

Masterthesis

Name:	Vorname:
Dinkel	Benjamin
Studiengang:	vorgelegt am:
MA Erneuerbare Energien	02.02.2019
Erstprüfer/in:	Zweitprüfer/in:
Prof. Dr.-Ing. Heike Frischgesell	Dipl.-Wirtsch.-Ing. Gunnar Schröder
Thema:	
Vergleich des Primärenergieeinsatzes unterschiedlicher Wärmeversorgungssysteme	

Benjamin Dinkel

Thema der Masterthesis

Vergleich des Primärenergieeinsatzes unterschiedlicher Wärmeversorgungssysteme

Stichworte

Wärmeversorgung, Wärmepumpe, Primärenergie, Klimatechnik

Kurzzusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden Wärmeversorgungssysteme anhand ihres Primärenergieeinsatzes verglichen. Hierzu wurde mit realen Daten des Deutschen Wetterdienstes der Verbrauch einer RLT-Anlage berechnet. Dieser Verbrauch ist die Eingangsgröße um die Energieverbräuche der Wärmeerzeuger zu berechnen. Folgende Systeme wurden verglichen: Luft-Wasser-Wärmepumpe, Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärmesonde, Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärmekollektor, Gas-Brennwertkessel und Fernwärmeanschluss. Die jeweiligen Verbräuche wurden anschließend mit den zugehörigen Primärenergiefaktoren in den Primärenergieeinsatz umgerechnet und gegenübergestellt. Der Fernwärmeanschluss zeigt dabei den niedrigsten Bedarf an Primärenergie, gefolgt von den Wärmepumpen. Die Wärmepumpen untereinander unterscheiden sich kaum. Am schlechtesten schneidet der Gas-Brennwertkessel ab.

Benjamin Dinkel

Title of the paper

Comparison of primary energy use between different heating systems

Keywords

Heating supply, heat pump, primary energy, airconditioning

Abstract

This master thesis draws a comparison between different heating supplies. The systems are compared by their primary energy consumption. Data of the Deutscher Wetterdienst is used to calculate the heat consumption of an airconditioning system. This consumption is the base for the calculation of the energy consumption of the following heating supplies: air-water heat pump, brine-water heat pump with borehole, brine-water heat pump with ground heat collector, gas condensing boiler and district heat connection. The consumptions are multiplied with the respective primary energy factors to calculate the primary energy consumption. The district heat connection uses the least primary energy, followed by the heat pump systems. The different heat pump systems have very similar consumptions. The gas condensing boiler uses most primary energy.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Tabellenverzeichnis	II
Abbildungsverzeichnis	III
Abkürzungs- und Symbolverzeichnis.....	IV
1 Einleitung	1
2 Aufgabenstellung	3
3 Grundlagen.....	5
3.1 Deutscher Wetterdienst und Verarbeitung der Datensätze	5
3.2 Verbraucherseite	7
3.3 Erzeugerseite.....	9
3.3.1 Wärmepumpen.....	9
3.3.2 Luft-Wasser-Wärmepumpen.....	11
3.3.3 Sole-Wasser-Wärmepumpen	12
3.3.4 Klassische Wärmeerzeuger.....	14
3.4 Primärenergie	16
4 Berechnungen.....	19
4.1 Grunddaten.....	19
4.2 RLT-Anlage	21
4.3 Wärmepumpen.....	23
4.3.1 Luft-Wasser-Wärmepumpe.....	24
4.3.2 Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Sonde	24
4.3.3 Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Kollektor.....	25
5 Ergebnisse	26
5.1 Berechnungsprogramm und Betrachtungszeitraum.....	26
5.2 Luftdruckeinfluss auf Erhitzerleistung	27
5.3 Erhitzerleistung im Jahresverlauf	29
5.4 Ermittlung der Soletemperatur.....	32
5.5 Auswertung der Wärmepumpen	34
5.6 Zusammenstellung der Berechnungsergebnisse	39
5.7 Vergleich des Primärenergieeinsatzes	41
6 Fazit.....	43
Quellenverzeichnis	VIII

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Zustandspunkte der Luft.....	8
Tabelle 2: Auswahl von Primärenergiefaktoren nach EnEV, DIN V 18599-1 und Versorgerangaben	17
Tabelle 3: Betriebsdaten RLT-Anlage.....	21
Tabelle 4: Vergleich der Betrachtungszeiträume	26
Tabelle 5: Einfluss der Luftdruckunterschiede auf Erhitzerleistung.....	27
Tabelle 6: Grunddaten RLT Auswertung Erhitzerleistung.....	29
Tabelle 7: Wärmequellentemperatur angelehnt an Fraunhofer ISE	33
Tabelle 8: Ergebnisse Berechnung 1 Wärmepumpen.....	34
Tabelle 9: Ergebnisse Berechnung 2 Wärmepumpen.....	37
Tabelle 10: Zusammenstellung Primärenergieeinsatz.....	40

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Energiewandlungskette	3
Abbildung 2: Vereinfachte Darstellung der RLT-Anlage	7
Abbildung 3: Schematischer Aufbau und Energieflüsse einer Wärmepumpe	9
Abbildung 4: Wärmepumpe mit Umgebungsluft als Wärmequelle (Außen- aufstellung, Split-Aufstellung, Innenaufstellung).....	11
Abbildung 5: Temperaturverlauf in der Erdkruste	12
Abbildung 6: Wärmepumpe mit Erdwärme als Wärmequelle	13
Abbildung 7: Energiewandlungskette	16
Abbildung 8: Monatlicher Wärmebedarf der RLT-Anlage.....	29
Abbildung 9: Dauerlinie der Erhitzerleistung	30
Abbildung 10: Dauerlinie der Erhitzerleistung > 40kW	31
Abbildung 11: Sole-Vorlauftemperaturen für Anlagen mit Erdwärmekollektoren.....	32
Abbildung 12: Sole-Vorlauftemperaturen für Anlagen mit Erdwärmesonden	33
Abbildung 13: Einfluss des Wärmequellen-Temperaturniveaus und der Heizungs- vorlauf-temperatur auf die Wärmepumpen-Leistungszahl (Sole mit 25 % Frostschutzmittel).....	38
Abbildung 14: Zusammenstellung Endenergieverbrauch	39
Abbildung 15: Primärenergievergleich	41
Abbildung 16: Primärenergievergleich mit FW aus fossiler KWK	42

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Symbol	Erklärung	Einheit
BW	Gas-Brennwert-Kessel	-
$\bar{c}_{p,D}$	mittlere spez. Wärmekapazität des Wasserdampfes	kJ/(kg*K)
$\bar{c}_{p,L}$	mittlere spez. Wärmekapazität der Luft	kJ/(kg*K)
DWD	Deutscher Wetterdienst	-
ε	Leistungszahl Wärmepumpe	-
ε_{LW}	Leistungszahl Luft-Wasser-Wärmepumpe	-
ε_{SO}	Leistungszahl Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Sonde	-
$\varepsilon_{C,KO}$	Leistungszahl Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Kollektor	-
ε_C	Carnot-Leistungszahl	-
$\varepsilon_{C,LW}$	Carnot-Leistungszahl Luft-Wasser-Wärmepumpe	-
$\varepsilon_{C,SO}$	Carnot-Leistungszahl Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Sonde	-
$\varepsilon_{C,KO}$	Carnot-Leistungszahl Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Kollektor	-
f_p	Primärenergiefaktor	-
FW	Fernwärme	
H_U	Heizwert	kJ/kg
h_n	Spezifische Enthalpie der Luft im Zustandspunkt n	kJ/kg
LW-WP	Luft-Wasser-Wärmepumpe	-
SO-WP	Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärmesonde	-
KO-WP	Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärmekollektor	-
\dot{m}_L	Massenstrom Luft	kg/s
P_A	Antriebsleistung einer Wärmepumpe	kW
$P_{A,LW}$	Antriebsleistung Luft-Wasser-Wärmepumpe	kW
$P_{A,SO}$	Antriebsleistung	kW
$P_{A,KO}$	Antriebsleistung	kW

p_N	atmosphärischen Druck auf Meereshöhe nach Norm	hPa
p_{min}	Minimalwert der Stundenwerte des Luftdrucks zwischen 01.01.2008 und 31.07.2017	hPa
p_{max}	Maximalwert der Stundenwerte des Luftdrucks zwischen 01.01.2008 und 31.07.2017	hPa
$\overline{p_{08-17}}$	Mittelwert der Stundenwerte des Luftdrucks zwischen 01.01.2008 und 31.07.2017	hPa
p_D	Partialdruck des Wasserdampfes	hPa
P_H	Heizleistung einer Wärmepumpe	kW
$P_{H,LW}$	Heizleistung Luft-Wasser-Wärmepumpe	kW
$P_{H,SO}$	Heizleistung Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Sonde	kW
$P_{H,KO}$	Heizleistung Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Kollektor	kW
p_s	Sättigungsdampfdruck des Wasserdampfes	hPa
P_U	Umgebungsleistung einer Wärmepumpe	kW
Φ	Rückwärmehzahl der Wärmerückgewinnung	-
φ	Relative Feuchte	-
$\overline{\varphi_{00-17}}$	Mittelwert der Stundenwerte der relativen Feuchte der Außenluft zwischen 01.01.2000 und 31.07.2017	-
$\overline{\varphi_{08-17}}$	Mittelwert der Stundenwerte der relativen Feuchte der Außenluft zwischen 01.01.2008 und 31.07.2017	-
ρ_L	Dichte Luft	kg/m ³
\dot{Q}_E	Wärmebedarf des Erhitzers	kW
Q_E	Verbrauch des Erhitzers	kWh
$Q_{E,ges}$	Gesamtverbrauch des Erhitzers	kWh
$Q_{E,mittel}$	Durchschnittlicher Jahresverbrauch des Erhitzers	kWh/a
$Q_{E,JJ/MM}$	Verbrauch des Erhitzers im Monat MM des Jahres JJ	kWh
Q_{End}	Endenergie	kWh
Q_{BW}	Endenergieverbrauch des Gasbrennwertkessels	MWh
Q_{FW}	Endenergieverbrauch Fernwärme	MWh

Q_{KO}	Endenergieverbrauch Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Kollektor	MWh
Q_{LW}	Endenergieverbrauch Luft-Wasser-Wärmepumpe	MWh
Q_{SO}	Endenergieverbrauch Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Sonde	MWh
Q_P	Primärenergie	kWh
$Q_{P,BW}$	Primärenergieverbrauch des Gasbrennwertkessels	MWh
$Q_{P,FW}$	Primärenergieverbrauch Fernwärme	MWh
$Q_{P,KO}$	Primärenergieverbrauch Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Kollektor	MWh
$Q_{P,LW}$	Primärenergieverbrauch Luft-Wasser-Wärmepumpe	MWh
$Q_{P,SO}$	Primärenergieverbrauch Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Sonde	MWh
R_D	spez. Gaskonstante des Wasserdampfes	kJ/(kg*K)
RLT-Anlage	Raumluftechnische Anlage	-
r_0	spez. Verdampfungsenthalpie von Wasser bei 0 °C	kJ/kg
$\overline{t_{00-17}}$	Mittelwert der Stundenwerte der Außenlufttemperatur zwischen 01.01.2000 und 31.07.2017	°C
$\overline{t_{08-17}}$	Mittelwert der Stundenwerte der Außenlufttemperatur zwischen 01.01.2008 und 31.07.2017	°C
t_{AU}	Temperatur der Außenluft	°C
t_n	Temperatur der Luft im Zustandspunkt n	°C
T_H	Heiztemperatur	K
T_U	Temperatur der Wärmequelle	K
$T_{U,SO}$	Temperatur der Wärmequelle mit Erdwärme-Sonde	K
$T_{U,KO}$	Temperatur der Wärmequelle mit Erdwärme-Kollektor	K
$T_{VL,RLT}$	Vorlauftemperatur der RLT-Anlage	K
\dot{V}_L	Volumenstrom Luft	m ³ /s
WRG	Wärmerückgewinnung	-
$W_{A,LW}$	elektrische Antriebsarbeit Luft-Wasser-Wärmepumpe	kWh

$W_{A,SO}$	elektrische Antriebsarbeit Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Sonde	kWh
$W_{A,KO}$	elektrische Antriebsarbeit Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Kollektor	kWh
x	Feuchtegehalt	-
\overline{x}_{08-17}	Mittelwert der Stundenwerte des Feuchtegrades zwischen 01.01.2008 und 31.07.2017	-
ZP	Zustandspunkt	-

1 Einleitung

Die Energiewende vom fossilen Zeitalter zur vollständigen Versorgung durch erneuerbare Energien ist das Generationenprojekt unserer Zeit. Die Dekarbonisierung der Wärmebereitstellung muss dabei einen großen Beitrag leisten. Vor dem Hintergrund sinkender Heizlasten im Gebäudesektor kommen vermehrt Wärmepumpen zur Versorgung mit Wärmeenergie zum Einsatz. Der Marktanteil beträgt dabei heute bereits etwas über 10%¹. Eine Studie der Agora Energiewende zeigt, dass im Jahr 2030 mindestens 5 Mio. Wärmepumpen im Einsatz sein müssen, die dann 22% des Wärmemix bereitstellen, um die Klimaziele bis 2050 zu erfüllen.² Wärmepumpen haben ein großes Potenzial zur Sektorenkopplung, sprich zur Verbindung des Strom- und Wärmesektors, ihr Beitrag zur Energiewende hängt jedoch stark vom eingesetzten Strom-Mix und ihrer Energieeffizienz ab. Ein großer Teil der verbauten Wärmepumpen sind Luft-Wasser-Wärmepumpen. Der Wirkungsgrad dieser Wärmepumpen ist, aufgrund der Nutzung der Außenluft als Wärmequelle, direkt von der Außenlufttemperatur abhängig und somit am niedrigsten, wenn die größte Wärmeleistung benötigt wird. Trotz dieses offensichtlichen Nachteils werden Luft-Wasser-Wärmepumpen wegen ihrer niedrigen Investitionskosten und der kompakten, einfachen Bauweise oft eingesetzt. Im Verlauf dieser Arbeit soll der Primärenergiebedarf verschiedener Wärmeversorgungssysteme verglichen werden. Die dabei zu betrachtenden Systeme sind:

- Luft-Wasser-Wärmepumpe
- Sole-Wasser-Wärmepumpe
- Wärmepumpe in Verbindung mit Solarthermie

¹ URL: https://www.waermepumpe.de/typo3temp/yag/02/49/Marktanteile_Waermepumpe_2003_-_2017_24989_5ab2133ff2.jpg (Stand: 13.04.2018)

² Agora Energiewende: Wärmewende 2030. Schlüsseltechnologien zur Erreichung der mittel- und langfristigen Klimaschutzziele im Gebäudesektor. Berlin 2017, S. 14 f

Die Verbraucherseite wird durch die Raumluftechnische Anlage (RLT-Anlage) eines Bürogebäudes im Bestand dargestellt. Für den Standort eines Versicherers in Hannover mit ca. 650 Mitarbeitern wird aktuell ein neues Raumkonzept erarbeitet. Das beinhaltet die Unterbringung weiterer Mitarbeiter und die offenere Gestaltung der Arbeitsplätze. In diesem Zug werden auch Teile der technischen Gebäudeausrüstung angepasst und erweitert, wobei der Bestand weitestgehend erhalten bleiben soll. Die statische Heizung bleibt bestehen, die RLT-Anlage soll jedoch auf das neue Raumkonzept angepasst werden und künftig die benötigte Wärme- und Kälteleistung von einer Luft-Wasser-Wärmepumpe beziehen. Die Luftmengen bleiben annähernd gleich, allerdings soll die Luft stärker erwärmt werden, da im Winter offenbar Heizleistung fehlt. Dies zeigt sich darin, dass in der gesamten Liegenschaft die Obergeschosse nicht ausreichend warm werden.

