konnten. Wurde testweise in der Simulation ein größerer Kessel eingesetzt, welcher modulierend betrieben wurde, ergaben sich keine Effizienzvorteile.

3.1.3 Simulationsergebnisse – energetischer Vergleich

Die wichtigsten Ergebnisse, welche man von der Simulation erhält, sind der gesamte Brennstoff- und Stromverbrauch innerhalb eines Jahres, um die Raumlufttemperatur aufrechtzuerhalten und den Warmwasserbedarf zu decken, die damit erzeugte Wärme, welche an das System abgegeben wird und die effektiv bezogene Energie, welche aufgrund diverser Verluste von Speicher, Leitungen usw. etwas geringer ausfällt. Diese sind in Abbildung 3-7 dargestellt.

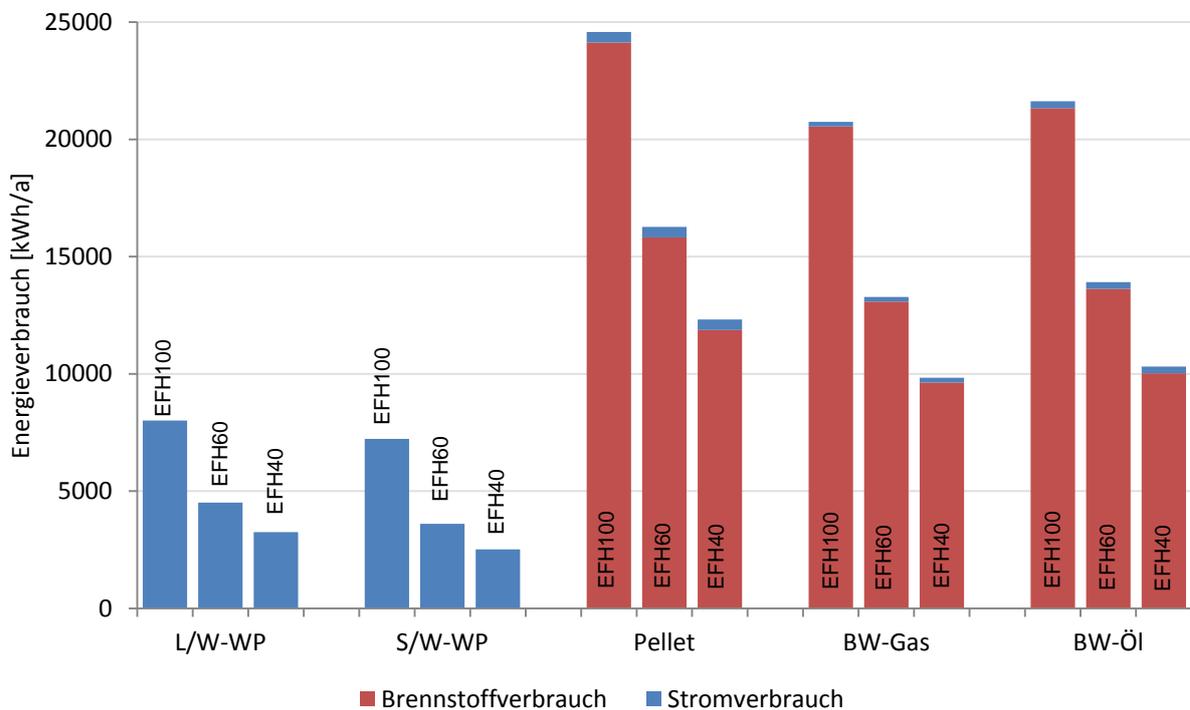


Abbildung 3-7: Jährlicher Brennstoff- und Stromverbrauch (Für Heizung und Warmwasser) der verschiedenen Heizungssysteme und Gebäudetypen.

Die beiden Wärmepumpentypen schneiden erwartungsgemäß am besten ab, da sie einen Großteil der Wärme aus der Umgebung beziehen. Die Erdreich-Wärmepumpe hat den geringsten Energiebedarf, was auf die höhere Effizienz durch die über das Jahr betrachteten höheren Wärmequellentemperaturen zurückzuführen ist. Bei den Kesseln schneiden die Brennwert-Geräte gegenüber dem Pelletkessel besser ab, da bei ihnen auch die

Kondensationswärme des Wasserdampfes im Rauchgas genutzt wird. Aufgrund des höheren Wirkungsgrades der Gas-Brennwert-Geräte, gegenüber den Öl-Brennwert-Geräten, weisen diese einen etwas niedrigeren Brennstoffverbrauch auf. Der Pelletkessel musste im Vergleich zu den anderen Heizsystemen mehr Wärme erzeugen, was zum Teil auf den größeren Pufferspeicher zurückzuführen ist. Über alle Gebäudetypen ist dieser Trend gleichmäßig erkennbar. Da Polysun für den Brennstoff- und Stromverbrauch nur einen Gesamtwert ausgibt, wurde für die Kessel auf die Arbeit von Schrieffl (2007) zurückgegriffen. Dieser gibt für verschiedene Wärmebereitstellungssysteme den Hilfsstromverbrauch des Heizsystems für ein Einfamilienhaus an. Dieser beinhaltet den Strombedarf für den Betrieb des Wärmeerzeugers, für den Brennstofftransport sowie für die Wärmeverteilung, was für den Pelletkessel 450 kWh/a, für den Brennwert-Gaskessel 200 kWh/a und für den Brennwert-Ölkessel 290 kWh/a ausmacht. Der Brennstoff- und Stromverbrauch von Polysun wurde anhand dieser Werte in einen Brennstoffanteil und einen Stromanteil aufgeteilt.

Der prozentuelle Anteil der Heizenergie und der Energie für die Warmwasserbereitstellung ist in Abbildung 3-8, für jeden Gebäudetyp, ersichtlich.

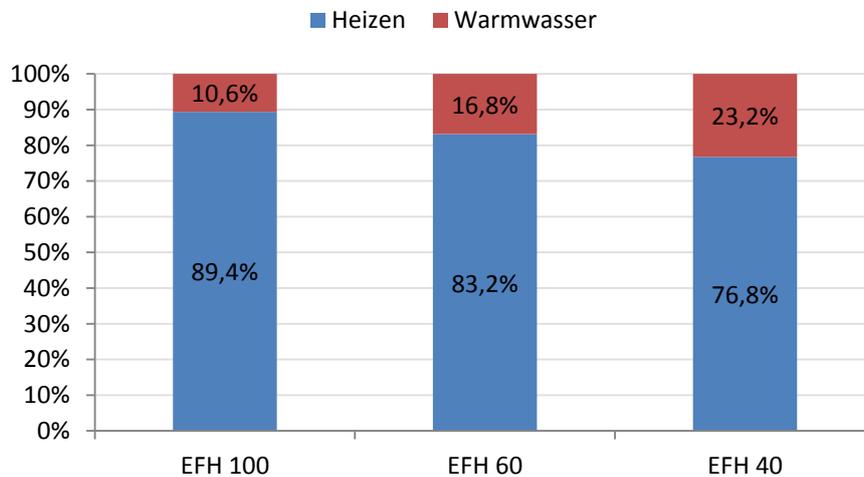


Abbildung 3-8: Prozentualer Anteil der Heizenergie und der Energie für die Warmwasserbereitstellung für die unterschiedlichen Gebäudetypen.

Die Bilanzgrenzen der Jahresarbeitszahl umfassen den Stromverbrauch der Wärmepumpe, der Solepumpe der Sole/Wasser-Wärmepumpe bzw. des Ventilators des Verdampfers der Luft/Wasser-Wärmepumpe, die Umwälzpumpe und der Speicherladepumpe. Die gewonnene Wärme entspricht der am Kondensatorvorlauf und -rücklauf ermittelten wasserseitigen Energiedifferenz. Dies entspricht nach Abbildung 2-13 AZ3.

Die Jahresarbeitszahl (Abbildung 3-9) der Außenluft-Wärmepumpe erreicht für das Gebäude EFH100 einen Wert von 2,65 (AZ3), für das Gebäude EFH60 3,03 (AZ3) und für das Gebäude EFH40 3,1 (AZ3). Bei der Erdreich-Wärmepumpe sieht die Situation sehr ähnlich aus. Mit 2,93 (AZ3), 3,75 (AZ3) und 3,95 (AZ3) liegt sie jedoch deutlich über jenen der Außenluft-Wärmepumpe, was aufgrund der höheren mittleren Wärmequellentemperaturen des Erdreichs in der Heizperiode zu erwarten war. Vor allem die Jahresarbeitszahlen der Gebäude EFH40 und EFH60 liegen jeweils sehr nah zusammen. Trotz niedrigerer Vorlauftemperaturen bei der Wärmeabgabe des Gebäudes EFH40, wirkt sich der relativ betrachtet höhere Warmwasserbedarf (Abbildung 3-8), dessen Temperatur im Speicher aufgrund der Ein/Aus-Schaltheysterese bis zu 5 K (10 K beim Pelletkessel) über 45 °C liegt, wiederum negativ aus, wodurch sich die Wärmepumpen für das Gebäude EFH40 in puncto Effizienz nur leicht absetzen können.

Im Feldtest „Wärmepumpen im Gebäudebestand“ erreichten die Sole/Wasser-Wärmepumpen eine Gesamtjahresarbeitszahl von 3,28 (AZ2) und die Luft/Wasser-Wärmepumpen von 2,55

(AZ2) (Russ et al., 2010), während im Feldtest „Wärmepumpen Effizienz“ die Sole/Wasser-Wärmepumpen eine Gesamtjahresarbeitszahl von 3,88 (AZ2) bzw. 3,74 (AZ3) erreichten und die Luft/Wasser-Wärmepumpen eine Gesamtjahresarbeitszahl von 2,89 (AZ2) bzw. 2,74 (AZ3) (Miara et al., 2011). Die Gebäude EFH60 und EFH40 weisen im Vergleich zu den Feldtests eine höhere Effizienz auf. Das Gebäude EFH100 hat für beide Wärmepumpentypen eine niedrigere Arbeitszahl als im Feldtest „Wärmepumpen Effizienz“. Im Vergleich zum Feldtest „Wärmepumpen im Gebäudebestand“ weist das Gebäude EFH100 jedoch eine höhere Effizienz auf, wobei hier Arbeitszahlen mit unterschiedlichen Bilanzgrenzen verglichen werden und der Unterschied bei gleichen Bilanzgrenzen größer ausfallen würde.

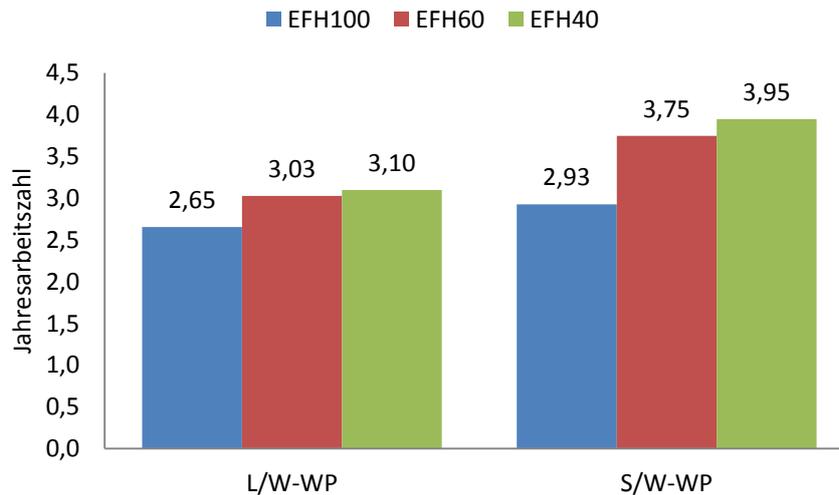


Abbildung 3-9: Jahresarbeitszahlen (AZ3) der beiden Wärmepumpentypen für die Gebäude EFH100, EFH60 und EFH40.

Die Bilanzgrenzen der Jahresnutzungsgrade umfassen den Brennstoff- und Stromverbrauch der Kessel und den Stromverbrauch der Umwälzpumpe bzw. der Speicherladepumpe. Die gewonnene Wärme entspricht der am Kesselvorlauf und -rücklauf ermittelten Energiedifferenz. Dies entspricht der Bilanzgrenze AZ3 in Abbildung 2-13, wenn man die Wärmepumpe gedanklich durch den Kessel ersetzt.

Die Jahresnutzungsgrade der Kessel sind in Abbildung 3-10 ersichtlich. Hier wäre zu erwarten gewesen, dass die Systeme mit den niedrigeren Rücklauftemperaturen im Wärmeabgabesystem (EFH60: 30 °C, EFH40: 25 °C) einen höheren Jahresnutzungsgrad aufweisen, da durch die niedrigere Rücklauftemperatur das Abgas weiter heruntergekühlt und damit dem Abgas mehr Wärme entzogen werden kann. Die Jahresnutzungsgrade unterscheiden sich jedoch nur geringfügig und das Gebäude EFH100 weist die höchste Effizienz auf. Die Unterschiede zwischen den Kesseln spiegeln die Unterschiede ihrer Wirkungsgrade wider.

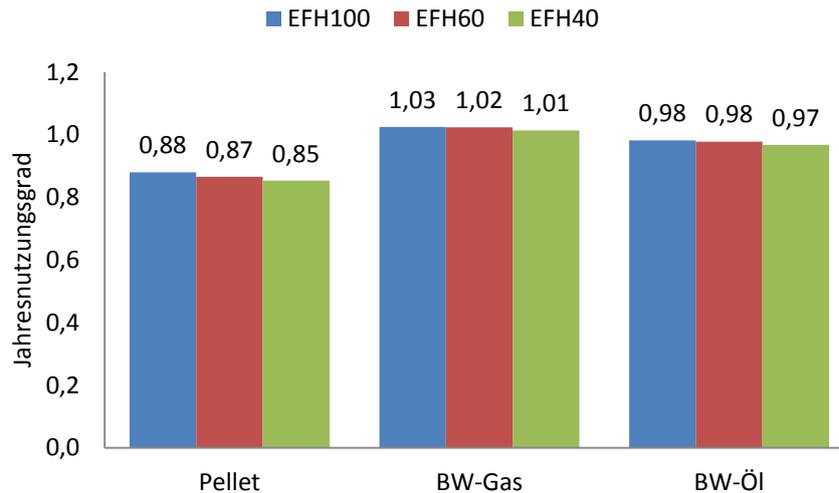


Abbildung 3-10: Jahresnutzungsgrade der verschiedenen Kessel für die Gebäude EFH100, EFH60 und EFH40.

Auswirkungen der Vorlauf-/Rücklauftemperaturen und des Warmwasserbedarfs auf die Jahresarbeitszahl

Des Weiteren wurde auch das Verhalten, wie sich höhere Vorlauftemperaturen und der Warmwasserbedarf auf die Jahresarbeitszahlen der Wärmepumpen in der Simulation auswirken, überprüft. Erhöht man die Vorlauftemperaturen wirkt sich das signifikant auf die Jahresarbeitszahl aus. Für das Gebäude EFH40 wurde bei der Erhöhung der Vorlauf-/Rücklauftemperatur von 30 °C/25 °C auf 35 °C/30 °C bzw. 55 °C/45 °C ein Abfall der Jahresarbeitszahl von 3,1 auf 2,94 bzw. 2,45 bei der Außenluft-Wärmepumpe und von 3,95 auf 3,66 bzw. 2,92 bei der Erdreich-Wärmepumpe bemerkt. Wurde für das gleiche Gebäude der Warmwasserbedarf erhöht, im Vergleich zum Heizwärmebedarf von 10,63 % auf ca. 42,5 %, und zwar statt 140,1 l/d im Schnitt auf 250 l/d Verbrauch und von 45 °C auf 60 °C Warmwassertemperatur, veränderte sich die Jahresarbeitszahl weniger deutlich. Sie sank von 3,1 auf 2,85 für die Außenluft-Wärmepumpe und von 3,95 auf 3,5 für die Erdreich-Wärmepumpe.

3.2 Ökonomischer Vergleich

Da die Kosten eines der wichtigsten Kriterien bei der Anschaffung eines Heizungssystems sind, darf der wirtschaftliche Vergleich hier nicht fehlen. Hier wurde die VDI-Richtlinie VDI 2067 (2012) vom „Verein Deutscher Ingenieure“ (VDI) herangezogen, welche sich mit der Berechnung und Beurteilung der Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen befasst (vgl. Anhang A). Hier werden sämtliche Kosten in einmalige und laufende Kosten unterteilt. Diese Unterteilung führt zu kapitalgebundenen Kosten, bedarfsgebundenen Kosten, betriebsgebundenen Kosten und sonstigen Kosten, wie in Abbildung 3-11 ersichtlich. Das übliche Verfahren dieser Richtlinie ist die Annuitätenmethode. Hier werden sämtliche Zahlungen auf den Barwert abgezinst, zusammengerechnet (Kapitalwert) und in einen konstante jährliche Werte umgerechnet (Annuität).

Kapitalgebundene Kosten	Bedarfs-(Verbrauchs-)gebundene Kosten	Betriebsgebundene Kosten	Sonstige Kosten
Anlagenkomponenten, z.B. Wärmeerzeuger, Heizkörper, Ventilatoren, Antriebsmotoren usw. Bauliche Anlagen, z.B. Technikzentralen und Schornsteine Maßnahmen zum Schall- und Wärmeschutz Anschlusskosten Instandsetzung	Energiekosten (Grund- und Arbeitspreis) Kosten für Hilfsenergie Kosten für Betriebsstoffe (Schmierstoffe, Additive, Chemikalien usw.)	Bedienen Reinigen Warten Inspizieren	Versicherungen Steuern Allgemeine Abgaben Anteilige Verwaltungskosten Gewinn und Verlust

Abbildung 3-11: Beispiele für Kostengruppen und Kostenarten. (VDI 2067, 2012)

3.2.1 Preisrecherche

Aufgrund des Mangels an Quellen für Preise der verschiedenen Wärmeerzeuger, wurde eine Preisrecherche durchgeführt. Zur Verfügung standen Preiskataloge der Firmen Viessmann (01.08.2013), Vaillant (Jänner 2012), Hoval (01.07.2013) und Herz (April 2013), wobei die letztgenannte Firma keine Gas- und Öl-Brennwertgeräte anbietet.

Die Komponenten, für welche die Anschaffungspreise ermittelt wurden, stellen die wichtigsten Bestandteile eines Heizungssystems dar, wobei hier nur auf die Seite der Wärmeerzeugung und -speicherung näher eingegangen wird und nicht auf das Wärmeverteilsystem. Dazu gehören die Wärmepumpe bzw. der Kessel, die Umwälzpumpe, der Trinkwasserspeicher inkl. Heizregister bzw. der Pufferspeicher inkl. Frischwassermodul. Bei der Erdreich-Wärmepumpe kommen noch die Sonde und Solepumpe, bei der Außenluft-Wärmepumpe die Außeneinheit des Verdampfers, beim Pelletkessel Zubehör für die Lagerung und Zuführung der Pellets, beim Brennwert-Gaskessel der Gasanschluss und beim Brennwert-Ölkessel ein Öltank hinzu. Des Weiteren wurden noch Kosten für die Montage berücksichtigt. Zu allerletzt wurden für die Lagerfläche des Öltanks bzw. der Pellets Kosten für den beanspruchten Kellerraum ermittelt.

Für die Wärmepumpen wurden Geräte ausgewählt, die in Tabelle 3-4 und Tabelle 3-5 angeführten Heizleistungen in den Betriebspunkten B0/W35 bzw. A2/W35 erreichten oder nur minimal unterschritten. Sämtliche Wärmepumpen sind mit einer Regelung und einer Ladepumpe ausgestattet. Bei den Erdreich-Wärmepumpen war auch noch die Solepumpe und bei den Außenluft-Wärmepumpen die Außeneinheit des Verdampfers im Preis inkludiert. In den Preisen der Kessel war nur die Regelung inbegriffen, weshalb der Preis für eine Ladepumpe separat ermittelt wurde. Bei den Kesseln wurden solche ausgewählt, welche 10 kW Heizleistung erreichten, was bei den Herstellern jeweils dem Gerät mit der niedrigsten Leistung entsprach. Die Pelletkessel waren je nach Modell mit einem Antrieb für die flexible Schnecke bzw. einem Pelletbehälter, außer der Firma Herz, wo die Kosten für den Behälter dem Kessel zugerechnet wurden, für die Saugförderung ausgestattet. Für die Pelletlagerung und Zuführung wurden Kosten für verschiedene Varianten ermittelt. Hier wurde grundsätzlich zwischen der Zuführung mittels flexibler Schnecke und Saugsystem unterschieden. Eine weitere Unterscheidung erfolgte durch die Lagerung mittels eines Sacksilos bzw. einem eigenen dafür vorgesehenen Raum, für welchen Umbaumaßnahmen in der Höhe von 1000 € (exkl. USt) angenommen wurden. Insgesamt wurden elf verschiedene Varianten betrachtet. Für den Gasanschluss wurde ein Preis von 2075 € (exkl. USt) veranschlagt, welchen die Energie Steiermark (2013) auf ihrer Homepage ausweist. Für die Kosten eines Öltanks wurde der Preiskatalog der Firma ÖAG (Öllagertanks und Zubehör, Mai 2012) herangezogen. Kosten für die beanspruchte Kellerfläche wurden anhand des Kellerrechners auf der Homepage der Firma Birner bauconsulting (2013) ermittelt. Die Montagekosten wurden mit 800 € (exkl. USt) angenommen. Mögliche Rabatte seitens der Hersteller wurden nicht berücksichtigt. Außerdem wurden bei keinem Heizungssystem Förderungen berücksichtigt.

Nachdem für die Kostenpositionen Wärmeerzeuger, Speicher und Zubehör für jeden Hersteller für ein oder mehrere passende Produkte die Preise ermittelt wurden, wurden diese für jeden Hersteller gemittelt, also für jede Kostenposition ein Mittelwert je Hersteller, und diese

Mittelwerte über alle Hersteller wiederum gemittelt. Die Preise (vgl. Anhang B) wurden dann für die Investitionskosten im ökonomischen Vergleich herangezogen.

Die Preise für die Energieträger wurden der Homepage vom IWO-Österreich (2013), mit dem Stand vom 03.06.2013, entnommen, welche in Tabelle 3-8 ersichtlich sind. Zum Vergleich wurden noch die Heizwerte von Öl und Pellets benötigt. Der Heizwert von Öl beträgt nach Schulz und Westkämper (2013) 10,1 kWh/l und der von Pellets im Anlieferungszustand nach einem Test der Verbraucherzentrale Südtirol (2013) vom 11.12.2012 im Mittel 4,896 kWh/kg.

