Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Ibrahim Batterjee

Optimierte Auslegung der Heizungs- und Lüftungssysteme eines Mehrfamilienhauses unter Einsatz von Wärmerückgewinnung zur Erfüllung der IFB Effizienzhaus 40

Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion

Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical Engineering and Production Management

Ibrahim Batterjee

Optimierte Auslegung der Heizungs- und Lüftungssysteme eines Mehrfamilienhauses unter Einsatz von Wärmerückgewinnung zur Erfüllung der IFB Effizienzhaus 40

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau/Energie- und Anlagensysteme
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
Behörde für Umwelt und Energie
Energieeffizientes und Nachhaltiges Bauen - Energieabteilung
Neuenfelder Straße 19
21109 Hamburg

Erstprüfer: Dr. -Ing. Thomas Flower
Zweitprüfer: Dr. -Ing. Erik Sewe

Abgabedatum: 04.07.2019

I. Zusammenfassung

Ibrahim Batterjee

Thema der Bachelorthesis

Optimierte Auslegung der Heizungs- und Lüftungssysteme eines Mehrfamilienhauses unter Einsatz von Wärmerückgewinnung zur Erfüllung der IFB Effizienzhaus 40

Stichworte

Energiemanagement, Heizungstechnik, Lüftungstechnik, Gebäudetechnik, Solartechnik, effiziente Gebäude, Wärmerückgewinnung.

Kurzzusammenfassung

In dieser Arbeit sollen drei Mehrfamilienhäuser verglichen werden. Der Fokus soll auf der Energiebereitstellung für Heizung und das Warmwasser und der Versorgung mit Frischluft liegen. Alle Berechnungen sind nach EnEV-Anforderung/DIN 18599 auszuführen. Die drei Häuser haben die gleiche Geometrie. Sie unterscheiden sich in der Qualität der Gebäudehülle und der Energie- und Lüftungstechnik.

Ibrahim Batterjee

Title of the paper

Design optimization of the heating and ventilation systems of an appartment building utilizing heat recovery in accordance with IFB Effizienzhaus 40 building standard

Keywords

Energy management, heating technology, ventilation technology, building technology, solar technology, efficient buildings, heat recovery.

Abstract

In this study, three identical buildings (according to their overall geometry), were analyzed to test and optimize three different HVAC designs. The buildings differed in the insulation, heating and venting technologies. The focus was on three design performance indicators; energy consumption for space heating, energy consumption for water heating and amount of fresh air requirement. The design models and calculation methodologies were in accordance with DIN18599/EnEV requirements.

II. Aufgabenstellung

Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences
Department Maschinenbau und Produktion

Aufgabenstellung

für die Bachelorthesis

von Ibrahim Batterjee

Matrikel-Nummer: 2206438

Thema:

Optimierte Auslegung der Heizungs- und Lüftungssysteme eines Mehrfamilienhauses unter Einsatz von Wärmerückgewinnung zur Erfüllung der IFB Effizienzhaus 40 Standards.

Schwerpunkte:

Es sollen drei Mehrfamilienhäuser miteinander verglichen werden. Der Fokus soll auf der Energiebereitstellung für die Heizung und das Warmtrinkwasser und der Versorgung mit Frischluft liegen. Alle Berechnungen sind nach EnEV-Anforderungen / DIN 18599 auszuführen. Die drei Häuser haben die gleiche Geometrie. Sie unterscheiden sich in der energetischen Qualität der Gebäudehülle und der Energie- und Lüftungstechnik.

Das Ziel der Arbeit ist die optimierte Auslegung von Abluftwärmepumpe und Lüftungsanlage mit Blick auf den Vergleich von Primärenergiebedarf und CO2-Emissionen der drei Varianten. Die drei Varianten sollen korrekt ausgelegt und mit dem Softwaretool „Hottgenroth“ berechnet und bewertet werden. Dazu muss das Softwaretool gut beherrscht und soweit notwendig validiert werden, mit besonderem Fokus auf die Betrachtung der Abluft-Wärmepumpe. Die Kosten (Bau, Betrieb, Wartung) der voneinander abweichenden Komponenten der beiden Varianten sollen abgeschätzt werden.

Schwerpunkte der Abschlussarbeit sind Energiemanagement, Heizungs-, Lüftungs-, und Gebäudetechnik, effiziente Gebäude und Wärmerückgewinnung.

2019-03-20
Datum

Erstprüfer/in

III. Inhaltsverzeichnis

I. Zusammenfassung I

II. Aufgabenstellung II

III. Inhaltsverzeichnis III

IV. Tabellenverzeichnis V

V. Abbildungsverzeichnis VI

VI. Formelverzeichis, Abkürzungen, Symbole VIII

1. Einleitung 1
1.1 Zielsetzung der Arbeit 2
1.2 Aufbau der Arbeit 3

2. Grundlagen 5
2.1 Energieeinsparverordnung 2016 (EnEV-2016) 5
2.2 Die Kreditanstalt für Wiederaufbau (KfW) bzw. Hamburgische Investitions- und Förderbank (IFB) 6
2.3 Die Normenreihe der DIN V 18599 7
2.4 Die Energieberater 18599 Software 9

3. Komponenten 10
3.1 Brennwert-Kessel 10
3.2 Solarthermie und Photovoltaik 11
3.3 Wärmeübertrager 13
3.4 Wärmepumpe 14
3.4.1 Wärmequellen und Bauarten der Luft-WP 19
3.4.2 Reglung der Luft-WP 20

4. Gleiche Berechnungsparameter in den drei Varianten 22
4.1 Gebäudegeometrie 22
4.2 Gebäudestandards 24
4.3 Wärmebrückenzuschlag 25
4.4 Heizungs- und Trinkwarmwasser-Leitung 26
4.5 Trinkwarmwasserbereitung 27

5. Vergleichsgebäude (1. Variante) 28
5.1 Gebäudehülle 29
5.2 Lüftungsart 30
5.3 Heizungssystem 31
5.4 Warmwasserbereitungssystem 32
5.5 Erneuerbare Energie 33
5.6 Auswertung 34

6. IFB 40 mit Ab- und Zuluftanlage (2. Variante) 36
6.1 Gebäudehülle 39
6.2 Lüftungsart 40
6.3 Heizungssystem 41
6.4 Warmwasserbereitungssystem 42

6.5 Erneuerbare Energie 43
6.6 Auswertung 44

7. IFB 40 nur mit Abluftanlage (3. Variante) 48
7.1 Gebäudehülle 50
7.2 Lüftungsart 51
7.3 Heizungssystem 52
7.4 Warmwasserbereitungssystem 53
7.5 Erneuerbare Energie 54
7.6 Auswertung 55

8. Vergleich und Bewertung 59
8.1 Heizbedarf 59
8.2 Endenergiebedarf 60
8.3 Primärenergiebedarf 62
8.4 Gesamtwerte und CO_2-Emissionen 63
8.5 Kosten der Hauptkomponenten 66

9. Kritische Stellungnahme und Fazit 67
9.1 Fazit 68

VII. Literaturverzeichnis 69

VIII. Anhang 72
A.1 COP Ermittlung 72
A.2 Schichtstoffe und Schichtdicke 74
A.3 Dimensionierung des Trinkwarmwasserspeicher 76
A.4 Praktische Berechnung der 2. Variante (Beispiel im Dez) 77
A.5 Abluft-WP pro Wohneinheit 80
A.6 Praktische Berechnung der 3. Variante (Beispiel im Dez) 82
A.7 Datenblatt der Herstellen 86

IV. Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Übersicht des Energiestandards 6
Tabelle 4-1: Gebäudeinformationen 22
Tabelle 4-2: Darstellung von U-Werte, Wärmedämmung und Gesamtdicke 24
Tabelle 5-1: Übersichtswerte der Gebäudehülle des Vergleichsgebäudes 29
Tabelle 5-2: Heiz-, Endenergie- und Primärenergiebedarf der Heizung im Vergleichsgebäudes 31
Tabelle 5-3: Trinkwarmwasser-, Endenergie- und Primärenergiebedarf der TWW im Vergleichsgebäudes 32
Tabelle 5-4: Darstellung der Werte im Vergleichsgebäude von Hottgenroth 34
Tabelle 6-1: Auslegungsmöglichkeiten der 2. Variante 37
Tabelle 6-2: Übersichtswerte der Gebäudehülle der 2. Variante (3. Variante) 39
Tabelle 6-3: Heiz-, Endenergie- und Primärenergiebedarf der Heizung bei der 2. Variante (Hottgenroth) 41
Tabelle 6-4: Heiz-, Endenergie- und Primärenergiebedarf der Heizung in 2. Variante (praktische Auslegung) 42
Tabelle 6-5: Trinkwarmwasser-, Endenergie-, Primärenergiebedarf der TWW bei der 2. Variante (Hottgenroth) 42
Tabelle 6-6: Trinkwarmwasser-, Endenergie-, Primärenergiebedarf der TWW bei der 2. Variante (praktische Auslegung) 43
Tabelle 6-7: Darstellung der Werte von Hottgenroth bei der 2. Variante 44
Tabelle 6-8: Darstellung der Werte aus der praktischen Auslegung bei der 2. Variante 44
Tabelle 7-1: Auslegungsmöglichkeiten der 3. Variante 49
Tabelle 7-2: Heiz-, Endenergie- und Primärenergiebedarf der Heizung bei der 3. Variante (Hottgenroth) 52
Tabelle 7-3: Heiz-, Endenergie- und Primärenergiebedarf der Heizung bei der 3. Variante (praktische Auslegung) 53
Tabelle 7-4: Trinkwarmwasser-, Endenergie-, Primärenergiebedarf der TWW bei der 3. Variante (Hottgenroth) 53
Tabelle 7-5: Trinkwarmwasser-, Endenergie-, Primärenergiebedarf der TWW bei der 3. Variante (praktische Auslegung) 54
Tabelle 7-6: Darstellung der Werte von Hottgenroth bei der 3. Variante 55
Tabelle 7-7: Darstellung der Werte aus der praktischen Auslegung bei der 3. Variante 55

V. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Merkmale der drei Varianten 4
Abbildung 3-1: Funktionsweise eines Brennwertkessels [13] 10
Abbildung 3-2: Funktionsweise einer Solarthermieanlage [15] 11
Abbildung 3-3: Funktionsweise einer Photovoltaikanlage [16] 12
Abbildung 3-4: Schema eines Plattenwärmtauschers mit Temperaturen [19] 13
Abbildung 3-5: Energiefluss einer Wärmepumpe 15
Abbildung 3-6: COP-Verlauf in Abhängigkeit der Vorlauf- und Wärmequellentemperatur 16
Abbildung 3-7: Schema einer Wärmepumpen mit Temperaturen 18
Abbildung 4-1: Übersicht der Gebäudegeometrie aus der Hottgenroth Software 23
Abbildung 4-2: Beispiel einer Stelle mit Wärmebrückenzuschlag [22] 25
Abbildung 5-1: Übersicht der Energieversorgungswerte des Vergleichsgebäude von Hottgenroth 28
Abbildung 5-2: Lüftungsraten im Vergleichsgebäude 30
Abbildung 5-3: Auslegung der Solarthermieanlage im Vergleichsgebäude von Hottgenroth 33
Abbildung 5-4: Zusammensetzung der Endenergie der TWW bzw. der Heizung im Vergleichsgebäude 34
Abbildung 5-5: Wärmequellen und Wärmesenken über das ganze Jahr (Vergleichsgebäude) 35
Abbildung 6-1: Übersicht der Energieversorgungswerte der 2. Variante von Hottgenroth 37
Abbildung 6-2: Die praktische Auslegung der 2. Variante 38
Abbildung 6-3: die Zu- & Abluftanlage der 2. Variante 39
Abbildung 6-4: Lüftungsraten bei der 2. Variante 40
Abbildung 6-5: Auslegung der Solarthermieanlage bei der 2. Variante von Hottgenroth 43
Abbildung 6-6: Vergleich der Ergebnisse nach Hottgenroth und der praktischen Auslegung (2. Variante) 45
Abbildung 6-7: Vergleich der Gesamtergebnisse nach Hottgenroth und der praktischen Auslegung (2. Variante) 45
Abbildung 6-8: Zusammensetzung der Heizungsendenergie bei der 2. Variante 46
Abbildung 6-9: Zusammensetzung der TWW-Endenergie bei der 2. Variante 46
Abbildung 6-10: Wärmequellen und Wärmesenken über das ganze Jahr (2. Variante) 47
Abbildung 7-1: Übersicht der Energieversorgungswerte der 3. Variante von Hottgenroth 48
Abbildung 7-2: Die praktische Auslegung der 3. Variante 49
Abbildung 7-3: Lüftungsraten bei der 3. Varianten 51
Abbildung 7-4: Vergleich der Ergebnisse nach Hottgenroth und der praktischen Auslegung (3. Variante) 56
Abbildung 7-5: Vergleich der Gesamtergebnisse nach Hottgenroth und der praktischen Auslegung (3. Variante) 56
Abbildung 7-6: Zusammensetzung der Heizungsendenergie bei der 3. Variante 57
Abbildung 7-7: Zusammensetzung der TWW-Endenergie bei der 3. Variante 57
Abbildung 7-8: Wärmequellen und Wärmesenken über das ganze Jahr (3. Variante) 58
Abbildung 8-1: Heizbedarf aller drei Varianten 59
Abbildung 8-3: TWW-Endenergie aller drei Varianten 60
Abbildung 8-2: Heizungsendenergie aller drei Varianten 60
Abbildung 8-4: Verlauf des Endenergiebedarfes der Erzeugers über ganzes Jahr (praktische Auslegung) 61
Abbildung 8-5: Heizungsprimärenergie aller drei Varianten 62
Abbildung 8-6: TWW-Primärenergie aller drei Varianten 62
Abbildung 8-7: Gesamtbedarf aller drei Varianten 63
Abbildung 8-8: Gesamtendenergie aller drei Varianten 63
Abbildung 8-9: Zusammensetzung der Heizungsendenergie aller drei Varianten 64
Abbildung 8-10: Zusammensetzung der TWW-Endenergie aller drei Varianten 64
Abbildung 8-11: Gesamtprimärenergie aller drei Varianten 65
Abbildung 8-12: CO_2 - Faktoren der Energieträger 65
Abbildung 8-13: CO_2 -Emissionen aller drei Varianten 65
Abbildung 8-14: Kostenkomponenten in den drei Varianten 66
Abbildung 9-1: log p-h Diagramm für r134a 72
Abbildung 9-2: Isentroper Wirkungsgrad des Verdichters in Abhängigkeit zum Druckverhältnis 73
Abbildung 9-3: Schichtstoffe -dicke des Daches 74
Abbildung 9-4: Schichtstoffen des Daches aus Hottgenroth 74
Abbildung 9-5: Schichtstoffe -dicke der Außenwand 74

Abbildung 9-6: Schichtstoffen der Außenwand aus Hottgenroth 75
Abbildung 9-7: Schichtstoffe -dicke der Bodenplatte 75
Abbildung 9-8: Schichtstoffen der Bodenplatte aus Hottgenroth 75

VI. Formelverzeichis, Abkürzungen, Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
Q_P	[kWh]	Primärenergiebedarf
H'_T	[W/(m²K)]	Transmissionsverluste
$Q_{h,b}$	[kWh]	Heizwärmebedarf
Q_{Sink}	[kWh]	Wärmesenken der Gebäudezone
η	[-]	monatliche Ausnutzungsgrad der Wärmequellen
Q_{Source}	[kWh]	Wärmequellen der Gebäudezone
$Q_{w,b}$	[kWh]	Nutzwärmebedarf Trinkwarmwasser
A_{NGF}	[m²]	Nettogrundfläche
$Q_{x,f}$	[kWh]	Endenergie für den Erzeuger
$Q_{x,outg}$	[kWh]	Erzeugernutzwärmeabgabe des Erzeugers
$Q_{x,g}$	[kWh]	Verluste des Erzeugers
$W_{f,in}$	[kWh]	Gesamte Hilfsenergie
W_h	[kWh]	Hilfsenergie für das Heizsystem
W_{rv}	[kWh]	Hilfsenergie für Wohnungslüftung
W_w	[kWh]	Hilfsenergie für Trinkwarmwasserbereitstellung
f_p	[-]	Primärenergiefaktors
$f_{p,Heizöl}$	[-]	Primärenergiefaktors des Heizöls
$f_{Hs/Hi}$	[-]	Verhältnis von Brennwertes und Heizwert
$f_{p,Strom}$	[-]	Primärenergiefaktors des Stroms
Φ	[-]	Rückwärmezahl
θ_{Zuluft}	[°C]	Temperatur der Zuluft
$\theta_{Ausenluft}$	[°C]	Temperatur der Außenluft

Symbol	Einheit	Beschreibung
θ_{Abluft}	[°C]	Temperatur der Abluft
$p_{nach\ dem\ Verdichter}$	[bar]	Druck nach dem Verdichter
$p_{vor\ dem\ Verdichter}$	[bar]	Druck vor dem Verdichter
η_s	[-]	Isotroper Wirkungsgrad des Verdichters
h_1	[kJ/kg]	Enthalpie vor dem Verdichter
h_{2s}	[kJ/kg]	Isentrope Enthalpie nach dem Verdichter
h_2	[kJ/kg]	Enthalpie nach dem Verdichter
h_3	[kJ/kg]	Enthalpie nach dem Kondensator
COP	[-]	Leistungszahl der Wärmepumpe
A_N	[m^2]	Nutzfläche des Gebäudes
V	[m^3]	Luftvolumen im Gebäude
U-Werte	[W/(m^2K)]	Wärmedurchgangskoeffizient
ΔU_{WB}	[W/(m^2K)]	Wärmebrückenzuschlag
L_V	[m]	Leitungslänge zwischen Wärmeerzeuger und vertikalen Steigleitung
L_S	[m]	Strangleitungslänge
L_{SL}	[m]	Stichleitungslänge (Anbindleitung)
n	[h^{-1}]	Luftwechselrate der Lüftungsanlage
n_{ab}	[h^{-1}]	Luftwechselrate durch Fugen und Fenster
n_{inf}	[h^{-1}]	Luftwechselrate durch undichte Bauteile
n_{win}	[h^{-1}]	Luftwechselrate durch Fensteröffnung
e	[-]	Erzeugungsaufwandzahl
$V_{DIN-4708}$	[m^3]	Speichervolumen nach DIN 4708
$V_{DIN-18599}$	[m^3]	Speichervolumen aus der Erzeugungswärme der DIN 18599

Symbol	Einheit	Beschreibung
C_w	[kWh/(m³K)]	Spezifische Wärmekapizität (Wasser)
ΔT	[K]	Temperaturdifferenz im Speicher
$Q_{outg_T1\&2}$	[kWh]	Tägliche Erzeugungswärme
Q_{outg_K}	[kWh]	Tägliche Erzeugungswärme bei -12°C
ΔT_1	[K]	Temperaturdifferenz zwischen Innengebäude und Umgebungstemperatur bei 0°C
ΔT_2	[K]	Temperaturdifferenz zwischen Innengebäude und Umgebungstemperatur bei -12°C
t_1	[h]	Betriebsstunde der WP annährungsweise für TWW
t_2	[h]	Betriebsstunde der WP annährungsweise für Heizung
Q_{therm1}und Q_{therm2}	[kW]	Benötigte Heizleistung bei 0°C
Q_{thermK}	[kW]	Benötigte Heizleistung bei -12°C
$Q_{0/60}$ und $Q_{-12/60}$	[kW]	Thermische Leistung der WP bei Wärmequelle 0°C bzw. -12 °C und Abgabetemperatur 60°C
$Q_{0/35}$ und $Q_{-12/35} =$	[kW]	Thermische Leistung der WP bei Wärmequelle 0°C bzw. -12 °C und Abgabetemperatur 35°C
$P_{0/60}$ und $P_{-12/60}$	[kW]	Elektrische Leistung der WP bei Wärmequelle 0°C bzw. -12 °C und Abgabetemperatur 60°C
$P_{0/35}$ und $P_{-12/35}$	[kW]	Elerktrische Leistung der WP bei Wärmequelle 0°C bzw. -12 °C und Abgabetemperatur 35°C
t_{T1}	[h]	Tatsächliche Betriebsstunde der WP für TWW
t_{T2}	[h]	Tatsächliche Betriebsstunde der WP für Heizung
$Q_{Speicher1}$ und $Q_{Speicher2}$	[kWh]	Maximale gespeicherte Wärmemenge im Speicher für TWW und Heizung
t_{S1} und t_{S1}	[h]	Entladezeit des Speichers für TWW bzw. Heizung