Um möglichst realistische Aussagen treffen zu können, sollen zur Ermittlung der Leistungen und der Wirkungsgrade reale Daten des Deutschen Wetterdienstes der letzten Jahre für den Standort verwendet werden. Abschließend erfolgt eine Beurteilung der Wärmeversorgungssysteme nach Energieeffizienz und Primärenergieeinsatz.

2 Aufgabenstellung

Ziel dieser Arbeit ist es, einen fundierten Vergleich des Primärenergieeinsatzes unterschiedlicher Wärmeerzeuger zu liefern. Im Verlauf des Projektes, welches ursprünglich Daten für diese Arbeit liefern sollte, wurde von der Bauherrenschaft entschieden, vorerst an der Wärmeerzeugung keine Änderungen vorzunehmen. Somit fehlen real gemessene Daten. Deshalb werden sowohl die Verbraucher- als auch die Erzeugerseite simuliert. Die Verbraucherseite und die unterschiedlichen Wärmeerzeuger werden dafür mit dem Programm INSEL 8.2³ der doppelintegral GmbH nachgebildet.

Am Anfang der Überlegungen und Berechnungen steht der Energiebedarf des Verbrauchers, also der RLT-Anlage. Die folgende Abbildung stellt die Energiewandlungskette bis hin zum Energiebedarf dar.

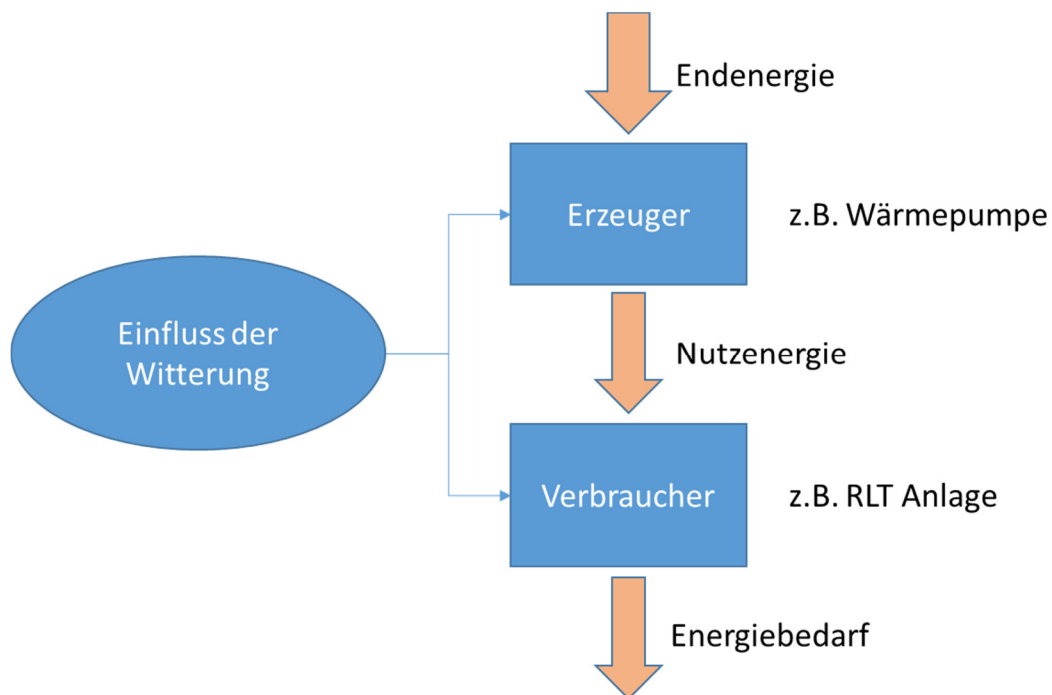


Abbildung 1: Energiewandlungskette

³ Integrated Simulation Environment Language

Mit Hilfe der Daten des Deutschen Wetterdienstes (DWD), den Anlagenparametern und einigen Annahmen wird das Modell der RLT-Anlage gespeist und der Energieverbrauch berechnet.

Die vom Verbraucher benötigte Energie muss durch die Erzeugerseite bereitgestellt werden. Je nach Erzeuger ist die benötigte Energie witterungsabhängig. Für die unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen müssen Modelle gebildet werden und diese mit den Wetterdaten und den Verbrauchsdaten gespeist werden, um die eingesetzte Endenergie über einen Zeitraum zu ermitteln.

Der Primärenergieeinsatz wird in einem weiteren Schritt aus dem Energieverbrauch und dem eingesetzten Energieträger berechnet.

Die Ergebnisse der Berechnungen werden anschließend zusammengestellt und aufbereitet. Diese Zusammenstellungen bilden dann die Grundlage für eine Beurteilung der Anlagenkonzepte nach Energieeffizienz und Primärenergieverbrauch.

3 Grundlagen

3.1 Deutscher Wetterdienst und Verarbeitung der Datensätze

Die Aufgaben des Deutschen Wetterdienstes (DWD) umfassen das Sammeln, Auswerten und Archivieren von Wetter- und Klimadaten, den Betrieb der dafür notwendigen Stationen und die Interpretation der Daten zu Wettervorhersagen, Unwetterwarnungen und Klimatrends.⁴

Über das Climate Data Center stellt der DWD seinen gesamten Klimadatenbestand kostenfrei zur Verfügung. Dabei gibt es eine Vielzahl unterschiedlicher Datenreihen in vielen verschiedenen zeitlichen Auflösungen von allen Wetterstationen des DWD. Die Daten reichen viele Jahrzehnte zurück und dürfen, sofern die Quelle veröffentlicht wird, verwendet werden. Nähere Informationen können der jeweiligen Datensatzbeschreibung entnommen werden, die im Anhang zu finden sind.^{5,6,7}

Für den Energiebedarf des Verbrauchers ist der Zustand der Außenluft ausschlaggebend. Der Datensatz der Stundenwerte der Station 2014 Hannover für Lufttemperatur und relative Feuchte reicht vom 01.01.1950 bis zum 31.12.2017. Über den Server des CDC wurde der Datensatz als formatierte Textdatei (.txt) heruntergeladen und in Microsoft Excel importiert. Dabei wurde in Excel der Punkt als Dezimaltrennzeichen festgelegt. Zur einfacheren Handhabung wurden zunächst alle Daten vor dem 01.01.2000 gelöscht.

Des Weiteren wurde der Datensatz der Stundenwerte des Luftdrucks der Station 2014 Hannover verwendet.³ Mit dem Datensatz wurde ebenso wie mit dem Datensatz der Außenluft verfahren. Da die Auflösung und Reihenfolge der Stundenwerte mit dem

⁴ https://www.dwd.de/DE/derdwd/aufgaben/aufgaben_node.html; Stand 01.11.18

⁵ DWD Climate Data Center (CDC): Historische stündliche Stationsmessungen der Lufttemperatur und Luftfeuchte für Deutschland, Version v006, 2018.

⁶ DWD Climate Data Center (CDC): Historische stündliche Stationsmessungen des Luftdrucks für Deutschland, Version v005, 2018.

⁷ DWD Climate Data Center (CDC): Historische stündliche Stationsmessungen der Erdbodentemperatur für Deutschland, Version v006, 2018.

Datensatz der Außenluftzustände identisch war, ließen sich die beiden Datensätze problemlos zusammenstellen.

Als Referenz für Temperatur des Erdbodens wurde ein weiterer Datensatz des DWD verwendet.⁴ Da die oberflächennahen Bodentemperaturen nicht nur mit der Lufttemperatur zusammenhängen sondern vielmehr jahreszeitlich schwanken, wurde hier eine monatliche Auflösung der Daten gewählt.

Der Zeitstempel der Daten des DWD ist im Format „JJJMMTTHH“ angelegt und wird von Excel als Text behandelt. Um weiter mit diesem Zeitstempel arbeiten zu können musste dieser in ein anderes Format übertragen werden. Mit den Funktionen DATUM() und TEIL() ließ sich der Zeitstempel in die Form „TT.MM.JJ HH:MM“ umwandeln, mit der deutlich einfacher umgegangen werden kann. Außerdem lassen sich in Excel mit Daten in diesem Format Rechenoperationen durchführen.

Alle in dieser Arbeit verwendeten Daten des DWD sind online abrufbar. Die Zusammenstellung der Daten befindet sich zusätzlich im Reiter „Grunddaten“ der Excel-Datei „Masterthesis_Dinkel.xlsx“ auf der Datenträger-Version dieser Arbeit.

3.2 Verbraucherseite

Als Verbraucher wird in der vorliegenden Arbeit die RLT-Anlage eines Bürogebäudes betrachtet. Dies ist dem Projektverlauf des Praxisprojektes geschuldet. Selbstverständlich könnten auch andere Verbraucher gewählt werden. Eine RLT-Anlage hat jedoch einige Besonderheiten und Vorteile, die sie interessant für die Betrachtung und Simulation machen, auf die im Weiteren eingegangen werden soll. Die folgende Abbildung zeigt stark vereinfacht die RLT-Anlage des Bürogebäudes im Heizfall.

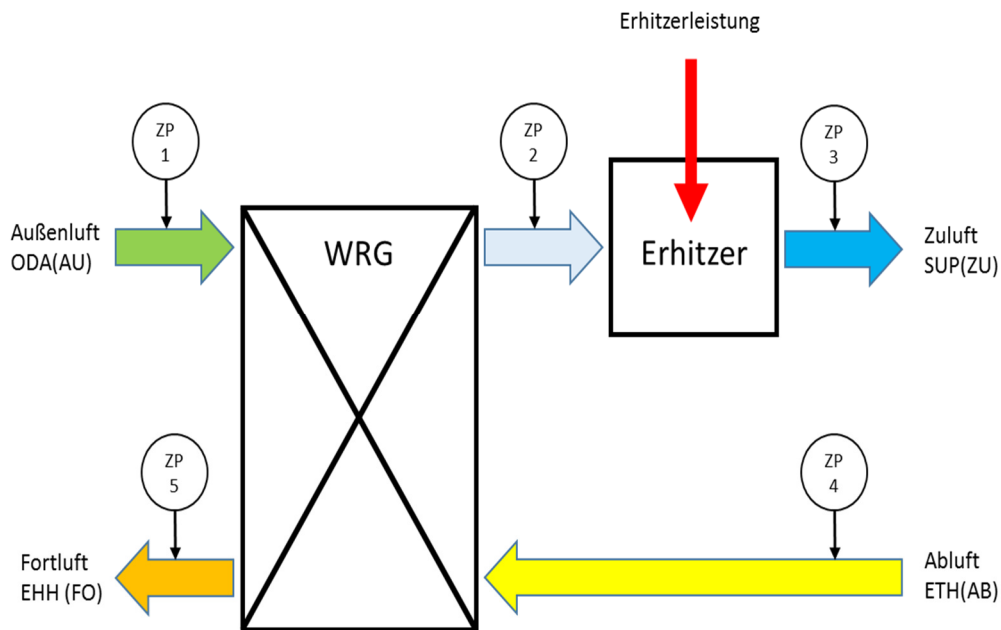


Abbildung 2: Vereinfachte Darstellung der RLT-Anlage

Die RLT-Anlage wird im Bürobetrieb zur Einhaltung einer hygienischen Luftqualität und zur unterstützenden Heizung und Kühlung verwendet. Für die Raumluftqualität und Behaglichkeit muss neben der Temperatur und den Strömungsverhältnissen die relative Luftfeuchtigkeit beachtet werden. Da jedoch keine Daten über Feuchtelasten vorliegen wird davon ausgegangen, dass die absolute Feuchte der Luft konstant bleibt und die relative Feuchte somit lediglich eine Funktion der Temperatur ist. In der folgenden Tabelle sind die Zustandspunkte der Luft, vgl. Abbildung 1., zusammengefasst. Der Weg der Luft vom Zustandspunkt (ZP) 1 bis Zustandspunkt 5 wird verfolgt.

Tabelle 1: Zustandspunkte der Luft

ZP	Beschreibung	Temperatur
1	Außenluft wird angesaugt. Temperatur und Feuchtigkeit sind Wetterdaten, die vom DWD bereitgestellt werden.	$t_1=t_{AU}$
2	Die Luft wurde bereits gefiltert und über den Kreuzstromwärmetauscher mithilfe der Abluft vorgewärmt. Ein stofflicher Austausch hat nicht stattgefunden. Die absolute Feuchtigkeit ist gleich der Außenluft. Die Temperatur hängt von der Rückwärmezahl der Wärmerückgewinnung und der Außenlufttemperatur ab, da die Ablufttemperatur konstant ist.	$t_2=f(\Phi;t_{AU})$
3	Der Luft wurde durch einen Erhitzer Wärmeenergie zugeführt um die Temperatur der Zuluft auf die geforderten 22°C anzuheben.	$t_3=22^\circ\text{C}$ $=\text{const.}$
4	Die Zuluft vermischt sich mit der Raumluft, um dann als Abluft abgesaugt zu werden. Da die Heizlast hauptsächlich von statischen Heizflächen gedeckt wird und das Gebäude eine thermische Trägheit besitzt, wird von konstanten 20°C Raumtemperatur ausgehen.	$t_4=20^\circ\text{C}$ $=\text{const.}$
5	Die Abluft passiert die Wärmerückgewinnung und erwärmt die Außenluft. Die Temperatur der Fortluft hängt bei konstanter Ablufttemperatur von der Rückwärmezahl der Wärmerückgewinnung und der der Außenlufttemperatur ab.	$t_5=f(\Phi;t_{AU})$

Der Wärmebedarf des Erhitzers zwischen ZP2 und ZP3 ist wie folgt definiert:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_L * (h_3 - h_2) = \dot{V}_L * \rho_L * (h_3 - h_2)$$

Die Rückwärmezahl einer Wärmerückgewinnung (WRG) ist definiert zu:

$$\Phi = \frac{t_2 - t_1}{t_4 - t_5}$$

$$t_2 = t_1 + \Phi(t_5 - t_4)$$

3.3 Erzeugerseite

Der Energiebedarf der RLT-Anlage muss von der Erzeugerseite gedeckt werden. Als Erzeuger kommen unterschiedliche Anlagen in Betracht. Alle Wärmeerzeuger stellen im Endeffekt dem Wärmetauscher des Erhitzers der RLT-Anlage erwärmtes Wasser zur Verfügung. Da Leitungsverluste und Hilfsenergie bei allen Erzeugern auftreten würden, werden diese in den folgenden Betrachtungen vernachlässigt.

3.3.1 Wärmepumpen

Jede Wärmepumpe ist eine Kompressions-Kälte-Maschine und somit ein linksgängiger Kreisprozess. Die Wärmepumpe entzieht über ein tiefsiedendes Kältemittel der Wärmequelle Wärmeenergie, um diese dann auf einem höheren Temperaturniveau abzugeben. Dafür benötigt die Wärmepumpe Energie, in der Regel Strom, um das Kältemittel zu verdichten. Die folgende Abbildung zeigt stark vereinfacht den Aufbau einer Wärmepumpe mit den wichtigsten Bauteilen und Energieflüssen.