Tabelle 3-8: Übersicht über die verwendeten Preise, bezogen auf den Heizwert, der verschiedenen Energieträger

	mit USt		ohne USt	
Erdgas	0,0729	€/kWh	0,0608	€/kWh
Heizöl EL	0,0909	€/kWh	0,0757	€/kWh
Pellets	0,0496	€/kWh	0,0414	€/kWh
Strom	0,1610	€/kWh	0,1342	€/kWh

3.2.2 Randbedingungen

Der Betrachtungszeitraum umfasst die nächsten 20 Jahre. Der Kalkulationszinssatz wurde, da man ja Heizen muss und damit Opportunitätskosten obsolet sind, mit 0 % festgelegt. Die Preisänderungsrate für kapitalgebundene Kosten beträgt 2,14 %. Dies entspricht der mittleren Inflation der letzten 20 Jahre (1992-2011), welche der Homepage des Amtes der Oö. Landesregierung, Direktion Präsidium, Abteilung Presse (2013) entnommen wurde. Bei den Löhnen wurde der Tariflohnindex der Wirtschaftskammer Österreich (2013) herangezogen und beträgt 2,5 %. Auch hier wurden nur die letzten 20 Jahre (1993-2012) betrachtet. Dieser Wert umfasst die gewichteten Lohn- und Gehaltssteigerungen von Arbeitern, Angestellten, öffentlich Bediensteten sowie den Verkehrsbediensteten in Österreich. Da die Preissteigerungen der verwendeten Energieträger starken Schwankungen unterliegen und deren Veränderungen nicht immer korrelieren, wurden diese für die Berechnung mit 0 % angenommen und in einem weiteren Vergleich variiert und diese Annuitäten gegenübergestellt. Auch der Einfluss des Kalkulationszinssatzes wird in weiterer Folge untersucht.

3.2.3 Berechnung in Anlehnung an die VDI 2067

Die Berechnungsblätter zu den verschiedenen Wärmeerzeugertypen und Gebäuden, insgesamt 15 Varianten, finden sich im Anhang C. Ebenso die Formeln zur Berechnung der Annuitäten für die vier verschiedenen Kostenarten (Anhang A). Die in der Preisrecherche ermittelten Preise für die verschiedenen Kostenpositionen sind im Anhang B ersichtlich.

Die rechnerische Nutzungsdauer in Jahren, der prozentuelle Aufwand für Instandsetzung, Wartung und Inspektion und der Aufwand für Bedienen in Stunden pro Jahr wurde den Tabellen der Richtlinie VDI 2067 entnommen (siehe Tabelle 3-9).

3 Vergleich unterschiedlicher Wärmebereitstellungssysteme

Tabelle 3-9: rechnerische Nutzungsdauer, Aufwand für Instandsetzung, Wartung und Inspektion und der Aufwand für Bedienen für die betrachteten Systemkomponenten. (VDI 2067, 2012)

	S/W-WP	L/W-WP	Pelletkessel	Gas-BW-Kessel	Öl-BW-Kessel
rechn. Nutzungsdauer [a]	20	18	15	20	20
Aufw. f. Instandsetzung [%/a]	1	1	3	1	2
Aufw. f. Wartung/Inspekt. [%/a]	1,5	1,5	3	1,5	1,5
Aufw. f. Bedienung [h/a]	5	1	15	20	10
Anmerkung					Spezialkessel

	Sonde	Öltank	Umwälzpumpe	Pelletlager + Fördereinrichtung
rechn. Nutzungsdauer [a]	50	25	10	20
Aufw. f. Instandsetzung [%/a]	2	1	2	3
Aufw. f. Wartung/Inspekt. [%/a]	1	0,5	1	2
Aufw. f. Bedienung [h/a]	0	0	0	10
Anmerkung			bei WP abgezogen	

	Kellerfläche	Gasanschluss	Trinkwassersp.
rechn. Nutzungsdauer [a]	50	40	20
Aufw. f. Instandsetzung [%]	1	1	1
Aufw. f. Wartung/Inspekt. [%/a]	1	0,5	1
Aufw. f. Bedienung [h/a]	0	0	0
Anmerkung		Annahme	Puffersp. + FWM

Da der Brennwert-Ölkessel in der Tabelle der VDI 2067 (2012) nicht angeführt ist, wurden hier die Werte für den „Spezialkessel für Öl- und Gasfeuerung, unter 120 kW“ verwendet. Für die Position Pufferspeicher und Frischwassermodul wurden ebenfalls keine Werte gefunden und deshalb die gleichen Werte wie für den Trinkwasserspeicher herangezogen. Beim Gasanschluss ergab sich das gleiche Problem, weshalb hier Werte angenommen wurden. Die rechnerische Nutzungsdauer wurde mit der doppelten des Brennwert-Gaskessels angenommen. Die Werte für Instandsetzung, Wartung und Inspektion wurden niedrig angenommen.

Da die Umwälzpumpe bei den Wärmepumpen im Preis bereits enthalten war und bei den Kesseln nicht, wurde der Preis für die Umwälzpumpe vom Preis der Wärmepumpe abgezogen. Die Kostenpositionen der einzelnen Systeme sind in Tabelle 3-10 angeführt.

Tabelle 3-10: Kostenpositionen der einzelnen Wärmeerzeugersysteme

Sole/Wasser-Wärmepumpe	Pelletkessel
Wärmepumpe + Zubehör Erdwärmesonde + Tiefenbohrung Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister) Umwälzpumpe Montage	Pelletkessel + Zubehör Pelletlager + Fördereinrichtung Pufferspeicher + Frischwassermöbel Umwälzpumpe Kellerfläche Montage
Luft/Wasser-Wärmepumpe	Gas-Brennwertkessel
Wärmepumpe + Zubehör Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister) Umwälzpumpe Montage	Brennwert-Gaskessel + Zubehör Gasanschluss Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister) Umwälzpumpe Montage
	Öl-Brennwertkessel
	Brennwert-Ölkessel + Zubehör Öltank Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister) Umwälzpumpe Kellerfläche Montage

Im Berechnungsbeispiel der VDI 2067 (2012) wurden Investitionen, deren rechnerische Nutzungsdauer T_N genau dem Betrachtungszeitraum T entsprach nicht erneuert. In den Berechnungsblättern im Anhang jedoch schon, was jedoch aufgrund des vollständigen Abzuges dieser Neuanschaffung durch den Restwert rechnerisch keinen Unterschied macht. Umsatzsteuern (Steuersatz 20 %) wurde nicht unter sonstige Kosten ermittelt, sondern, aufgrund der höheren Relevanz für Privatpersonen, zu jeder Annuität der vier verschiedenen Kostenarten gesondert aufgeschlagen. Deshalb wurde für die sonstigen Kosten nur eine Kostenposition für Versicherungskosten veranschlagt. Die Berechnung des Restwertes ist im Anhang A ersichtlich.

Bei den verbrauchsgebundenen Kosten wurde der Energiebedarf der verschiedenen Heizsysteme mit den jeweiligen Energiepreisen berechnet. Der Strombedarf der Kessel wurde mit dem ermittelten Preis für Strom gemäß Tabelle 3-8 bewertet.

Die betriebsgebundenen Kosten durch die Bedienung wurden nicht berücksichtigt, da keine direkten Kosten für die Anlagenbetreiber entstehen. Für die Reinigung des Schornsteins durch den Rauchfangkehrer wurden 55 €/a (exkl. USt) angenommen. Die Preissteigerung für Ersatzinvestitionen richtet sich nach der Inflation. Der Barwertfaktor b_{IN} für Wartung, Inspektion und Instandhaltung nach dem Tariflohnindex. Der Barwertfaktor für betriebsgebundene Kosten b_B ebenso. Der Barwertfaktor für sonstige Kosten b_S richtet sich nach der Inflation.

Da keine Erlöse anfallen wurde dieser Punkt nur der Vollständigkeit halber im Berechnungsleitfaden im Anhang angeführt. Weil keine Einnahmen mit der Heizungsanlage in einem privaten Einfamilienhaus verbunden sind, sollte die Gesamtannuität, so gering wie möglich sein. Es sei an dieser Stelle nochmals darauf hingewiesen, dass keine Förderungen berücksichtigt wurden.

3.2.4 Ergebnisse

In den Abbildungen Abbildung 3-13 bis Abbildung 3-15, für die drei Gebäudetypen, sind die Annuitäten der verschiedenen Systeme, aufgeschlüsselt nach den verschiedenen Kostenarten gemäß VDI 2067, gegenübergestellt.

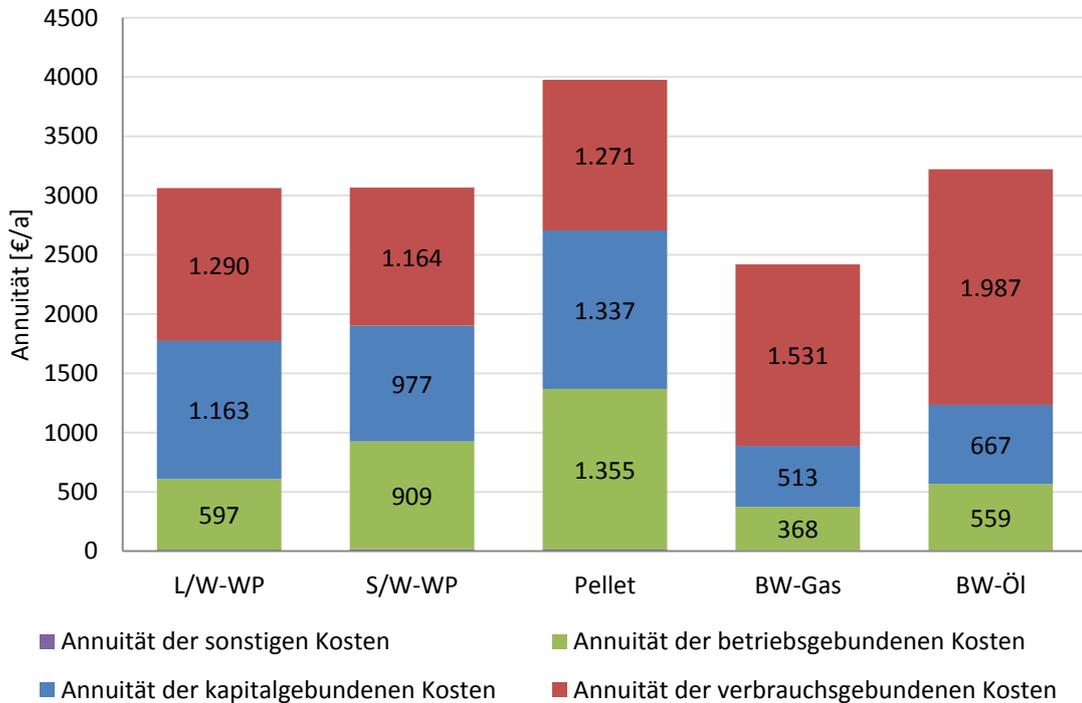


Abbildung 3-12: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger, in Anlehnung an die VDI 2067, für das Gebäude EFH100.

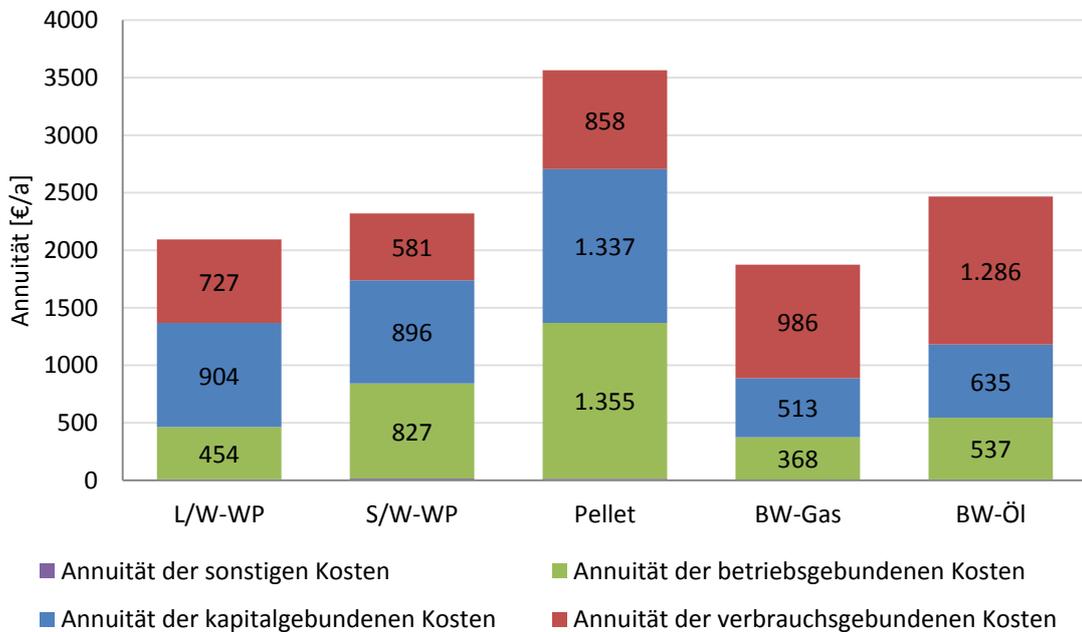


Abbildung 3-13: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger, in Anlehnung an die VDI 2067, für das Gebäude EFH60.

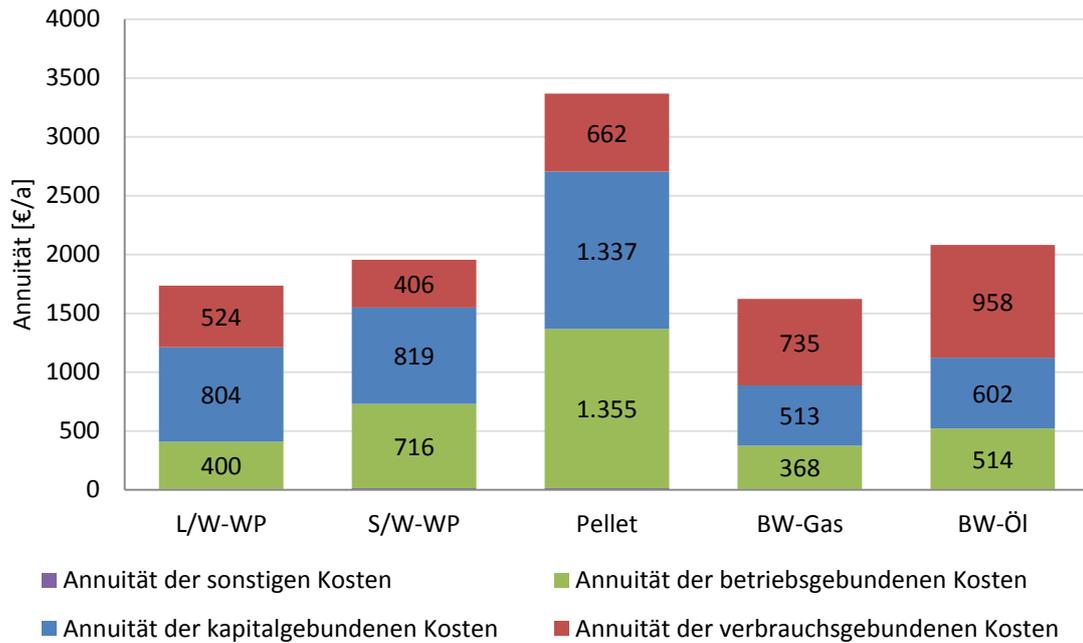


Abbildung 3-14: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger, in Anlehnung an die VDI 2067, für das Gebäude EFH40.

Der Gaskessel schneidet überall am besten ab und stellt das kostengünstigste System dar und das obwohl er nach der Ölheizung die höchste Annuität für den Brennstoff aufweist. Danach kommen die Wärmepumpen, wobei die Sole/Wasser-Wärmepumpe nur bei dem Gebäude EFH100 gleich teuer abschneidet, ansonsten stellt die Luft/Wasser-Wärmepumpe das günstigere System dar. Der Ölkessel ist gegenüber der Erdreich-Wärmepumpe etwas teurer. Und der Pelletkessel stellt das teuerste System dar.

Im Gegensatz zu den anderen Kesseln, wo die Wirkungsgrade von den Herstellern herangezogen wurden, wurde beim Pelletkessel auf die Prüfergebnisse des BLT Wieselburg zurückgegriffen, wobei hier die Wirkungsgrade der Kessel der letzten 15 Jahre gemittelt wurden. Die Hersteller von Pelletkesseln geben für ihre aktuellen Produkte 2 bis 3 % höhere Wirkungsgrade an (95-96 %). Wenn man die Pellets auch noch trocknen lässt, kann der Heizwert nach den Testergebnissen der Verbraucherzentrale Südtirol (2013) um 8 % gesteigert werden.

Würde man diese Umstände berücksichtigen, würde der Pelletkessel trotzdem das teuerste System darstellen, da die Brennstoffkosten ohnehin nicht den größten Brocken der Annuität ausmachen, da die Preise für Pellets sehr günstig sind (siehe Tabelle 3-8). Den überwiegenden Anteil machen die Annuität der Kapitalkosten und der betriebsgebundenen Kosten aus. Der Pelletkessel weist nach der VDI 2067 jährlich 6 % seiner Anschaffungskosten für Wartung, Inspektion und Instandhaltung auf und jährlich 5 % für das Pelletlager und die Pelletförderung. Im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren betragen die betriebsgebundenen Kosten, Wartung, Inspektion und Instandhaltung unter Vernachlässigung von Kalkulationszinssatz und Inflation 120 % des Anschaffungspreises des Kessels und 100 % der Investitionskosten des Pelletlagers und der Fördereinrichtung. Für die Sonde, welche bei der Erdreich-Wärmepumpe einen Großteil der Investitionskosten ausmachen, fallen jährlich 3 % an, was in 20 Jahren immerhin noch 60 % der Anschaffungskosten ergibt.

Vernachlässigt man die Wartungs-, Inspektions- und Instandhaltungskosten, bis auf den Rauchfangkehrer bei den Kesseln, ergibt sich ein anderes Bild (siehe Abbildung 3-15, Abbildung 3-16 und Abbildung 3-17). Für das Gebäude EFH100 stellt die Sole/Wasser-Wärmepumpe und der Gaskessel das kostengünstigste System dar. Für die Luft/Wasser-

3 Vergleich unterschiedlicher Wärmebereitstellungssysteme

Wärmepumpe ist die jährliche Annuität bereits um ca. 300 € höher. Der Pelletkessel und der Ölkessel veranschlagen wiederum jährlich ca. 300 € mehr als die Außenluft-Wärmepumpe.

Bei den Gebäuden EFH60 und EFH40 schneidet das Wärmebereitstellungssystem mit der Sole/Wasser-Wärmepumpe am günstigsten ab. Die Luft/Wasser-Wärmepumpe und der Gaskessel liegen knapp dahinter in etwa gleich auf. Der Ölkessel ist mit jährlichen Mehrkosten von ca. 300-400 € etwas abgeschlagen und der Pelletkessel mit jährlichen Mehrkosten von ca. 600-700 € mit Abstand am teuersten. Der Ölkessel weist ca. eine 300 €/a höhere Annuität aus und der Pelletkessel stellt mit einer um ca. 700€/a höheren Annuität das teuerste System dar.

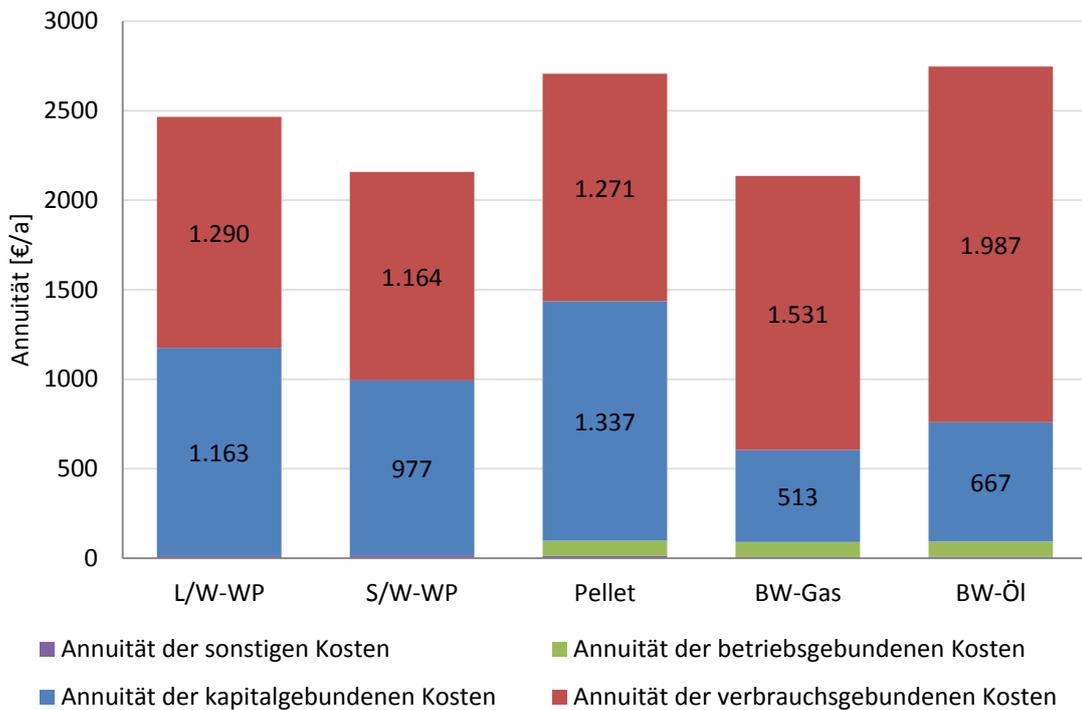


Abbildung 3-15: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger, ohne Instandsetzung, Wartung und Inspektion, für das Gebäude EFH100.