Symbol	Einheit	Beschreibung
Q_{SE}	[kWh]	Maximale Solarertrag im Monat
Q_{SET}	[kWh]	Maximale Solarertrag pro Tag
Zyklus	[-]	Zyklus der WP pro Tag
WP_Z	[min]	Ladezeit der WP pro Zyklus
$Q_{Thermisch_Pro_Jahr}$	[kWh]	Die thermische Leistung der WP im Jahr
$Q_{Elektr._Pro_Jahr}$	[kWh]	Die elektrische Leistung der WP im Jahr
JAZ	[-]	Jahresarbeitszahl der WP
$\dot{V}_{Abluft}$	[m^3/s]	Gesamte Abluftvolumenstrom
$\dot{V}_{Abluft_PWE}$	[m^3/s]	Abluftvolumenstrom pro Wohneinheit
p'_d	[bar]	gesättigter Dampfdruck
φ	[%]	relative Feuchtigkeit der Luft
p_l	[bar]	Druck der trocknen Luft
x	[-]	Wassergehalt in der Luft
$\dot{m}_{LT}$	[kg/s]	Massenstrom der trockenen Luft
R_L	[J/(kgK)]	Ideale Gaskonstante der trockenen Luft
T_{Abluft}	[K]	Temperatur der Abluft
h_{q1}	[kJ/kg]	Enthalpie der Luft vor dem Verdampfer
h_{q2}	[kJ/kg]	Enthalpie der Luft nach dem Verdampfer
Q_{Abluft}	[kW]	Gewonnene Wärme aus der Abluft
$Q_{thermisch}$	[kW]	Thermische Leistung der WP
$P_{elek.}$	[kW]	Elektrische Leistung der WP
t_{1*}	[h]	Betriebsstunde der WP annährungsweise für TWW bei normalen Fall
$Q_{therm1*}$	[kW]	Benötigte Heizleistung bei 0°C ohne Abluft-WP

Abkürzung	Beschreibung
BBD	Bundesregierung der Bundesrepublik Deutschland
IFB	Hamburgische Investitions- und Förderbank
EnEV	Energieeinsparverordnung
WP	Wärmepumpe
KfW	Kreditanstalt für Wiederaufbau
WRG	Wärmerückgewinnung
WärmeschutzV	Wärmeschutzverordnungen
HeizanlV	Heizungsanlagenverordnungen
DEG	Deutsche Investitions- und Entwicklungsgesellschaft
FuB	Geschäftsbesorgung für die Finanzierungs- und Beratungsgesellschaft mbH
NAbau	DIN-Normenausschuss Bauwesen
NHRS	DIN-Normenausschuss Heiz- und Raumlufttechnik sowie deren Sicherheits
FNL	DIN-Normenausschuss Lichttechnik
U-Werte	Wärmedurchgangskoeffizient
WE	Wohneinheit
FH	Fußbodenheizung
TWW	Trinkwarmwasser
ST	Solarthermie
H2V bzw. H3V	Heizungssystem in 2. Variante bzw. 3. Variante
T2V bzw. T3V	Trinkwarmwassersystem in 2. Variante bzw. 3. Variante
RW	Regenerative Wärme

1. Einleitung

Die Klimaschutzziele der Bundesregierung der Bundesrepublik Deutschland (BBD) legen fest, den Primärenergieverbrauch bis 2020 gegenüber 2008 um 20 % und bis 2050 um 50 % zu senken, sowie die Treibhausgasemissionen bis 2020 gegenüber 1990 um 40 % und bis 2050 um mindestens 80 % zu reduzieren [1]. Im Jahr 2015 haben die Haushalte 25,7 % der gesamten Endenergie in Deutschland verbraucht und dabei 11,4 % der CO_2-Emissionen verursacht [2]. Im gleichen Jahr konnten die CO_2-Emissionen gegenüber 1990 um rund 27 % reduziert werden. Die BBD erwartet auf Basis der Berechnung des aktuellen Zustands (2015) eine Absenkung der CO_2-Emissionen um rund 32–35 % bis zum Jahr 2020. Somit besteht eine Deckungslücke von 5–8 % [3].

Um die von der BBD angestrebten Ziele zu erreichen, arbeitet die hamburgische Investitions- und Förderbank (IFB) verstärkt daran, energieeffiziente Gebäude zu bauen und zu fördern sowie ältere Wohngebäude zu sanieren. Maßnahmen, um Gebäude energieeffizient zu bauen oder zu sanieren sind vor allem, an der Minimierung des Primärenergiebedarfs Q_P und der Transmissionsverluste H'_T zu arbeiten, um somit die CO_2-Emissionen zu reduzieren. Der Primärenergiebedarf zeigt an, wie hoch die Energiemenge eines Hauses zur Deckung des Endenergiebedarfs ist. Anhand des Primärenergiebedarfs kann ein Gebäude danach beurteilt werden, wie energieeffizient es ist. Die CO_2-Emission gibt die Menge von CO_2-Gasen an, die beim Nutzenergieverbrauch entstehen. Die Transmissionsverluste geben an, wieviel Wärme von einer Fläche an die Umgebung pro Zeit verloren geht. Diese drei Faktoren können mit unterschiedlicher Technik reduziert beziehungsweise verbessert werden. Durch die Verbesserung der Wärmedämmung der Gebäudehülle verringern sich die oben genannten Faktoren, und durch die Installation einer Erneuerbare-Energie-Anlage (zum Beispiel Photovoltaik oder Solarthermie) in Häusern werden der Primärenergiebedarf und gleichzeitig die CO_2-Emissionen reduziert. Alle Klimaschutzmaßnahmen werden eingesetzt, um die CO_2-Emissionen in Deutschland zu senken. Die Berechnungen erfolgen nach den Energieeinsparverordnungs-Anforderungen (EnEV-Anforderungen) und der Anforderung der IFB.

1.1 Zielsetzung der Arbeit

Das Ziel der Arbeit ist die optimierte Auslegung von Abluftwärmepumpe und Lüftungsanlage mit der Betrachtung des Primärenergiebedarfs und der CO_2-Emissionen. Ein besonderer Fokus soll auf der Abluftwärmepumpe liegen. Des Weiteren werden in dieser Arbeit die Verluste jeder Kombination von Heizungssystem, Warmwasseraufbereitung und Lüftungsanlage berücksichtigt. Je mehr Verluste entstehen, desto mehr Endenergie und Primärenergie werden verbraucht und entsprechend Co_2-Emissionen verursacht. Wie die Kombinationen der Anlagen erfolgen, spielt eine wichtige Rolle bei den drei oben genannten Faktoren. Die Kosten der Komponenten in den Varianten sollen geschätzt werden. In dieser Arbeit werden drei Mehrfamilienhäuser ausgewertet und verglichen. Das erste Gebäude wird als Vergleichsgebäude (1. Variante) bezeichnet, das zweite Gebäude als 2. Variante und das dritte als 3. Variante. Das Vergleichsgebäude ist als Referenzgebäude nach der Energieeinsparverordnung 2016 (EnEV 2016) ausgelegt. Hier ist ein Brennwertkessel mit einer Solarthermieanlage und eine reine Abluftanlage ohne Wärmerückgewinnung installiert. Die 2. und 3. Variante haben die gleiche Gebäudehülle beziehungsweise gleiche Dämmungsdicke. Der Unterschied liegt im Energieversorgungssystem. In der zweiten Variante wird eine Außenluftwärmepumpe (Außenluft-WP) mit Zu- und Abluft-Wärmeübertrager angelegt und in der dritten Variante eine Außenluft-WP und eine Abluftwärmepumpe (Abluft-WP). In allen drei Gebäuden werden noch Solarthermieanlagen eingesetzt. Das Hauptziel dieser Arbeit ist, die zwei Arten der Wärmerückgewinnung miteinander zu vergleichen. Die erste Art ist die des Ab- und Zuluft-Wärmeübertragers und die zweite die Abluftwärmepumpe. (Abbildung 1-1)

1.2 Aufbau der Arbeit

In der vorliegenden Bachelorarbeit werden zunächst die Anforderungen der EnEV und IFB erläutert, die die Richtlinie der Auslegung dieser Arbeit ist. Darauf folgt ein Vergleich der Auslegungen und ein Berechnungs-Teil. Diese Bachelorarbeit ist in neun Hauptkapitel gegliedert. Im **ersten Kapitel** – bestehend aus einer thematischen Einleitung sowie der Beschreibung des Aufbaus und der Zielformulierung – wird an das Thema dieser wissenschaftlichen Arbeit herangeführt.

Im **zweiten Kapitel** wird zunächst die Energieeinsparverordnung (EnEV) beschrieben. Daraufhin werden die Kreditanstalt für Wiederaufbau (KfW), die hamburgische Investitions- und Förderbank (IFB), die Normreihe DIN 18599 sowie die „Energieberater 18599“-Software vorgestellt, insoweit sie für den Inhalt dieser Bachelorarbeit relevant sind. Welche Anforderungen gibt es in dem jeweiligen Gebäude, nach welcher DIN und mit welchem Softwaretool erfolgt die Berechnung – dies sind die Fragen, um die es im 2. Kapitel geht.

Das **dritte Kapitel** beschreibt kurz die Hauptkomponenten der in Frage kommenden Heizungs- und Lüftungssysteme. Darauf folgt die Zuordnung der Komponenten zu den drei Varianten.

Im **vierten Kapitel** werden die aus dem Softwaretool entnommenen Auswahlparameter erläutert, die in dieser Arbeit unverändert bleiben. Außerdem erfolgt eine kurze Darstellung des Referenzgebäudes der EnEV 2014. Ebenso sind die Rohrleitungs- und Trinkwarmwasserbereitungs-Anforderungen dargestellt.

Das **fünfte Kapitel** beinhaltet eine detaillierte Darstellung des Vergleichsgebäudes. Zur Erfüllung der EnEV 2016 wurde die Gebäudehülle verbessert. Zum Schluss wird diese 1. Variante ausgewertet.

Im **sechsten** und **siebten Kapitel** werden die beiden Varianten 2 und 3 dargestellt. Dazu wird jede Variante nach DIN 18599 ausgelegt und mit einer praktischen Auslegung verglichen. Zum Schluss werden die Varianten in Tabellen- und Diagrammform ausgewertet

Im **achten Kapital** zieht der Autor – aufbauend auf den Ergebnissen der drei vorigen Kapitel – einen Vergleich der drei Varianten anhand von Diagrammen. Dabei werden auch die CO_2-Emissionen aller Varianten betrachtet. Zum Schluss werden die ungefähren Kosten der verschiedenen Varianten präsentiert.

Das **neunte Kapital** schließt diese Arbeit ab. Hier werden die Ergebnisse beurteilt und dargelegt, an welchen Stellen die Aussagen Schwächen haben. Der Autor zieht ein Fazit und bewertet seine Aussage im Hinblick auf die Zukunft.