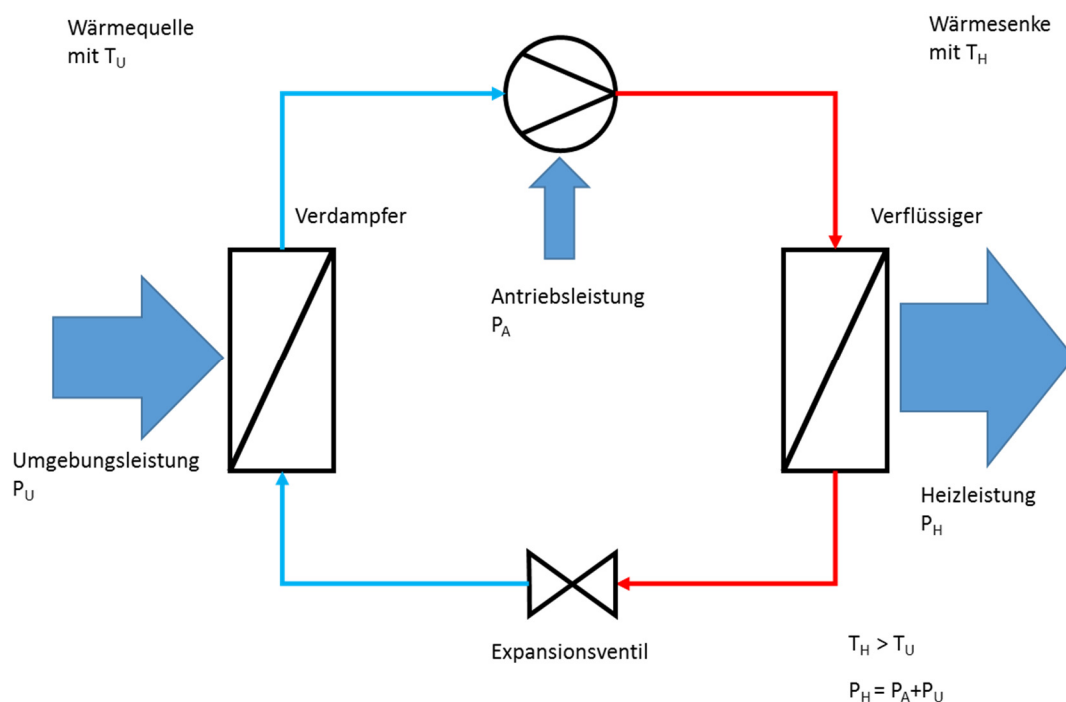


Abbildung 3: Schematischer Aufbau und Energieflüsse einer Wärmepumpe

Die Heizleistung P_H setzt sich zusammen aus der Umgebungsleistung P_U und der Antriebsleistung P_A .

$$P_H = P_U + P_A$$

Das Verhältnis von abgegebener Wärme auf hohem Temperaturniveau, also Nutzen, zu aufgenommener, meist elektrischer Energie, also Aufwand, nennt man Leistungszahl ε .

$$\varepsilon = \frac{P_H}{P_A} = \frac{\text{Heizleistung}}{\text{Antriebsleistung}}$$

Die Leistungszahl einer Wärmepumpe ist immer größer 1, da der Umwelt Leistung entzogen wird und zusammen mit der Antriebsenergie als Heizleistung abgegeben wird, wie in der folgenden Formel erkennbar.

$$\varepsilon = \frac{P_H}{P_A} = \frac{P_U + P_A}{P_A} = 1 + \frac{P_U}{P_A}$$

Würde die Wärmepumpe ideal arbeiten könnte man die Leistungszahl anhand des Carnotprozesses aus den Temperaturniveaus von Wärmequelle T_U und Heizwärme T_H ermitteln.⁸ Die folgende Formel beschreibt die Carnot-Leistungszahl ε_C .

$$\varepsilon_C = \frac{T_H}{(T_H - T_U)}$$

Die Carnot-Leistungszahl ist die Leistungszahl des idealen Vergleichsprozesses und reale Leistungszahlen lassen sich an dieser Kennzahl messen. In der Praxis hat sich gezeigt, dass die Leistungszahl einer real arbeitenden Wärmepumpe, aufgrund der auftretenden Verluste, mit der Hälfte der Carnot-Leistungszahl ausreichend genau abgebildet wird.⁹

$$\varepsilon \approx 0,5 * \varepsilon_C \approx 0,5 * \frac{T_H}{(T_H - T_U)}$$

⁸ Bonin, Jürgen: Handbuch Wärmepumpen. Planung und Projektierung. Berlin 2009, S. 35.

⁹ ebda., S.36.

3.3.2 Luft-Wasser-Wärmepumpen

Die Luft-Wasser-Wärmepumpe nutzt als Wärmequelle die Außenluft. Luft hat im Vergleich zu anderen Wärmequellen, wie Erdreich oder Grundwasser, eine geringe Wärmekapazität und eine geringe Dichte. Das macht den Aufbau der Luft-Wasser-Wärmepumpe im Vergleich zu anderen Wärmepumpen etwas aufwendiger, da ein großer Verdampfer mit Ventilator benötigt wird. Die folgende Abbildung zeigt gängige Anlagenkonfigurationen, unterschieden nach der Aufstellung des Verdampfers:

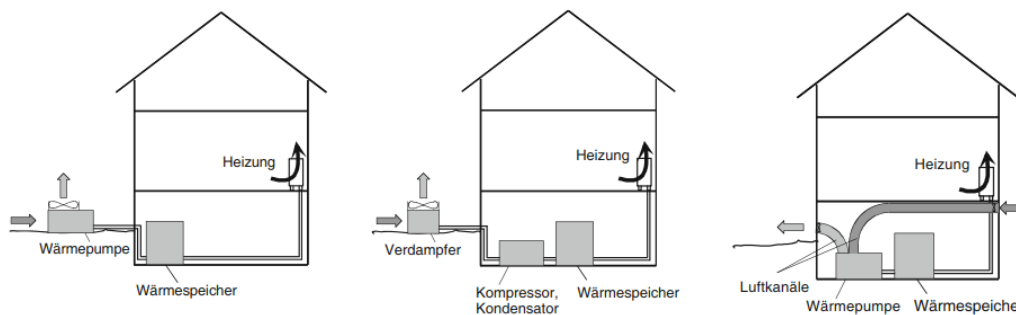


Abbildung 4: Wärmepumpe mit Umgebungsluft als Wärmequelle (Außenaufstellung, Split-Aufstellung, Innenaufstellung)¹⁰

Trotz des großen Verdampfers ist diese Bauform der Wärmepumpe insgesamt preiswerter als die anderen Bauformen, da die baulichen Maßnahmen deutlich geringer ausfallen. Vor Allem sind keine aufwändigen Bohrungen im Erdreich oder andere Erdarbeiten nötig.¹¹ Auch ist der Aufstellort flexibel, besonders wenn der Verdampfer vom Rest der Anlage getrennt aufgestellt wird. Dies ist bei den Split-Geräten der Fall. Durch diese Flexibilität ist auch die Montage an Außenwänden oder auf Dächern möglich und dies ist, neben den niedrigen Herstellkosten, ein weiterer Grund dafür, dass viele dieser Geräte verbaut werden. Außerdem wird die Wärmequelle Außenluft ständig regeneriert.

Die Nutzung der Außenluft als Wärmequelle führt jedoch auch dazu, dass die Leistungszahl, wie im vorangegangenen Kapitel beschrieben, stark von der Witterung abhängt. Besonders kritisch ist dabei zu sehen, dass der Bedarf an Heizwärme mit den

¹⁰ Streicher / Kaltschmitt / Ziegler / Sanner: 9.2 Systemtechnische Beschreibung. In: Kaltschmitt / Streicher / Wiese (Hg.): Erneuerbare Energien. Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte. Berlin Heidelberg 2014. S. 639

¹¹ Bonin, Jürgen: Handbuch Wärmepumpen. Planung und Projektierung. Berlin 2009, S.26.

niedrigsten Außentemperaturen zusammenfällt. Der Wärmepumpe wird also die größte Leistung abgefordert, wenn deren Effizienz bzw. Leistungszahl am geringsten ist.¹²

3.3.3 Sole-Wasser-Wärmepumpen

Sole-Wasser-Wärmepumpen nutzen die oberflächennahe Erdwärme. Diese stammt aus der Gravitationsenergie (30% in Deutschland), aus dem Zerfall radioaktiver Isotope (70%) und in den oberen 30m der Erdkruste auch von solarer Einstrahlung.¹³ Das führt zu folgendem, saisonalen Temperaturverlauf.

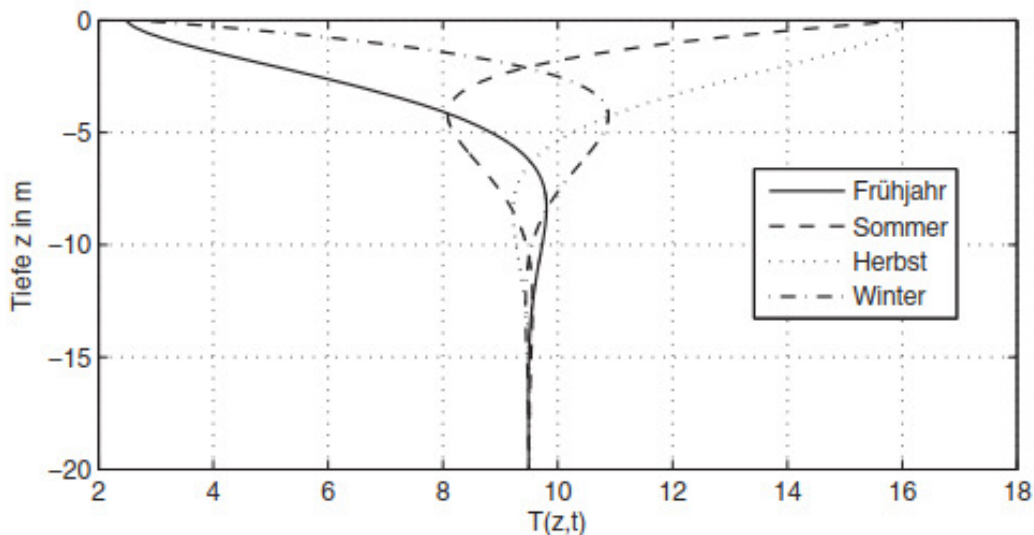


Abbildung 5: Temperaturverlauf in der Erdkruste¹⁴

Im Gegensatz zu Wasser-Wasser-Wärmepumpen oder Luft-Wasser-Wärmepumpen sind diese Wärmepumpensysteme geschlossen. Das heißt, sie sind durch einen Sole-Kreislauf und nicht direkt mit der Wärmequelle verbunden. Im geschlossenen Kreislauf zirkuliert die sogenannte Sole, ein Wasser-Glykol-Gemisch.¹⁵

¹² Streicher / Kaltschmitt / Ziegler / Sanner: 9.2 Systemtechnische Beschreibung. In: Kaltschmitt / Streicher / Wiese (Hg.): Erneuerbare Energien. Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte. Berlin Heidelberg 2014. S. 640

¹³ Wesselak / Schabbach / Link / Fischer: Regenerative Energietechnik. 2. Auflage. Berlin/Heidelberg 2009/2013, S.137

¹⁴ ebda., S.152

¹⁵ Bonin, Jürgen: Handbuch Wärmepumpen. Planung und Projektierung. Berlin 2009, S.23.

Die folgende Abbildung zeigt gängige Bauformen der Erdreichwärmeübertrager, in welchen die Sole zirkuliert:

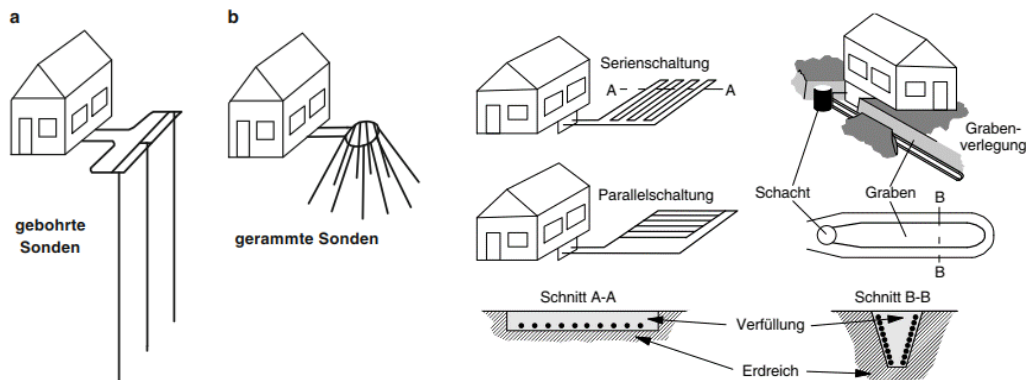


Abbildung 6: Wärmepumpe mit Erdwärme als Wärmequelle ¹⁶

Von links nach rechts sind dargestellt: Erdwärmesonde gebohrt, Erdwärmesonde gerammt, Erdwärmekollektor flächig und Erdwärmekollektor als kompakter Graben.

Die vertikale Verlegung wird als Erdwärmesonde bezeichnet. Die Erdsonden sind meist zwischen 50m und 100m lang.¹⁷ In diesen Erdwärme-Sonden zirkuliert die Sole in Kunststoffröhren und entzieht dem Erdboden Wärme. Hierdurch wird der Erdboden lokal ausgekühlt. Die Sonden müssen also ausreichend dimensioniert werden, da sie sonst selbst im Sommer nicht regeneriert werden können. Erdwärme-Sonden können aufgrund der im Vergleich zur Außenluft niedrigen Temperatur des Erdreiches im Sommer zur freien Kühlung genutzt werden.¹⁸ Dadurch wird als Nebeneffekt das Erdreich schneller regeneriert und kann bei Heizbedarf die im Erdboden eingelagerte Wärme abrufen.

Erdwärmekollektoren werden horizontal, auf größerer Fläche, in geringerer Tiefe installiert. Sie sind dadurch kostengünstiger als Erdwärmesonden, brauchen jedoch mehr Platz und die Wärmequellentemperatur ist stärker durch die Jahreszeiten beeinflusst als bei Erdwärmesonden.¹⁹ Der stärkere Einfluss der Sonneneinstrahlung und der Tem-

¹⁶ Streicher / Kaltschmitt / Ziegler / Sanner: 9.2 Systemtechnische Beschreibung. In: Kaltschmitt / Streicher / Wiese (Hg.): Erneuerbare Energien. Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte. Berlin Heidelberg 2014. S. 642 ff.

¹⁷ Bonin, Jürgen: Handbuch Wärmepumpen. Planung und Projektierung. Berlin 2009, S.71

¹⁸ ebda., S.23

¹⁹ ebda., S. 24

peraturen im Laufe der Jahreszeiten ist für die Regeneration bei einen reinen Heizbetrieb positiv zu beurteilen. Aufgrund der höheren Temperaturen können Wärmepumpen mit Erdwärmekollektoren jedoch nicht als Wärmesenke zur freien Kühlung, sondern allenfalls für Kühlen durch Umschalten der Wärmepumpe, also aktives Kühlen, genutzt werden.²⁰

3.3.4 Klassische Wärmeerzeuger

Zur Einordnung gegenüber konventionellen Erzeugern werden ein Gas-Brennwert-Kessel und ein Fernwärmeanschluss mit in die Betrachtung einbezogen.

Gas-Brennwert-Kessel (BW) stellen den Stand der Technik in der fossilen Wärmeerzeugung im Wohn- und Gewerbebereich dar. Oft werden diese heute zur Spitzenlastdeckung bei ansonsten regenerativen Wärmeerzeugungskonzepten genutzt, da sie preiswert, effizient und bezogen auf die Baugröße sehr leistungsstark sind. Bei Brennwert-Geräten wird das Rauchgas soweit abgekühlt, dass der darin enthaltene Wasserdampf kondensiert. Dabei wird die Kondensationsenthalpie abgegeben. Es wird also nicht nur die sensible Wärme des Rauchgases sondern auch die latente Wärme genutzt. Der Wirkungsgrad beträgt dabei bis zu 109% bezogen auf den Heizwert H_U .²¹ Hierzu muss jedoch fast der gesamte Wasserdampf kondensiert werden, was durch niedrige Rücklauftemperaturen oder eine Verbrennungsluftvorwärmung erreicht werden kann. In den Berechnungen zu dieser Arbeit wird von einem Wirkungsgrad von $\eta_{BW} = 1,05$ bezogen auf den Heizwert H_U von Erdgas.

Die Technik birgt jedoch auch Nachteile. Durch die Kondensation des Wasseranteils und einige Bestandteile des Erdgases gibt es meistens Korrosionsprobleme bei Brennwertkesseln.²² Außerdem wird die Kanalisation mit giftigen, korrosiven Flüssigkeiten belastet.