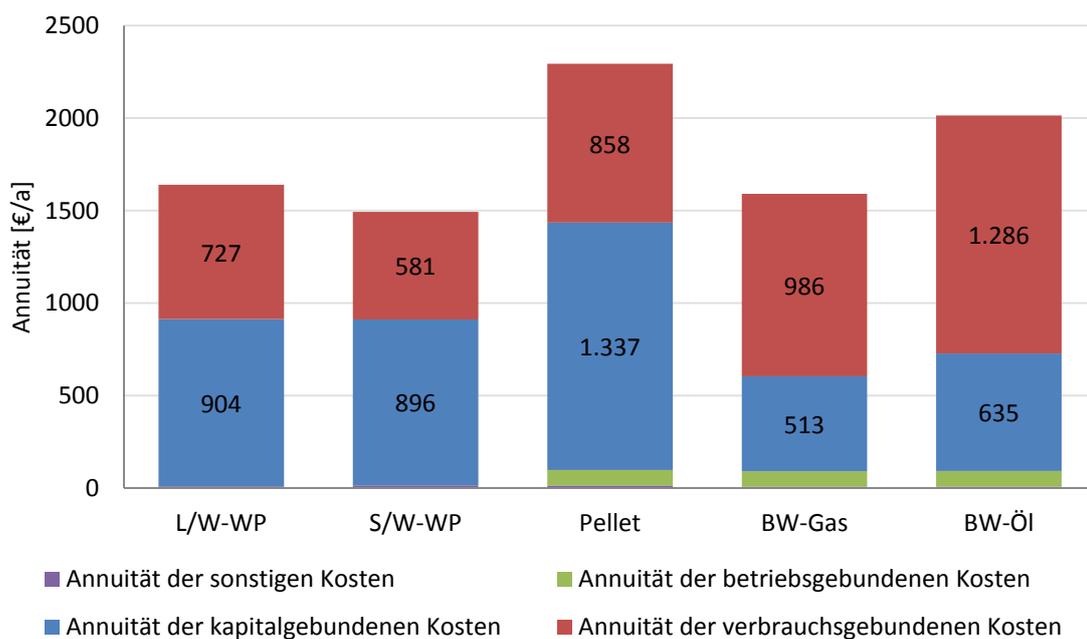


Abbildung 3-16: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger, ohne Instandsetzung, Wartung und Inspektion, für das Gebäude EFH60.

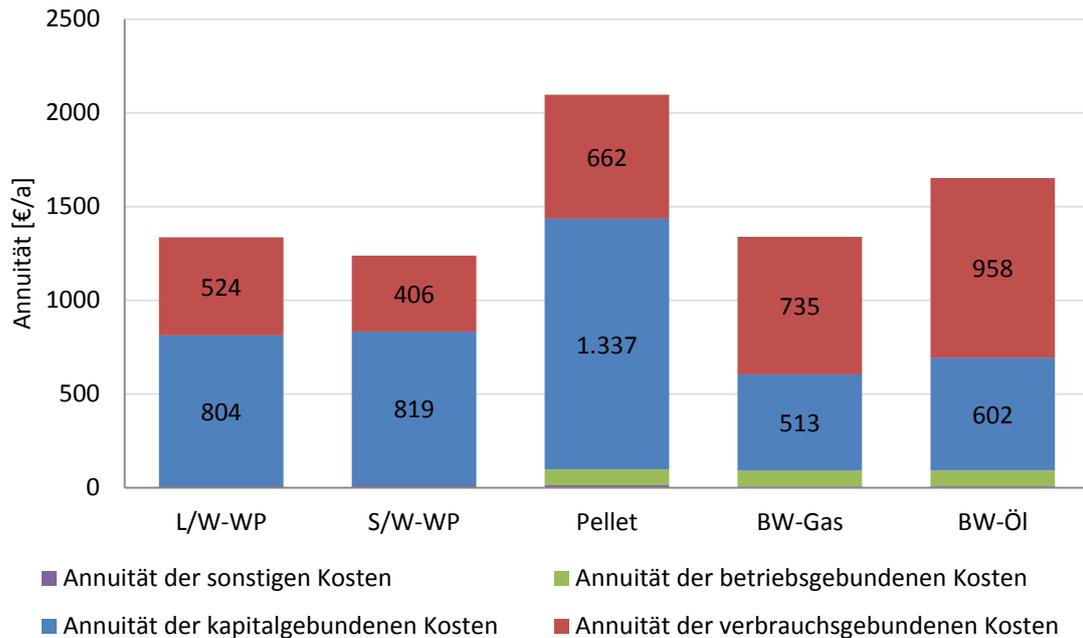


Abbildung 3-17: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger, ohne Instandsetzung, Wartung und Inspektion, für das Gebäude EFH40.

Der Grund für das gute Abschneiden der Sole/Wasser-Wärmepumpe liegt darin, dass die teure Sonde mit einer rechnerischen Nutzungsdauer von 50 Jahren (siehe Tabelle 3-9) in die Berechnung eingeht und nach 20 Jahren immer noch einen hohen Restwert aufweist, wodurch die Annuität der kapitalgebundenen Kosten denen der Luft/Wasser-Wärmepumpe entspricht, bis auf das Gebäude EFH100, für das die Sole/Wasser-Wärmepumpe eine geringere Annuität der kapitalgebundenen Kosten aufweist. Dies deshalb weil nach der Preisrecherche die Luft/Wasser-Wärmepumpen mit größerer Leistung im Preis stärker anstiegen als die Anschaffungskosten für die Sole/Wasser-Wärmepumpe.

Der Gaskessel schneidet trotz seiner hohen Brennstoffkosten überraschend gut ab, vor allem aufgrund der niedrigen Anschaffungskosten. Der Ölkessel weist im Vergleich höhere Anschaffungskosten aus, hat einen aufgrund des schlechteren Wirkungsgrads höheren Brennstoffverbrauch und höhere Brennstoffkosten, wodurch er eine deutlich höhere Annuität als der Gaskessel aufweist. Der Pelletkessel hat für alle Gebäudetypen die höchsten jährliche Annuität. Seine Anschaffungskosten sind am höchsten und der Brennstoffverbrauch ebenso (siehe Abbildung 3-7). Aufgrund der günstigen Brennstoffkosten für Pellets weist er jedoch im Vergleich zu den anderen beiden Kesseln die niedrigste Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten auf. In Bezug auf die Annuität scheint er nur für das Gebäude EFH100 eine wirtschaftlich darstellbare Alternative zu den anderen Wärmebereitstellungssystemen zu sein.

Während bei den Wärmepumpen für die unterschiedlichen Gebäudetypen unterschiedliche Geräte mit entsprechenden Leistungen benötigt werden, reichte bei den Kesseln das jeweils leistungsschwächste Gerät, der in der Preisrecherche berücksichtigten Hersteller, bereits aus, wodurch die Annuität der kapitalgebundenen Kosten für die Kessel über alle Gebäudetypen hinweg konstant blieben (außer für den Ölkessel, unterschiedlichen Kellerfläche für den Öltank).

Die Auswirkungen von Energiepreissteigerungen sind in Abbildung 3-18 dargestellt.

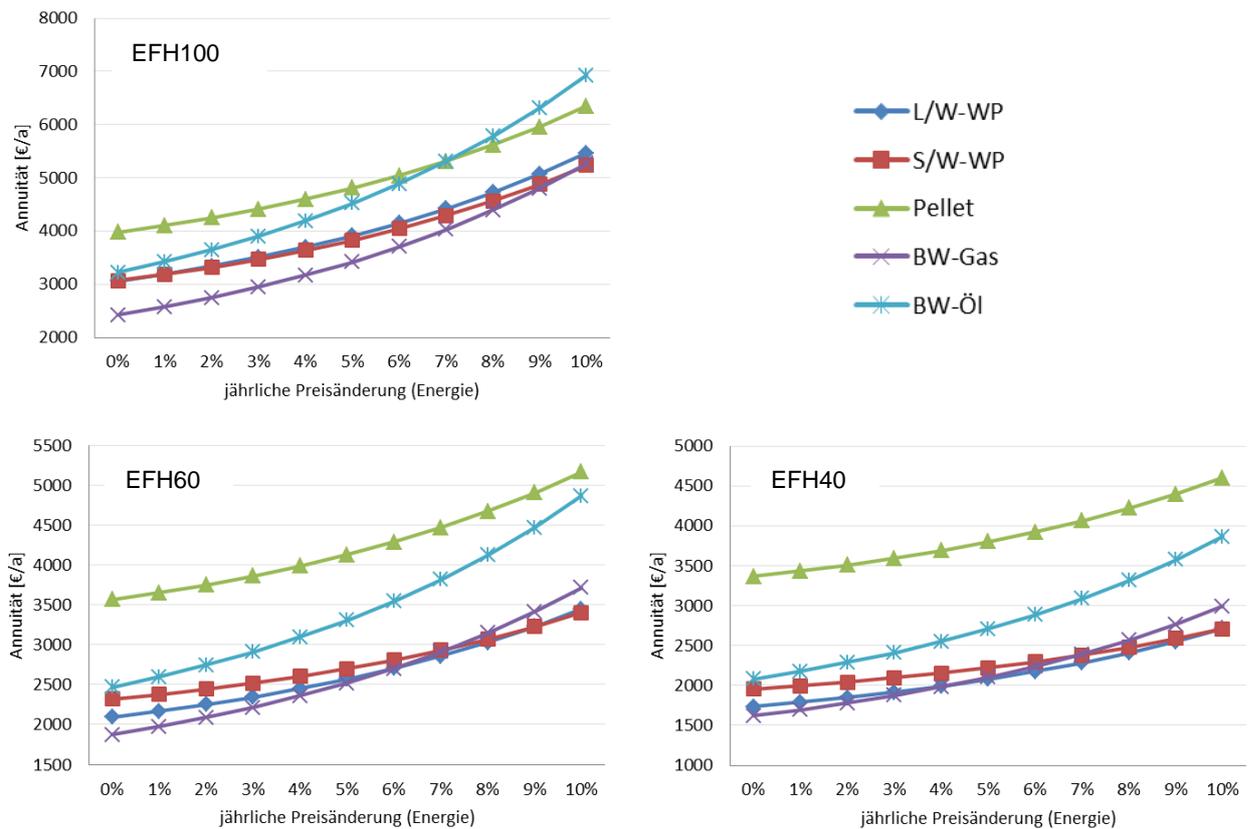


Abbildung 3-18: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger in Abhängigkeit der jährlichen Preissteigerung der Brennstoff- und Stromkosten für die drei verschiedenen Gebäude (links oben: EFH100, links unten: EFH60, rechts unten: EFH40).

Aus Abbildung 3-18 ist ersichtlich, dass vor allem die Wärmebereitstellungssysteme mit hohen verbrauchsgebundenen Kosten am stärksten von Energiepreissteigerungen betroffen sind. Der Gaskessel weist jedoch erst bei hohen Preisänderungsraten (EFH40: 4 %, EFH60: 6 %, EFH100: 10 %) eine höhere Annuität als die Wärmepumpen auf. Die Annuität der Sole/Wasser-Wärmepumpe steigt mit steigenden Preisänderungsraten weniger stark an als die Annuität der Luft/Wasser-Wärmepumpe, aufgrund der geringeren verbrauchsgebundenen Kosten der Sole/Wasser-Wärmepumpe, wovon sie vor allem bei dem Gebäude EFH100 profitiert, da sie hier ohne Preissteigerung die gleiche Annuität wie die Luft/Wasser-Wärmepumpe aufweist. Die Annuität des Ölkessels steigt aufgrund der höchsten verbrauchsgebundenen Kosten bei Preissteigerungen am stärksten an. Der Pelletkessel stellt das teuerste System dar, obwohl er die geringsten verbrauchsgebundenen Kosten aufweist. Aufgrund seiner hohen Investitionskosten und betriebsgebundenen Kosten ist er nur für das Gebäude EFH100 bei einer jährlichen Energiepreissteigerung von 7 % günstiger als der Ölkessel.

Die Auswirkungen von Energiepreissteigerungen, ohne die Prozentsätze für Wartung, Inspektion und Instandhaltung, sind in Abbildung 3-19 ersichtlich.

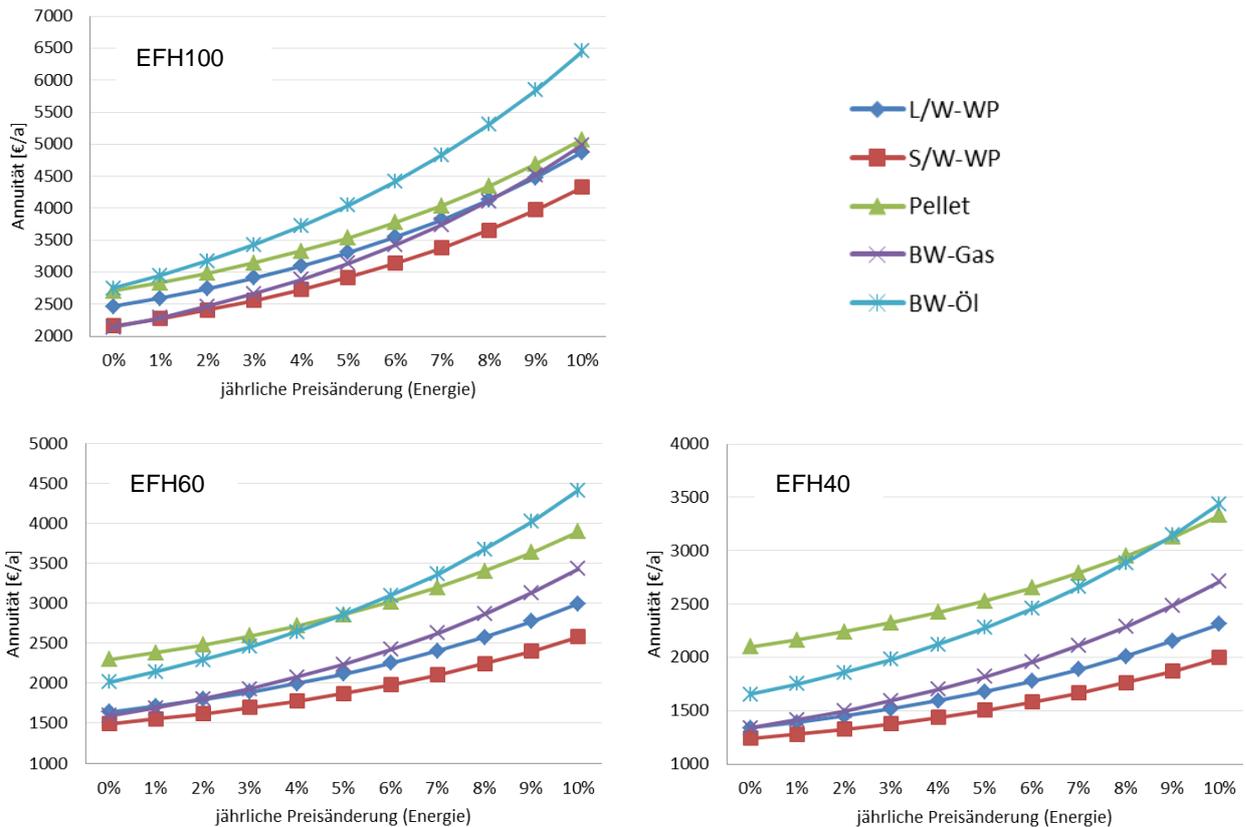


Abbildung 3-19: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger in Abhängigkeit der jährlichen Preissteigerung der Brennstoff- und Stromkosten, ohne Instandsetzung, Wartung und Inspektion, für die drei verschiedenen Gebäude (links oben: EFH100, links unten: EFH60, rechts unten: EFH40).

Bei den Gebäuden EFH40 bzw. EFH60 kann sich die Luft/Wasser-Wärmepumpe mit steigender Preisänderungsrate für die Energie immer mehr vom Gaskessel absetzen, während die anderen beiden Kessel deutlich teurer sind. Bei dem Gebäude EFH100 sind die Annuitäten für die unterschiedlichen Wärmebereitstellungssysteme viel enger beieinander. Der Gaskessel liegt zwischen den beiden Wärmepumpentypen. Erst bei sehr hohen Preisänderungsraten von jährlich über 8 % wird der Gaskessel in Anbetracht der Kosten im Vergleich zu den Wärmepumpen unattraktiver. Der Ölkessel weist die höchsten jährliche Annuität auf und der Pelletkessel ist relativ betrachtet bei steigenden Preisänderungsraten kaum teurer als der Gaskessel und die Luft/Wasser-Wärmepumpe.

Auch der Einfluss des Kalkulationszinssatzes wurde untersucht. Dieser ist in Abbildung 3-20 ersichtlich. In Abbildung 3-21 ist der Einfluss des Kalkulationszinssatzes ohne die Prozentsätze für Wartung, Instandhaltung und Inspektion dargestellt.

Die jährlichen Kosten steigen vor allem für die Wärmebereitstellungssysteme mit hohen Anfangsinvestitionen stark an. Das betrifft den Pelletkessel und vor allem die Sole/Wasser-Wärmepumpe mit den hohen Investitionskosten für die Sonde, deren Restwert nach 20 Jahren aufgrund des Kalkulationszinssatzes viel geringer ausfällt. Dies lässt darauf schließen, dass eine Investition in ein günstigeres Heizsystem (niedrige Investitionskosten) bei einer rentablen Alternativinvestition (mit dem eingesparten Geld) möglicherweise günstiger ist.

3 Vergleich unterschiedlicher Wärmebereitstellungssysteme

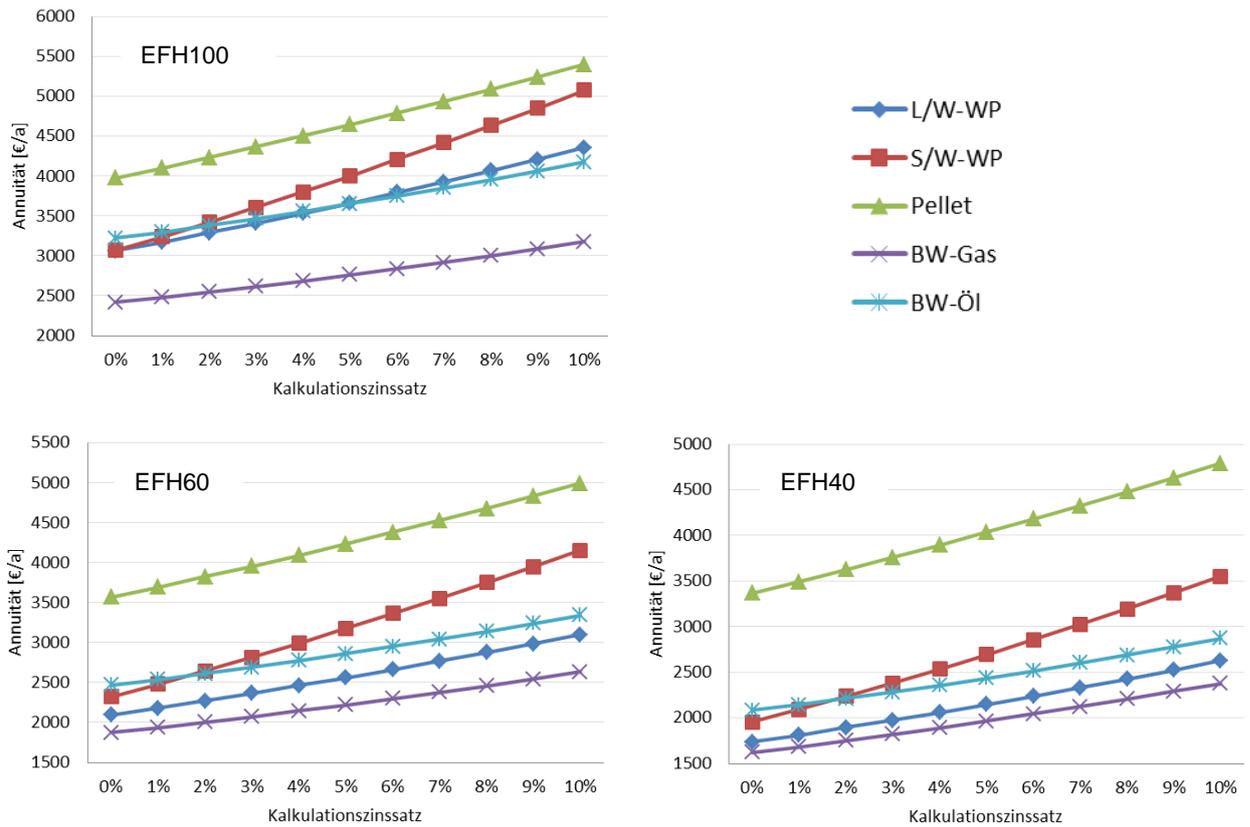


Abbildung 3-20: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger in Abhängigkeit des Kalkulationszinssatzes für die drei verschiedenen Gebäude (links oben: EFH100, links unten: EFH60, rechts unten: EFH40).

3 Vergleich unterschiedlicher Wärmebereitstellungssysteme

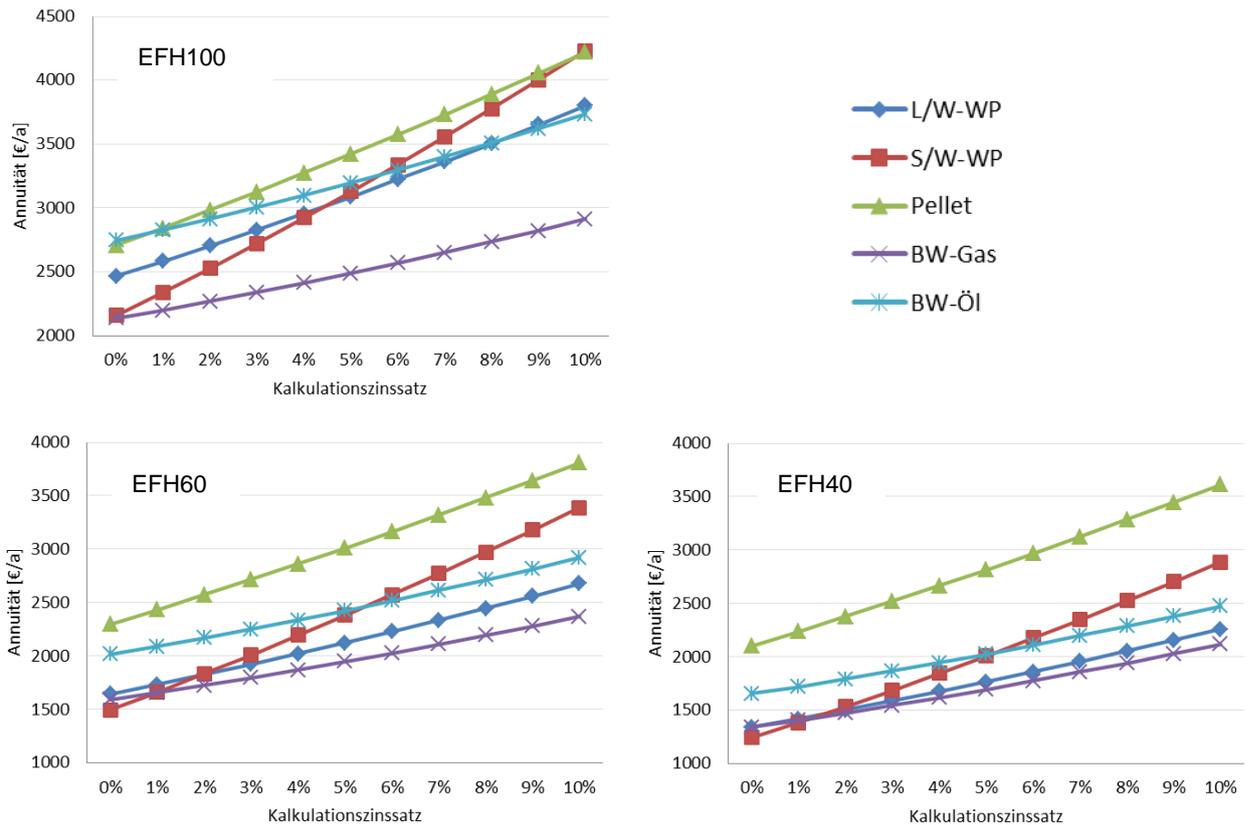


Abbildung 3-21: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger in Abhängigkeit des Kalkulationszinssatzes, ohne Instandsetzung, Wartung und Inspektion, für die drei verschiedenen Gebäude (links oben: EFH100, links unten: EFH60, rechts unten: EFH40).