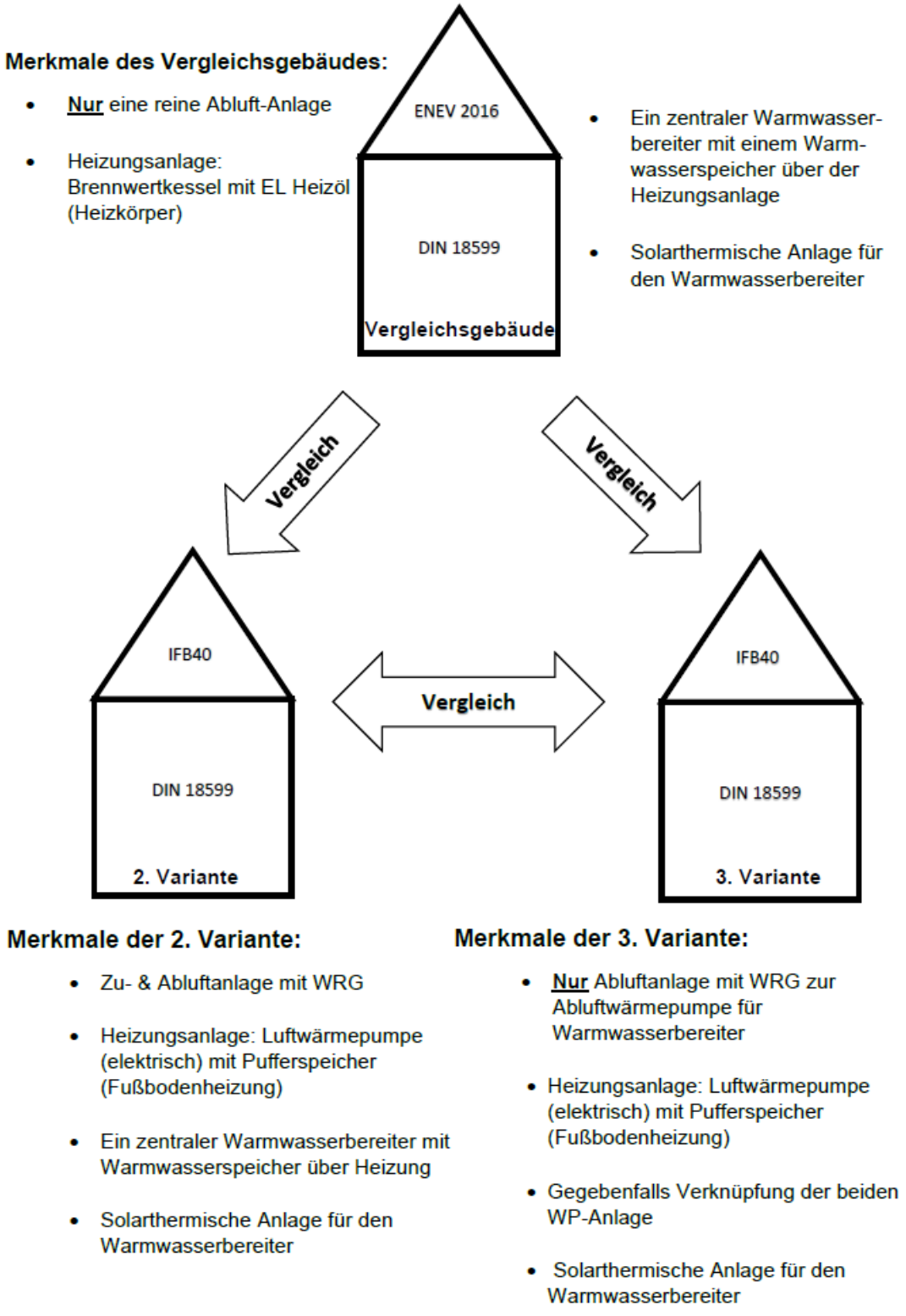


Abbildung 1-1: Merkmale der drei Varianten

2. Grundlagen

In diesem Kapital geht es um die Beschreibung der EnEV 2016, der KFW40, der IFB40 und der Teile der Normreihe DIN V 18599 und schließlich der Energieberater-Software.

2.1 Energieeinsparverordnung 2016 (EnEV-2016)

Die Energieeinsparverordnung (EnEV) hat sich aus den zuvor geltenden Wärmeschutzverordnungen (WärmeschutzV) und Heizungsanlagenverordnungen (HeizanlV) entwickelt. Die EnEV trat im Jahr 2002 in Kraft und fasst die WärmeschutzV und HeizanlV in sich zusammen. Im Jahr 2007 wurde ein neues Verfahren zur energetischen Bewertung von Gebäuden nach DIN V 18599 eingeführt. Bei der EnEV 2009 wurde das primärenergetische Anforderungsniveau erneut um 30 % verschärft und gleichzeitig das Referenz-gebäudeverfahren eingeführt. Das primärenergetische Anforderungsniveau hat sich bei der nächsten EnEV 2014 nicht verändert. Bei der aktuell gültigen EnEV 2016 wurde der Primärenergiebedarf nochmals um 25 % gegenüber EnEV 2014 verschärft. Fokus der Anforderungen ist das von der EU geforderte Ziel des Niedrigstenergiestandards im Neubau („nearly zero energy building“), das bis zum Jahre 2020 zu erreichen ist. Das Fernziel bis 2050 ist, mit einem Gebäudebestand kaum noch Kohlendioxid zu erzeugen [4]. Das Vergleichsgebäude wird nach der EnEV 2016 ausgelegt.

Die zwei grundlegenden Prinzipien der EnEV [5]:

- die Verringerung des Energiebedarfs von Gebäuden
- die Bereitstellung der für den reduzierten Bedarf benötigten Energie unter Verwendung besonders energieeffizienter technischer Systeme

Die EnEV 2016 unterscheidet die Gebäude nach Wohngebäuden oder Nichtwohngebäuden – und ob es sich bei dem Gebäude um einen Neubau oder ein Bestandsgebäude handelt. Die energetische Bewertung kann nach DIN V 18599 oder DIN V 4701-10 durchgeführt werden [6].

2.2 Die Kreditanstalt für Wiederaufbau (KfW) bzw. Hamburgische Investitions- und Förderbank (IFB)

Die Kreditanstalt für Wiederaufbau (KfW) und ihre Töchter Deutsche Investitions- und Entwicklungsgesellschaft (DEG), KfW IPEX-Bank GmbH und Geschäftsbesorgung für die Finanzierungs- und Beratungsgesellschaft mbH (FuB) bilden zusammen die KfW Bankgruppe. Die KfW definiert die Kreditvergabekriterien KfW-Effizienzhaus in den verschiedenen Ausführungen, wie zum Beispiel KfW-Effizienzhaus 70, KfW-Effizienzhaus 55, KfW-Effizienzhaus 40 für Gebäude [7]. Anhand des Primärenergiebedarfs Q_P und der Transmissionswärmeverluste $H´_T$ werden die Gebäude nach KfW-Energiestandard bewertet. Die Effizienzhausförderung basiert stets auf der Berechnung für das Referenzgebäude der EnEV.

Der Energiestandard für die EnEV ist in dieser Tabelle [8] dargestellt:

Energiestandard	Primärenergiebedarf	Transmissionswärmeverluste
EnEV 2014 Referenzgebäude	$Q_{P,Ref}$	$H´_{T,Ref}$
EnEV 2016 Referenzgebäude (Vergleichsgebäude)	$Q_{P,Ref*}$	$H´_{T,Ref}$
KfW-Effizienzhaus 70	≤ 70 % $Q_{P,Ref}$	≤ 85 % $H´_{T,Ref}$
KfW-Effizienzhaus 55	≤ 55 % $Q_{P,Ref}$	≤ 70 % $H´_{T,Ref}$
KfW-Effizienzhaus 40 (2. und 3. Variante)	≤ 40 % $Q_{P,Ref}$	≤ 55 % $H´_{T,Ref}$

Tabelle 2-1: Übersicht des Energiestandards

Die Förderprogramme im Bauwesen der KfW:

- energieeffizientes Bauen
- energieeffizientes Sanieren

Die IFB Hamburg fördert den Bau von Wohnungen mit günstigsten Mieten und mit der Betrachtung der effizienten Häuser und der Reduzierung der CO_2-Emission. Der Bauherr kann zwischen mehreren Förderarten wählen, die sich hauptsächlich bei den Kriterien der Einkommensgrenze und der Förderhöhe voneinander unterscheiden. Die IFB fördert und fordert in dem höherenergetischen Standard-Gebäude eine Lüftungsanlage mit einer Wärmerückgewinnung. Die IFB baut auf die KfW-Anforderung auf [9]. Die 2. und 3. Variante werden nach der KfW 40 und IFB 40 ausgelegt.

2.3 Die Normenreihe der DIN V 18599

Diese Normreihe wurde von einem gemeinsamen Ausschuss entwickelt, dem der DIN-Normenausschuss Bauwesen (NAbau), der DIN-Normenausschuss Heiz- und Raumluft-technik und deren Sicherheit (NHRS) sowie dem DIN-Normenausschuss Lichttechnik (FNL) angehören. Die DIN stellt ein Verfahren zur Bewertung der Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden zur Verfügung. Die Berechnungen beurteilen alle Energiemengen, die zur Heizung, Warmwasserbereitung, raumlufttechnischen Konditionierung und Beleuchtung von Gebäuden notwendig sind. Die Berechnung der DIN gilt für den Neu- und Bestandsbau sowie für Wohn- und Nichtwohngebäude [10]. Alle Berechnungen sind gemäß der EnEV durchzuführen. Die neueste DIN wurde im September 2018 veröffentlicht und beinhaltet zwölf Teile plus drei Teile des Beiblatts. In der DIN 18599 wird eine monatliche Bilanzierung der energetischen Bewertung des Gebäudes durchgeführt.

Bei dem Berechnungsverfahren werden zuerst die Wärmequellen und Wärmesenken definiert und berechnet. Daraus wird der Heizwärmebedarf aus der Gleichung 1 der DIN18599-2 bestimmt.

Heizwärmebedarf: $Q_{h,b} = Q_{Sink} - \eta \times Q_{Source}$ (Gleichung 1 – DIN 18599-2) [10]

Q_{Sink}: Die Summe der Wärmesenken der Gebäudezone [kWh]

η: Der monatliche Ausnutzungsgrad der Wärmequellen [$-$]

Q_{Source}: Die Summe der Wärmequellen der Gebäudezone [kWh]

Der Trinkwarmwasserbedarf bezieht sich auf die Nettogrundfläche (Tabelle 4 – DIN 18599-10) [10]. Laut DIN wird aus der Nettogrundfläche die Bewohnerzahl annäherungsweise abgeleitet. So kann der Trinkwarmwasserbedarf für ein gesamtes Wohnhaus ermittelt werden:

Nutzwärmebedarf Trinkwarmwasser: $Q_{w,b} = 15 \times \frac{kWh}{m^2} \times A_{NGF}$ (Tabelle 4 – DIN 18599-10) [10].