²⁰ Bonin, Jürgen: Handbuch Wärmepumpen. Planung und Projektierung. Berlin 2009, S. 24.

²¹ Wosnitza, Franz / Hilgers, Hans Gerd: Energieeffizienz und Energiemanagement. Ein Überblick heutiger Möglichkeiten und Notwendigkeiten. Wiesbaden 2012, S.97

²² Schaefer, Helmuth: VDI-Lexikon Energietechnik / hrsg. von Helmuth Schaefer. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1994, S.198.

Als Fernwärme (FW) wird die Bereitstellung von Warm- bzw. Heißwasser oder Dampf aus zentraler Erzeugung über ein Rohrnetz bezeichnet. Moderne Fernwärmenetze werden meist mit Wasser mit maximal 120°C Vorlauftemperatur betrieben und versorgen meist einzelne Bezirke oder Stadtteile über ein isoliertes, meist erdverlegtes Rohrnetz mit Wärme.²³ Die Wärme stammt zumeist aus Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen, wo die Nutzung der Abwärme die Gesamteffizienz des Kraftwerks und die Kraftstoffausnutzung steigert.²⁴ Fernwärmenetze sind jedoch nur bei hoher Verbrauchsdichte wirtschaftlich. Besonders die starke Konkurrenz durch günstiges Erdgas verhindert vielerorts den weiteren Ausbau dieser Technik. Aus diesem Grund sieht das Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz in §16 auch die Möglichkeit eines Anschlusszwangs an ein Fernwärmenetz mit dem Ziel des Klima- und Ressourcenschutzes vor.²⁵

Der Großteil der Anlagentechnik ist im Heizkraftwerk untergebracht. Beim Verbraucher befinden sich lediglich eine Übergabestation, meist mit Wärmetauscher und einigen Regelungs- und Sicherheitseinrichtungen. Hierdurch ist die Erstellung relativ preisgünstig und die Anlage nimmt wenig Platz ein. Der Anschluss an ein Fernwärmenetz kann verpflichtend und mit einem Baukostenzuschuss, je nach Höhe der beantragten Leistung, verbunden sein. Je nach Brennstoff erreicht Fernwärme einen exzellenten Primärenergiefaktor, vergleiche Tabelle 2. Da Fernwärmenetze lokal und nicht untereinander vernetzt sind, bindet man sich längerfristig an einen Versorger. Hierbei sind die Preise meist an Leitfaktoren, wie den Erdgaspreis und Lohnentwicklung, gekoppelt.²⁶

²³ <https://www.baunetzwissen.de/glossar/f/fernwaerme-1442855>; abgerufen am 08.01.2019

²⁴ Schaefer, Helmuth: VDI-Lexikon Energietechnik / hrsg. von Helmuth Schaefer. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1994, S.457.

²⁵ Gesetz zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich (Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz - EEWärmeG), Ausfertigungsdatum: 07.08.2008

²⁶ <https://www.enercity.de/infothek/downloads/broschueren/fernwaerme/fernwaerme-broschuere-enercity.pdf>; abgerufen am 20.01.2019

3.4 Primärenergie

Um die Effizienz und den Energieverbrauch der verschiedenen Wärmeerzeuger zu vergleichen, wird ein gemeinsamer Bezugsrahmen benötigt. Für Vergleiche unterschiedlicher Anlagenkonzepte eignet sich der Vergleich des Primärenergieeinsatzes.

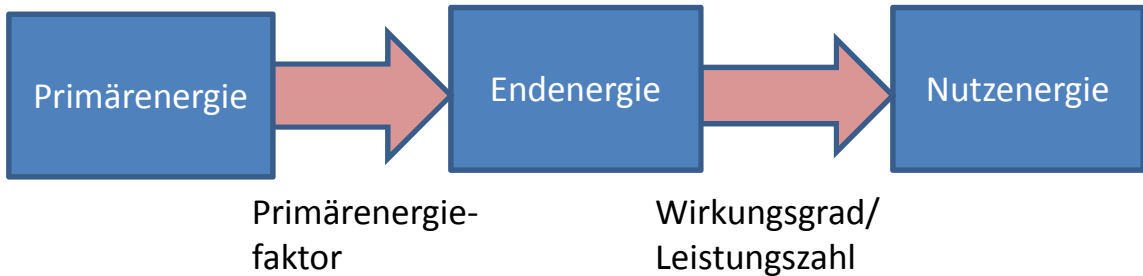


Abbildung 7: Energiewandlungskette

Primärenergie ist definiert als Energie in nicht aufbereiteter, in der Natur vorkommender Form, wie beispielsweise Rohöl oder Steinkohle.²⁷

Die Primärenergieträger werden aufbereitet, umgewandelt, transportiert und als Endenergieträger dem Verbraucher zur Verfügung gestellt. Beispiele für Endenergie sind Elektrizität, Erdgas oder Heizöl.²⁸

Der Wärmebedarf der RLT-Anlage um den Luftvolumenstrom auf die geforderte Temperatur zu erwärmen ist der Nutzwärmebedarf. Diese Nutzenergie wird von den gewählten Wärmeerzeugern bereitgestellt, die hierzu Endenergie umwandeln. Diese Umwandlung ist mit Verlusten verbunden. Deshalb wird die benötigte Nutzenergie mit Wirkungsgraden beziehungsweise Leistungszahlen in die dafür eingesetzte Endenergie umgerechnet. Die Hilfsenergie und Transportverluste sind in allen betrachteten Anlagenkonfigurationen vergleichbar, da jeweils dem Erhitzer-Register der RLT-Anlage Heizwasser zur Verfügung gestellt wird und die Randbedingungen wie Temperaturniveau, Temperaturspreizung und Druckverlust gleich sind.

²⁷ Wesselak / Schabbach / Link / Fischer: Regenerative Energietechnik. 2. Auflage. Berlin/Heidelberg 2009/2013, S.4

²⁸ ebda.

Durch den Rückbezug auf die ursprünglich eingesetzte Primärenergie werden Technologien und Energieträger vergleichbar, die anderenfalls nur schwer miteinander verglichen werden könnten. Neben den Wirkungsgraden werden die Primärenergiefaktoren benötigt. Multipliziert man die eingesetzte Endenergie mit dem Primärenergiefaktor erhält man die eingesetzte Primärenergie. Die eingesetzte Primärenergie ermöglicht dann den Vergleich.²⁹

$$Q_P = Q_{End} * f_p$$

Gemäß der aktuellen Energieeinsparverordnung EnEV³⁰ sind als Primärenergiefaktoren die Werte für den nicht erneuerbaren Anteil nach Tabelle A.1 der DIN V 18599-1: 2011-12 zu verwenden. Für Strom ist abweichend davon jedoch ein Faktor von $f_p = 1,8$ zu verwenden.³¹

Die in dieser Arbeit verwendeten Werte sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst.

Tabelle 2: Auswahl von Primärenergiefaktoren nach EnEV, DIN V 18599-1 und Versorgerangaben

Energieträger	Primärenergiefaktor, nicht erneuerbarer Anteil
Brennstoff Erdgas H ³²	1,10
Fernwärme aus KWK, fossiler Brennstoff	0,70
Fernwärme enercity ³³	0,15
Strom, Strommix, ab 2016	1,80
Strom, Strommix, vor 2016	2,40

²⁹ Wissenschaftlicher Dienst des Bundestages: Sachstand Primärenergiefaktoren. WD5-3000-103/16. 2017, S.4

³⁰ Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung – EnEV), Stand 2015

³¹ ebda., Anlage 2.1.1

³² Bezogen auf den Heizwert

³³ <https://www.enercity.de/infothek/downloads/broschueren/fernwaerme/primaerenergiefaktor-bescheinigung.pdf>, abgerufen am 06.01.2019

Die Änderung des Primärenergiefaktors für Strom erfolgte, um auf die Änderungen im deutschen Strommix durch den Zubau erneuerbarer Energien zu reagieren.³⁴ Sollte der Primärenergiefaktor für Strom im Zuge des weiteren Ausbaus der Erneuerbaren weiter gesenkt werden wäre dies ein klarer Vorteil für alle strombasierten Heizungssysteme. Die Steuerungswirkung des Primärenergiefaktors hin zu Energieeffizienz würde jedoch stark nachlassen.³⁵

Für Fernwärme existiert kein pauschaler Primärenergiefaktor, da die Netze lokal und abgegrenzt sind. Der Primärenergiefaktor ist deshalb je Versorgungsgebiet unter Berücksichtigung des Erzeugungsmix zu berechnen nach „Arbeitsblatt AGFW FW 309 Teil 1 Energetische Bewertung von Fernwärme - Bestimmung der spezifischen Primärenergiefaktoren für Fernwärmeversorgungssysteme“.

³⁴ Wissenschaftlicher Dienst des Bundestages: Sachstand Primärenergiefaktoren. WD5-3000-103/16. 2017, S.8

³⁵ ebda., S.9

4 Berechnungen

4.1 Grunddaten

In der Registerkarte „Grunddaten“ der Datei „Masterthesis_Dinkel.xlsx“ auf dem Datenträger sind die verwendeten Teile des Datensatzes der Temperatur und Luftfeuchte des DWD³⁶ und die für alle weiteren Berechnungsschritte berechneten Zwischenergebnisse zusammengestellt.

Feuchte Luft verhält sich bei atmosphärischem Druck und Temperaturen $t > -50\text{ °C}$ annähernd wie ein ideales Gas.³⁷ Deshalb lässt sich aus der relativen Feuchte φ und der zugehörigen Temperatur die absolute Feuchte berechnen. Zunächst wurde mithilfe einer Variante der Magnus-Tetens-Formel³⁸ und der Lufttemperatur t in °C der Sättigungsdampfdruck p_s des Wasserdampfes berechnet:

$$p_s = 6,112 * e^{\left(\frac{17,67*t}{243,5+t}\right)} \text{ hPa}$$

Der tatsächliche Partialdruck des Wasserdampfes p_D beträgt dann gemäß der Formel

$$\varphi = \frac{p_D}{p_s}$$

$$p_D = \varphi * p_s$$

³⁶ DWD Climate Data Center (CDC): Historische stündliche Stationsmessungen der Lufttemperatur und Luftfeuchte für Deutschland, Version v006, 2018.

³⁷ Baehr H.D. (1961) Feuchte Luft. In: Mollier-i, x-Diagramme für feuchte Luft. Springer, Berlin, Heidelberg

³⁸ Bolton, David: The Computation of Equivalent Potential Pressure. In: Monthly Weather Review, 1980, Heft 108, S.1047

Mithilfe des Idealen Gasgesetzes lässt sich dadurch die absolute Feuchtigkeit, also der Anteil des Wasserdampfes am Gesamtgemisch ausdrücken, auch Feuchtegehalt x genannt.

$$x = \frac{\text{Masse Feuchtigkeit}}{\text{Masse trockene Luft}} = \frac{m_W}{m_L}$$

$$x = 0,622 * \frac{p_D}{p - p_s}$$

wobei p der Gesamtdruck ist. Dieser wurde zu $p = 1013,25 \text{ hPa}$ gesetzt. Der Einfluss des wetterabhängig schwankenden Luftdrucks wurde zunächst vernachlässigt.

Der Feuchtegehalt ist Voraussetzung zur Berechnung der Dichte ρ und der spezifischen Enthalpie h des Wasserdampf-Luft-Gemisches

$$\rho = \frac{1+x}{x+0,622} * \frac{p}{R_D * T}$$

$$h = \bar{c}_{p,L} * t + x(r_0 + \bar{c}_{p,D} * t)$$

mit

$$R_D = \text{spez. Gaskonstante des Wasserdampfes} \approx 0,4615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}}$$

$\bar{c}_{p,L}$ = mittlere spez. Wärmekapazität der trockenen Luft \approx

$$1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} \text{ zwischen } -20^\circ\text{C} > t > +40^\circ\text{C}$$

$\bar{c}_{p,D}$ = mittlere spez. Wärmekapazität des Wasserdampfes \approx

$$1,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} \text{ zwischen } -20^\circ\text{C} > t > +40^\circ\text{C}$$

$$r_0 = \text{spez. Verdampfungsenthalpie von Wasser bei } 0^\circ\text{C} = 2501 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

4.2 RLT-Anlage

Die RLT-Anlage wird nur während der Büroöffnungszeiten gefahren. Da keine Daten zu den Betriebszeiten der RLT-Anlage vorliegen, mussten folgende Annahmen getroffen werden. Die Betriebszeiten wurden auf Montag bis Freitag zwischen 6:00 und 19:00 Uhr festgelegt. Diese Auswertung konnte über die Funktionen WOCHENTAG() und den Zugriff auf die Uhrzeit im formatierten Zeitstempel realisiert werden. Über eine UND()-Abfrage wurde abgefragt ob für den jeweiligen Stundenmittelwert sowohl ein Wochentag war als auch die Stunde innerhalb der Büroöffnungszeiten lag. War dies der Fall wird WAHR ausgegeben. Feiertage wurden dabei vernachlässigt.

Die Betriebsdaten der RLT-Anlage sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst und finden sich ebenfalls im Reiter „Konstanten und Daten RLT“ der Datei „Masterthesis_Dinkel.xlsx“ auf dem Datenträger dieser Arbeit.

Tabelle 3: Betriebsdaten RLT-Anlage

Betriebszeit	Montag bis Freitag 06:00 bis 19:00
Volumenstrom	15.000 m ³ /h
Rückwärmezahl	80 %

Um festzustellen, ob überhaupt nachgeheizt werden musste, also tatsächlich ein Verbrauch stattfindet, wurde durch eine Wahrheitsabfrage kontrolliert, ob die Temperatur der Zuluft nach der WRG (ZP 2) geringer ist als die Zieltemperatur von 22°C (ZP 3). Außerdem wurde kontrolliert, ob die Außentemperatur (ZP1) kleiner ist als die Raumtemperatur (ZP4). So wird abgefragt ob die RLT-Anlage im Heizbetrieb ist. Ist dies der Fall, muss über das Heizregister thermische Energie zugeführt werden. Durch diese beiden Abfragen wird verhindert, dass negative Verbräuche ausgerechnet werden, wenn die Außenlufttemperatur über der Zieltemperatur liegt. Diese würden in der Summenbildung zu geringeren Gebräuchen führen.