Des Weiteren wurden auch Preisänderungen einzelner Komponenten betrachtet. Diese Komponenten waren die Wärmepumpen und die Kessel. Außerdem wurden noch Schwankungen der Investitionskosten der Erdwärmesonde + Tiefenbohrung (S/W-WP S&B) und des Pelletlagers + Fördereinrichtung (Pellet Lager) berücksichtigt. Die Auswirkungen dieser Preisänderungen sind in Abbildung 3-22 zu sehen. In Abbildung 3-23 ist die relative Änderung der Annuität ersichtlich. In Abbildung 3-24 und Abbildung 3-25 ebenfalls, jedoch ohne die Prozentsätze für Wartung, Instandhaltung und Inspektion. Eine „relative Annuität“ von 100 % entspricht der absoluten Annuität (Abbildung 3-22) bei 0 % Preisänderung der betrachteten Komponente.

3 Vergleich unterschiedlicher Wärmebereitstellungssysteme

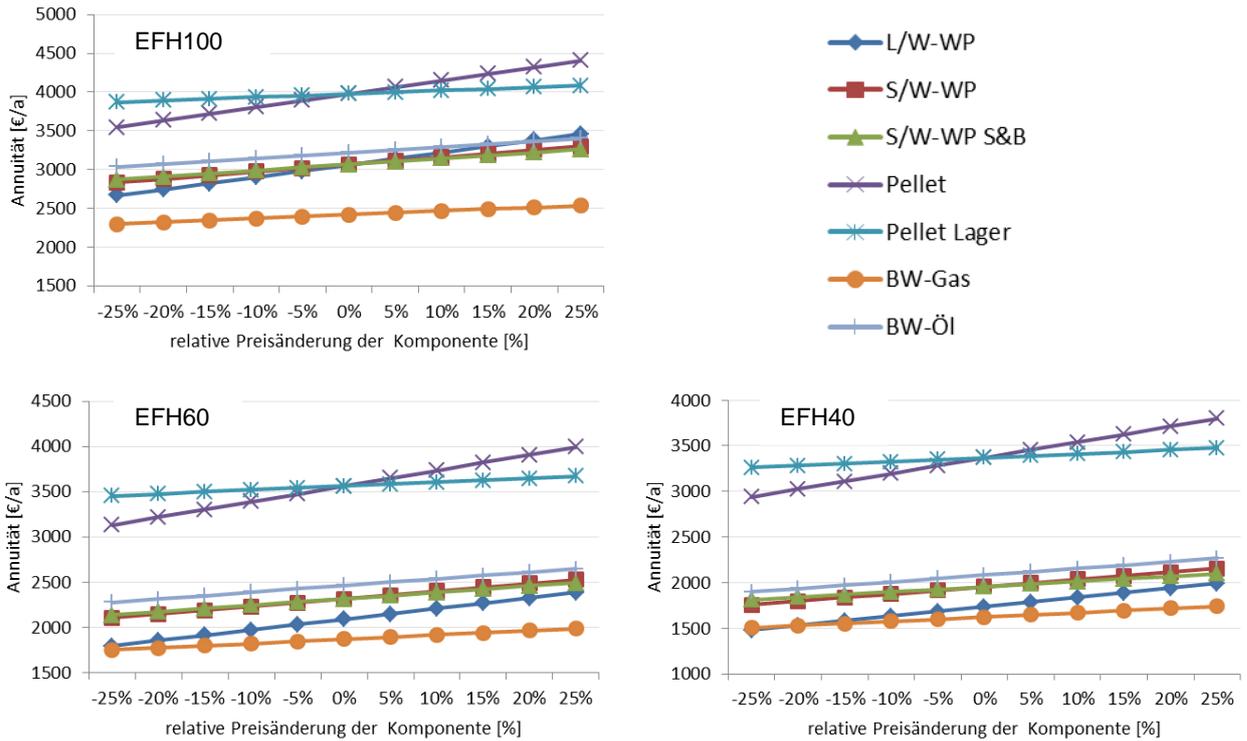


Abbildung 3-22: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger in Abhängigkeit von Preisänderungen einzelner Kostenpositionen für die drei verschiedenen Gebäude (links oben: EFH100, links unten: EFH60, rechts unten: EFH40).

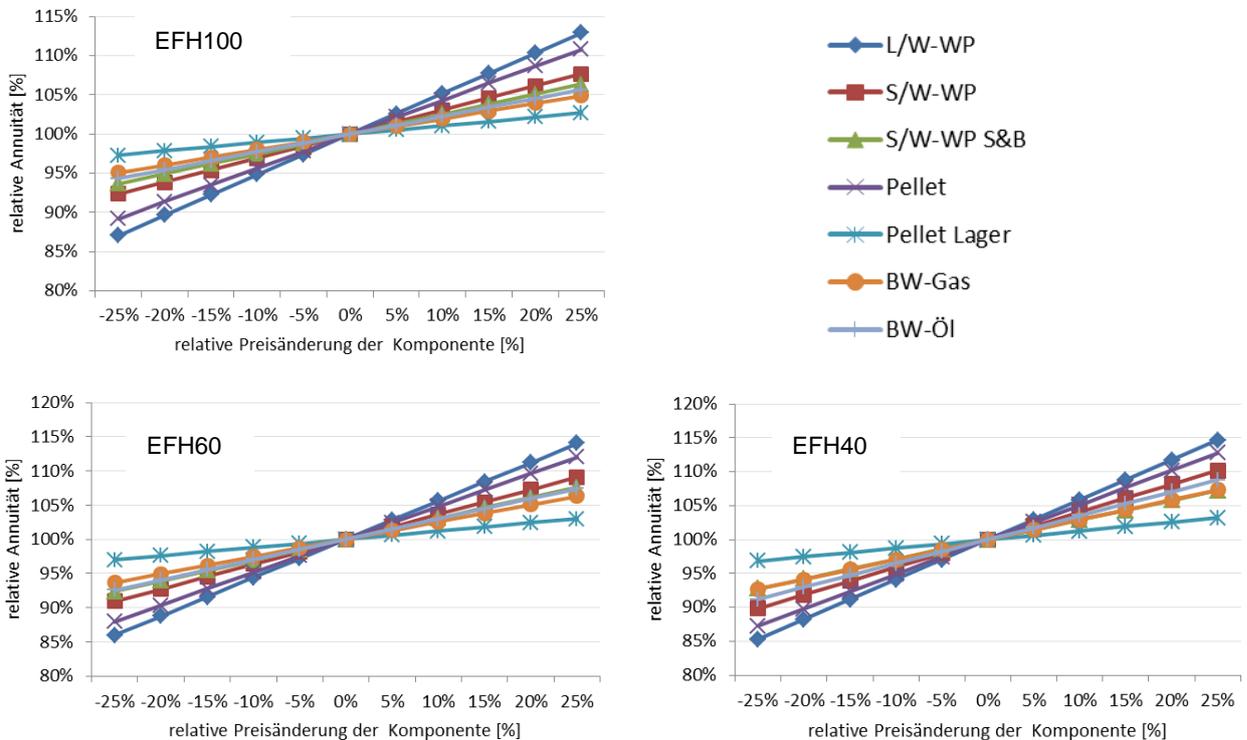


Abbildung 3-23: Relative Änderung der Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger in Abhängigkeit von Preisänderungen einzelner Kostenpositionen für die drei verschiedenen Gebäude (links oben: EFH100, links unten: EFH60, rechts unten: EFH40).

3 Vergleich unterschiedlicher Wärmebereitstellungssysteme

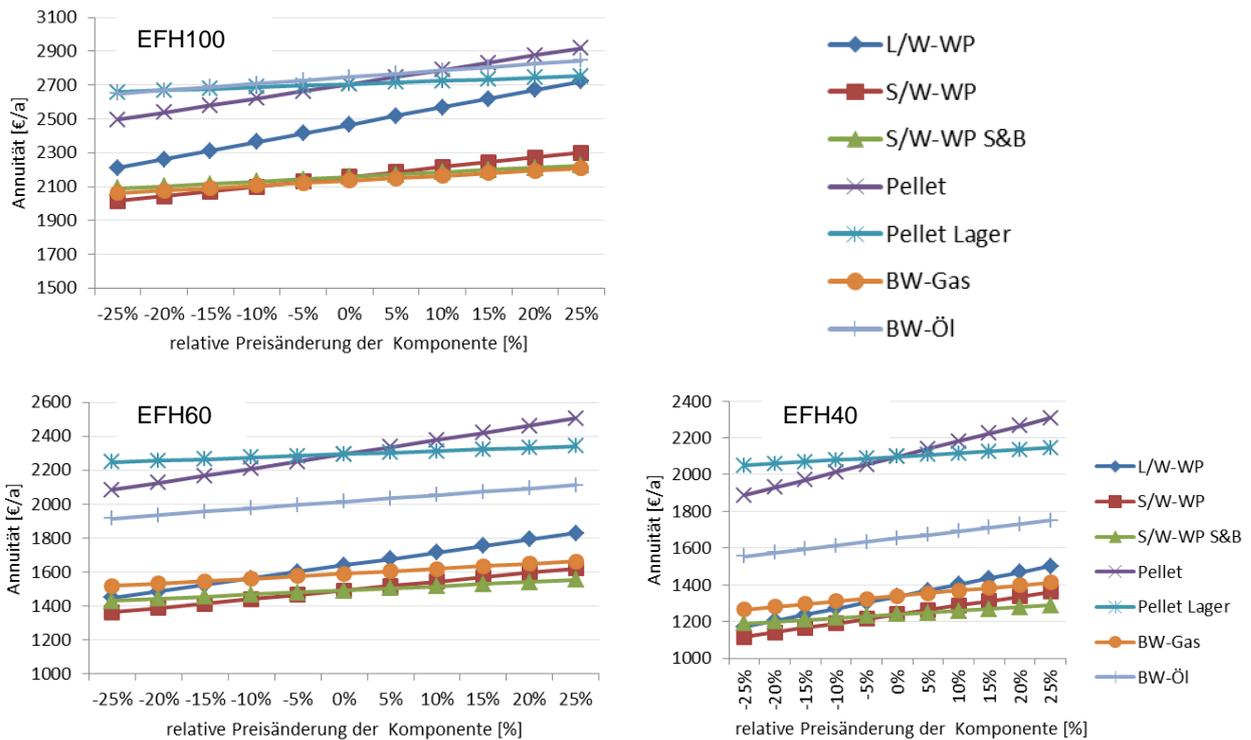


Abbildung 3-24: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger in Abhängigkeit von Preisänderungen einzelner Kostenpositionen, ohne Instandsetzung, Wartung und Inspektion, für die drei verschiedenen Gebäude (links oben: EFH100, links unten: EFH60, rechts unten: EFH40).

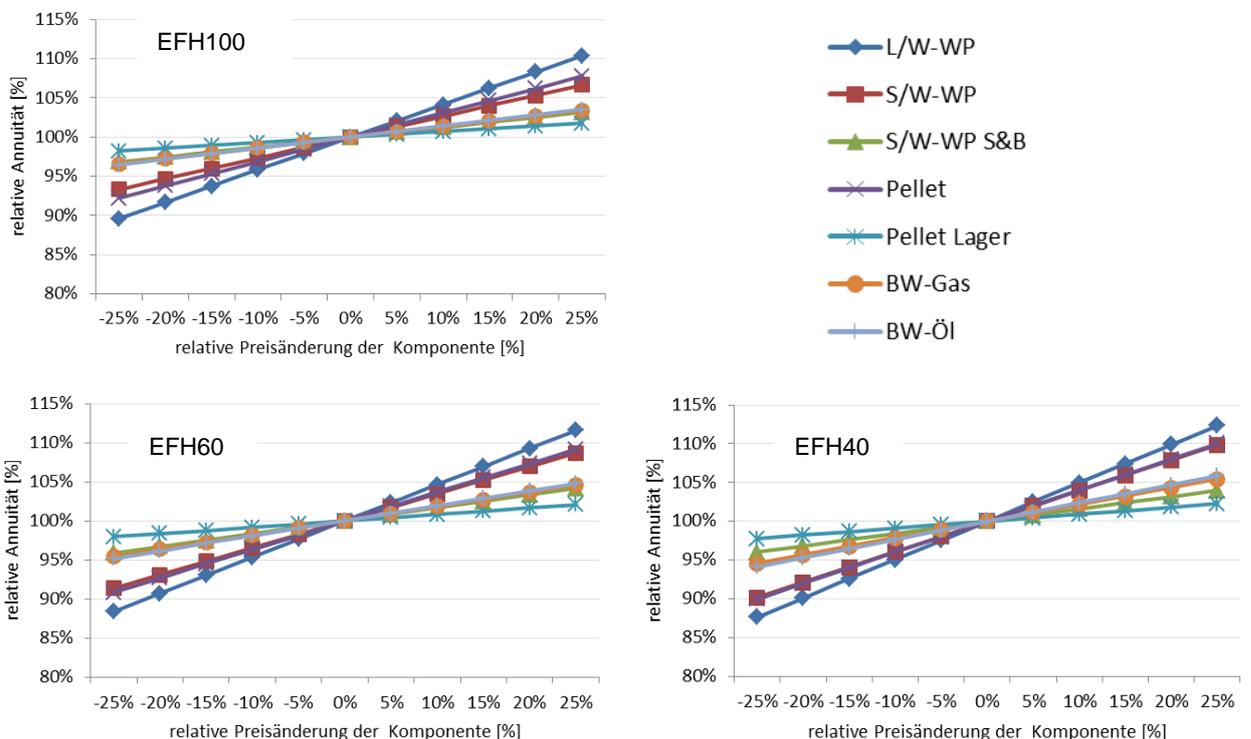


Abbildung 3-25: Relative Änderung der Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger in Abhängigkeit von Preisänderungen einzelner Kostenpositionen, ohne Instandsetzung, Wartung und Inspektion, für die drei verschiedenen Gebäude (links oben: EFH100, links unten: EFH60, rechts unten: EFH40).

Es zeigt sich eine lineare Abhängigkeit der Annuität von der Preisänderung einzelner Komponenten. Je höher die Anfangsinvestition desto stärker die Auswirkung von Preisänderungen auf die Annuität. So ist die Annuität vor allem durch Preisänderungen von der

3 Vergleich unterschiedlicher Wärmebereitstellungssysteme

Luft/Wasser-Wärmepumpe, des Pelletkessels oder der Sole/Wasser-Wärmepumpe stärker betroffen. Eine Preisänderung der „Sonde + Tiefenbohrung“ hat aufgrund des hohen Restwertes einen geringeren Einfluss.

Wie Änderungen des Brennstoff- und Stromverbrauchs die Annuität beeinflussen ist in Abbildung 3-26 und Abbildung 3-27 (ohne Instandsetzung, Wartung und Inspektion) ersichtlich. Vor allem die Systeme mit hohen verbrauchsgebundenen Kosten (Gaskessel, Ölkessel) sind von Änderungen des Brennstoff- und Stromverbrauchs stärker betroffen.

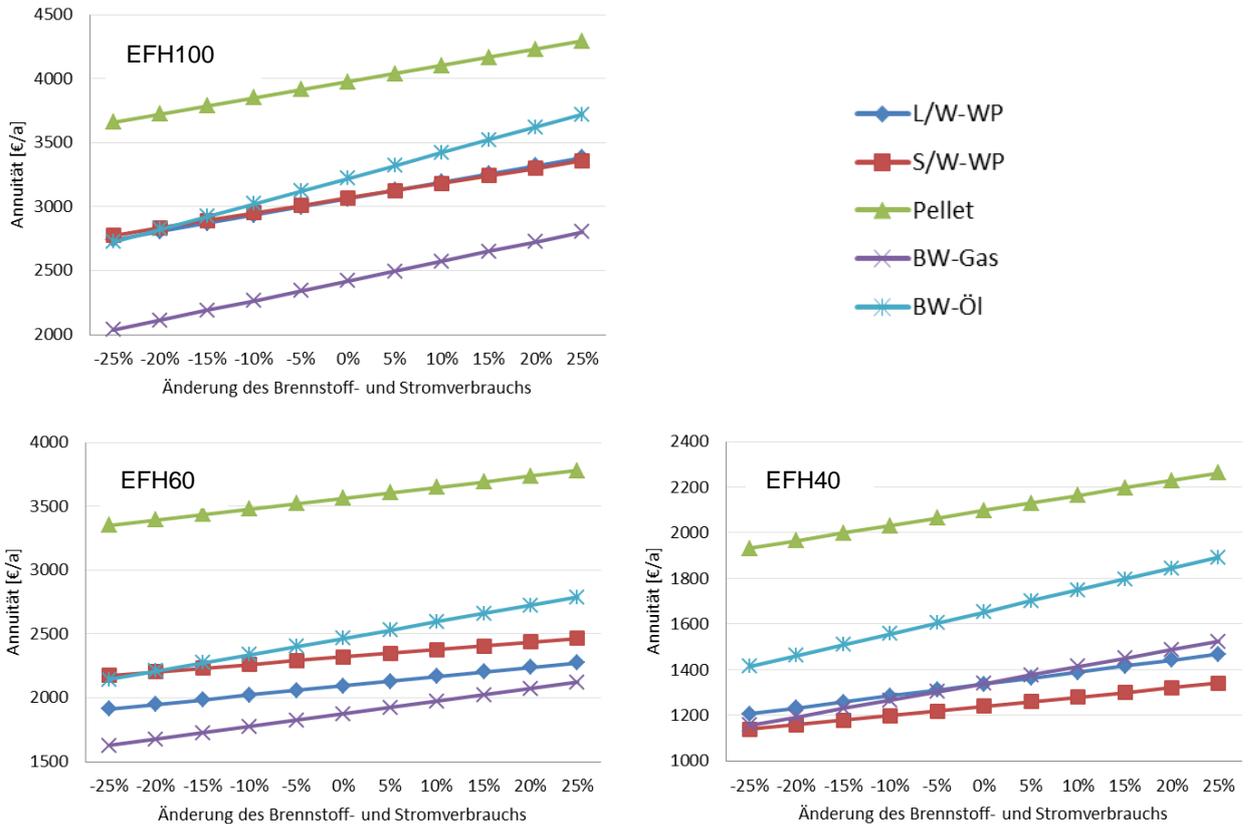


Abbildung 3-26: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger in Abhängigkeit von Änderungen des Brennstoff- und Stromverbrauchs für die drei verschiedenen Gebäude (links oben: EFH100, links unten: EFH60, rechts unten: EFH40).

3 Vergleich unterschiedlicher Wärmebereitstellungssysteme

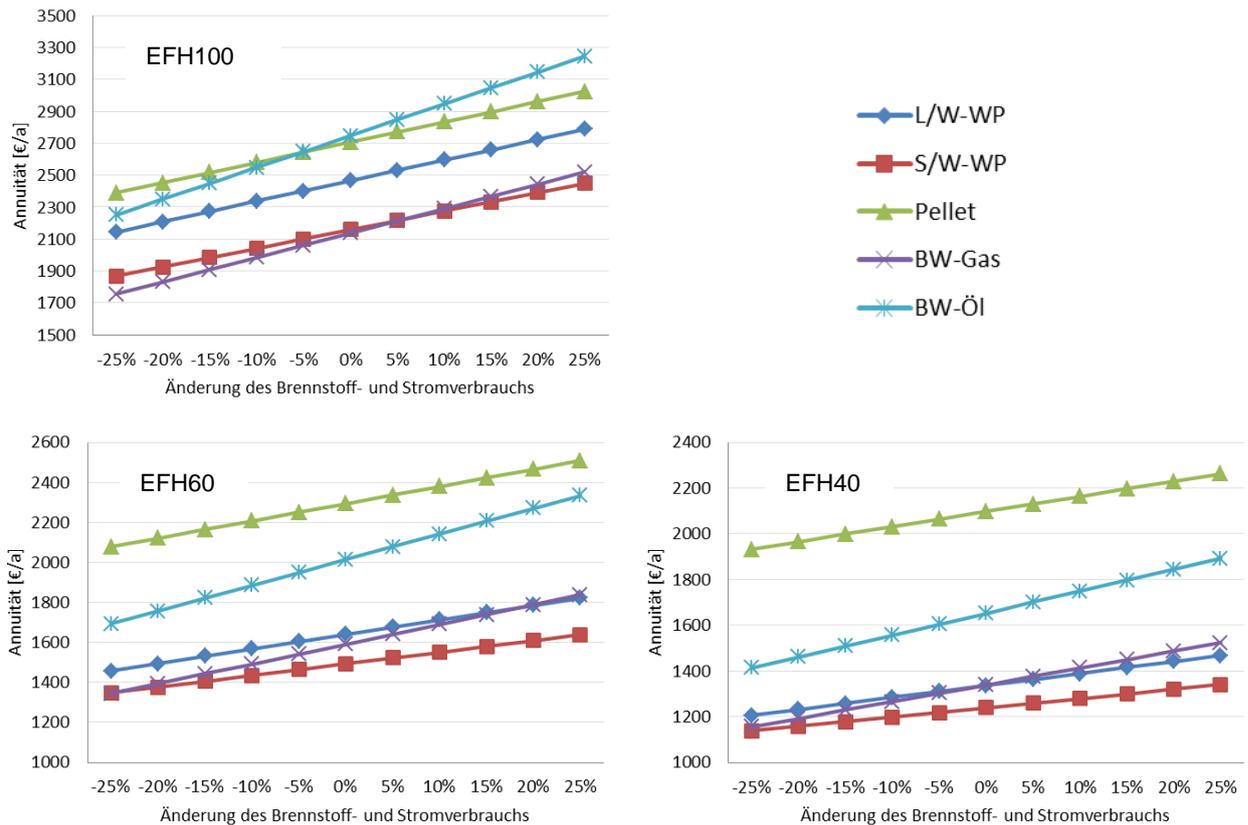


Abbildung 3-27: Annuitäten der verschiedenen Wärmeerzeuger in Abhängigkeit von Änderungen des Brennstoff- und Stromverbrauchs, ohne Instandsetzung, Wartung und Inspektion, für die drei verschiedenen Gebäude (links oben: EFH100, links unten: EFH60, rechts unten: EFH40).