A_{NGF}: Nettogrundfläche [m^2]

Dementsprechend ist der Endenergiebedarf, der aus der Gleichung 14 der DIN 18599-1 aus dem jeweiligen Versorgungsystem berechnet wird, gleich der Summe des Versorgungbedarfs, der Verluste und der Hilfsenergie. Index x ist abhängig von dem Erzeuger, der dann mit einem Buchstaben aus der DIN angepasst wird, z.B. für Heizung den Index h oder Trinkwarmwasser w

Endenergie für Erzeuger: $Q_{x,f} = Q_{x,outg} + Q_{x,g}$ (Gleichung 14 – DIN 18599-1) [10].

$Q_{x,outg}$: Die Erzeugernutzwärmeabgabe $[kWh]$

$Q_{x,g}$: Die Verluste der Erzeuger $[kWh]$

Endenergie für Hilfsenergie: $W_{f,in} = W_h + W_{rv} + W_w$ (Gleichung 16 – DIN 18599-1) [10].

W_h: Die Hilfsenergie für das Heizsystem $[kWh]$

W_{rv}: Die Hilfsenergie für die Wohnungslüftung $[kWh]$

W_w: Die Hilfsenergie für die Trinkwarmwasserbereitstellung $[kWh]$

Zum Schluss wird die Primärenergie aus dem Endenergiebedarf und dem Primärenergiefaktor aus Gleichung 22 beziehungsweise 23 – DIN 18599-1 berechnet. Der Primärenergiefaktor hängt von dem Energieträger des Erzeugers ab. Beim Brennwertkessel wird der Primärenergiefaktor aus dem Verhältnis des Heizöl-Primärenergiefaktors zum Verhältnis des Heiz- und Brennwerts von Heizöl ermittelt. Bei der Wärmepumpe wird der Primärenergiefaktor daraus ermittelt, wie der benötigte Strom für die WP erzeugt wurde. Der Strom-Primärenergiefaktor sinkt tendenziell mit der Zeit, da die Stromerzeuger aufgrund des steigenden Anteils an erneuerbaren Energien immer umweltfreundlicher werden. Im Vergleich zum Jahr 2014 ist der Strom-Primärenergiefaktor von 2,4 auf 1,8 gesunken [11].

Primärenergie: $Q_P = Q_{x,f} \times f_p$ (Gleichung 22 bzw. 23 – DIN 18599-1) [10].

Mit

$f_p = \frac{f_{p,Heizöl}}{f_{Hs/Hi}} = \frac{1{,}1}{1{,}06}$ für Brennwertkessel $[-]$

$f_{p,Strom} = 1{,}8$ für Wärmepumpe $[-]$

Die verwendeten DIN-Teile in dieser Arbeit sind wie folgt aufgelistet.

DIN V 18599: Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Netz-, und End-Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung

- Teil 1: Allgemeine Bilanzierungsverfahren, Begriffe, Zonierung und Bewertung der Energieträger
- Teil 2: Nutzenergiebedarf für Heizen und Kühlen von Gebäudezonen
- Teil 5: Endenergiebedarf von Heizsystemen
- Teil 6: Endenergiebedarf von Lüftungsanlagen, Luftheizungsanlagen und Kühlsystemen für den Wohnungsbau
- Teil 8: Nutz- und Endenergiebedarf von Warmwasser-Bereitungsanlagen
- Teil 10: Nutzungsrandbedingungen, Klimadaten
- Teil 12: Tabellenverfahren für Wohngebäude

2.4 Die Energieberater 18599 Software

Die Software wurde von der Firma „Hottgenroth GmbH & Co. KG“ in Köln erstellt und liegt in der Schulungsversion 9.2.10.18 vor. Mit dem Softwaretool kann eine Berechnung und Bewertung von Wohn- und Nichtwohngebäuden und Neu- oder Bestandbauten nach der DIN V 18599 oder DIN V 4108-6/4701-10 mit der EnEV Anforderung durchgeführt werden. In dieser Arbeit erfolgt die Berechnung für die drei dargestellten Varianten mit der „Energieberater 18599“ Software. In dem Programm „Energieberater 18599“ werden der Primärenergiebedarf und die Endenergie nach dem Bilanzierungsverfahren der DIN V 18599 berechnet. Für die 2. und 3. Variante wird eine praktische Berechnung mit der Energieberater-Berechnung verglichen. In der 3. Variante kann der Energieberater die Abluft-WP noch nicht vollständig berechnen. Daher gibt es eine Abweichung bei der Berechnung der 3. Variante.

3. Komponenten

In diesem Kapitel werden die Komponenten, die in den drei Gebäuden angelegt werden, kurz dargestellt und beschrieben. In dem Vergleichsgebäude wird ein Brennwertkessel eingesetzt, in der 2. Variante eine Außenluftwärmepumpe mit Zu- und Abluft-Wärmeübertrager und in der 3. Variante eine Außenluft- und Abluftwärmepumpe. In den drei Gebäuden kommt außerdem eine Solarthermieanlage zum Einsatz.

3.1 Brennwert-Kessel

Durch eine Verbrennung eines Brennstoffes mit Hilfe von Luftzufuhr wird Wasser erhitzt. Das Heizwasser gibt seine Wärme an einen Raum oder an Frischwasser für Trinkwarmwasser ab (Heizungsvorlauf). Durch die Wärmeabgabe an den Raum oder Frischwasser kühlt das Wasser ab und wird nach dem Rücklauf in den Brennwertkessel erneut erhitzt (Heizungsrücklauf). Der Abgasventilator sorgt dafür, dass die zugeführte Luft durch das Abgasrohr wieder ins Freie abgegeben wird. Durch das Kondensat des Abgases wird das Wasser vom Heizungsrücklauf leicht erhitzt (Wärmerückgewinnung). Als Beispiele für Brennstoffe sind Heizöl, Erdgas und Flüssiggas zu nennen. Im Vergleichsgebäude wird ein so genanntes Raumluft-unabhängiges Gerät eingesetzt. Hier erfolgt die Luftzufuhr aus der freien Umgebung, außerhalb des Aufstellraums beziehungsweise Gebäudes. In diesem Fall wird die benötigte Luft durch Rohre aus der freien Umgebung angesaugt und zugeführt [12].

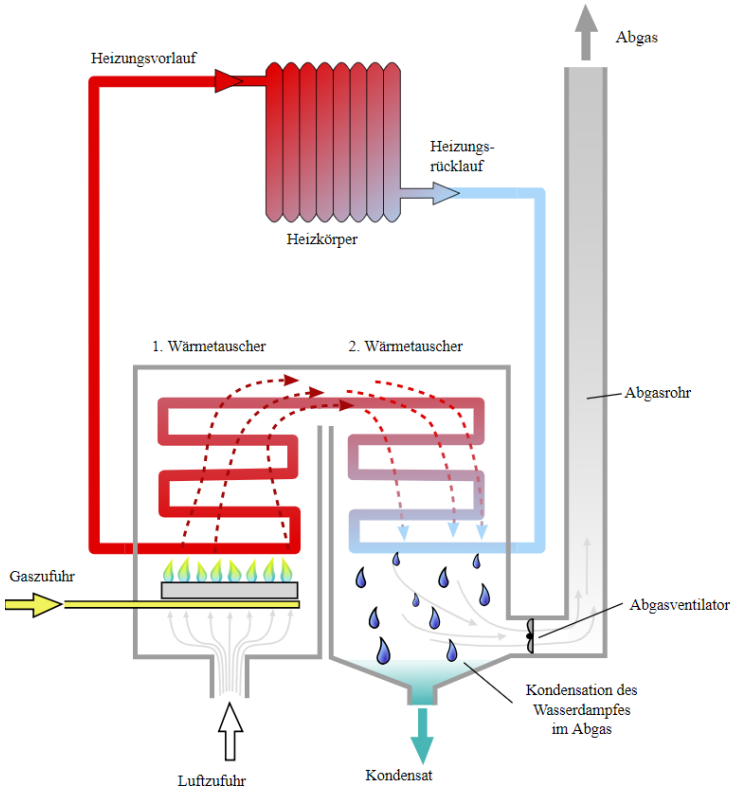


Abbildung 3-1: Funktionsweise eines Brennwertkessels [13]

3.2 Solarthermie und Photovoltaik

Die Solarthermie- und der Photovoltaikkollektoren werden oft auf dem Dach installiert, da sie mit ihrer Oberfläche viel Sonneneinstrahlung absorbieren können.

- Die Solarthermie: Durch den Kollektor strömt ein Wasser/Frostschutz-Gemisch, das durch die Sonneneinstrahlung auf circa 95 °C erhitzt wird. Das erhitzte Wasser/Frostschutz-Gemisch gibt seine Wärme über einen Wärmetauscher in einen Speicher mit Wasser ab. Das gespeicherte erwärmte Wasser kann somit zeitverzögert genutzt werden. Alle drei Varianten sind mit Solarthermie ausgerüstet, weil in dieser Arbeit nur die Energieversorgung betrachtet wird und nicht die Stromversorgung. Dazu kommt, dass bei Ausstattung mit Solarthermie in der warmen Jahreszeit komplett auf die Wärmepumpe verzichtet werden kann. Dadurch muss sie weniger arbeiten und hat folglich eine längere Lebenserwartung. Mit Photovoltaik dagegen muss sie – zur Trinkwarmwasserbereitung – das ganze Jahr in Betrieb sein [14].

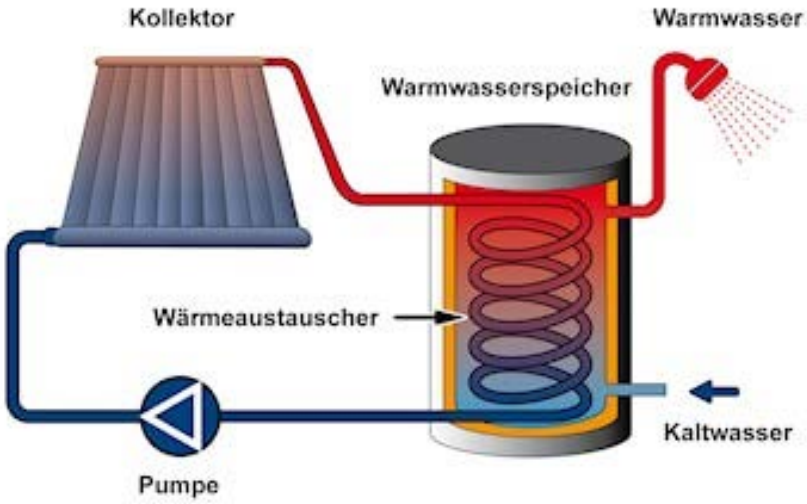


Abbildung 3-2: Funktionsweise einer Solarthermieanlage [15]

- Die Photovoltaik: Durch Solarzellen wird das Sonnenlicht in Strom umgewandelt. Der Wechselrichter wandelt den Gleichstrom aus den Solarzellen in Wechselstrom um. Anschließend wird der erzeugte Strom gespeichert. Der Strom wird in der Regel in Akkumulatoren gespeichert [16].