Aus der Abfrage nach Büroöffnungszeit, Wochentag und der Abfrage nach Heizbedarf wurde die Gesamtabfrage „Anforderung Erhitzer“ gebildet. Nur wenn diese den Wert „WAHR“ ausgibt, also die Temperatur nach der WRG wochentags zu den Büroöffnungszeiten niedriger ist als die geforderte Temperatur von 22°C wurde die benötigte Erhitzerleistung berechnet.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_L * (h_3 - h_2) = \dot{V}_L * \rho_L * (h_3 - h_2)$$

Da alle Berechnungen mit gemittelten Stundenwerten durchgeführt wurden, kann man die berechnete Leistung \dot{Q}_E auch direkt als die in dieser Stunde aufgewendete Energiemenge Q_E interpretieren.

$$Q_E = \dot{Q}_E * 1h$$

4.3 Wärmepumpen

Wie bereits erläutert, muss die vom Verbraucher benötigte Erhitzerleistung \dot{Q}_E von den Erzeugern bereitgestellt werden. Diese wandeln dafür Endenergie in Nutzenergie um. Im Falle der hier betrachteten Wärmepumpen wird mit Hilfe von elektrischer Energie Umgebungswärme auf ein höheres Temperaturniveau „gepumpt“.

$$\dot{Q}_E = P_H$$

Umgebungswärme P_U steht kostenfrei und erneuerbar zur Verfügung. Um den Primärenergieverbrauch zu beurteilen interessiert deshalb lediglich die Antriebsleistung P_A .

$$\dot{Q}_E = P_H = P_U + P_A$$

Antriebsleistung und Heizleistung sind über die Leistungszahl ε miteinander verknüpft. Um die Leistungszahl im jeweiligen Betriebspunkt zu bestimmen wurde zunächst die Carnot-Leistungszahl ε_C ermittelt.

$$\varepsilon_C = \frac{T_H}{(T_H - T_U)}$$

4.3.1 Luft-Wasser-Wärmepumpe

Für die Luft-Wasser-Wärmepumpe LW-WP wurde die Carnot-Leistungszahl $\varepsilon_{C,LW}$ berechnet. Dabei ist für die Heiztemperatur T_H gleich der Vorlauftemperatur $T_{VL,RLT}$. Die Temperatur der Wärmequelle T_U ist gleich der Temperatur der Außenluft T_{AU} . Die Leistungszahl $\varepsilon_{C,LW}$ wurde dann gemäß folgender Gleichung berechnet:

$$\varepsilon \approx 0,5 * \varepsilon_C \approx 0,5 * \frac{T_H}{(T_H - T_U)} = 0,5 * \frac{T_{VL,RLT}}{(T_{VL,RLT} - T_{AU})}$$

Mit der Leistungszahl wurde dann die Antriebsleistung berechnet.

$$\varepsilon_{LW} = \frac{P_{H,LW}}{P_{A,LW}}$$

$$P_{A,LW} = \frac{P_{H,LW}}{\varepsilon_{LW}} = \frac{\dot{Q}_E}{\varepsilon_{LW}}$$

Ebenso wie die Erhitzerleistung \dot{Q}_E kann die Antriebsleistung $P_{A,LW}$ aufgrund der Nutzung von gemittelten Stundenwerte als in dieser Stunde verrichtete Arbeit interpretiert werden.

$$W_{A,LW} = P_{A,LW} * 1h$$

4.3.2 Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Sonde

Bei der Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Sonde (SO-WP) wurde prinzipiell genauso wie bei der LW-WP vorgegangen. Allerdings wurde als Temperatur der Wärmequelle T_U eine monatlich schwankende Temperatur angenommen.

Analog zu der LW-WP wurden die folgenden Daten berechnet:

$$\varepsilon \approx 0,5 * \varepsilon_C \approx 0,5 * \frac{T_H}{(T_H - T_U)} = 0,5 * \frac{T_{VL,RLT}}{(T_{VL,RLT} - T_{SO})}$$

$$\varepsilon_{SO} = \frac{P_{H,SO}}{P_{A,SO}}$$

$$P_{A,SO} = \frac{P_{H,SO}}{\varepsilon_{SO}} = \frac{\dot{Q}_E}{\varepsilon_{SO}}$$

Ebenso wie die Erhitzerleistung \dot{Q}_E kann die Antriebsleistung $P_{A,SO}$ aufgrund der Nutzung von gemittelten Stundenwerte als in dieser Stunde verrichtete Arbeit interpretiert werden.

$$W_{A,SO} = P_{A,SO} * 1h$$

4.3.3 Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Kollektor

Der einzige Unterschied zwischen der Berechnung der SO-WP und der der Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärme-Kollektor (KO-WP) besteht in der Temperatur der Wärmequelle. Die Berechnung erfolgt somit ebenfalls analog zur LW-WP, mit schwankenden Wärmequellen-Temperaturen T_U .

$$\varepsilon \approx 0,5 * \varepsilon_C \approx 0,5 * \frac{T_H}{(T_H - T_U)} = 0,5 * \frac{T_{VL,RLT}}{(T_{VL,RLT} - T_{KO})}$$

$$\varepsilon_{KO} = \frac{P_{H,KO}}{P_{A,KO}}$$

$$P_{A,KO} = \frac{P_{H,KO}}{\varepsilon_{KO}} = \frac{\dot{Q}_E}{\varepsilon_{KO}}$$

Ebenso wie die Erhitzerleistung \dot{Q}_E kann die Antriebsleistung $P_{A,KO}$ aufgrund der Nutzung von gemittelten Stundenwerte als in dieser Stunde verrichtete Arbeit interpretiert werden.

$$W_{A,KO} = P_{A,KO} * 1h$$

5 Ergebnisse

5.1 Berechnungsprogramm und Betrachtungszeitraum

Nach näherer Einarbeitung in das Programm INSEL8 sollten die ersten Berechnungen für Wärmepumpen erfolgen. Leider befinden sich in der Bibliothek des Programms bisher keine Modelle für Wärmepumpen und die angekündigten Modelle wurden nicht zur Verfügung gestellt. Nach erfolglosen Kontaktversuchen und in Anbetracht der bereits fortgeschrittenen Bearbeitungszeit wurde entschieden die Berechnungen mit Microsoft Excel durchzuführen. Eine rein tabellarische Berechnung der Daten ist bei Betrachtung der Datengrundlage des DWD und den benötigten Berechnungen durchaus zielführend. Die große Anzahl Daten wurde für eine bessere Handhabung gekürzt. Der Betrachtungszeitraum wurde auf die letzten 10 zur Verfügung stehenden Jahre beschränkt.

Im Zeitraum 01.01.2000 bis 31.01.2017 wurden noch 157.792 Stundenwerte ausgewertet, im Zeitraum 01.01.2008 bis 31.12.2017 lediglich 87.674 Stundenwerte. Der Mittelwert der Temperatur blieb dabei in beiden Fällen gleich mit $\overline{t_{00-17}} = \overline{t_{08-17}} = 10,1^\circ\text{C}$. Der Mittelwert der relativen Feuchte differiert in den beiden Betrachtungszeiträumen leicht, $\overline{\varphi_{00-17}} = 78,5\%$ und $\overline{\varphi_{08-17}} = 78,2\%$.

Tabelle 4: Vergleich der Betrachtungszeiträume

	2000 bis 2017	2008 bis 2017
Anzahl Stundenwerte	157.792	87.671
Mittelwert Temperatur [$^\circ\text{C}$]	10,1	10,1
Mittelwert relative Feuchte [%]	78,5	78,2

Da die Abweichungen zwischen den beiden Betrachtungszeiträumen sehr gering sind, wurde entschieden die Daten auf 10 Jahre, also den Betrachtungszeitraum 2008 bis 2017, einzugrenzen. Alle folgenden Berechnungen wurden folglich mit den Stundenwerten von 2008 bis 2017 durchgeführt.

5.2 Luftdruckeinfluss auf Erhitzerleistung

Der Luftdruck hat einen direkten Einfluss auf den Feuchtegehalt x und die Dichte der feuchten Luft ρ , wie in Kapitel 4.1 erläutert wurde. Dieser Einfluss wurde zunächst vernachlässigt und als konstanter Norm-Luftdruck mit $p_N = 1013,25 \text{ hPa}$ angenommen. Dies entspricht dem atmosphärischen Druck auf Meereshöhe nach Norm. Der Feuchtegehalt hat wiederum Einfluss auf Enthalpie und die Dichte hat direkten Einfluss auf die Erhitzerleistung, wie Kapitel 4.2 zeigt. Aufgrund dieser Beeinflussung sollte überprüft werden, wie stark schwankender Luftdruck ins Gewicht fallen würde.

Der DWD stellt für den Standpunkt Hannover auch den Luftdruck in stündlicher Auflösung zur Verfügung.³⁹ Nach der Überprüfung, ob die Stundenwerte im Betrachtungszeitraum 2008 bis 2017 zueinander passen, wurden die Werte importiert und bei der Berechnung der zuvor genannten Parameter berücksichtigt. Der Luftdruck ist wetterabhängig. Für den Betrachtungszeitraum wurde eine Schwankungsbreite von $p_{min} = 964,5 \text{ hPa}$ und $p_{max} = 1048,1 \text{ hPa}$ ermittelt. Der Durchschnitt betrug $\overline{p_{08-17}} = 1015,5 \text{ hPa}$.

Der Einfluss der Luftdruckunterschiede ist in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Tabelle 5: Einfluss der Luftdruckunterschiede auf Erhitzerleistung

Parameter, Durchschnitt von 2008 bis 2017	Ergebnis mit p=const.	Ergebnis mit p=var.	Abwei- chung
Feuchtegrad [g/kg]	6,28	6,26	-0,32 %
Dichte ρ [kg/m ³]	1,242	1,245	+0,24%
Wärmebedarf Erhitzer gesamt [kWh]	633.023	634.542	+0,24%

³⁹ DWD Climate Data Center (CDC): Historische stündliche Stationsmessungen des Luftdrucks für Deutschland, Version v005, 2018.

Der Durchschnitt des Luftdrucks lag mit $\overline{p_{08-17}} = 1015,5 \text{ hPa}$. sehr nah am Normalluftdruck. Auch der Einfluss auf den Feuchtegrad, die Dichte und somit auch den Wärmebedarf des Erhitzers der RLT-Anlage sind sehr gering. Der Mittelwert des Feuchtegrades $\overline{x_{08-17}}$ nahm bei variablem Luftdruck um 0,32% ab. Der Mittelwert der Dichte $\overline{\rho_{08-17}}$ nahm um 0,24% zu, genauso wie der Gesamt-Wärmebedarf des Erhitzers \dot{Q}_E . Dies erklärt warum in der Raumluftechnik meist mit konstantem Normalluftdruck und konstanter Dichte gerechnet wird. Da die Daten jedoch problemlos in die Berechnungen zu integrieren waren, wurde im Folgenden der variable Luftdruck verwendet.

5.3 Erhitzerleistung im Jahresverlauf

Bevor weitere Berechnungen erstellt wurden, sollten zunächst die Ergebnisse für Erhitzerleistung betrachtet und eingeordnet werden. Diese stellen die Grundlage für alle weiteren Berechnungen. Die folgende Tabelle stellt die dabei eingesetzten Parameter der RLT-Anlage zusammen:

Tabelle 6: Grunddaten RLT Auswertung Erhitzerleistung

Parameter	Wert
Zulufttemperatur t_3 [°C]	22
Raumtemperatur t_4 [°C]	20
Vorlauftemperatur t_{vL} [°C]	60
Wärmerückgewinnungsgrad Φ [%]	80
Volumenstrom \dot{V}_L [m ³ /h]	15.000

In Abbildung 8 ist zunächst der monatliche Wärmebedarf des Erhitzers der RLT-Anlage über den Betrachtungszeitraum 2008 bis 2017 aufgetragen.

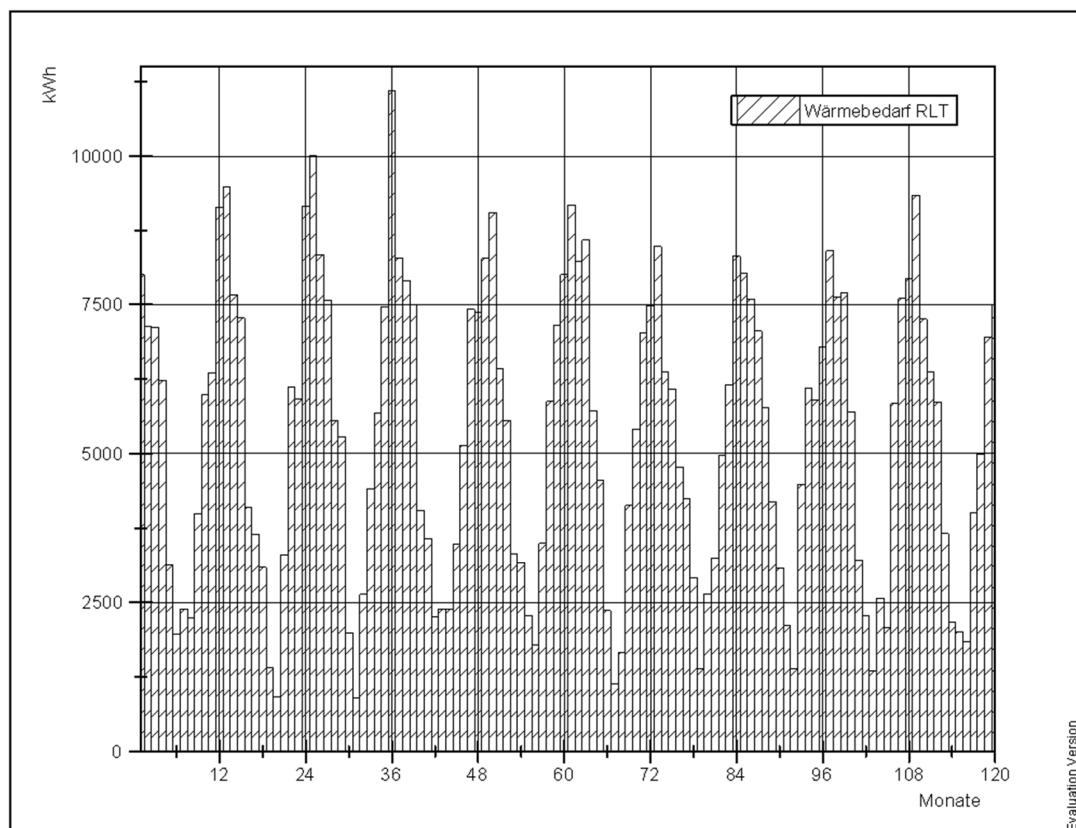


Abbildung 8: Monatlicher Wärmebedarf der RLT-Anlage

Über den Betrachtungszeitraum von 10 Jahren, also 120 Monate, wurde ein Gesamtwärmebedarf von $Q_{E,ges} = 634.542 \text{ kWh}$ berechnet. Das entspricht einem durchschnittlichen Jahresbedarf von ungefähr $Q_{E,mittel} = 63.500 \frac{\text{kWh}}{\text{a}}$. Die Maxima liegen, wie erwartet, vor Allem in den Wintermonaten Dezember, Januar und Februar. Der höchste berechnete Wert trat im Dezember 2010 mit $Q_{E,10/12} = 11.093 \text{ kWh}$ auf. Die Monate Juni, Juli und August zeigen den geringsten Bedarf. Der geringste Wert ist vom Juli 2010 mit $Q_{E,10/07} = 898 \text{ kWh}$.

Als nächstes wurden die 87.671 Stundenwerte der Erhitzerleistung absteigend nach Größe sortiert, um eine Dauerlinie darzustellen. Diese kann wie eine Jahresdauerlinie, in diesem Fall über 10 Jahre, interpretiert werden.