Abschließend kann gesagt werden, dass die kapitalgebundenen Kosten einen großen Teil der jährlichen Annuität ausmachen und günstige Wärmebereitstellungssysteme wie der Gaskessel trotz höherer verbrauchsgebundener Kosten attraktiv sind. Dass dies nicht nur auf Gebäude mit niedrigem spezifischem Heizwärmebedarf zutrifft, liegt auch an der schlechteren Effizienz von Wärmepumpen bei Gebäuden mit höherem spezifischem Heizwärmebedarf und den damit verbundenen höheren Vorlauftemperaturen, bei niedrigen Außenlufttemperaturen, im Wärmeabgabesystem.

3.3 Ökologischer Vergleich

Um die verschiedenen Heizsysteme ökologisch zu bewerten wurden Primärenergiefaktoren und CO₂-Faktoren verwendet. Der Primärenergiefaktor stellt das Verhältnis von Primärenergie zu Endenergie (Strom, Pellets, Heizöl, ...) dar. Dadurch soll der Energieeinsatz in vorgelagerten Prozessen des Energieträgers, wie Förderung, Verarbeitung und Transport, berücksichtigt werden. Der Primärenergiebedarf stellt den kumulierten Energiebedarf aus Endenergie und den zuvor genannten vorgelagerten Prozessen der Bereitstellung dar. Die CO₂-Faktoren sind das Verhältnis aus CO₂-Äquivalentemissionen zu Endenergie und berücksichtigen ebenfalls Emissionen aufgrund von Förderung, Verarbeitung und Transport.

Hier gibt es verschiedenste Quellen mit teils sehr unterschiedlichen Faktoren. Im Rahmen dieser Arbeit wurde auf die Faktoren des Österreichischen Instituts für Bautechnik (2011), Richtlinie 6 zurückgegriffen (siehe Tabelle 3-11). Der Primärenergiefaktor wird in einen erneuerbaren ($f_{PE,ern.}$) und einen nicht erneuerbaren Anteil ($f_{PE,n.ern.}$) zerlegt. Der erneuerbare Anteil steht für den Primärenergieanteil aus erneuerbaren (nachwachsenden) Rohstoffen, während der nicht erneuerbare Anteil Primärenergie aus fossilen Rohstoffen darstellt. Z.B. hat Biomasse einen Primärenergiefaktor von 1,08, mit einem erneuerbaren Anteil von 1,02 und einen nicht erneuerbaren Anteil von 0,06. Die 2 % des erneuerbaren Anteils, welche in der Endenergie fehlen könnten Ausschuss bei der Produktion darstellen und die 6 % des nicht erneuerbaren Anteils fossile Energie für Transport und Trocknung. Um die Primärenergie bzw. den CO₂-Äquivalentausstoß zu erhalten wird die im energetischen Vergleich ermittelte Endenergie mit den jeweiligen Faktoren für Primärenergie (f_{PE}) und CO₂ (f_{CO_2}) multipliziert. Gas hat gegenüber Öl einen deutlich niedrigeren CO₂-Äquivalent-Faktor, was sich durch den höheren Wasserstoffanteil im Vergleich zum Kohlenstoff ergibt. Im Vergleich zu anderen Quellen (anderer Länder) schneidet vor allem der Strom besser ab, was vermutlich auf den höheren Stromanteil aus Wasserkraft (mit hohen Wirkungsgraden) in Österreich zurückzuführen ist.

Tabelle 3-11: Konversions- und CO₂-Faktoren des OIB. (Österreichisches Institut für Bautechnik, 2011)

Energieträger	f_{PE} [-]	$f_{PE,n.ern.}$ [-]	$f_{PE,ern.}$ [-]	f_{CO_2} [g/kWh]
Kohle	1,46	1,46	0,00	337
Heizöl	1,23	1,23	0,00	311
Erdgas	1,17	1,17	0,00	236
Biomasse	1,08	0,06	1,02	4
Strom (Österreich-Mix)	2,62	2,15	0,47	417

Während für den österreichischen Strom-Mix ein Primärenergiefaktor von 2,62 und ein CO₂-Faktor von 417 g/kWh angegeben wird, wird für Import-Strom ein Primärenergiefaktor von 3,49 und ein CO₂-Faktor von 640 g/kWh (siehe Tabelle 3-12) durch das Österreichische Institut für Bautechnik (2011) angegeben.

Tabelle 3-12: Konversions- und CO₂-Faktor für Import-Strom des OIB. (Österreichisches Institut für Bautechnik, 2011a)

Energieträger	f_{PE} [-]	$f_{PE,n.ern.}$ [-]	$f_{PE,ern.}$ [-]	f_{CO_2} [g/kWh]
Strom (Import-Mix)	3,49	3,43	0,06	640

Die Ergebnisse sieht man in den nachfolgenden Abbildungen für die drei unterschiedlichen Gebäude. Beim Primärenergiebedarf schneiden die Wärmepumpen am besten ab, wobei die Sole/Wasser-Wärmepumpe aufgrund der höheren Effizienz noch besser abschneidet, und das obwohl sie, aufgrund der Energiezufuhr nur durch Strom, den höchsten Primärenergiefaktor

aufweisen. Bei den Kesseln unterscheiden sich die Primärenergiefaktoren (Biomasse für Pellets, Erdgas und Heizöl) nicht sehr stark, wodurch sich ähnliche Verhältnisse wie beim Endenergiebedarf ergeben. Bei den CO₂-Äquivalent-Emissionen hat der Pelletkessel den mit Abstand geringsten Wert. Aufgrund des nachwachsenden Rohstoffes und der damit einhergehenden Bindung von CO₂ aus der Luft hat dieser kaum einen rechnerischen CO₂-Äquivalent-Ausstoß. Ansonsten weisen die Wärmepumpen, trotz des höchsten CO₂-Faktors für Strom, einen niedrigeren CO₂-Äquivalent-Ausstoß auf. Bei den Brennwertgeräten kann sich der Gaskessel nochmals vom Ölkessel aufgrund des besseren CO₂-Faktors (236 g/kWh gegenüber 311 g/kWh) weiter absetzen.

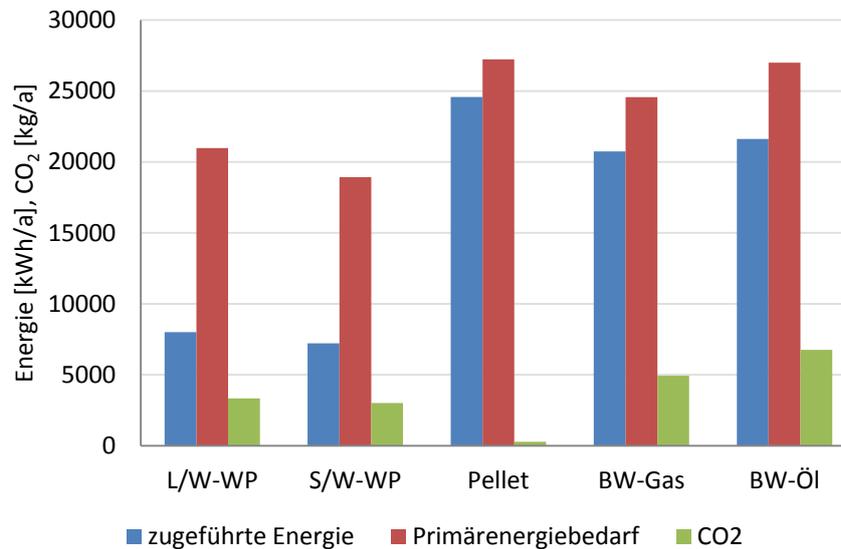


Abbildung 3-28: Primärenergiebedarf und CO₂-Ausstoß im Vergleich zum Brennstoff- und Stromverbrauch der verschiedenen Heizsysteme für das Gebäude EFH100.

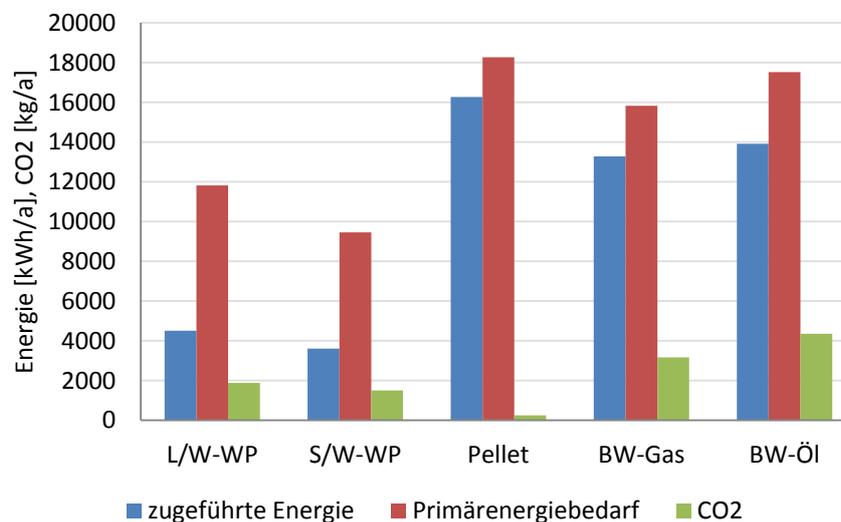


Abbildung 3-29: Primärenergiebedarf und CO₂-Ausstoß im Vergleich zum Brennstoff- und Stromverbrauch der verschiedenen Heizsysteme für das Gebäude EFH60.

3 Vergleich unterschiedlicher Wärmebereitstellungssysteme

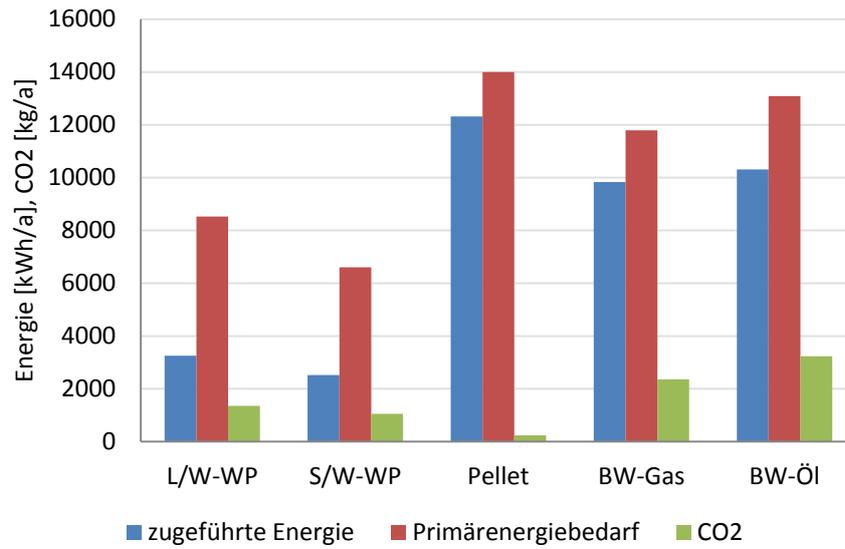


Abbildung 3-30: Primärenergiebedarf und CO₂-Ausstoß im Vergleich zum Brennstoff- und Stromverbrauch der verschiedenen Heizsysteme für das Gebäude EFH40.

4 MÖGLICHKEITEN ZUR EFFIZIENZSTEIGERUNG

An dieser Stelle sollen Möglichkeiten aufgezeigt werden, wie in Zukunft die Effizienz von Luft/Wasser-Wärmepumpen weiter gesteigert werden könnte.

4.1 Weiterentwicklung des einstufigen Wärmepumpenprozesses

Antonijevic et al. (2012) stellen in ihrer Arbeit verschiedene Wärmepumpenprozesse vor. Abbildung 4-1 zeigt zum Vergleich den bereits vorgestellten Wärmepumpenprozess. Wenn bei niedrigen Außenlufttemperaturen ein hoher Heizwärmebedarf und damit verbunden hohe Vorlauftemperaturen im Wärmeabgabesystem benötigt werden, steigt auch das Druckverhältnis des Kompressors an, was einen signifikanten Rückgang des isentropen Wirkungsgrades des Verdichters zur Folge hat. Durch eine zweistufige Verdichtung kann dieses Problem gemildert werden. Bei geringem Heizwärmebedarf und damit verbunden geringeren Vorlauftemperaturen im Wärmeabgabesystem können zweistufige Prozesse auch einstufig betrieben werden indem nur der Hochdruck- oder der Niederdruckverdichter betrieben wird.

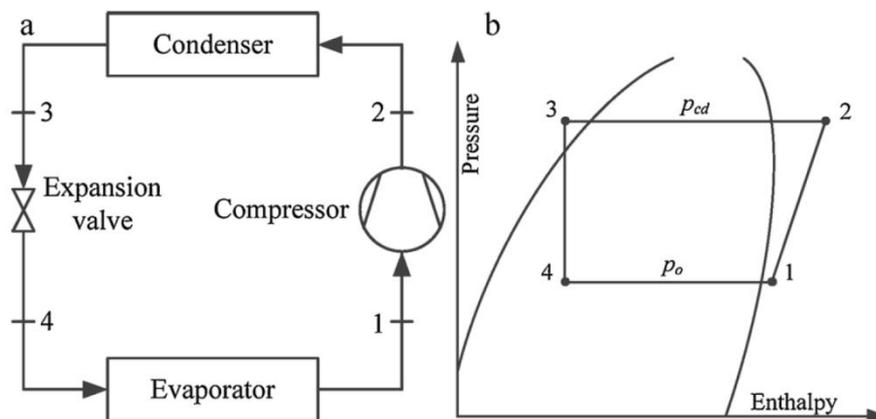


Abbildung 4-1: Einstufiger herkömmlicher Wärmepumpenprozess, (a) Schema und (b) log p/h-Diagramm. (Antonijevic et al., 2012)

Abbildung 4-2 zeigt einen Wärmepumpenprozess mit zweistufiger Verdichtung, wobei das Kältemittel zwischen Niederdruckverdichter (2) und Hochdruckverdichter (3) mittels eines externen Wärmetauschers zwischengekühlt wird. Diese Zwischenkühlung kann z.B. durch Frischwasser oder dem Wasser aus dem Rücklauf des Wärmeabgabesystems erfolgen, welches dann vorgewärmt zum Verdampfer kommt. Der Vorteil dieser Zwischenkühlung liegt darin, dass die zweite Verdichtungsstufe weniger Arbeit benötigt, um den gewünschten Druck zu erreichen als es bei zwei direkt hintereinandergeschalteten Verdichtern der Fall wäre. Außerdem ist die Verdichteraustrittstemperatur des Kältemittels aus dem zweiten Verdichter niedriger als es bei einer einstufigen Verdichtung der Fall wäre.

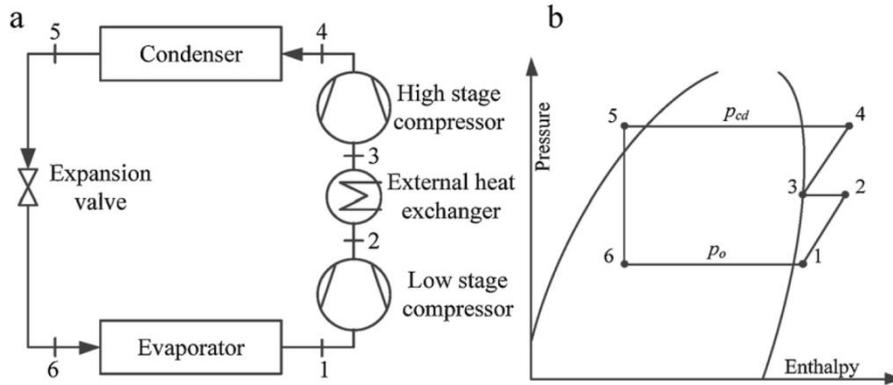


Abbildung 4-2: Zweistufiger Wärmepumpenprozess mit externer Zwischenkühlung, (a) Schema und (b) log p/h-Diagramm. (Antonijevic et al., 2012)

Abbildung 4-3 zeigt einen Wärmepumpenprozess mit Kältemittelspritzung. Ein kleiner Teil des Kältemittelstroms aus dem Kondensator (5) wird durch eine Drossel auf den Mitteldruck p_m entspannt (7) und mit dem Kältemittel aus der ersten Verdichterstufe (2) vermischt. Durch die Vermischung des größtenteils flüssigen Kältemittels mit dem überhitzten Kältemittel aus der ersten Verdichterstufe kommt es zur Abkühlung. Der Massenstrom des eingespritzten Kältemittels sollte so reguliert werden, dass das vermischte Kältemittel (3) idealerweise auf der Sattdampfkurve des p/h-Diagramms liegt.

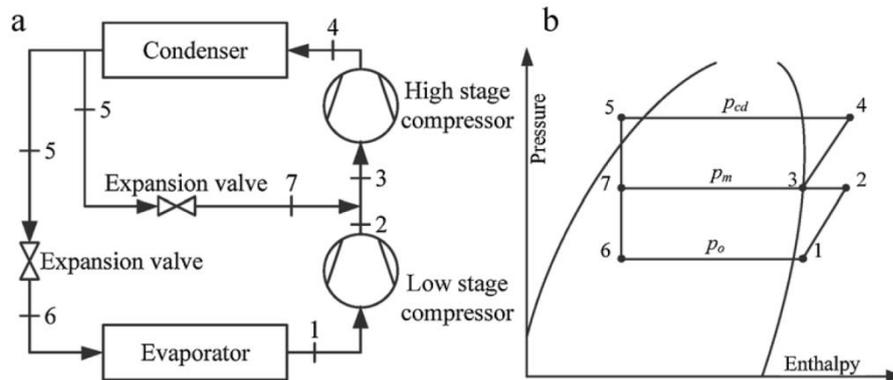


Abbildung 4-3: Zweistufiger Wärmepumpenprozess mit Kältemittelspritzung, (a) Schema und (b) log p/h-Diagramm. (Antonijevic et al., 2012)

Eine weitere Möglichkeit der Kältemittelspritzung ist in Abbildung 4-4 ersichtlich. Hier wird das unterkühlte Kältemittel aus dem Kondensator (5) bevor es im Expansionsventil entspannt wird weiter unterkühlt (6), wodurch die spezifische Enthalpiedifferenz im Verdampfer erhöht wird, was zu einer höheren Wärmeentzugsleistung des Massenstroms im Verdampfer führt.

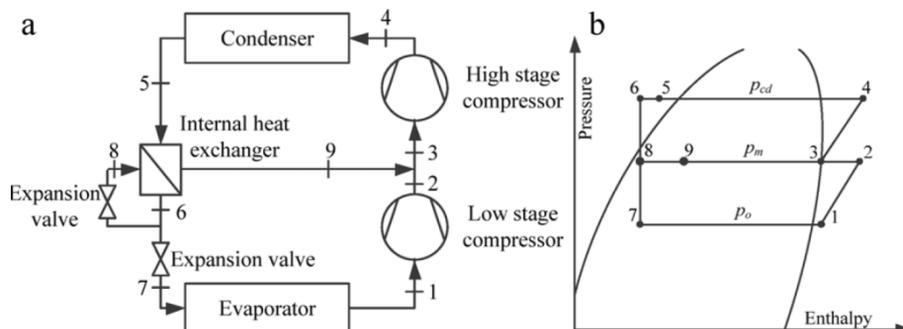


Abbildung 4-4: Zweistufiger Wärmepumpenprozess mit Kältemittelspritzung und internem Wärmetauscher, (a) Schema und (b) log p/h-Diagramm. (Antonijevic et al., 2012)

Erfolgt die Entspannung des Kältemittels in zwei Stufen und erfolgt die Trennung von flüssigem und gasförmigen Kältemittel nach dem ersten Expansionsventil (6) durch einen Sammler (Abbildung 4-5), kann man durch Mischung der gasförmigen Phase aus dem Sammler (9) mit dem überhitzten Kältemittel aus dem Niederdruckverdichter (2) die Temperatur vor dem Hochdruckverdichter (3) ebenfalls gesenkt werden.

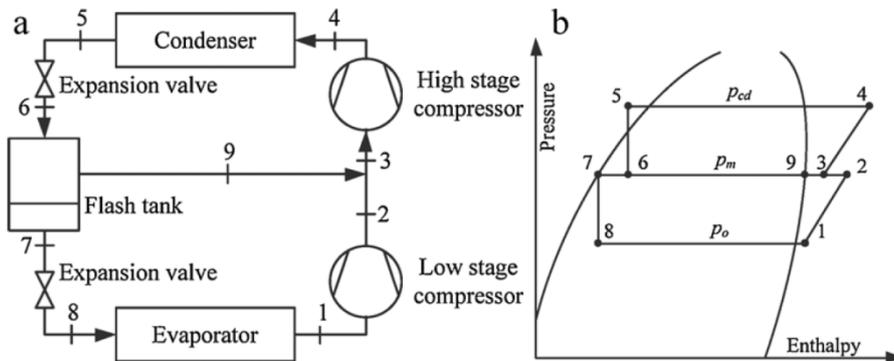


Abbildung 4-5: Zweistufiger Wärmepumpenprozess mit Kältemittelspritzung und Sammler, (a) Schema und (b) log p/h-Diagramm. (Antonijevic et al., 2012)

Eine weitere Möglichkeit zur Optimierung von Wärmepumpenprozessen zeigt Abbildung 4-6, einen zweistufigen Wärmepumpenprozess mit Kaskadenschaltung. Diese Abbildung zeigt zwei verschiedene miteinander gekoppelte Wärmepumpenprozesse, wobei der Kondensator der Niederdruckstufe als Verdampfer der Hochdruckstufe fungiert. Dadurch lassen sich die Nieder- und die Hochdruckstufe mit zwei verschiedenen Kältemitteln, bei deren optimalen Betriebsverhältnissen, betreiben. Nachteilig ist nach Antonijevic et al. (2012) die höhere Temperaturdifferenz im „Intermediate heat exchanger“ bei höheren Umgebungstemperaturen. Auch das Betreiben dieses Prozesses in Teillast ist schwieriger, da man nicht einen Verdichter alleine betreiben kann.