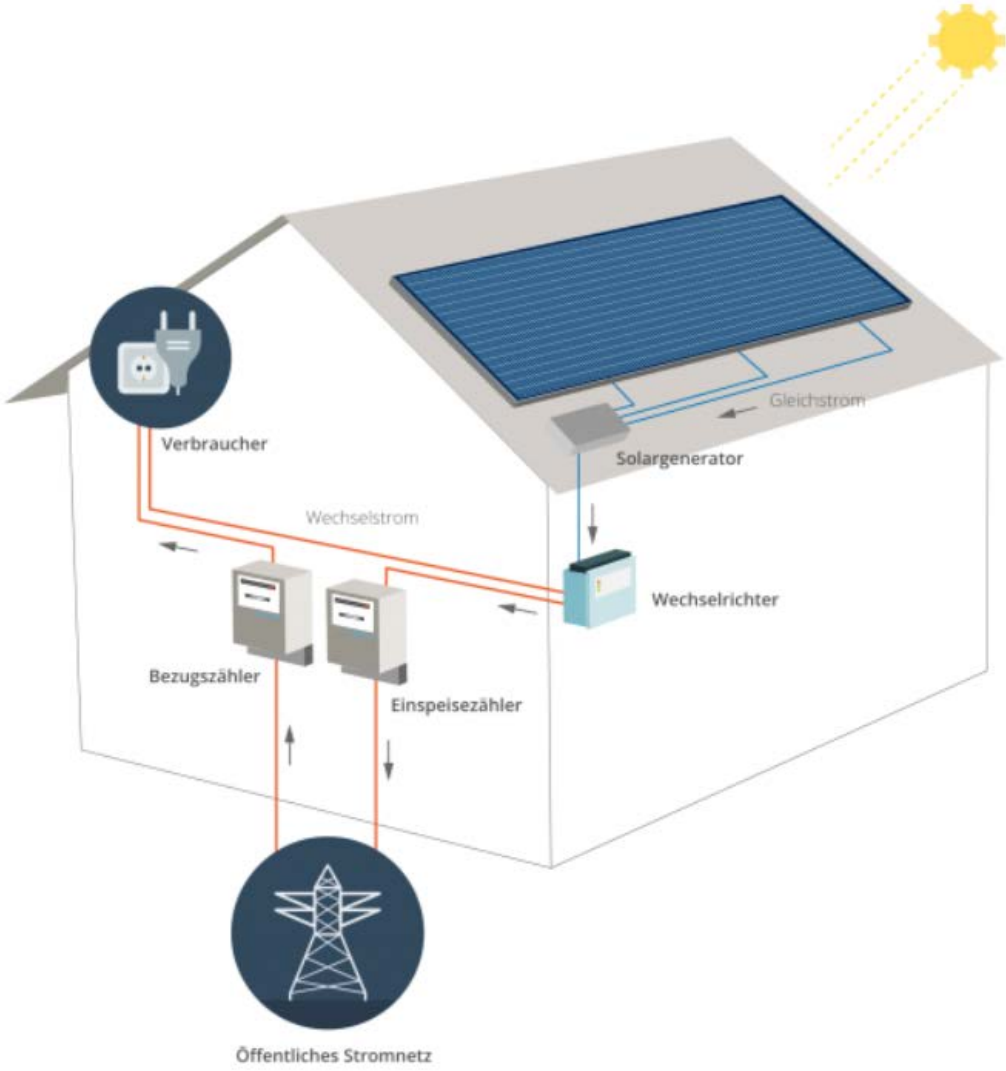


Abbildung 3-3: Funktionsweise einer Photovoltaikanlage [16]

3.3 Wärmeübertrager

Es gibt verschiedene Verfahren, um Wärme, Kälte oder Feuchte zurückzugewinnen. Der Wärmeübertrager ist eines dieser Verfahren. Zwei Stoffströme tauschen ihre Wärme, Kälte oder Feuchte durch einen Prozess aus. Die Wärmerückgewinnung wird immer mit der Rückwärmezahl Φ angegeben. $\Phi = 0{,}9$ bedeutet, dass 90 % der Wärme zurückgewonnen wird [17].

Berechnungsbeispiele anhand des untenstehenden Bildes (Abbildung 3-4):

$$\Phi = \frac{\theta_{Zuluft} - \theta_{Ausenluft}}{\theta_{Abluft} - \theta_{Ausenluft}} = \frac{18°C - 0°C}{20°C - 0°C} = 0{,}9$$

In dieser Arbeit wird der Stoffaustauschprozess des Wärmeübertragers mittels dieser Verfahren untersucht:

Rekuperatives Verfahren: Durch Trennwände werden die Wärme oder Kälte ausgetauscht. Je größer die Trennwandfläche ist, desto mehr Wärme- und Kältemengen werden ausgetauscht, wie etwa bei einem Plattenwärmeübertrager und oder einem Rohrbündelwärmeübertrager [18]. Es gibt drei Arten beziehungsweise Techniken der Luftstromregelung, zum Beispiel Kreuzstromwärmetauscher, Gegenstromwärmetauscher und Gleichstromwärmetauscher. Die Rückwärmezahl der Kreuzstromwärmetauscher und Gegenstromwärmetauscher beträgt zwischen 0,4 und 0,7. Beim Gleichstromwärmetauscher ist die Rückwärmezahl geringer. Für die 2. Variante wird ein Gegenstromplattenwärmetauscher ausgelegt.

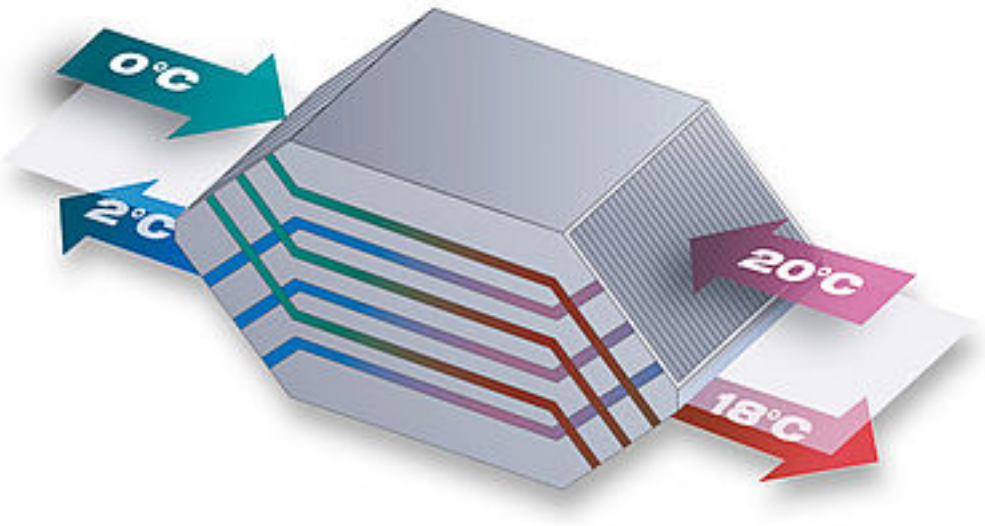


Abbildung 3-4: Schema eines Plattenwärmtauschers mit Temperaturen [19]

3.4 Wärmepumpe

Mittels Wärmepumpen (WP) werden ebenfalls Wärme und Kälte zurückgewonnen. Die Wärmepumpen bestehen aus drei Hauptkreisläufen. Der erste Kreislauf ist der Kältekreis, durch den ein so genanntes Kältemittel (zum Beispiel Fluorkohlenwasserstoffe, Kohlenwasserstoffe, Ammoniak, Propan und Kohlendioxid) zirkuliert. Der zweite Kreislauf ist der Verdampferkreislauf, in dem der Wärmequelle (etwa Luft, Wasser und Erdreichwärme) Wärme entzogen wird. Als dritten Kreislauf gibt es den Verflüssigungskreislauf, in dem das Kältemittel Wärme an ein Medium abgibt. Das Kältemittel hat stets eine sehr niedrige Siedetemperatur ≤ 0 °C, bei der es verdampft. Dabei befindet sich das Kältemittel im geschlossenen Kreislauf (Kältekreislauf). Hier darf keine Luftblase entstehen. Die wichtigsten Merkmale einer WP werden durch vier Stellen definiert. Die erste und zweite Stelle definiert das Wärmequellenmedium mit dem Temperaturmedium, die dritte und vierte Stelle das Wärmenutzungsmedium mit dem Temperaturmedium. Die Definition von L2/W55 sagt aus, dass die WP die Wärme aus der Luft mit einer Temperatur 2 °C gewinnt (Wärmequellenmedium) und an das Wasser mit 55 °C (Wärmenutzungsmedium) abgibt. Die Bezeichnungen von WP sind genormt. Zuerst wird die Wärmequelle genannt, danach die Wärmenutzung (zum Beispiel Luft/Wasser-Wärmepumpe) [20]. Die Wärmepumpen haben die Rückwärmezahl Φ bis 1 (100 %) und bei der WP findet keine Feuchteaustausch statt [17]. Der Wirkungsgrad einer Wärmepumpe wird durch den Leistungskoeffizient (Coefficient of Performance) angegeben. In der 2. Variante wird eine Außenluft-WP ausgelegt und in der 3. Variante eine Außenluft- und eine Abluft-WP. Anhand der Wärmepumpe-Skizzen werden die Hauptkomponenten und deren Funktionsweise beschrieben.