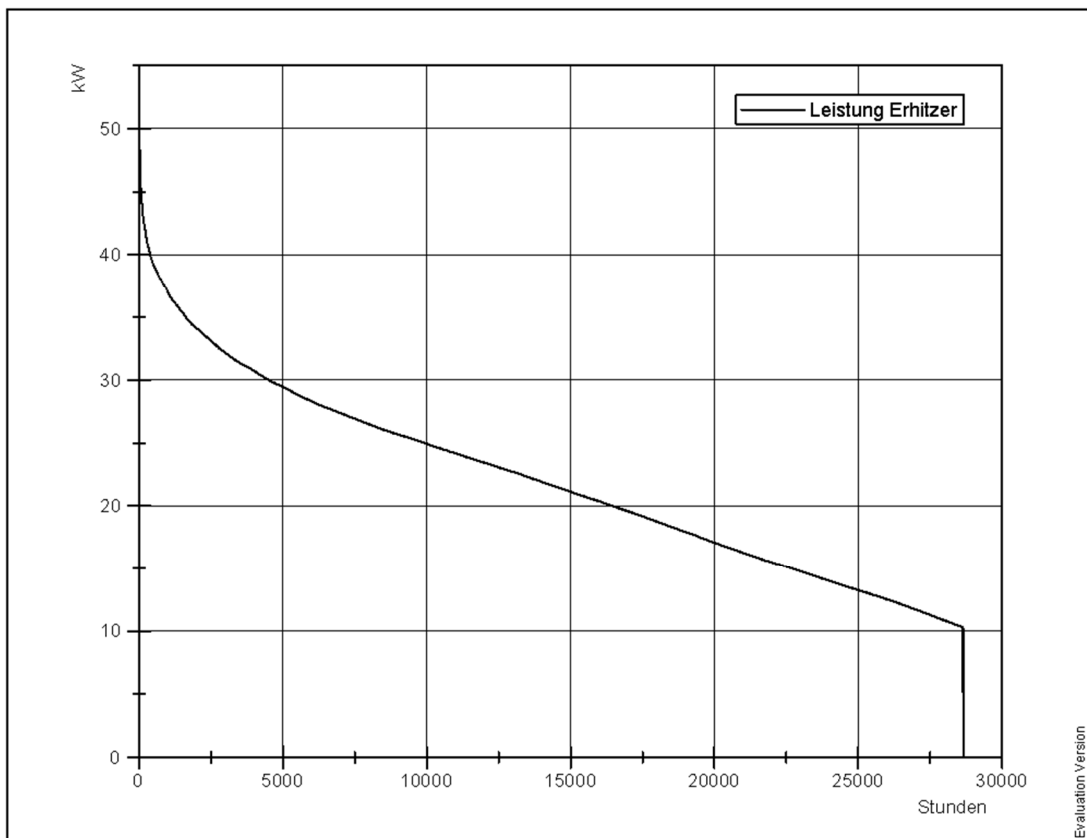


Abbildung 9: Dauerlinie der Erhitzerleistung

Für über 59.000 der 87.671 Stunden, bzw. 67,3% der Zeit, wird keine Erhitzerleistung berechnet. Die Kurve wurde deshalb bei 30.000 Stunden abgeschnitten. Das liegt zum einen an den Betriebszeiten. Wochenenden und die Zeiten außerhalb der Büroöffnungszeiten wurden in der Berechnung ausgelassen, wie in Absatz 4.2 dargestellt. Da nur 13 Stunden am Tag und auch nur 5 Tage in der Woche Betrieb ist fallen bereits 61,3% der Stunden weg. Außerdem wurde abgefragt ob die Anlage im Heizbetrieb ist.

In weiteren 6% der Stunden ist die Anlage zwar in Betrieb, der Erhitzer wird aufgrund der Temperaturen jedoch nicht benötigt. Die niedrigste, berechnete Erhitzerleistung beträgt knapp über 10 kW. Ungefähr 10 kW werden benötigt um die 15.000 m³/h der RLT-Anlage von 20°C nach der Wärmerückgewinnung auf 22°C Zulufttemperatur zu erwärmen. Leistungen, die kleiner sind wurden durch die Abfrage, ob die Außentemperatur über den gewünschten 20°C Raumtemperatur liegen, nicht berechnet. Dies ist die Erklärung für den Sprung von 10 kW auf 0 kW bei 28.643 Stunden.

Weitere interessante Auswertungen können durch die Betrachtung des Bereichs der höchsten Leistungen getätigt werden. Hierzu wurde in der folgenden Abbildung lediglich der Bereich mit einer Leistung von mehr als 40 kW dargestellt:

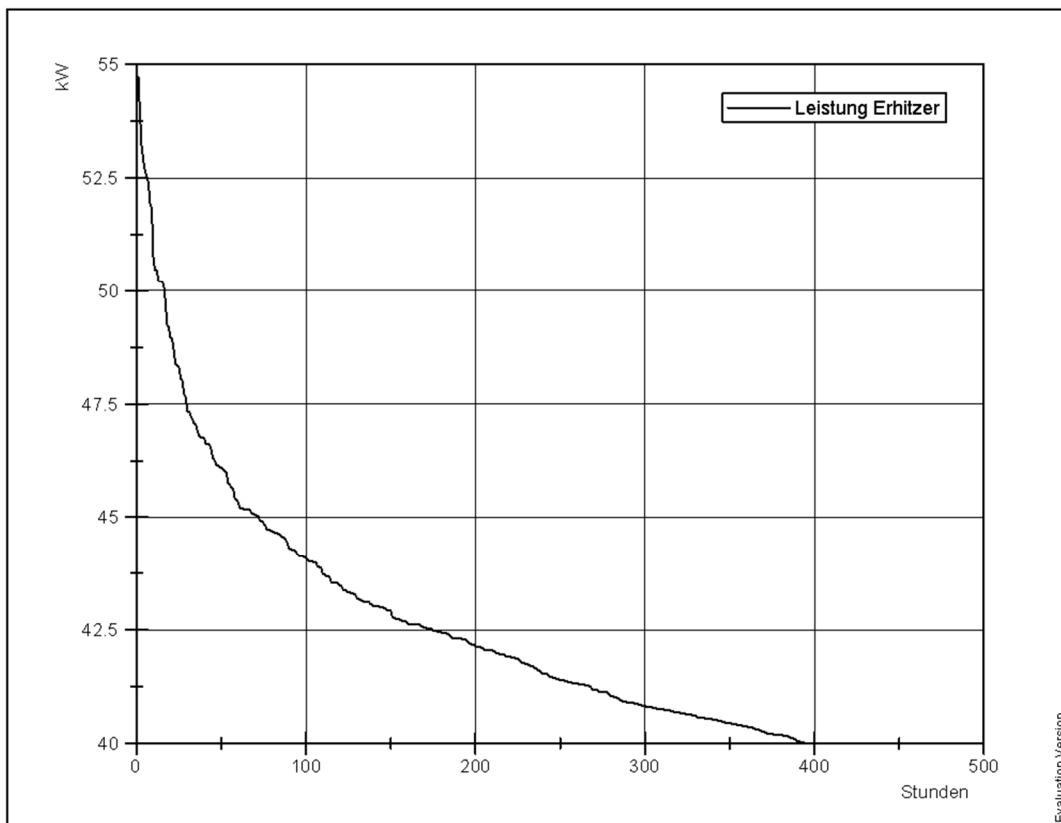


Abbildung 10: Dauerlinie der Erhitzerleistung > 40kW

Dieser Ausschnitt ist vor Allem für die Auslegung eines Erzeugers von höchstem Interesse. Nur 395 Stunden, also 1,4% der Betriebszeit, wurde eine Leistung von mehr als 40 kW gefordert. Mehr als 50 kW wurden für lediglich 16 Stunden, bzw. 0,06% der Betriebszeit, gefordert.

5.4 Ermittlung der Soletemperatur

Für die LW-WP stehen Daten für die Temperatur der Wärmequelle T_U zur Verfügung. Hier wurde die Außenlufttemperatur gemäß des Datensatzes des DWD benutzt. Für die Wärmepumpen, die das Erdreich als Wärmequelle nutzen, waren keine direkten Daten vorhanden.

Aus einer Studie des Fraunhofer ISE⁴⁰ ließen sich jedoch Wärmequellentemperaturen für die beiden Systeme abschätzen. In der folgenden Abbildung sind die Sole-Vorlauftemperaturen für Anlagen mit Erdwärmekollektoren über 3 Jahre dargestellt:

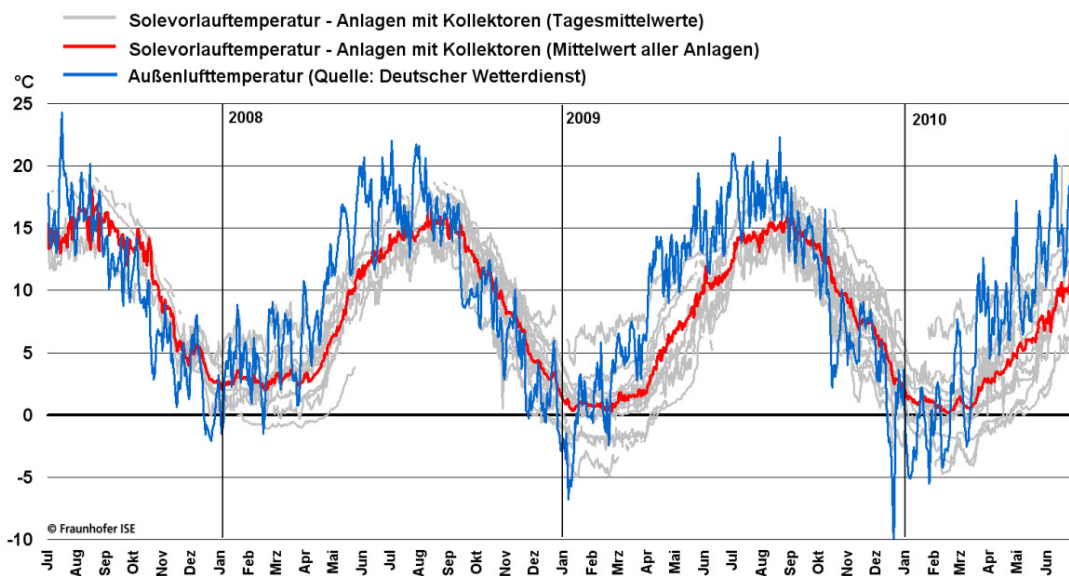


Abbildung 11: Sole-Vorlauftemperaturen für Anlagen mit Erdwärmekollektoren⁴¹

Die Temperatur der Wärmequelle schwankt ungefähr zwischen $T_{U,KO} = 0^\circ\text{C}$ im März und $T_{U,KO} = 16^\circ\text{C}$ im September. Dies wurde mit Monatswerten in die Berechnungen übernommen.

⁴⁰ Miara / Günther / Kramer / Oltersdorf / Wapler: Wärmepumpen Effizienz. Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb. Fraunhofer ISE Freiburg 2011.

⁴¹ ebda., S. 88

Für die Anlagen mit Erdwärmesonden ergab sich ein etwas anderes Bild.

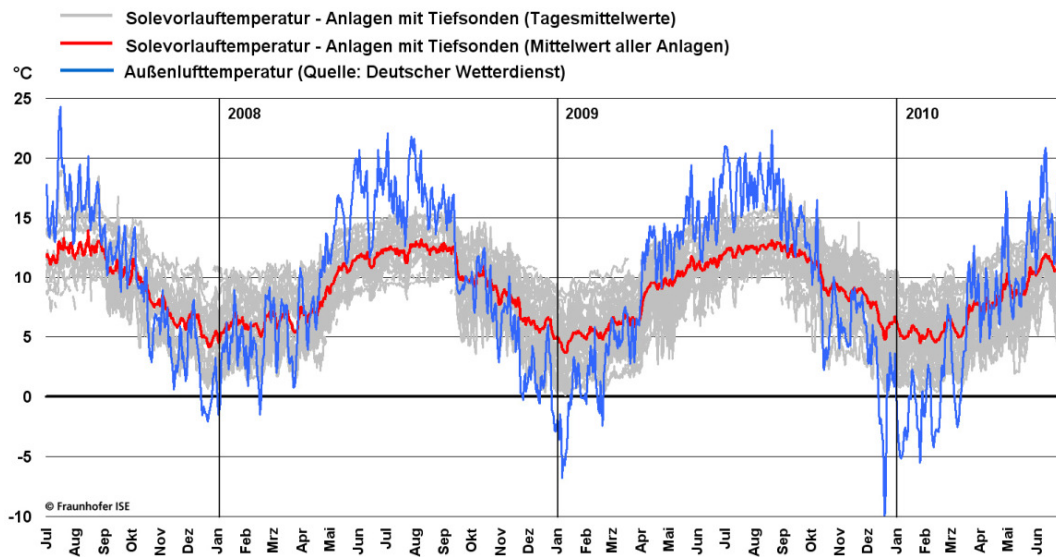


Abbildung 12: Sole-Vorlauftemperaturen für Anlagen mit Erdwärmesonden⁴²

Die Temperatur schwankt insgesamt weniger stark und pendelt zwischen $T_{U,SO} = 4^{\circ}\text{C}$ im März und $T_{U,SO} = 13^{\circ}\text{C}$ im September.

Die in den Berechnungen eingesetzten Monatswerte der Wärmequelle T_U sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt:

Tabelle 7: Wärmequellentemperatur angelehnt an Fraunhofer ISE

Monat	Quelltemperatur Kollektor $T_{U,KO}$ [$^{\circ}\text{C}$]	Quelltemperatur Sonde $T_{U,SO}$ [$^{\circ}\text{C}$]
März	0,0	4,0
April	2,7	5,5
Mai	5,3	7,0
Juni	8,0	8,5
Juli	10,7	10,0
August	13,3	11,5
September	16,0	13,0
Oktober	13,3	11,5
November	10,7	10,0
Dezember	8,0	8,5
Januar	5,3	7,0
Februar	2,7	5,5

⁴² Miara / Günther / Kramer / Oltersdorf / Wapler: Wärmepumpen Effizienz. Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb. Fraunhofer ISE Freiburg 2011. S. 90

5.5 Auswertung der Wärmepumpen

Nach der Ermittlung der Wärmequellentemperaturen in 5.4 waren alle erforderlichen Daten zusammengestellt und es konnten für die 3 verschiedenen Wärmepumpenanlagen die Stromverbräuche und somit auch die Leistungszahlen berechnet werden. Bezieht man eine Leistungszahl auf eine Zeit wird diese Arbeitszahl der Wärmepumpenanlage genannt. Meist werden Jahresarbeitszahlen von Wärmepumpenanlagen ermittelt und verglichen. Die Arbeitszahlen sind, wie auch die Leistungszahlen, hauptsächlich von der Temperatur der Wärmequelle T_U und der Heiztemperatur T_H abhängig.

Da der Betrachtungszeitraum zu 10 Jahre festgelegt wurde, wurden im Folgenden auch die Arbeitszahlen für 10 Jahre berechnet. Die Arbeitszahl wird analog zur Leistungszahl berechnet und gibt Ausschuss darüber, wie viel elektrische Antriebsarbeit W_A notwendig war um den Gesamtwärmebedarf der RLT-Anlage $Q_{E,ges}$ bereitzustellen.

$$\beta = \frac{Q_{E,ges}}{W_A}$$

Der Gesamtwärmebedarf der RLT-Anlage $Q_{E,ges}$ ist dabei unabhängig vom Erzeuger. Je weniger Energie eingesetzt werden muss, um diese Heizenergie zur Verfügung zu stellen, desto effizienter ist der Erzeuger. Ebenso wie bei der Leistungszahl arbeitet eine Wärmepumpe also effizienter je größer die Leistungszahl β ist.

Mit den gleichen Randparametern, die auch für die Berechnungen in 5.3 herangezogen wurden, zusammengestellt in Tabelle 6, und einen Gesamtwärmebedarf der RLT-Anlage $Q_{E,ges} = 634.542 \text{ kWh}$ wurden für die drei Wärmepumpen folgenden Ergebnisse berechnet:

Tabelle 8: Ergebnisse Berechnung 1 Wärmepumpen

Parameter	LW-WP	SO-WP	KO-WP
elektrische Antriebsarbeit W_A [kWh]	201.932	198.475	202.161
Arbeitszahl β [-]	3,14	3,20	3,14
Durchschnittstemperatur der Wärmequelle $\overline{T_U}$ [°C]	10,1	8,5	8,0
Durchschnittstemperatur der Wärmequelle, gewichtet $\overline{T_{U,gew}}$ [°C]	7,0	7,9	6,9

Die SO-WP liefert die geforderte Wärmemenge mit einer Arbeitszahl $\beta_{SO} = 3,197$. Dahinter mit unwesentlich schlechterer Arbeitszahl folgen die LW-WP und die KO-WP, die sehr dicht beieinander liegen. Alle Parameter, außer der Temperatur der Wärmequelle, sind für die drei Wärmepumpen gleich. Die Unterschiede der Arbeitszahlen müssen also an den unterschiedlichen Temperaturniveaus der Wärmequelle liegen. Die Durchschnittstemperaturen der Wärmequellen unterscheiden sich jedoch stärker als die ähnlichen Arbeitszahlen vermuten lassen. Auch bedeutet eine höhere Durchschnittstemperatur nicht unbedingt eine bessere Arbeitszahl, wie der Vergleich zwischen LW-WP und KO-WP zeigt. Die Durchschnittstemperatur der Wärmequelle $\overline{T_{U,LW}}$ liegt um $2,1^\circ\text{C}$ höher als die der KO-WP, die Arbeitszahl ist jedoch nahezu identisch.