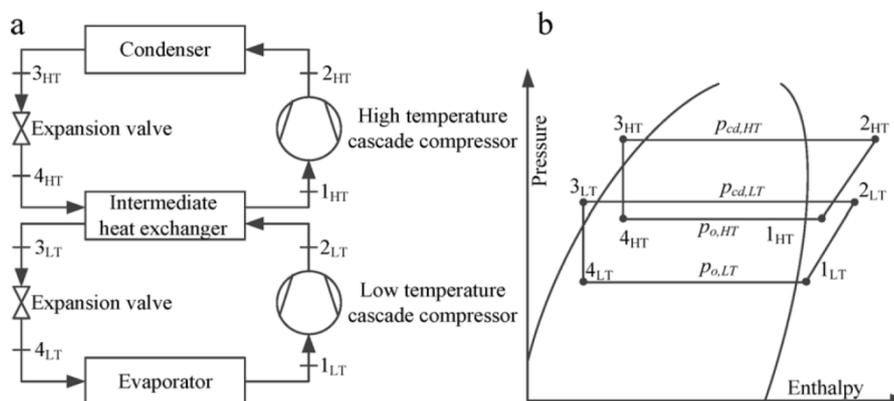


Abbildung 4-6: Zweistufiger Kaskaden-Wärmepumpenprozess, (a) Schema und (b) log p/h-Diagramm. (Antonijevic et al., 2012)

Die zweistufigen Prozesse sind gut dafür geeignet Wärme auf hohem Temperaturniveau abzugeben, wie es z.B. häufig bei älteren Gebäuden mit hohem Heizwärmebedarf und dadurch höheren Vorlauftemperaturen im Wärmeabgabesystem vorkommt.

4.2 Optimierung von Luft/Wasser-Wärmepumpen - Kosten-Nutzen Analyse

In der Arbeit von Mader et al. (2010) werden drei verschiedene Wärmepumpen-Layouts hinsichtlich deren Effizienz und deren Kosten verglichen. In dieser Analyse soll der SPF (vgl. Kapitel 2.2.3) maximiert und die Kosten minimiert werden. Zur Bewertung des SPF (auch SCOP: „Seasonal Coefficient of Performance“) werden drei verschiedene Klimaprofile (warm,

durchschnittlich, kalt) und drei verschiedene Wasseraustrittstemperaturen (niedrig, mittel, hoch) in Anlehnung an die EN 14825 herangezogen, wodurch sich neun SPF-Werte ergeben. Die verschiedenen Wärmepumpen-Layouts sind in Abbildung 4-7 dargestellt und die gewählte Nomenklatur für die verschiedenen SPF zeigt Abbildung 4-8.

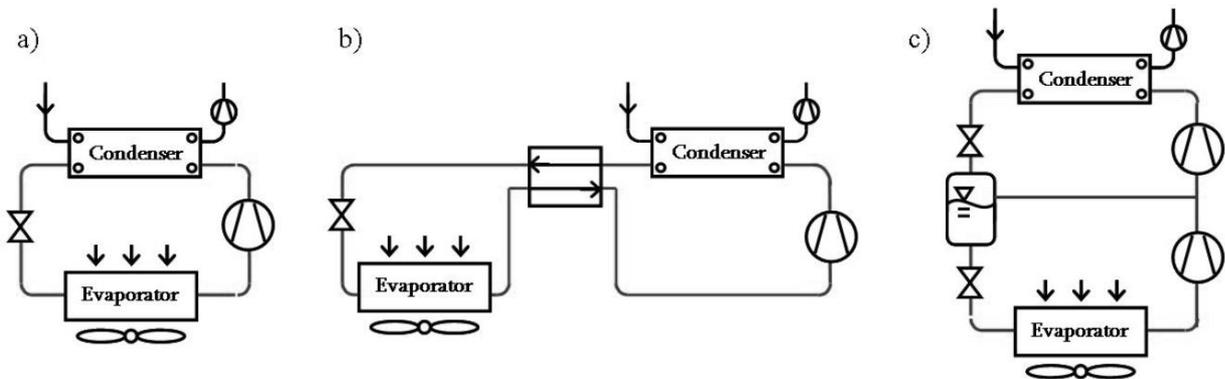


Abbildung 4-7: Betrachtete Wärmepumpen-Layouts: (a) Referenz (B), (b) Innerer Wärmetauscher (IW), (c) Zweistufiger Wärmepumpenprozess mit Sammler (Z). (Mader et al., 2012)

		Klimazone		
		warm	ø	kalt
T_w	niedrig	1	2	3
	mittel	4	5	6
	hoch	7	8	9

Abbildung 4-8: Nomenklatur der SPF's anhand der neun verschiedenen betrachteten Szenarien (drei verschiedenen Klimazonen und drei unterschiedlichen Wasseraustrittstemperaturen). (Mader et al., 2010)

Um die Größe des Einflusses verschiedener Parameter auf die Effizienz zu bewerten wurde eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Dazu wurden der Druckabfall im Verdampfer sowie im Ventilator, dessen Luftvolumenstrom und Wirkungsgrad, Wärmeübergangswerte im Verdampfer und Verflüssiger, die Überhitzung und Unterkühlung, sowie des isentropen Wirkungsgrades des Verdichters, welcher auch den größten Einfluss hatte, verändert.

Für die Preise der berücksichtigten Komponenten wurden aktuelle Daten zum europäischen Markt für Wärmepumpenhersteller für Abnahmemengen von 1000 Stück herangezogen.

Die betrachteten Lösungsvarianten werden in Abbildung 4-9 dargestellt. Es werden drei verschiedene Wärmepumpen-Layouts (B, IW, Z) und zwei verschiedene Kältemittel (R410A, R290) betrachtet, wobei jeweils zwischen einer konstanten (k) und geregelten (g) Ventilator Drehzahl unterschieden wird.

Kältemittel		Ventilator	Struktur		
			B	IW	Z
1	R410A	konstant			
2		geregelt			
3	R290	konstant			
4		geregelt			

Abbildung 4-9: Die betrachteten Lösungsvarianten. (Mader et al., 2010)

Die Ergebnisse der Analyse wurden anhand von Pareto kurven dargestellt, welche nach Mader et al. (2010) alle Lösungen grafisch darstellen für die keine Lösung besser, in Bezug auf eine Zielgröße, ist ohne sich in der jeweils anderen Zielgröße zu verschlechtern. Ziel ist es den SPF zu maximieren und die Kosten zu minimieren. Jede Pareto kurve trennt daher den Bereich möglicher Lösungen links oben, die jedoch schlechter in jeweils einer Zielgröße sind, vom Bereich nicht möglicher Lösungen rechts unten. Dies soll durch Abbildung 4-10 nochmals verdeutlicht werden. Die rot markierten Lösungen stellen das jeweilige Optimum dar.

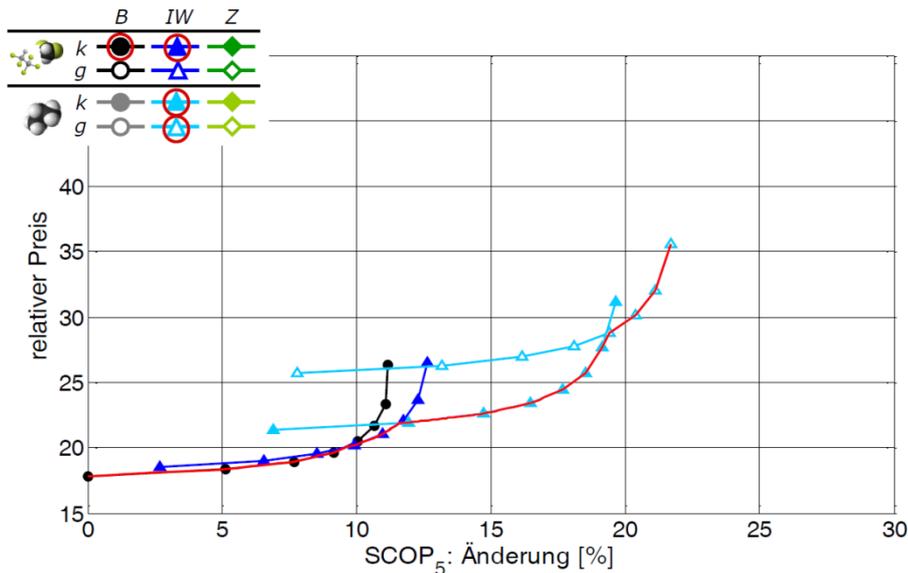


Abbildung 4-10: Pareto kurve unterschiedlicher Lösungen für SPF₅ (SCOP₅). Die rot markierten Lösungen stellen das Optimum dar. (Mader et al., 2010)

In den folgenden beiden Abbildungen werden alle zulässigen Layouts für SPF₆ (Abbildung 4-11) und SPF₉ (Abbildung 4-12) dargestellt. Hier zeigt sich für den SPF₆ (kalte Klimazone, mittlere Wasseraustrittstemperatur), dass sich für kleinere SPF-Änderungen das Referenz-Layout (B) mit konstanter Ventilator Drehzahl (k) und R290 am günstigsten herausstellt. Mit dem Layout mit dem inneren Wärmetauscher (IW) und R290 lassen sich jedoch bei etwas höheren Kosten deutliche Effizienzgewinne verzeichnen. Bei den Ergebnissen für den SPF₉, mit kaltem Klimaprofil und hohen Wasseraustrittstemperaturen, ist aufgrund zu hoher Verdichteraustrittstemperaturen kein einstufiger Prozess mit R410A zulässig. Hier schneidet für kleinere SPF-Änderungen ebenfalls die Variante mit dem Referenz-Layout (B), konstanter Ventilator Drehzahl (k) und R290 am besten ab. Die Variante mit innerem Wärmetauscher,

geregeltem Ventilator (g) und R290 als Kältemittel kann bei etwas höheren Kosten einen weiteren Effizienzgewinn verzeichnen.

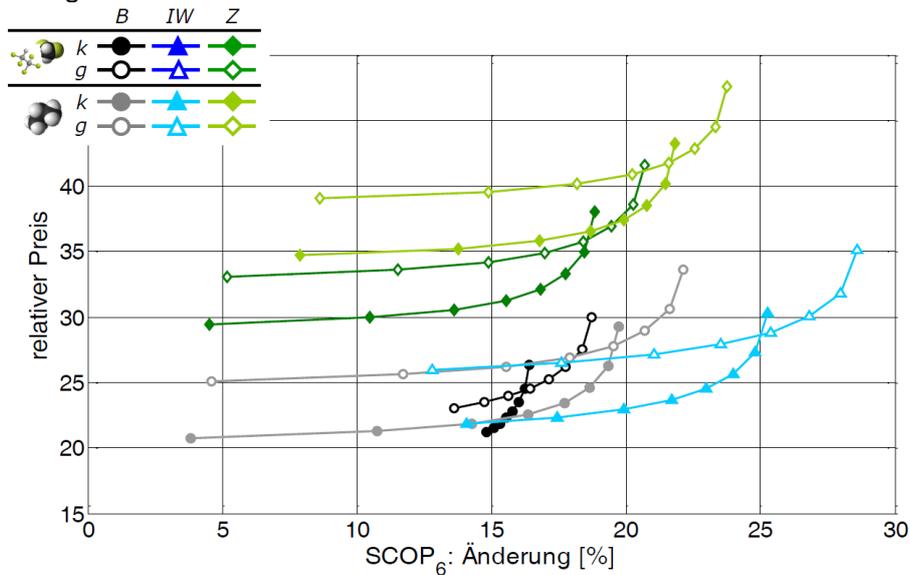


Abbildung 4-11: Ergebnisse: Paretokurven unterschiedlicher Lösungen für SPF₆ (SCOP₆). (Mader et al., 2010)

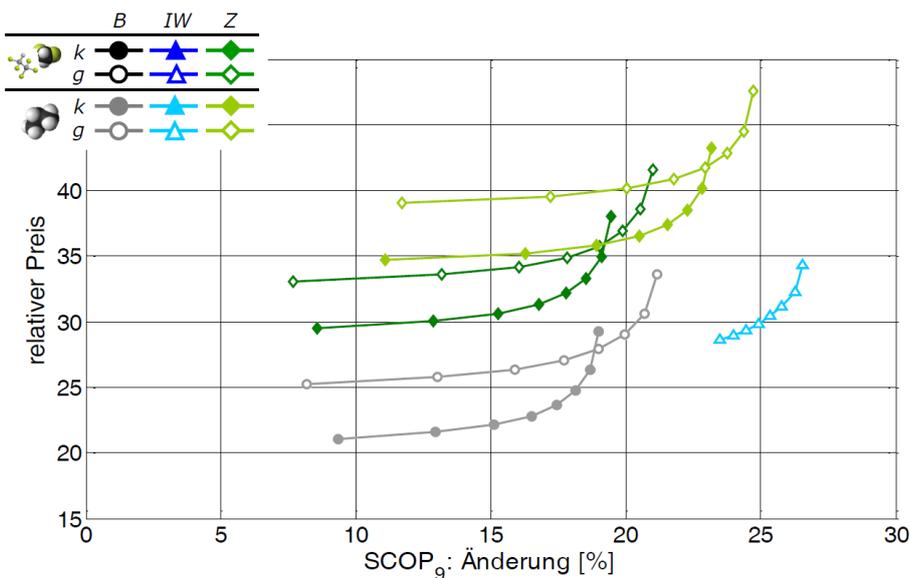


Abbildung 4-12: Ergebnisse: Paretokurven unterschiedlicher Lösungen für SPF₉ (SCOP₉). (Mader et al., 2010)

Abschließend stellen Mader et al. (2012) fest, dass vor allem mit dem Wechsel zu R290 als Kältemittel, speziell in Kombination mit einem internen Wärmetauscher (IW), höhere SPF-Werte, im Vergleich zu den anderen betrachteten Varianten, erzielt werden können.

4.3 Leistungsgeregelte Luft/Wasser-Wärmepumpen

Während bei höherer Außenlufttemperatur der Heizwärmebedarf und die notwendige Vorlauftemperatur im Wärmeabgabesystem sinkt, weisen die Außenluft-Wärmepumpen, deren Verdichter mit konstanter Drehzahl betrieben werden, jedoch eine höhere Heizleistung und eine höhere Heiztemperatur als benötigt auf (vgl. Kapitel 2). Dieser Umstand soll durch Abbildung 4-13 nochmals verdeutlicht werden.

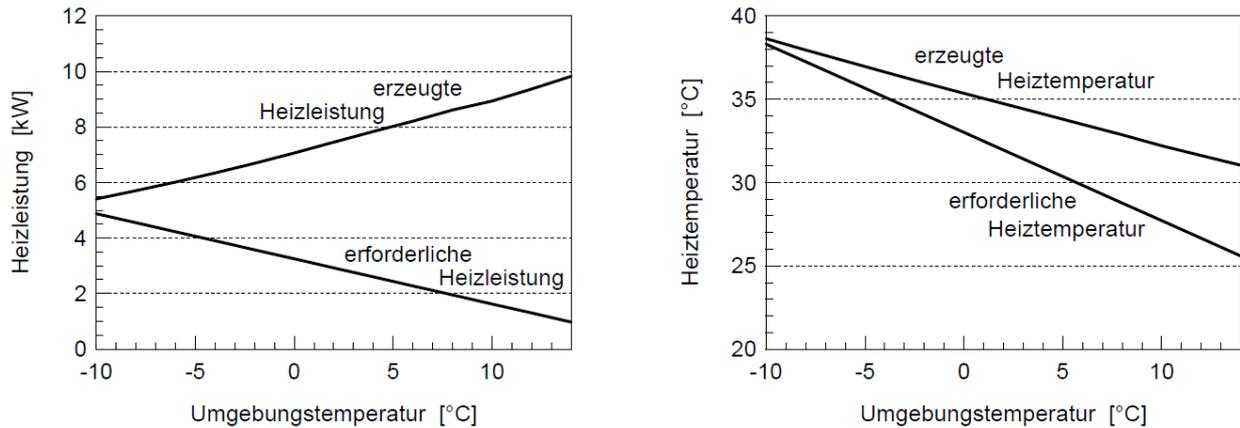


Abbildung 4-13: links: erzeugte und erforderliche Heizleistung einer Luft/Wasser-Wärmepumpe in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur; rechts: erzeugte und erforderliche Heiztemperatur einer Luft/Wasser-Wärmepumpe in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur. (Gasser et al., 2011)

Gasser et al. (2011) merkt in seiner Arbeit an, dass die Diskrepanz von erzeugter und erforderlicher Heizleistung und die Temperaturdifferenz in Verdampfer bzw. Kondensator mit zunehmender Umgebungstemperatur ansteigt. Um die (mittlere Leistung an den Bedarf anzupassen arbeiten konventionelle Luft/Wasser-Wärmepumpen im Taktbetrieb (Ein/Aus-Betrieb).

Um dieses Problem zu vermeiden wäre es gemäß Gasser et al. (2011) sinnvoll leistungsregelte Kompressoren zu verwenden. Die Autoren beschreiben auch, dass nicht jeder Verdichter für den Einsatz in leistungsgeregelten Wärmepumpen geeignet ist (siehe Abbildung 4-14). Eine Wärmepumpe mit einem Kompressor mit „ungünstigem“ Teillastverhalten (linke Abbildungen) weist die maximale Leistungszahl bei einem vergleichsweise hohen Teillastverhältnis des Kompressors auf, während eine Wärmepumpe mit einem Kompressor mit einem „günstigen“ Teillastverhalten (rechte Abbildungen) die maximale Leistungszahl bei einem niedrigeren Teillastverhältnis des Kompressors aufweist. Auch der Effizienzanstieg ist hier vergleichsweise höher. Das Teillastverhältnis beschreibt die Drehzahl des Verdichters zu seiner max. Drehzahl.

4 Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung

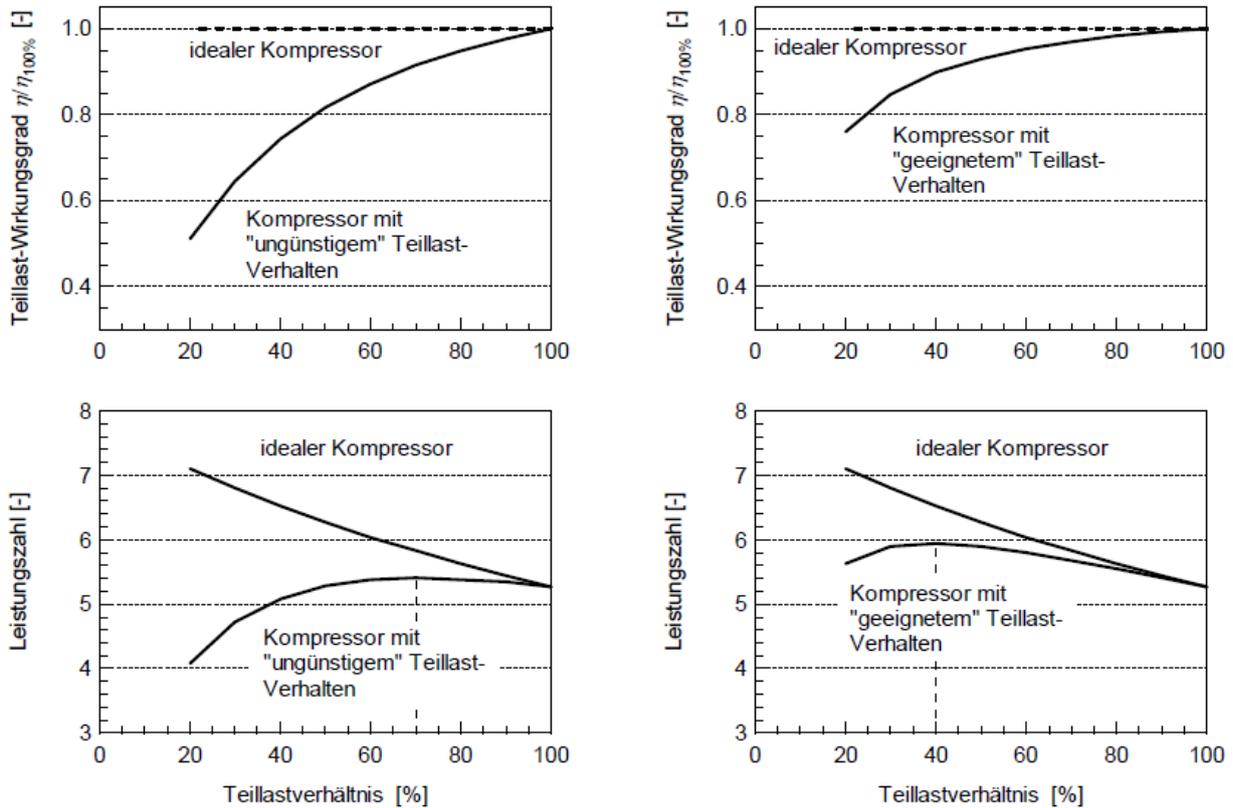


Abbildung 4-14: Beispielhafter Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades und der Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Abhängigkeit des Teillastverhältnisses eines idealen Kompressors ohne Teillastverluste und eines Kompressors mit günstigem (rechts) bzw. ungünstigem (links) Teillastverhalten aus Simulationen (25 °C Rücklauf­temperatur und 30 °C Vorlauf­temperatur bei -10 °C Umgebungstemperatur). (Gasser et al., 2011)

Der kontinuierliche Regelbereich ist in Abbildung 4-15 dargestellt. Der Verdichter kann zwischen der vollen Drehzahl und der Drehzahl mit der besten Leistungszahl (n_{opt}) kontinuierlich geregelt werden. Bei höheren Umgebungstemperaturen (rechtes Bild), bei welchen die erzeugte Heizleistung bei niedrigerer Drehzahl (kleiner als n_{opt}) erreicht wird, ist es besser die Wärmepumpe mit einer Ein/Aus-Regelung mit der optimalen Drehzahl zu betreiben. Die maximale Reduktion des Teillastverhältnisses wird also durch die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und die maximale Effizienz limitiert.