<u>Je geringer die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellen und Wärmeabgabe, desto geringer der elektrische Aufwand der Verdichter (Effiziente WP)</u>

Für die Wärmenutzung der WP gilt immer: $Q_{Wärmenutzng} = Q_{Wärmequelle} + P_{Elektrisch}$

Auf dem Bild ist der Energiefluss für eine Luft-WP zu sehen. 1 kW entsteht als elektrischer Strom und 3 kW als Wärme der Quelle, dadurch wird am Ende 4 kW Nutzwärme (Heizleistung) zur Verfügung gestellt. (Abbildung 3-5)

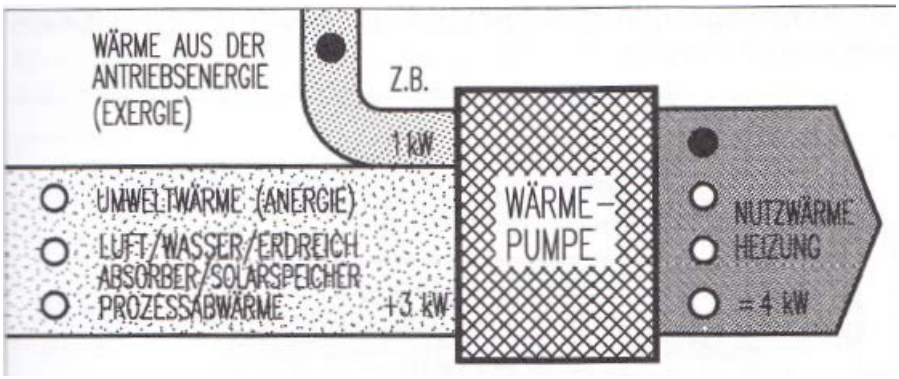


Abbildung 3-5: Energiefluss einer Wärmepumpe

Die Kompressionswärmepumpe besteht aus vier Hauptkomponenten:

1. Verdichter mit elektrischem Motor oder auch Kompressor: Bilanzierung (Abbildung 3-7) zwischen (1) → (2)

Der Verdichter ist das sogenannte Herzstück der WP. Es gibt verschiedene Verdichterarten, zum Beispiel Schrauben-, Kolben-, Rotationskolben- und Hubkolbenverdichter. Er komprimiert das gasförmige Kältemittel. Dabei steigen der Druck und die Temperatur. Der elektrische Antriebsstrom wird durch den Verdichter in mechanische Leistung umgesetzt, die sich beispielweise in einer höheren Temperatur und einem höherem Druck auf 25 bar im Gas ausdrückt. Die COP – oder auch Leistungszahl ε genannt – von 4,0 bedeutet, dass die genutzte Wärmemenge viermal höher als die elektrische Leistung ist [20].

Je höher die Komprimierung, desto höher die Erwärmung
und gleichzeitig die Leistung des elektrischen Antriebssmotors.

$$\mathrm{COP} = \frac{Heizleistung\ der\ WP\ [kW]}{elektrische\ Leistung\ der\ WP\ [kW]} = \frac{P_H}{P_E}$$

In dieser Arbeit wird die COP für die Abluft-WP für die 3. Variante in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur und der Wärmequellentemperatur ermittelt. Der isentrope Wirkungsgrad des Verdichters η_s wird aus dem Druckverhältnis der Werte nach dem Verdichter und vor dem Verdichter ermittelt. Es wird angenommen, dass die Differenz im Verdampfer zwischen der Verdampfungstemperatur des Kältemittels ϑ_V und des Wärmequelleeintritts $\vartheta_{1,V}$ (Luft) 10 K beträgt und die Differenz im Kondensator zwischen der Kondensierungstemperatur des Kältemittels ϑ_K und der Wärmeabgabetemperatur $\vartheta_{2,K}$ (Wasser) 7 K (siehe Bild 3.7). Mit steigender Vorlauftemperatur sinkt die COP stark ab. Die drei Kurven sind mit

unterschiedlichen $\vartheta_{2,K}$ ermittelt. Zum Beispiel $\vartheta_{2,K} = 35°C$ (Diagramm). Die detaillierte Ermittlung der COP erfolgt in Kapitel. (A.1)

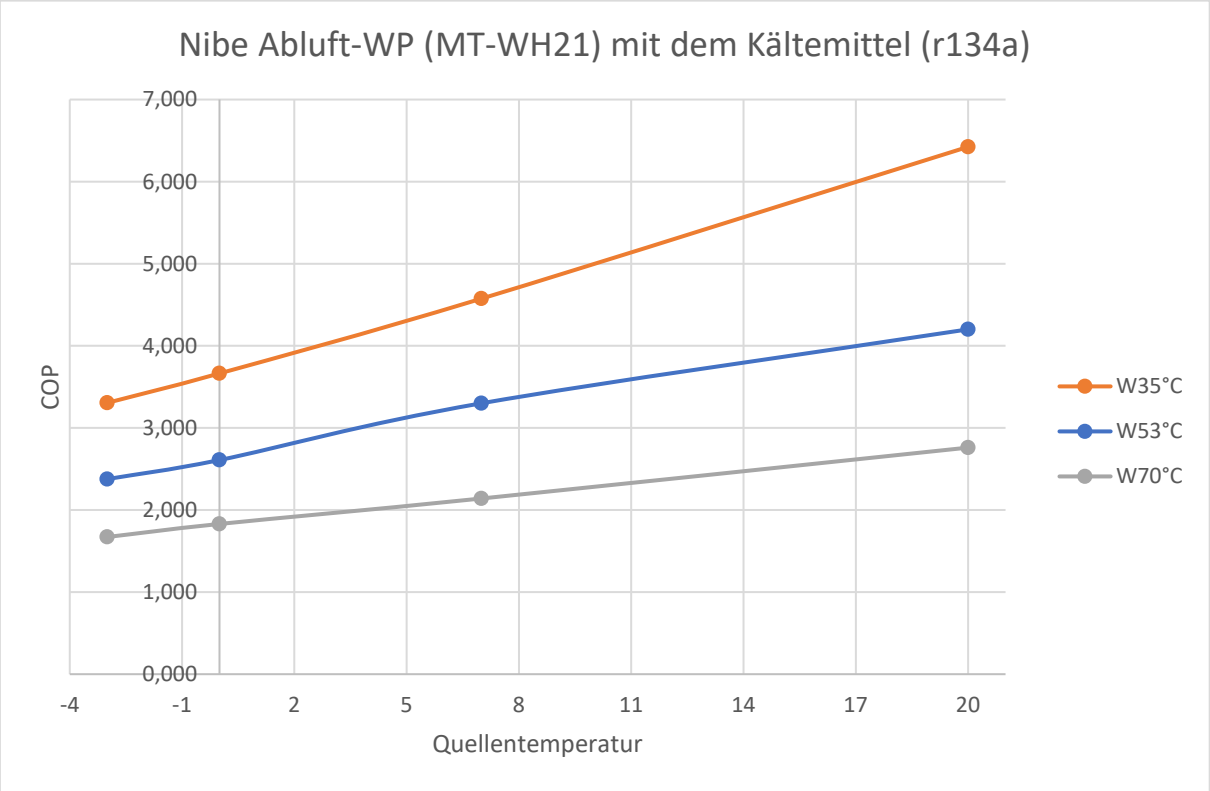


Abbildung 3-6: COP-Verlauf in Abhängigkeit der Vorlauf- und Wärmequellentemperatur

2. Kondensator, auch Verflüssiger genannt: Bilanzierung (Abbildung 3-7) zwischen (2) → (3)

Der Kondensator ist letztendlich ein Wärmetauscher. Das gasförmige Kältemittel wird in dem Verflüssiger kondensiert. Das heißt, das Kältemittel geht vom gasförmigen in den flüssigen Aggregatzustand über. Nur während dieser Zustandsänderung bleibt die Temperatur des Kältemittels für eine Weile konstant. Durch diese Änderung wird durch das Kältemittel viel mehr Wärmemenge abgegeben, als wenn ihm die Wärme ohne Aggregatzustandsänderung entzogen würde. In der Regel wird ein Plattenwärmetauscher in dem Kondensator eingesetzt. Falls nicht genug Wärme am Kondensator abgenommen wird, steigt die Temperatur des Kältemittels weiter, wodurch der Druck bis zu einem bestimmten Maximaldruck ansteigt. Bei der Überschreitung des Drucks kommt die WP in eine so genannte Hochdruckstörung. Es folgt die Abschaltung der WP über den internen Regler. Im anderen Fall, dass zu viel Wärme entzogen wird, gerät die WP in eine so genannte Unterkühlung. Die Jahresarbeitszahl β gibt an, wieviel Wärmemenge die WP pro Jahr abgegeben hat [21].

$$\beta = \frac{abgegebene\ W\ddot{a}rme\ innerhalb\ eines\ Jahres}{zugef\ddot{u}hrte\ Energiemenge\ (elek.)innerh.eines\ Jahres} = \frac{W_{nutz}}{W_{el}}$$

3. Expansionsventil: Bilanzierung (Abbildung 3-7) zwischen (3) → (4)

Das Expansionsventil (E-Ventil) ist für die Drucksenkung nach der Kondensierung geeignet. Durch eine lokale Verengung wird das flüssige Kältemittel mit hohem Druck gepresst. Dabei sinkt die Temperatur. So entspannt sich beispielweise der Druck von 25 auf 4 bar und die Temperatur sinkt stark ab. Das E-Ventil regelt auch die Einspritzung des Kältemittels in den Verdampfer [21].

Je höher die Temperatur hinter dem Verdampfer, desto mehr öffnet das E-Ventil (mehr Kältemittel wird in den Verdampfer gespritzt).

Je mehr Kältemittel in den Verdampfer gespritzt wird, desto geringer ist die Temperatur hinter dem Verdampfer.

4. Verdampfer: Bilanzierung (Abbildung 3-7) zwischen (4) → (1)

Der Verdampfer ist meistens ein Plattenwärmetauscher. Für die Luft-WP wird jedoch normalweise ein Rohrbündelwärmeübertrager ausgelegt. Das flüssige Kältemittel strömt sehr kalt in den Verdampfer ein. Dort nimmt das Kältemittel Wärme aus einer Wärmequelle auf. Das Kältemittel erwärmt sich bis zur Siedetemperatur und geht vom flüssigen wieder in den gasförmigen Zustand über. Durch die Änderung des Aggregatzustandes wird mehr Wärme gewonnen, als wenn man ohne diese Änderung Wärme gewinnen würde. Im Verdampfer wird das Kältemittel zusätzlich durch die Wärmequelle erwärmt. Dadurch kann es im Verdampfer zu einer so genannten Überhitzung kommen. Beim Verdampfer ist es sehr wichtig, dass das Kältemittel gleichmäßig verteilt wird [21].

Je kühler die Wärmequellen werden, desto mehr sinkt die Jahresarbeitszahl.