Dies liegt daran, dass nicht in allen Stunden, die in die Berechnung der Durchschnittstemperatur einfließen auch tatsächlich ein Verbrauch stattgefunden hat. Dies ist auch in Abbildung 9 zu erkennen. Die Temperaturen der Wärmequellen, die auftreten während kein Bedarf herrscht, haben keinen Einfluss auf die Arbeitszahl und sollten folglich auch nicht in die Berechnung der Durchschnittstemperatur eingehen. Temperaturen, bei denen ein hoher Bedarf herrscht, also den Wärmepumpen viel Leistung abverlangt wird, haben einen größeren Einfluss auf die Arbeitszahl als jene, bei denen der Bedarf gering ist. Die Durchschnittstemperatur der Wärmequelle musste also nach der Erhitzerleistung gewichtet werden.

$$\overline{T_{U,gew}} = \frac{\sum T_{U,i} * Q_{E,i}}{\sum Q_{E,i}}$$

Durch diese Gewichtung wird ersichtlich warum die Arbeitszahlen unterschiedlich sind. Die SO-WP hat mit $\overline{T_{U,gew}} = 7,9^\circ\text{C}$ die höchste gewichtete Durchschnittstemperatur der Wärmequelle und somit auch die höchste Arbeitszahl. Die gewichteten Durchschnittstemperaturen der Wärmequellen von KO-WP und LW-WP unterscheiden sich nur um $0,1^\circ\text{C}$. Dies erklärt warum deren Arbeitszahlen auch beinahe identisch sind.

Auffällig ist, dass die Arbeitszahlen für die 3 Systeme so nah beieinander liegen. In der Literatur sind die Arbeitszahlen von LW-WP meist deutlich schlechter als die von Wärmepumpen mit Erdreich als Wärmeübertrager. Das „Handbuch Wärmepumpen“ spricht von Richtgrößen für Sole-Wasser-Wärmepumpen von $\beta = 4,0$ und für Luft-

Wasser-Wärmepumpen von $\beta = 3,5$.⁴³ Wesselak, Schabbach, Link und Fischer sprechen von in der Praxis gemessenen Werten von $\beta = 3,9$ für Sole-Wasser-Wärmepumpen und für Luft-Wasser-Wärmepumpen von $\beta = 2,9$.⁴⁴ Die Überlegenheit der Sole-Wasser-Systeme gegenüber der Luft-Wasser-Systeme wird meist begründet mit der niedrigen Temperatur der Wärmequelle Außenluft in den Zeiten des höchsten Verbrauchs.⁴⁵

Die Betriebszeit der RLT-Anlage, und somit die Zeiten des Wärmebedarfs, haben einen Einfluss auf das gute Ergebnis der LW-WP. Die Anlage läuft ausschließlich tagsüber und somit zu den Zeiten mit den im Tagesverlauf höchsten Außenlufttemperaturen. Für die Sole-Wasser-Wärmepumpen spielt der Zeitpunkt des Wärmebedarfs hingegen keine Rolle, da das Erdreich weitaus träger reagiert.

Ein weiterer Grund ist, dass die Vereisung des Verdampfers der LW-WP bisher nicht berücksichtigt wurde. Vereisung tritt am Verdampfer auf, sobald die Temperatur am Verdampfer unter 0°C fällt und gleichzeitig, durch Unterschreiten des Taupunktes, Wasser aus der Luft auskondensiert. Besonders kritisch sind dabei Temperaturen um den Gefrierpunkt, da dann der Feuchtegrad noch hoch sein kann und die Luft im Verdampfer auf Temperaturen unter 0°C fällt. In der Literatur sind unterschiedliche Temperaturbereiche beschrieben.⁴⁶ Mit zunehmender Vereisung verringert sich der Wärmeübertrag und der Verdampfer muss enteist werden. Dies geschieht meist durch Heißgas- oder Prozessumkehr-Abtauung.⁴⁷ Die hierfür aufgewendete Energie verringert die Leistungszahl. In die Berechnung der Antriebsleistung der LW-WP nach Abschnitt 4.3.1 ging dies bisher nicht ein. Es wurde deshalb eine weitere Abfrage in die Berechnung der LW-WP integriert.

Es wurden 2 Kriterien festgelegt. Die Temperatur der Außenluft t_{AU} wurde als kritisch bewertet wenn sie im Bereich $-3^{\circ}\text{C} < t_{AU} < +5^{\circ}\text{C}$ lag. Gleichzeitig wurde aus dem

⁴³ Bonin, Jürgen: Handbuch Wärmepumpen. Planung und Projektierung. Berlin 2009, S.39.

⁴⁴ Wesselak / Schabbach / Link / Fischer: Regenerative Energietechnik. 2. Auflage. Berlin/Heidelberg 2009/2013, S.459

⁴⁵ Streicher / Kaltschmitt / Ziegler / Sanner: 9.2 Systemtechnische Beschreibung. In: Kaltschmitt / Streicher / Wiese (Hg.): Erneuerbare Energien. Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte. Berlin Heidelberg 2014. S. 637

⁴⁶ Kosowski / Tegethoff / Köhler: Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben CO_2 -Wärmepumpe für Passivhäuser. Effizienzsteigerung von CO_2 -Wärmepumpen durch innovative Abtauungsverfahren. TU Braunschweig 2009, S. 16.

⁴⁷ ebda., S. 11.

Mollier-h-x-Diagramm ein Feuchtegrad von $x \geq 4 \frac{g}{kg}$ als kritisch festgelegt, da dies einer relativen Luftfeuchtigkeit von $\varphi = 100\%$ bei $t_{AU} = -3^\circ C$ und Standardluftdruck entspricht. Diesen 2 Kriterien entsprechen 5.210 Stunden des Betrachtungszeitraums. In 18,2% der 28.643 Betriebsstunden ist also mit Reifbildung auf dem Verdampfer und somit mit energieaufwendigen Abtauvorgängen zu rechnen. Um diesen Abtauvorgängen Rechnung zu tragen wurde ein Faktor von 0,8 mit in die Berechnung der Antriebsleistung der LW-WP nach Gl. 6 aufgenommen.

$$P_{A,LW} = \frac{P_{H,LW}}{\varepsilon_{LW} * 0,8} = \frac{\dot{Q}_E}{\varepsilon_{LW} * 0,8}$$

Dies führt zu den Ergebnissen, die in der folgenden Tabelle zusammengefasst sind.

Tabelle 9: Ergebnisse Berechnung 2 Wärmepumpen

Parameter	LW-WP	SO-WP	KO-WP
elektrische Antriebsarbeit W_A [kWh]	215.474	198.475	202.161
Arbeitszahl β [-]	2,95	3,20	3,14
Durchschnittstemperatur der Wärmequelle \bar{T}_U [$^\circ C$]	10,1	8,5	8,0
Durchschnittstemperatur der Wärmequelle, gewichtet $\bar{T}_{U,gew}$ [$^\circ C$]	7,0	7,9	6,9

Die Antriebsarbeit der Luftwärmepumpe ist auf $W_{A,LW} = 215.474 kWh$ gestiegen, ein Plus von 13.542 kWh. Die Arbeitszahl der LW-WP ist dabei um 6% auf $\beta_{LW} = 2,95$ gefallen.

Die ermittelten Arbeitszahlen lassen sich am besten grafisch mit Literaturwerten vergleichen. Die meisten Diagramme enden jedoch bei einer Vorlauftemperatur von $50^\circ C$, da Wärmepumpenanlagen aufgrund des besseren Wirkungsgrades eher im Niedertemperaturbereich eingesetzt werden. Die folgende Grafik zeigt die Leistungszahl über der Wärmequellentemperatur mit unterschiedlichen Vorlauftemperaturen.

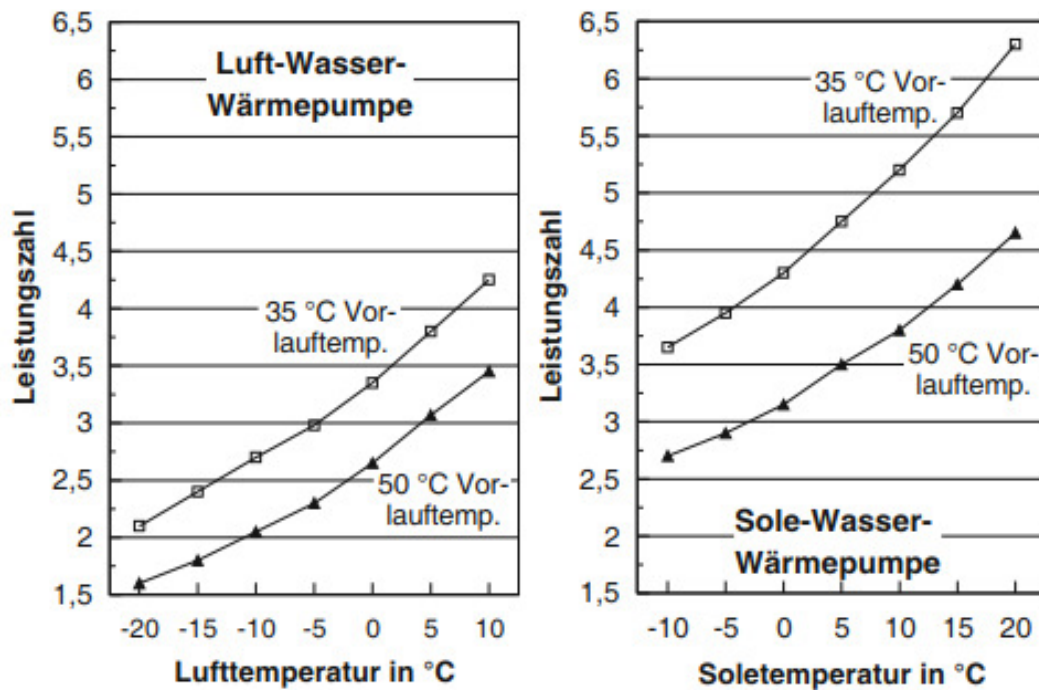


Abbildung 13: Einfluss des Wärmequellen-Temperaturniveaus und der Heizungsvorlauftemperatur auf die Wärmepumpen-Leistungszahl (Sole mit 25 % Frostschutzmittel)⁴⁸

Interpretiert man die Wärmequellentemperatur als Durchschnittstemperatur kann man auch die aufgetragene Leistungszahl als Arbeitszahl interpretieren, da dann beide Größen zeitbezogen sind. Die Kurve für die Vorlauftemperatur von 60°C würde unter der Kurve für die Vorlauftemperatur von 50°C liegen.

Die Werte für eine LW-WP bei einer gewichteten, mittleren Wärmequellentemperatur von $\overline{T_{U,gew}} = 7,0^\circ\text{C}$ sollten laut Diagramm in jedem Fall unter 3,25 liegen. Die Werte der KO-WP und SO-WP sollten laut Diagramm unter 3,50 liegen. Dies ist für alle drei Wärmepumpen der Fall. Insgesamt sind die ermittelten Arbeitszahlen für eine Heiztemperatur von $T_H = 60^\circ\text{C}$ jedoch immer noch relativ hoch. Der pauschale Ansatz der Leistungszahl mit $\varepsilon \approx 0,5 * \varepsilon_c$ könnte etwas zu optimistisch angenommen sein. Allerdings zeigt dies auch, dass technisch noch ein großes Potential zur Verbesserung der Effizienz besteht. Auch der Verminderungsfaktor für die Vereisung könnte zu gering gewählt sein.

⁴⁸ Streicher / Kaltschmitt / Ziegler / Sanner: 9.2 Systemtechnische Beschreibung. In: Kaltschmitt / Streicher / Wiese (Hg.): Erneuerbare Energien. Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte. Berlin Heidelberg 2014. S. 670

5.6 Zusammenstellung der Berechnungsergebnisse

In den vorausgegangenen Kapiteln wurden der Wärmebedarf des Erhitzers der RLT-Anlage und die Endenergieverbräuche der unterschiedlichen Erzeuger berechnet. Die Summen der Verbräuche sind in der folgenden Grafik dargestellt.

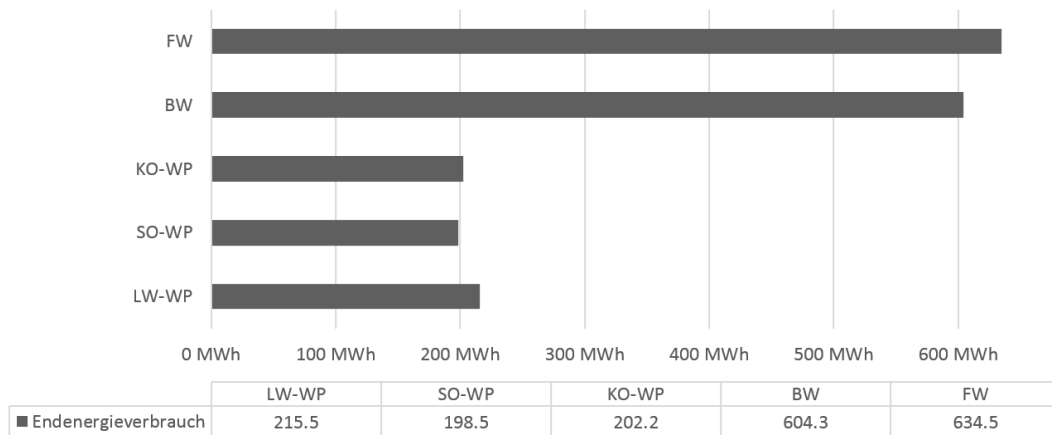


Abbildung 14: Zusammenstellung Endenergieverbrauch

Die beiden Solewärmepumpen liegen mit einem Endenergieverbrauch von $Q_{KO} = 202,2 \text{ MWh}$ und $Q_{SO} = 198,5 \text{ MWh}$ sehr dicht beieinander. Die LW-WP hat einen etwas höheren Endenergieverbrauch von insgesamt $Q_{LW} = 215,5 \text{ MWh}$. Der für die Wärmepumpen eingesetzte Endenergeträger ist Strom. Die Berechnung der Endenergieverbräuche der Wärmepumpen ist in Kapitel 5.5 ausführlich zusammengestellt und erklärt.

Zur Bereitstellung der Wärmeenergie des Erhitzers braucht der BW die Endenergiemenge von $Q_{BW} = 604,3 \text{ MWh}$. Dieser Wert liegt rund 3-mal höher als der Verbrauch der Wärmepumpen. Es handelt sich jedoch auch um einen Verbrauch von Endenergie in Form von Erdgas bezogen auf den Heizwert.

$$Q_{E,ges} = Q_{BW} * \eta_{BW}$$

$$Q_{BW} = \frac{Q_{E,ges}}{\eta_{BW}}$$

Zur Berechnung wurde der Gesamtverbrauch des Erhitzers durch den Wirkungsgrad des BW geteilt.

Beim Verbrauch der Fernwärme wurde angenommen, dass der Verbrauch des Erhitzers gleich der eingesetzten Endenergie in Form von Fernwärme Q_{FW} ist.

$$Q_{E,ges} = Q_{FW}$$

Diese Annahme beruht auf der Vernachlässigung der Hilfsenergie in allen Erzeugersystemen. Der Verbrauch in Form von Fernwärme liegt mit $Q_{FW} = 634,5 \text{ MWh}$ am höchsten.