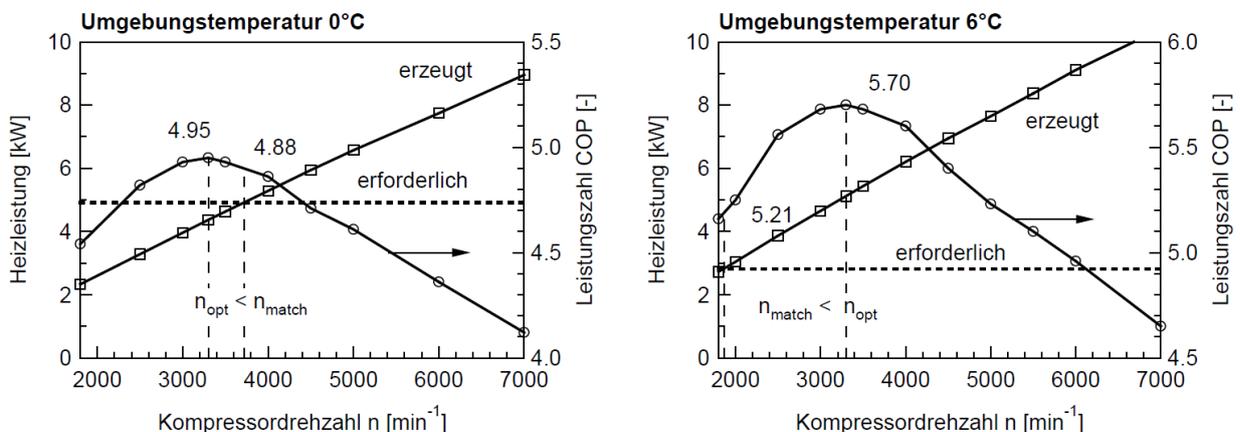


Abbildung 4-15: Leistungszahlen in Abhängigkeit der Kompressordrehzahl (ohne Ventilatorleistung) bei 0 °C (links) bzw. 6 °C (rechts) Umgebungstemperatur. (Gasser et al., 2011a)

Wird der Energiebedarf des Ventilators des Verdampfers in die Leistungszahl miteinbezogen zeigt sich ein nicht zu vernachlässigender Einfluss. Die optimale Drehzahl des Verdichters

erhöht sich. In Abbildung 4-16 zeigt sich, dass sich bei zu hohem Luftvolumenstrom (linkes Bild) die Leistungszahl deutlich verringert und sich auch die optimale Drehzahl zu einer höheren Drehzahl hin verschiebt. Würde man die Ventilatorleistung ebenso kontinuierlich regeln, dann kann der gesamte effizient regelbare Bereich des Teillastverhältnisses des Kompressors genutzt werden.

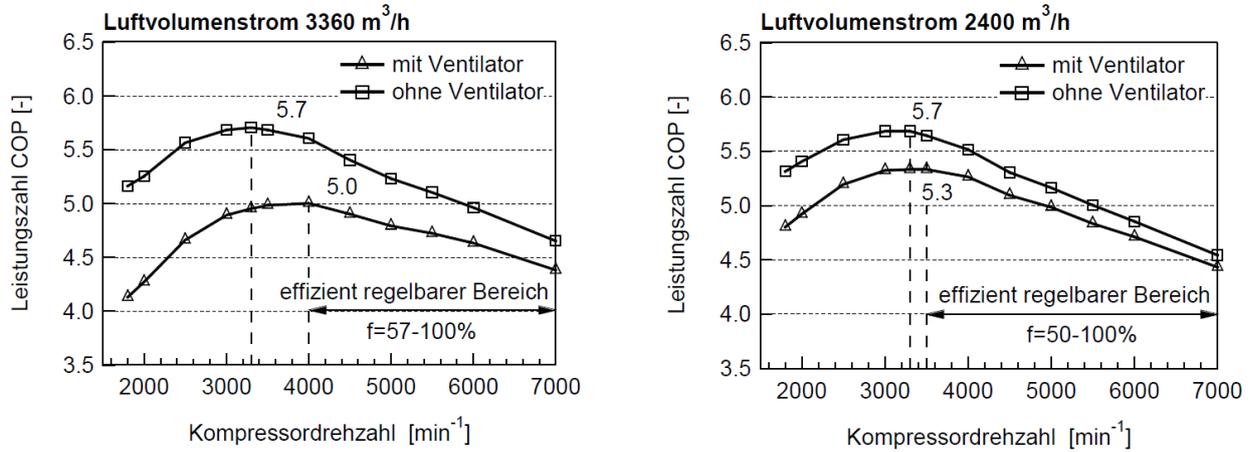


Abbildung 4-16: Leistungszahlen mit und ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Abhängigkeit der Kompressordrehzahl und unterschiedlichen Luftvolumenströmen. (Gasser et al., 2011a)

5 SCHLUSSFOLGERUNGEN

Es wurden in dieser Arbeit fünf verschiedene Heizungssysteme (Luft/Wasser-Wärmepumpe, Sole/Wasser-Wärmepumpe, Pelletkessel, Brennwert-Gaskessel, Brennwert-Ölkessel) und drei verschiedene Gebäude EFH100 (100 kWh/m²a), EFH60 (60 kWh/m²a) und EFH40 (40 kWh/m²a) mit unterschiedlichem spez. Heizwärmebedarf betrachtet und einem energetischen, wirtschaftlichen und ökologischen Vergleich unterzogen.

Der energetische Vergleich durch Polysun ergab, dass die Wärmepumpen den geringsten Energiebedarf aufweisen um die Raumlufttemperatur (20 °C) in der Heizperiode aufrechtzuerhalten und das Warmwasser bereitzustellen, was zu erwarten war, da die Wärmepumpen einen Großteil der bereitgestellten Wärme aus der Umgebung beziehen. Die Sole/Wasser-Wärmepumpe hat, aufgrund der höheren Wärmequellentemperaturen in der Heizperiode, einen geringeren Strombedarf als die Luft/Wasser-Wärmepumpe. Wäre die Vorlauftemperatur im Wärmeabgabesystem außenlufttemperaturgeführt geregelt, wäre eine noch höhere Effizienz denkbar. Ebenso bei den Brennwert-Kesseln, welche von niedrigen Rücklauftemperaturen im Wärmeabgabesystem profitieren (Taupunkttemperatur des Abgases). Die Vorlauf- und Rücklauftemperaturen sind in der Simulation annähernd konstant. Die Auswirkungen eines deutlich höheren Warmwasserbedarfs (250 l/d statt 140,1 l/d und 60 °C statt 45 °C) wirkten sich deutlich weniger stark auf die Jahresarbeitszahl des Gebäudes EFH40 aus (L/W-WP: 2,85 statt 3,1; S/W-WP: 3,5 statt 3,95) als die Anhebung der Vorlauftemperatur im Heizsystem. Im Vergleich zum Feldtest „Wärmepumpen Effizienz“ (L/W-WP: 2,89; S/W-WP: 3,74) zeigten die in der Simulation verwendeten Wärmepumpen für die Gebäude EFH60 (L/W-WP: 3,03; S/W-WP: 3,75) und EFH40 (L/W-WP: 3,1; S/W-WP: 3,95) eine höhere Jahresarbeitszahl und für das Gebäude EFH100 (L/W-WP: 2,65; S/W-WP: 2,93) eine niedrigere Jahresarbeitszahl.

Die Jahresnutzungsgrade der Kessel waren bei dem Gebäude EFH100 (VL: 55 °C, RL: 45 °C) am höchsten, wenn auch nur geringfügig. Aufgrund des Vorteils niedriger Rücklauftemperaturen bei Brennwertkesseln wäre zu erwarten gewesen, dass die Gebäude EFH60 (VL: 35 °C, RL: 30 °C) und EFH40 (VL: 30 °C, RL: 25 °C) einen höheren Jahresnutzungsgrad aufweisen.

Die Veränderung von Parametern in der wirtschaftlichen Analyse haben tlw. sehr starke Auswirkungen. Die betriebsgebundenen Kosten erschienen etwas hoch, weshalb die Prozentsätze für Wartung, Instandhaltung und Inspektion in einem weiteren Vergleich vernachlässigt wurden. Das wirkte sich vor allem auf die Heizungssysteme mit hohen Investitionskosten (Pelletkessel, Sole/Wasser-Wärmepumpe) und hohen Prozentsätzen für Wartung, Instandhaltung und Inspektion (Pelletkessel, Sole/Wasser-Wärmepumpe) positiv aus. Energiepreissteigerungen verändern die Annuität ebenfalls sehr stark. Das betrifft vor allem den Ölkessel und den Gaskessel mit ihren hohen verbrauchsgebundenen Kosten. Da die Energiepreise häufig unterschiedlich stark ansteigen sind konkrete Aussagen schwierig. Nicht zu vernachlässigen ist der Einfluss des Kalkulationszinssatzes. Durch ihn werden zukünftige Kosten abgezinst und haben damit weniger Einfluss als die Anfangsinvestitionen, was vor allem die Systeme mit hohen Anfangsinvestitionen betrifft. Dies sind der Pelletkessel und vor allem die Sole/Wasser-Wärmepumpe, da die Sonde (rechn. Nutzungsdauer 50 a) nach 20 Jahren, durch die Abzinsung durch den Kalkulationszinssatz, einen viel geringeren Restwert aufweist.

Im wirtschaftlichen Vergleich stellen die Wärmepumpen und der Gaskessel die günstigsten Systeme dar. Der Gaskessel weist für alle drei Gebäudetypen die niedrigste Annuität auf. Die Luft/Wasser-Wärmepumpe stellt das zweitgünstigste System dar, dicht gefolgt von der Sole/Wasser-Wärmepumpe, welche für das Gebäude EFH100 die gleiche Annuität aufweist. Der Pelletkessel hat, noch vor dem Ölkessel die höchste Annuität. Vernachlässigt man die Prozentsätze für Wartung, Instandhaltung und Inspektion erhält man ein anderes Ergebnis. Die Sole/Wasser-Wärmepumpe schneidet hier über alle Gebäudetypen hinweg am günstigsten ab. Nur für das Gebäude EFH100 hat der Gaskessel die annähernd gleiche Annuität. Bei den Gebäuden EFH60 und EFH40 ist die Annuität der Luft/Wasser-Wärmepumpe und des

Gaskessels ca. gleich groß. Der Pelletkessel hat trotz Vernachlässigung der betriebsgebundenen Kosten (bis auf die angenommenen Kosten für den Rauchfangkehrer) die höchste Annuität und scheint nur für das Gebäude EFH100, aus wirtschaftlicher Sicht, eine Alternative zu den anderen Heizungssystemen zu sein.

Das der Gaskessel in allen drei Vergleichen besser als der Ölkessel abschneidet, liegt zum einen daran das Erdgas für die Brennwerttechnik besser geeignet ist (aufgrund der höheren Wasserdampftaupunkttemperatur von Erdgas) als Heizöl und zum anderen daran das Erdgas günstiger ist als Heizöl und auch die Anschaffung eines Brennwert-Gaskessels günstiger ist. Der Primärenergiefaktor von Erdgas ist geringfügig niedriger als der von Erdöl (1,17 zu 1,23) und der CO₂-Faktor von Erdöl ist, aufgrund des höheren Anteils von Kohlenstoff zu Wasserstoff im Vergleich zu Erdgas, deutlich höher (311 zu 236 g/kWh).

Obwohl der Pelletkessel, im Vergleich zum Öl- und Gaskessel, die niedrigsten verbrauchsgebundenen Kosten aufweist, schneidet er im wirtschaftlichen Vergleich deutlich schlechter ab. Er hat zwar den höchsten Energiebedarf im energetischen Vergleich, die Pelletpreise sind jedoch vergleichsweise günstig. Aufgrund der hohen Investitionskosten und der niedrigen rechnerischen Nutzungsdauer (15 a, Sole/Wasser-Wärmepumpe, Gas- und Öl-Brennwertkessel: 20 a, Luft/Wasser-Wärmepumpe: 18 a) hat er die höchste kapitalgebundene Annuität. Im ökologischen Vergleich jedoch stellt der Brennstoff Pellets die klimafreundlichste Option dar.

Da die kapitalgebundenen Kosten einen großen Teil der jährlichen Annuität ausmachen sind günstige Wärmebereitstellungssysteme wie der Gaskessel trotz hoher verbrauchsgebundener Kosten attraktiv. Dass dies nicht nur auf Gebäude mit niedrigem spezifischem Heizwärmebedarf zutrifft liegt auch an der schlechteren Effizienz von Wärmepumpen bei Gebäuden mit hohen Vorlauftemperaturen im Wärmeabgabesystem.

Im ökologischen Vergleich hat der Pelletkessel den geringsten Ausstoß an CO₂-Äquivalentemissionen, da Pellets aus dem nachwachsenden Rohstoff Holz produziert werden. Aufgrund seines hohen Brennstoffbedarfes hat er jedoch den höchsten Primärenergiebedarf. Die Wärmepumpen haben im Vergleich zu den Brennwert-Kesseln einen niedrigeren Primärenergiebedarf. Dies liegt einerseits am geringen Endenergiebedarf, andererseits hat, nach der OIB Richtlinie 6, Strom einen niedrigen Primärenergiefaktor (Österreich-Mix 2,62), welcher für Import-Strom (Import-Mix 3,49) deutlich höher ist.

Im letzten Kapitel wurde gezeigt, dass es Möglichkeiten gibt die Effizienz von Luft/Wasser-Wärmepumpen weiter zu steigern. Effizientere Wärmepumpenprozesse können die Jahresarbeitszahl weiter erhöhen. Wobei komplexere Systeme in der Regel auch höhere Kosten bedeuten und nicht unbedingt wirtschaftlich sein müssen. Vor allem die leistungsgeregelten Verdichter stellen eine interessante Möglichkeit zur Effizienzsteigerung dar.

LITERATUR

- Amt der Oö. Landesregierung, Direktion Präsidium, Abteilung Presse, http://www.land-oberoesterreich.gv.at/cps/rde/xbcr/ooe/Stat_Februar12_Grafik.pdf (Zugriff am 1. Juli 2013)
- Antonijevic D.L., Manic D.J., Komatina M.S., Rudonja N.R., 2012, Groundwater heat pump selection for high temperature heating retrofit, Energy and Buildings, University of Belgrade, Belgrad, Serbien
- Austrian Institute of Technology GmbH (AIT), <http://www.ait.ac.at/research-services/research-services-energy/waermepumpen-komfortlueftung/leistungs-funktionspruefungen-waermepumpen/ehpa-guetesiegel/> (Zugriff am 01. Oktober 2013)
- Bonin J., 2012, Handbuch Wärmepumpen - Planung und Projektierung, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Deutschland
- Birner bauconsulting, http://www.birnerbau.at/kellerrechner_01.html (Zugriff am 25. August 2013)
- De Jaegher P., 2012, Skriptum zur Lehrveranstaltung Kältetechnik, TU Graz
- Dott R., Haller M.Y., Ruschenburg J., Ochs F., und Bony J., 2012, The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38; Part B: Buildings and Space Heat Load, Muttenz, Schweiz
- Eichlseder H., 2005, Skriptum zur Lehrveranstaltung Thermodynamik, TU Graz
- Energie Steiermark, <http://www.e-steiermark.com/gas/neuanschluss/kosten.htm> (Zugriff am 20. August 2013)
- Eschmann M., 2012, Statistische Auswertung und Analysen von Klein-Wärmepumpen, Bundesamt für Energie (BFE), Buchs SG, Schweiz
- Eschmann, M., 2013, Qualitätssicherung von Klein-Wärmepumpen und statistische Auswertung der Prüfergebnisse 2012, Bundesamt für Energie (BFE), Buchs SG, Schweiz
- Gasser L., Wyssen I., Albert M., Häusermann M., Kleingries M. und Wellig B., 2011, Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung, Bern, Schweiz
- Gasser L. und Wellig B., 2011a, Effiziente Heizsysteme mit leistungsgeregelten Luft/Wasser-Wärmepumpen, Horw, Schweiz
- Haller M.Y., Dott R., Ruschenburg J., Ochs F. und Bony J., 2013, The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38; Part A: General Simulation Boundary Conditions, Rapperswil, Schweiz
- IWO-Österreich, <http://www.iwo-austria.at/nc/konsumenten/heizkosten/energiepreisinformation.html> (Zugriff am 10. Juli 2013)
- Kosowski K., Tegethoff W. und Kühl L., 2008, CO₂-Wärmepumpe für Passivhäuser - Effizienzsteigerung von CO₂-Wärmepumpen durch innovative Abtauungsverfahren, TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik, Braunschweig, Deutschland

- Mader G., Tiedemann T. und Palm B., 2012, Konzepte zur Erhöhung der saisonalen Leistungszahl einer Luft-Wasser-Wärmepumpe: Vergleich hinsichtlich Kosten und Nutzen, DKV-Tagung Würzburg, Deutschland
- Mader G., Tiedemann T. und Palm B., 2010, Konzepte zur Erhöhung der saisonalen Leistungszahl einer Luft-Wasser-Wärmepumpe: Vergleich hinsichtlich Kosten und Nutzen, DKV-Tagung Magdeburg, Deutschland
- Meteonorm, 2012, Version 7.0, Meteotest, Bern, Schweiz
- Miara M., Günther D., Kramer T., Oltersdorf T. und Wapler J., 2011, Wärmepumpen Effizienz - Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb (Kurzfassung), Freiburg, Deutschland
- Miara M., Günther D., Kramer T., Oltersdorf T. und Wapler J., 2011a, Wärmepumpen Effizienz - Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb (Langfassung), Freiburg, Deutschland
- Ostermann V., Götzl G., Steckler P., Heimrath R., Novak A. und Kalasek R., 2010, GEO-Pot - Energie der Zukunft, Wien
- ÖWAV Regelblatt 207, 2009, Thermische Nutzung des Grundwassers und des Untergrunds - Heizen und Kühlen, Wien
- Österreichisches Institut für Bautechnik (OIB), 2011, OIB-Richtlinie 6 - Energieeinsparung und Wärmeschutz, Wien
- Österreichisches Institut für Bautechnik (OIB), 2011a, Erläuternde Bemerkungen zu OIB-Richtlinie 6 „Energieeinsparung und Wärmeschutz“ und zum OIB-Leitfaden „Energietechnisches Verhalten von Gebäuden“, Wien
- Pech A. und Jens K., 2005, Baukonstruktionen Band 15 - Heizung und Kühlung, Springer-Verlag, Wien
- POLYTHERM AG, http://www.polytherm.ch/Waermepumpen/pics/Waermepumpen_SPLIT.jpg (Zugriff am 15. Oktober 2013)
- Recknagel H., Sprenger E. und Schramek E.R, 2009, Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik, Oldenbourg Industrieverlag GmbH, München, Deutschland
- Rieberer R., 2011, Unterlagen zur Lehrveranstaltung Wärmepumpentechnik, TU Graz
- Russ C., Miara M., Platt M., Günther D., Kramer T., Dittmer H., Lechner T. und Kurz C., 2010, Feldmessung Wärmepumpen im Gebäudebestand (Kurzfassung), Freiburg, Deutschland
- Schlagnitweit H. und Wagner H., 2003, Sanitär- und Klimatechnik - Heizungs- und Lüftungsinstallationen, Jugend & Volk GmbH, Wien
- Schrieffl E., 2007, Modellierung der Entwicklung von Treibhausgasemissionen und Energieverbrauch für Raumwärme und Warmwasser im österreichischen Wohngebäudebestand unter der Annahme verschiedener Optimierungsziele, Wien
- Schulz M. und Westkämper H., 2013, Die neue Heizung - Umweltfreundlich und wirtschaftlich heizen mit Gas, Holz, Strom und Sonnenenergie, ökobuch, Staufen, Deutschland

SIA 384/6, 2010, Erdwärmesonden, Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein (SIA), Zürich, Schweiz

Statistik Austria, http://www.statistik.at/web_de/statistiken/energie_und_umwelt/energie/energie_einsatz_der_haushalte/index.html (Zugriff am 10. September 2013)

Toshiba, 2011, Engineering Data Book – Air to Water Heat Pump

Polysun, 2013, Version 6.0.13.17705, Vela Solaris AG, Winterthur, Schweiz

Verbraucherzentrale Südtirol, <http://www.verbraucherzentrale.it/download/12v80488d80852.pdf> (Zugriff am 10. Juli 2013)

VDI 2067 Blatt 1, 2012, Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Grundlagen und Kostenberechnung, Verein Deutscher Ingenieure (VDI), Düsseldorf, Deutschland

Wirtschaftskammer Österreich, http://portal.wko.at/wk/format_detail.wk?AngID=1&StID=526479&DstID=17 (Zugriff am 1. Juli 2013)

Inhaltsverzeichnis Anhang

Anhang A - Berechnung nach VDI 2067

Anhang B – Preise der einzelnen Komponenten

Anhang C – Berechnungsblätter

Sole/Wasser-Wärmepumpe EFH100.....	C-1
Sole/Wasser-Wärmepumpe EFH60.....	C-2
Sole/Wasser-Wärmepumpe EFH40.....	C-3
Luft/Wasser-Wärmepumpe EFH100.....	C-4
Luft/Wasser-Wärmepumpe EFH60.....	C-5
Luft/Wasser-Wärmepumpe EFH40.....	C-6
Pelletkessel EFH100.....	C-7
Pelletkessel EFH60.....	C-8
Pelletkessel EFH40.....	C-9
Brennwert-Gaskessel EFH100.....	C-10
Brennwert-Gaskessel EFH60.....	C-11
Brennwert-Gaskessel EFH40.....	C-12
Brennwert-Ölkessel EFH100.....	C-13
Brennwert-Ölkessel EFH60.....	C-14
Brennwert-Ölkessel EFH40.....	C-15

Anhang A - Berechnung nach VDI 2067

Kapitalgebundene Kosten

Die Annuität der kapitalgebundenen Kosten ergibt sich aus folgender Gleichung:

$$A_{N,K} = (A_0 + A_1 + A_2 + \dots + A_n - R_W) * a$$

$A_{N,K}$ Annuität der kapitalgebundenen Zahlungen [€/a]

A_0 Investitionsbetrag [€]

$A_{1,2,\dots,n}$ Barwert der ersten, zweiten, n-ten Ersatzbeschaffung [€]

R_W Restwert [€]

a Annuitätsfaktor

Die Barwerte der Ersatzbeschaffungen ergeben sich durch folgende Gleichungen:

$$A_1 = A_0 * \frac{r^{1*T_N}}{q^{1*T_N}}$$

$$A_2 = A_0 * \frac{r^{2*T_N}}{q^{2*T_N}}$$

$$A_n = A_0 * \frac{r^{n*T_N}}{q^{n*T_N}}$$

Und der Restwert aus nachfolgender Gleichung:

$$R_W = A_0 * r^{n*T_N} * \frac{(n+1) * T_N - T}{T_N} * \frac{1}{q^T}$$

Der Annuitätsfaktor wird wie folgt berechnet:

$$a = \frac{q - 1}{1 - q^{-T}}$$

T_NZahl der Jahre der Nutzungsdauer der Anlagenkomponente [a]

TZahl der Jahre des Betrachtungszeitraums [a]

qZinsfaktor, Kalkulationszinssatz

r Preisänderungsfaktor für Investitionen

n Anzahl der Ersatzbeschaffungen innerhalb des Betrachtungszeitraums

Die folgende Abbildung soll dieses Vorgehen veranschaulichen. Der Anfangspreis A_0 einer Komponente erhöht sich mit der Zeit um den Preisänderungsfaktor. Nach Ende der Nutzungsdauer einer Komponente ist eine Ersatzbeschaffung notwendig, welche auf den Barwert A_1 , welcher sich auf den Beginn des Betrachtungszeitraums bezieht, abgezinst wird. Die zweite Ersatzbeschaffung wird ebenfalls auf den Barwert A_2 abgezinst. Der Restwert ergibt sich aus der letzten Ersatzbeschaffung (hier A_2). Diese wird über die restliche Nutzungsdauer, im Betrachtungszeitraum, linear abgeschrieben und dieser verbliebene Wert wird auf den Beginn des Betrachtungszeitraums abgezinst.

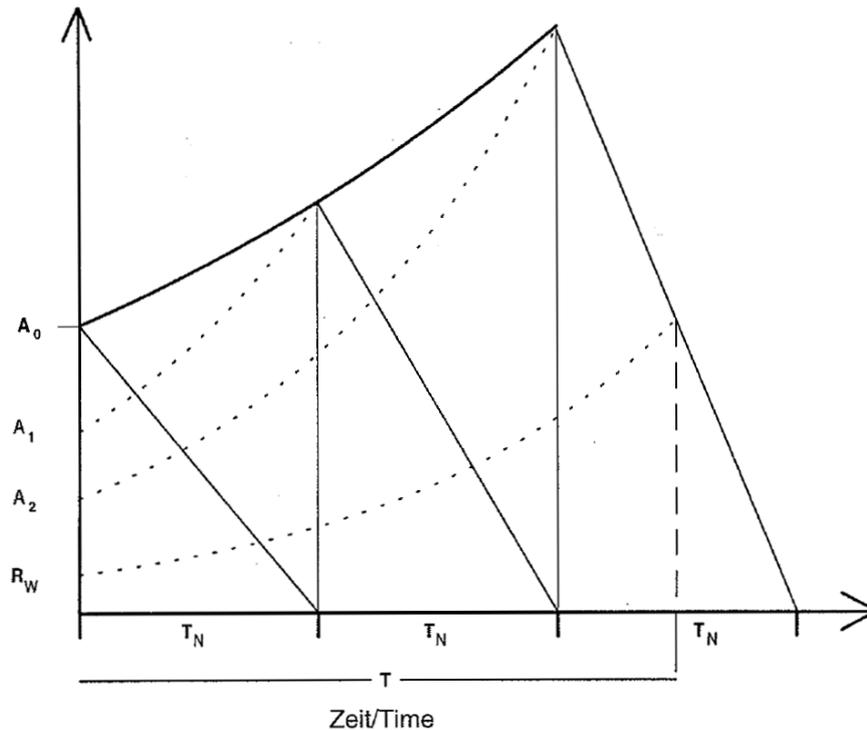


Abbildung: Barwerte der Ersatzbeschaffungen und Restwert.

Bedarfsgebundene Kosten

Geht man von der Annahme aus, dass sich für laufende Zahlungen Preisänderungen ergeben, so sind diese mit dem preisdynamischen Barwertfaktor und dem Annuitätsfaktor zu multiplizieren.

$$b = \frac{1 - \left(\frac{r}{q}\right)^T}{q - r} \text{ für } r = q \text{ gilt } b = \frac{T}{q}$$

b.....preisdynamischer Barwertfaktor

Aufgrund unterschiedlicher Preissteigerungen für Investitionen, Energie oder Löhne ergeben sich unterschiedliche preisdynamische Barwertfaktoren.

Bei Preisänderungen für Energie erhält man nachfolgenden Ansatz für bedarfsgebundene Kosten:

$$A_{N,V} = A_{V,1} * a * b_V$$

$A_{N,V}$ Annuität der bedarfsgebundenen Kosten [€/a]

$A_{V,1}$ bedarfsgebundene Kosten im ersten Jahr [€]

a..... Annuitätsfaktor

b_V preisdynamischer Barwertfaktor für bedarfsgebundene Kosten

Die bedarfsgebundenen Kosten werden durch diese Gleichung ermittelt:

$$A_{V,1} = Q_{1,Wärme} * Preis_{Wärme} + Q_{1,Kälte} * Preis_{Kälte} + Q_{1,Strom} * Preis_{Strom} + Q_{1,Wasser} * Preis_{Wasser}$$

$Q_{1,Wärme}$ Energieaufwand der Wärmeerzeugung [kWh/a]
 $Q_{1,Kälte}$ Energieaufwand der Kälteerzeugung [kWh/a]
 $Q_{1,Strom}$ Stromaufwand [kWh/a]
 $Q_{1,Wasser}$ Wasseraufwand [m³/a]
 Preis.....in [€/kWh] oder [€/m³]

Betriebsgebundene Kosten

Da auch die betriebsgebundenen Kosten Änderungen unterliegen, zum Beispiel durch ein sich änderndes Lohnniveau, müssen diese berücksichtigt werden. Dies geschieht durch folgenden Ansatz:

$$A_{N,B} = A_{B1} * a * b_B + A_{IN} * a * b_{IN}$$

$$A_{IN} = A_0 * (f_{Inst} + f_{W+Insp})$$

$A_{N,B}$ Annuität der betriebsgebundenen Kosten [€/a]
 A_{B1} betriebsgebundene Kosten im ersten Jahr für Bedienung [€]
 b_B preisdynamischer Barwertfaktor für betriebsgebundene Kosten
 A_{IN}betriebsgebundene Kosten im ersten Jahr für Instandhaltung [€]
 b_{IN} preisdynamischer Barwertfaktor für Instandhaltung
 f_{W+Insp} Faktor für den Aufwand bei Wartung und Inspektion
 f_{Inst} Faktor für den Aufwand bei Instandsetzung

Sonstige Kosten

Sonstige Kosten werden nach dem selben Schema wie zuvor berechnet:

$$A_{N,S} = A_{S1} * a * b_S$$

$A_{N,S}$ Annuität der sonstigen Kosten [€/a]
 A_{S1} sonstige Kosten im ersten Jahr [€]
 b_S preisdynamischer Barwertfaktor für sonstige Kosten

Erlöse

Auch Erlöse werden nach dieser Vorgehensweise berechnet:

$$A_{N,E} = E_1 * a * b_E$$

$A_{N,E}$ Annuität der Erlöse [€/a]
 E_1 Erlöse im ersten Jahr [€]
 b_E preisdynamischer Barwertfaktor für Erlöse

Annuität der Jahresgesamtzahlungen

Aus der Differenz der Annuität der Erlöse und der Summe aus den kapitalgebundenen, bedarfsgebundenen, betriebsgebundenen und sonstigen Annuitäten der Kosten ergibt sich die Gesamtannuität.

$$A_N = A_{N,E} - (A_{N,K} + A_{N,V} + A_{N,B} + A_{N,S})$$

A_N Gesamtannuität [€/a]

Diese soll so groß wie möglich sein, um einen maximalen Gewinn zu erzielen, bzw. bei negativen Werten so klein wie möglich, um die Kosten gering zu halten.

Anhang B - Preise der einzelnen Komponenten

		gemittelter Preis [€]
Erdreich- Wärmepumpe	benötigte Leistung	
	12 kW	9460,3
	8 kW	8513,8
	6 kW	8035,3
Außenluft-Wärmepumpe	benötigte Leistung	
	14,5 kW	14520,9
	9,2 kW	10801,8
	6,9 kW	9372,3
Pelletsessel	10 kW	9529,5
Brennwert-Gaskessel	10 kW	4794,7
Brennwert-Ölkessel	10 kW	6404,2
Trinkwasserspeicher 300l		1233,8
Pufferspeicher 600l		2645,2
Umwälzpumpe		304
Montage		800

			gemittelter Preis [€]
Sondenbohrung	#	Länge	
	Preis/m	50 €/m	
	2	110	11000
	2	100	10000
	2	80	8000
Kellerfläche	benötigte Fläche		
	Kosten/m ²	387,53 €/m ²	
		5m ²	1937,7
		3m ²	1162,6
		2m ²	775,1
	1m ²	387,5	
Pelletkessel Zubehör			3113,1
Gasanschluss			2075
Öltank	Volumen		
		3000l	1898
		2000l	1444
		1500l	949

Anhang C - Berechnungsblätter

Annuitätenberechnung nach VDI 2067			
Sole/Wasser-Wärmepumpe 12kW			
Gebäude: EFH100	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Wärmepumpe + Zubehör	A₀	9156 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1,5 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Erdwärmesonde + Tiefenbohrung	A₀	11000 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	50 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister)	A₀	1234 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	A₀	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Montage	A₀	800 €	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _K	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,K}	814,13 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		976,96 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{Heizen}	0 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{Strom}	7225,1 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{Heizen}	0 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{Strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _v	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _v	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,V}	970,14 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		1164,17 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	592,7 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	0 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, b_{IN}}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	757,62 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		909,15 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _s	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,S}	13,87 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		16,64 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-2555,76 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-3066,92 €/a	

Annuitätenberechnung nach VDI 2067

Sole/Wasser-Wärmepumpe 8kW

Gebäude: EFH60

	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Wärmepumpe + Zubehör	Ao	8210 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1,5 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Erdwärmesonde + Tiefenbohrung	Ao	10000 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	50 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister)	Ao	1234 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	Ao	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Montage	Ao	800 €	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _K	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,K}	746,78 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		896,14 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{Heizen}	0 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{Strom}	3608,8 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{Heizen}	0 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{Strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _v	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _v	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,V}	484,57 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		581,48 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	539,05 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	0 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, b_{IN}}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	689,04 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		826,85 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _s	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,S}	12,67 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		15,20 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-1933,06 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-2319,67 €/a	

Annuitätenberechnung nach VDI 2067

Sole/Wasser-Wärmepumpe 6kW

Gebäude: EFH40

	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Wärmepumpe + Zubehör	Ao	7731 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1,5 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Erdwärmesonde + Tiefenbohrung	Ao	8000 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	50 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister)	Ao	1234 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	Ao	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Montage	Ao	800 €	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _K	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,K}	682,78 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		819,33 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{Heizen}	0 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{Strom}	2519,7 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{Heizen}	0 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{Strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _v	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _v	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,V}	338,33 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		406,00 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	467,075 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	0 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, b_{IN}}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	597,04 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		716,45 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _s	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,S}	11,14 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		13,37 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-1629,29 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-1955,15 €/a	

Annuitätenberechnung nach VDI 2067

Luft/Wasser-Wärmepumpe 14,5kW

Gebäude: EFH100

	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Wärmepumpe + Zubehör	A₀	14217 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1,5 %	
Lebenserwartung	T _N	18 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister)	A₀	1234 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	A₀	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Montage	A₀	800 €	
Lebenserwartung	T _N	18 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _K	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,K}	969,42 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		1163,31 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{Heizen}	0 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{strom}	8006,8 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{Heizen}	0 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{Strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _v	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _v	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,v}	1075,10 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		1290,13 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	389,225 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	0 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, b_{IN}}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	497,53 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		597,03 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _s	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,s}	10,20 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		12,25 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-2552,26 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-3062,72 €/a	

Annuitätenberechnung nach VDI 2067

Luft/Wasser-Wärmepumpe 9,2kW

Gebäude: EFH60

	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Wärmepumpe + Zubehör	A₀	10498 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1,5 %	
Lebenserwartung	T _N	18 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister)	A₀	1234 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	A₀	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Montage	A₀	800 €	
Lebenserwartung	T _N	18 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _K	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,K}	753,06 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		903,67 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{Heizen}	0 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{strom}	4509,5 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{Heizen}	0 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{Strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _V	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _V	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,V}	605,51 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		726,61 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	296,25 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	0 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, b_{IN}}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	378,68 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		454,42 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _S	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,S}	7,91 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		9,49 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-1745,16 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-2094,20 €/a	

Annuitätenberechnung nach VDI 2067

Luft/Wasser-Wärmepumpe 6,9kW

Gebäude: EFH40

	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Wärmepumpe + Zubehör	A₀	9068 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1,5 %	
Lebenserwartung	T _N	18 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister)	A₀	1234 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	A₀	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Montage	A₀	800 €	
Lebenserwartung	T _N	18 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _K	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,K}	669,86 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		803,84 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{Heizen}	0 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{strom}	3253,6 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{Heizen}	0 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{Strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _V	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _V	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,V}	436,87 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		524,25 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	260,5 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	0 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, b_{IN}}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	332,99 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		399,58 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _S	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,S}	7,03 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		8,44 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-1446,75 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-1736,11 €/a	

Annuitätenberechnung nach VDI 2067			
Pelletkessel 10kW			
Gebäude: EFH100	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Pelletkessel + Zubehör	Ao	9529,5 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	3 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	3 %	
Lebenserwartung	T _N	15 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Pelletlager + Fördereinrichtung	Ao	3113 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	3 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	2 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Pufferspeicher + Frischwassermodul	Ao	2645 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	Ao	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Kellerfläche	Ao	1938 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	50 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Montage	Ao	800 €	
Lebenserwartung	T _N	15 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _k	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,k}	1114,50 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		1337,40 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{pellets}	24127,8 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{strom}	450,0 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{pellets}	0,041 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _v	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _v	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,v}	1059,12 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		1270,94 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	828,2 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	55 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, B_{IN}}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	1128,95 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		1354,75 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _s	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,s}	11,30 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		13,56 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-3313,87 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-3976,64 €/a	

Annuitätenberechnung nach VDI 2067			
Pelletkessel 10kW			
Gebäude: EFH60	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Pelletkessel + Zubehör	Ao	9529,5 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	3 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	3 %	
Lebenserwartung	T _N	15 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Pelletlager + Fördereinrichtung	Ao	3113 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	3 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	2 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Pufferspeicher + Frischwassermodul	Ao	2645 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	Ao	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Kellerfläche	Ao	1938 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	50 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Montage	Ao	800 €	
Lebenserwartung	T _N	15 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _k	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,k}	1114,50 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		1337,40 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{pellets}	15818,8 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{strom}	450,0 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{pellets}	0,041 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _v	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _v	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,v}	715,19 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		858,23 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	828,2 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	55 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, BIN}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	1128,95 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		1354,75 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _s	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,s}	11,30 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		13,56 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-2969,95 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-3563,94 €/a	

Annuitätenberechnung nach VDI 2067			
Pelletkessel 10kW			
Gebäude: EFH40	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Pelletkessel + Zubehör	Ao	9529,5 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	3 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	3 %	
Lebenserwartung	T _N	15 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Pelletlager + Fördereinrichtung	Ao	3113 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	3 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	2 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Pufferspeicher + Frischwassermodul	Ao	2645 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	Ao	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Kellerfläche	Ao	1938 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	50 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Montage	Ao	800 €	
Lebenserwartung	T _N	15 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _k	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,k}	1114,50 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		1337,40 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{pellets}	11869,8 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{strom}	450,0 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{pellets}	0,041 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _v	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _v	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,v}	551,74 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		662,08 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	828,2 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	55 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, BIN}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	1128,95 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		1354,75 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _s	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,s}	11,30 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		13,56 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-2806,49 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-3367,79 €/a	

Brennwert-Gaskessel 10kW

Gebäude: EFH100

	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Brennwert-Gaskessel + Zubehör	Ao	4795 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1,5 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Gasanschluss	Ao	2075 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	0,5 %	
Lebenserwartung	T _N	40 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister)	Ao	1234 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	Ao	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Montage	Ao	800 €	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _K	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,K}	427,65 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		513,18 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{gas}	20546,5 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{strom}	200,0 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{Gas}	0,061 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{Strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _v	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _v	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,V}	1276,05 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		1531,26 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	184,8 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	55 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, b_{IN}}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	306,53 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		367,83 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _s	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,S}	5,68 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		6,81 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-2015,90 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-2419,09 €/a	

Annuitätenberechnung nach VDI 2067

Brennwert-Gaskessel 10kW

Gebäude: EFH60

	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Brennwert-Gaskessel + Zubehör	Ao	4795 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1,5 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Gasanschluss	Ao	2075 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	0,5 %	
Lebenserwartung	T _N	40 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister)	Ao	1234 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	Ao	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Montage	Ao	800 €	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _K	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,K}	427,65 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		513,18 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{gas}	13078,5 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{strom}	200,0 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{Gas}	0,061 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{Strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _v	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _v	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,V}	822,01 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		986,41 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	184,8 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	55 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, b_{IN}}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	306,53 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		367,83 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _s	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,S}	5,68 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		6,81 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-1561,86 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-1874,23 €/a	

Brennwert-Gaskessel 10kW

Gebäude: EFH40

	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Brennwert-Gaskessel + Zubehör	Ao	4795 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1,5 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Gasanschluss	Ao	2075 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	0,5 %	
Lebenserwartung	T _N	40 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister)	Ao	1234 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	Ao	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{W+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Montage	Ao	800 €	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _K	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,K}	427,65 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		513,18 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{gas}	9632,2 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{strom}	200,0 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{Gas}	0,061 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{Strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _v	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _v	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,V}	612,48 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		734,97 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	184,8 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	55 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _B , b _{IN}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	306,53 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		367,83 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _s	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,S}	5,68 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		6,81 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-1352,33 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-1622,80 €/a	

Annuitätenberechnung nach VDI 2067			
Brennwert-Ölkessel 10kW			
Gebäude: EFH100	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Brennwert-Ölkessel + Zubehör	Ao	6404 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1,5 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Öltank	Ao	1898 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	0,5 %	
Lebenserwartung	T _N	25 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister)	Ao	1234 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	Ao	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Kellerfläche	Ao	1163 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	50 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Montage	Ao	800 €	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _k	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,k}	555,51 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		666,61 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{Öl}	21333,8 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{Strom}	290,0 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{Öl}	0,076 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{Strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _v	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _v	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,v}	1656,11 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		1987,33 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	309,67 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	55 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, b_{IN}}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	466,14 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		559,37 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _s	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,s}	7,28 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		8,73 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-2685,03 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-3222,04 €/a	

Annuitätenberechnung nach VDI 2067			
Brennwert-Ölkessel 10kW			
Gebäude: EFH60	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Brennwert-Ölkessel + Zubehör	Ao	6404 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1,5 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Öltank	Ao	1444 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	0,5 %	
Lebenserwartung	T _N	25 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister)	Ao	1234 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	Ao	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Kellerfläche	Ao	775 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	50 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Montage	Ao	800 €	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _k	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,k}	529,57 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		635,48 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{öl}	13622,5 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{Strom}	290,0 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{öl}	0,076 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{Strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _v	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _v	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,v}	1071,57 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		1285,88 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	295,1 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	55 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, B_{IN}}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	447,52 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		537,02 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _s	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,s}	6,76 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		8,11 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-2055,41 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-2466,49 €/a	

Annuitätenberechnung nach VDI 2067			
Brennwert-Ölkessel 10kW			
Gebäude: EFH40	Symbol	Werte	Einheit
Kapitalgebundene Kosten			
Brennwert-Ölkessel + Zubehör	Ao	6404 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1,5 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Öltank	Ao	949 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	0,5 %	
Lebenserwartung	T _N	25 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Warmwasserspeicher (inkl. Heizregister)	Ao	1234 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Umwälzpumpe	Ao	304 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	2 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	10 a	
Häufigkeit Austausch	n	2 #	
Kellerfläche	Ao	387,5 €	
Aufwand für Instandsetzung in Prozent der Investitionssumme	f _{inst}	1 %	
Aufwand für Wartung in Prozent der Investitionssumme	f _{w+Insp}	1 %	
Lebenserwartung	T _N	50 a	
Häufigkeit Austausch	n	0 #	
Montage	Ao	800 €	
Lebenserwartung	T _N	20 a	
Häufigkeit Austausch	n	1 #	
Berechnungsgrundlagen			
kalkulatorischer Zinssatz	q	0,0 %	
Preisänderungsfaktor (Inflation)	r _k	2,14 %	
Betrachtungszeitraum	T	20 a	
Annuitätenfaktor	a	0,050	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten	A _{N,k}	501,99 €/a	
Annuität der kapitalgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		602,39 €/a	
Bedarfs-/Verbrauchsgebundene Kosten			
Energie			
Energieverbrauch	Q _{öl}	10021,9 kWh	
Stromverbrauch des 1. Jahres	Q _{Strom}	290,0 kWh	
Energiekosten des 1. Jahres	Preis _{öl}	0,076 €/kWh	
Stromkosten des 1. Jahres	Preis _{Strom}	0,134 €/kWh	
Preisänderungsfaktor (Energie)	r _v	0,0 %	
Barwertfaktor (Energie)	b _v	20,000	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten	A _{N,v}	798,63 €/a	
Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		958,36 €/a	
Betriebsgebundene Kosten			
Wartung			
Kosten für Wartung und Instandhaltung	A _{IN}	279,925 €	
Kosten für Bedienen und Reinigen	A _B	55 €	
Preisänderungsfaktor (Lohn)	r _B	2,5 %	
Barwertfaktor (Lohn)	b _{B, b_{IN}}	25,545	
Barwertfaktor (Inflation)		24,637	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten	A _{N,B}	428,12 €/a	
Annuität der betriebsgebundenen Kosten inkl. Ust (20%)		513,74 €/a	
Sonstige Kosten			
Versicherungsaufwand in Prozent der Investitionssumme		0,05 %	
Barwertfaktor (Inflation)	b _s	24,637	
Annuität der sonstigen Kosten	A _{N,s}	6,21 €/a	
Annuität der sonstigen Kosten inkl. Ust (20%)		7,46 €/a	
Gesamtannuität	A_N	-1734,96 €/a	
Gesamtannuität inkl. UST (20%)		-2081,95 €/a	