Alle 5 Erzeuger stellen dem Verbraucher die gleiche Nutzenergie in Form von Wärme zur Verfügung. Dazu nutzen Sie deutlich unterschiedliche Mengen an Endenergie. Bei dieser Gegenüberstellung werden jedoch unterschiedliche Endenergieträger verglichen. Der Verbrauch der Wärmepumpen findet in Form von elektrischer Energie statt, der Brennwert-Kessel verbrennt Erdgas und die Fernwärmestation erhält Wärmeenergie in Form von Fernwärme-Heizwasser. Es wird offensichtlich, dass der direkte Vergleich bei so unterschiedlichen Energieträgern nicht aussagekräftig ist. Wie in Kapitel 3.4 erläutert wird für den Vergleich unterschiedlicher Erzeugerkonzepte deshalb der Primärenergieverbrauch Q_P verwendet.

$$Q_P = Q_{End} * f_p$$

Die eingesetzte Endenergie Q_{End} wird mit dem, der eingesetzten Endenergieform korrespondierenden, Primärenergiefaktor f_p multipliziert. Das Ergebnis ist der Primärenergieeinsatz Q_P . Die folgende Tabelle fasst die Ergebnisse für die Primärenergie und die dazu verwendeten Primärenergiefaktoren zusammen.

Tabelle 10: Zusammenstellung Primärenergieeinsatz

Parameter	LW-WP	SO-WP	KO-WP	BW	FW
Endenergieeinsatz [kWh]	215.474	198.475	202.161	604.326	634.542
Primärenergiefaktor [-]	1,80	1,80	1,80	1,10	0,15
Primärenergieeinsatz [kWh]	344.759	317.560	323.458	664.758	95.181

5.7 Vergleich des Primärenergieeinsatzes

Betrachtet man statt des Endenergieverbrauchs den Primärenergieeinsatz ergibt sich ein deutlich anderes Bild. Zum Vergleich wird in der folgenden Grafik der Endenergiebedarf weiter mit dargestellt.

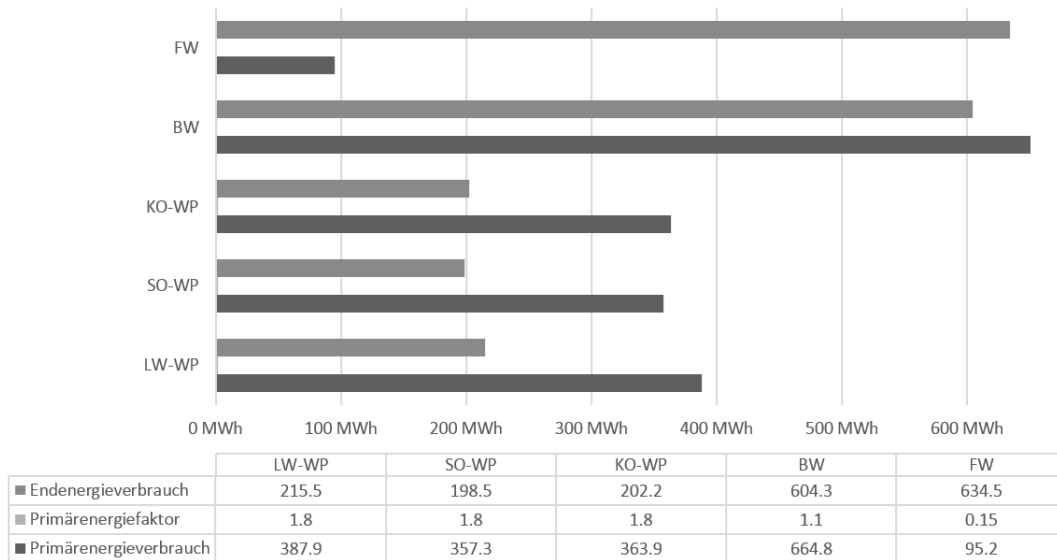


Abbildung 15: Primärenergievergleich

Zwischen den Wärmepumpensystemen untereinander gibt es lediglich geringe Unterschiede. Bedingt durch den Einsatz des gleichen Energieträgers Strom werden die Endenergieverbräuche der 3 Wärmepumpensysteme mit dem Primärenergiefaktor für Strom $f_p = 1,8$ multipliziert. Der Primärenergieverbrauch der SO-WP liegt mit $Q_{P,SO} = 357,3 MWh$ nur unwesentlich unter dem Verbrauch der KO-WP mit $Q_{P,KO} = 363,9 MWh$. Die LW-WP erreicht mit einem Primärenergieverbrauch von $Q_{P,LW} = 387,9 MWh$ etwas höhere Werte.

Trotz des im Vergleich zum Strommix günstigeren Primärenergiefaktors für Erdgas $f_p = 1,1$ benötigt der Gas-Brennwert-Kessel am meisten Primärenergie zur Bereitstellung der geforderten Erhitzerleistung. Mit $Q_{P,BW} = 664,8 MWh$ liegt der Primärenergieeinsatz deutlich über dem der Wärmepumpen.

Die größte Veränderung zwischen Endenergieverbrauch und Primärenergieverbrauch liegt bei dem Fernwärmeanschluss. War die Fernwärme noch der größte Endenergie-

verbraucher so hat sie dennoch den geringsten Primärenergieeinsatz. Für die Bereitstellung der Nutzenergie werden bei Nutzung von Fernwärme lediglich $Q_{P,FW} = 95,2 \text{ MWh}$ Primärenergie eingesetzt. Dies liegt an dem sehr geringen Primärenergiefaktor von $f_p = 0,15$.

Setzt man statt dem vom Versorger berechneten Primärenergiefaktor $f_p = 0,15$ den Primärenergiefaktor für KWK aus fossilen Brennstoffen $f_p = 0,7$ bei der Berechnung an liegt die Fernwärme zwischen dem Primärenergieverbrauch der Wärmepumpen und dem Gasbrennwertkessel, wie die folgende Abbildung zeigt.

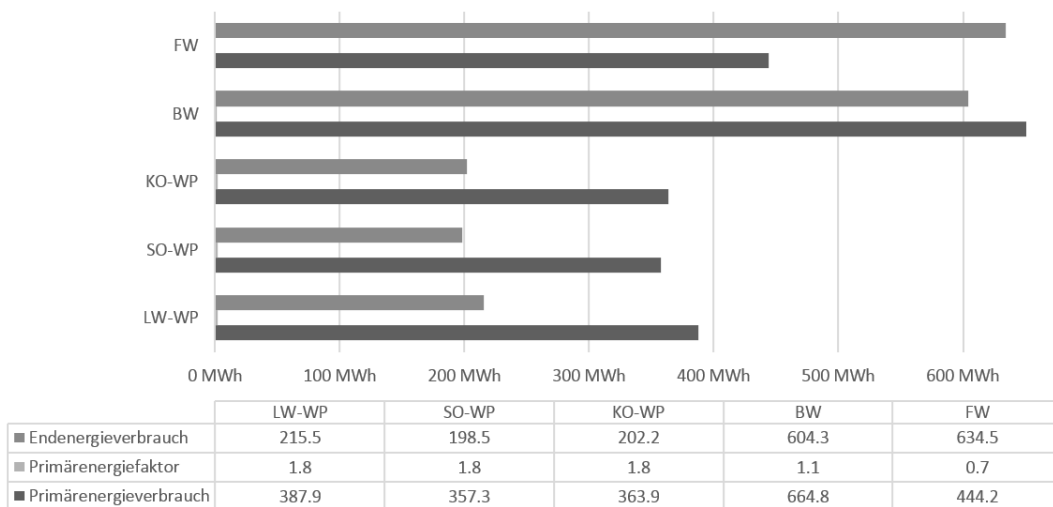


Abbildung 16: Primärenergievergleich mit FW aus fossiler KWK

Auch eine Änderung des Primärenergiefaktors für den Strommix hätte einen großen Einfluss auf das Ergebnis dieses Vergleiches. Sinkt der Faktor durch Zubau der erneuerbaren Energien weiter ab werden mit Wärmepumpen beheizte Systeme automatisch effizienter was den Primärenergieeinsatz betrifft. Dies könnte dazu führen, dass anstelle von Einsparungen durch Energieeffizienz lediglich immer mehr Strom für die Bereitstellung von Wärmeenergie genutzt wird um die Anforderungen der EnEV den Primärenergieverbrauch betreffend zu erfüllen.

6 Fazit

In der vorliegenden Arbeit wurden Wärmeversorgungssysteme anhand ihres Primärenergieeinsatzes verglichen. Hierzu wurde mit realen Daten des Deutschen Wetterdienstes der Verbrauch einer RLT-Anlage berechnet. Dieser Verbrauch war die Eingangsgröße um die Energieverbräuche der Wärmeerzeuger zu berechnen. Diese wurden anschließend mit den zugehörigen Primärenergiefaktoren in den Primärenergieeinsatz umgerechnet und gegenübergestellt.

Von fossilen Wärmeerzeugern sollte mehr und mehr Abstand genommen werden, wie die Auswertung des Primärenergieverbrauchs zeigt. Deutlich abgeschlagen setzt der Gas-Brennwert-Kessel fast doppelt so viel Primärenergie ein wie die Wärmepumpensysteme und mehr als 6-mal so viel wie der Fernwärmeanschluss. Zwar sind BW günstig und bewährt, sie sind allerdings Verbraucher fossiler Energieträger und von Gas-Importen abhängig. Man sollte beachten, dass die rechnerische Nutzungsdauer von Gas-Brennwertkesseln nach VDI 2067 20 Jahre beträgt. Vorhersagen über die Wirtschaftlichkeit hängen immer von Prognosen der Energiepreise ab, welche schwierig über 20 Jahre darzustellen sind. Außerdem wird mit den Systemen, die jetzt installiert werden der Energieverbrauch bis mindestens zum Jahr 2040 bestimmt. Hier nicht bereits auf das Ziel der Minderung der Treibhausgase für 2050 von 80-95% gegenüber 1990 zu schauen wäre kurzsichtig.

Wärmepumpen können dabei nicht die einzige Antwort auf die Wärmewende im Gebäudesektor sein. Wie die vorliegende Arbeit zeigt sind WP nicht unbedingt die effizienteste Art der Wärmebereitstellung. Der Primärenergieeinsatz der 3 betrachteten Wärmepumpen-Systeme liegt dicht beieinander auf mittlerem Niveau zwischen Fernwärme und Gas-Brennwertkessel. Durch Erhöhung des erneuerbaren Anteils am Strommix beziehungsweise durch Nutzung von lokal produziertem Strom aus Erneuerbaren ließe sich der Primärenergieverbrauch jedoch noch deutlich verringern. Wo möglich, sollten Wasser-Wasser- und Sole-Wasser-Systeme zum Einsatz kommen. Ihre Arbeitszahlen liegen durchschnittlich höher als bei Luft-Wasser-Wärmepumpen. Bei richtiger Auslegung können Wasser-Wasser- und Sole-Wasser-Wärmepumpen effizient und dauerhaft Wärmeenergie zur Verfügung stellen können.

Generell sollte jedoch jeder Anwendungsfall einzeln geprüft werden. Wie die Berechnungen zeigen, können aufgrund der Betriebscharakteristika auch Luft-Wasser-Wärmepumpen durchaus vergleichbare Ergebnisse erzielen. Der Verbrauch fand vor Allem tagsüber statt, also bei im Tagesverlauf höheren Temperaturen. Die Vereisungsproblematik sollte näher betrachtet werden. Außerdem stellt der nicht-monovalente Betrieb eine Möglichkeit dar die Risikobereiche zu vermeiden. Bei der energetischen Sanierung und bei begrenztem Raumangebot, vor Allem in Städten, werden auch Luft-Wasser-Wärmepumpen eine Rolle spielen. Die generelle Ablehnung der Nutzung von elektrischem Strom zur Bereitstellung von Niedertemperatur-Wärme für den Gebäudesektor ist nicht mehr zeitgemäß.

Der Fernwärmeanschluss ist den anderen Wärmeerzeugern, die hier betrachtet wurden, deutlich überlegen. Der sehr niedrige Primärenergiefaktor der hier eingesetzten Fernwärme beruht auf der Nutzung von Abwärme aus KWK-Anlagen. Der Anschluss an das vorhandene Fernwärmenetz führt also zu einem geringen Primärenergieverbrauch für den Kunden, der angeschlossen wird. Darüber hinaus funktionieren Fernwärmenetze wirtschaftlicher und effektiver, je höher die Ausnutzung des Netzes wird. Das rechtfertigt auch den Anschlusszwang nach §16 Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz, da durch den Einsatz von Fernwärme das Klima und Ressourcen geschont werden. Für Ballungsräume, vor allem bei bereits bestehendem Fernwärmenetz oder bei Neubau bzw. Modernisierung eines gesamten Quartiers, ist Fernwärme der Energieträger mit dem günstigsten Primärenergieverbrauch.

Grundlage für jegliche energieeffiziente Bereitstellung von Wärme für den Gebäudesektor sollte jedoch zunächst die Steigerung der Effizienz durch energetische Sanierung und hochwertigen Neubau sein. Nur bei Senkung des Bedarfs ist die Wärmewende und somit die Energiewende realisierbar.

Quellenverzeichnis

Agora Energiewende: Wärmewende 2030. Schlüsseltechnologien zur Erreichung der mittel- und langfristigen Klimaschutzziele im Gebäudesektor. Berlin 2017.

Baehr H.D: Feuchte Luft. In: Mollier-i, x-Diagramme für feuchte Luft. Springer, Berlin, Heidelberg 1961.

Bolton, David: The Computation of Equivalent Potential Pressure. In: Monthly Weather Review, 1980, Heft 108.

Bonin, Jürgen: Handbuch Wärmepumpen. Planung und Projektierung. Berlin 2009.

DWD Climate Data Center (CDC): Historische stündliche Stationsmessungen des Luftdrucks für Deutschland, Version v005, 2018.

DWD Climate Data Center (CDC): Historische stündliche Stationsmessungen der Lufttemperatur und Luftfeuchte für Deutschland, Version v006, 2018.

DWD Climate Data Center (CDC): Historische stündliche Stationsmessungen der Erdbodentemperatur für Deutschland, Version v006, 2018

Kosowski / Tegethoff / Köhler: Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben CO₂-Wärmepumpe für Passivhäuser. Effizienzsteigerung von CO₂-Wärmepumpen durch innovative Abtauungsverfahren. TU Braunschweig 2009.

Miara / Günther / Kramer / Oltersdorf / Wapler: Wärmepumpen Effizienz. Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb. Fraunhofer ISE Freiburg 2011.

Schaefer, Helmuth: VDI-Lexikon Energietechnik / hrsg. von Helmuth Schaefer. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1994, S.198.

Streicher / Kaltschmitt / Ziegler / Sanner: 9.2 Systemtechnische Beschreibung. In: Kaltschmitt / Streicher / Wiese (Hg.): Erneuerbare Energien. Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte. Berlin Heidelberg 2014.

Wesselak / Schabbach / Link / Fischer: Regenerative Energietechnik. 2. Auflage. Berlin/Heidelberg 2009/2013.

Wissenschaftlicher Dienst des Bundestages: Sachstand Primärenergiefaktoren. WD5-3000-103/16. 2017.

Wosnitza, Franz / Hilgers, Hans Gerd: Energieeffizienz und Energiemanagement. Ein Überblick heutiger Möglichkeiten und Notwendigkeiten. Wiesbaden 2012.

Gesetz zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich (Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz - EEWärmeG), Ausfertigungsdatum: 07.08.2008

Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung – EnEV), Stand 2015

URL: <https://www.baunetzwissen.de/glossar/f/fernwaerme-1442855>;
abgerufen am 08.01.2019

URL: <https://www.enercity.de/infothek/downloads/broschueren/fernwaerme/primaerenergiefaktor-bescheinigung.pdf>;
abgerufen am 06.01.2019

URL: <https://www.enercity.de/infothek/downloads/broschueren/fernwaerme/fernwaerme-broschuere-enercity.pdf>;
abgerufen am 20.01.2019

URL: https://www.dwd.de/DE/derdwd/aufgaben/aufgaben_node.html;
abgerufen am 01.11.2018

URL: https://www.waermepumpe.de/typo3temp/yag/02/49/Marktanteile_Waermepumpe_2003_-_2017_24989_5ab2133ff2.jpg; abgerufen am 13.04.2018