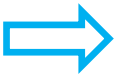
Für die untenstehende Skizze gilt:

$\vartheta_{1,2,3\&4} \rightarrow Temperatur\ des\ Kältekreislaufes$

$\vartheta_{1\&2,K} \rightarrow Temperatur\ der\ Wärmenutung$

$\vartheta_{1\&2,V} \rightarrow Temperatur\ der\ Wämequellen$

bedeutet heißes Medium



bedeutet kaltes Medium

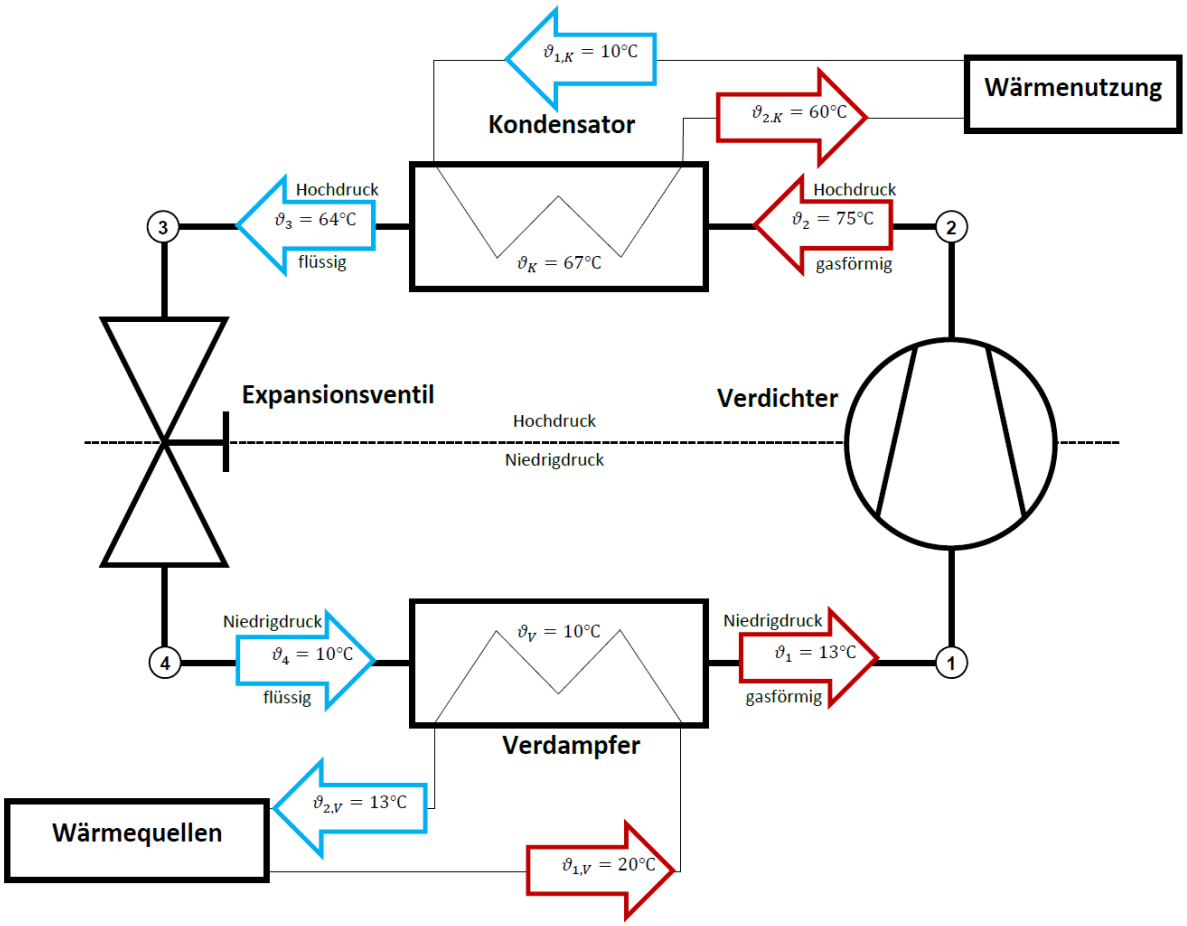
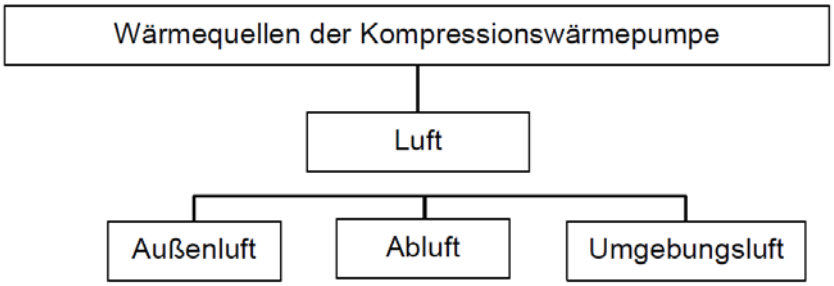


Abbildung 3-7: Schema einer Wärmepumpen mit Temperaturen

3.4.1 Wärmequellen und Bauarten der Luft-WP



Bei der **Luft/Wasser-WP** handelt es sich um Luft als Wärmequelle. Bei dieser WP existiert kein Zwischenmedium, wie zum Beispiel Sole. Die Wärmequelle wird auf direktem Weg zum Kältekreislauf übertragen, es gibt keine Umwandlungsverluste. Die Luft strömt durch die Kanäle in den Verdampfer ein. Im Vergleich zu den oben genannten Wärmepumpenbeispielen werden Ventilatoren und Kondensatablauf für den Kältekreislauf benötigt. Nach der Abkühlung der Luft muss diese entfeuchtet werden, damit der Verdampfer durch die Feuchtigkeit nicht vereist. Im Fall der Vereisung muss der Verdampfer abgetaut werden. Dies kostet zusätzliche Energie. Da die Luft relativ wenig Wärme speichern kann, sollen deshalb große Luftmengen bewegt werden, was unter Umständen Geräusche verursachen kann. Der Verdampfer ist oft ein Rohrbündelwärmeübertrager. Die Luft/Wasser-WP werden entweder monoenergetisch oder bivalent geregelt und ganz selten monovalent. Bei der monoenergetischen Reglung muss der Heizstab so wenig wie nötig im Betrieb sein, sonst wird es ineffizient. Aus einer Luft/Wasser-WP kommt zum Beispiel die Wärmenutzung zu 27 % aus dem Verdichter (elektrisch) und zu 73 % aus dem Verdampfer [21].

Wärmequellen-Temperaturen:

- Außenluft -5 – 30 °C → außerhalb des Gebäudes
- Abluft 18 – 25 °C → Luft aus dem Gebäude
- Umgebungsluft 10 – 30 °C → Luft innerhalb unbeheizter Zone im Gebäude (zum Beispiel Keller)

Die drei Bautypen:

1. Innenaufstellung: Die WP befindet sich kompakt und vollständig in einem Gehäuse, auch Kompaktanlage genannt. Die Abluft oder Außenluft (Wärmequelle) müssen durch Luftkanäle geleitet werden. Diese Anlagenart kann auch im Keller aufgestellt werden. Dort kann die WP die Umgebungsluft ansaugen. Bei der Aufstellung im Keller wird ein zweiter Wärmeerzeuger benötigt. um die Wärmeverluste vom anderen Erzeuger

zurückzugewinnen. Die abgesaugte Luftmenge wird in diesem Fall begrenzt. Die WP kühlt die Umgebungsluft ab, und der andere Erzeuger gibt durch seine Verluste Wärme an die Umgebungsluft ab [20].

2. Splitausführung: Die WP ist vom Verdampfer getrennt, der in einem witterungsbeständigen Gehäuse außerhalb des Gebäudes installiert ist. Der Verdampfer kann großzügig ausgelegt werden. Die Entfernung von 15 m zwischen dem Verdampfer und der WP sollte nicht überschritten werden, sonst werden mehr Verluste über den längeren Weg erzeugt und mehr Kältemittel benötigt [20].

3. Außenaufstellung: Die WP ist kompakt und vollständig in einem witterungsbeständigen Gehäuse im Außenbereich des Gebäudes aufgestellt. Sie gewinnt die Wärme aus der Außenluft oder Abluft. Bei der Außenluft hängt die Luftmenge von Ventilatorgröße ab. Die Menge der Abluft ist wieder begrenzt [20].

3.4.2 Reglung der Luft-WP

Die **Luft/Wasser-WP** kann meistens nicht allein die Wärmenutzung für den Heizbedarf beziehungsweise den Warmwasserbereiter zur Verfügung stellen. Deshalb wird immer ein anderer Erzeuger zur Unterstützung gebraucht. Es gibt verschiedene Reglungsarten:

- **Monovalente Regelung:**
  Die WP ist in der Lage, die volle Wärmenutzung das ganze Jahr über zu decken. Diese Reglung ist nicht für die Luft/Wasser-WP geeignet [17].

- **Monoenergetische Regelung:**
  Heutzutage werden die meisten WP monovalent betrieben. Nur bei kälterer Außentemperatur (etwa -5 °C) wird ein elektrischer Heizstab eingeschaltet. Er übernimmt den Heizbetrieb, um die Deckungslücke zu schließen. Der Heizstab ist eine elektrische Widerstandsheizung, die auch mit Strom betrieben wird und als zweiter Erzeuger dient. Diese monoenergetische Regelung ist gut für die Luft/Wasser-WP geeignet [17]. Wenn zwei WPs ausgelegt sind, wird ebenfalls monoenergetische Regelung genannt.

- **Bivalenzregelung:**
  Die WP kann nicht das ganze Jahr die volle Wärmenutzung abdecken. Neben ihr sind ein oder mehrere zusätzliche Erzeuger Bestandteil des Systems, die einen anderen Energieträger nutzen; zum Beispiel einen Brennwert-Kessel [17].

  Es gibt drei Bivalenzregelungen:

  1. **Alternative Bivalenzregelung:**
     Die WP ist bis zu einer bestimmten Temperatur im Betrieb. Bei der Überschreitung dieser Temperatur wird die WP abgeschaltet und ein anderer Erzeuger geht in Betrieb [17].

  2. **Bivalenz-parallele Regelung:**
     Die WP kann allein bis zu einer bestimmten Außentemperatur die Wärmenutzung zur Verfügung stellen. Bei der Überschreitung geht ein anderer Erzeuger in Betrieb. Die WP und der andere Erzeuger arbeiten gemeinsam [17].

  3. **Bivalenz-teilparallele Regelung:**
     Diese Reglung ist vergleichbar mit der Bivalenz-parallelen Regelung. Der Unterschied liegt darin, dass der andere Erzeuger bei noch tieferer Temperatur allein in Betrieb geht [17].

4. Gleiche Berechnungsparameter in den drei Varianten

In diesem Kapitel werden die Gebäudegeometrie und die gleichen Berechnungsparameter beziehungsweise die gleichen Annahmen in den drei Varianten dargestellt.

4.1 Gebäudegeometrie

Auswahlparameter der drei Gebäuden ist ein freistehendes Mehrfamilienhaus mit vier Geschossen und acht Wohneinheiten. Die Gebäude haben keine Kellergeschosse und sind mit einem Flachdach ausgelegt. In der untenstehenden Tabelle werden die ausgewählten Parameter, die Berechnungsbedingungen sowie die Gebäudegeometrie dargestellt.

Eigenschaften	Einheiten	Parameter
Berechnungsbedingung	-	DIN V 18599
Randbedingung: • Vergleichsgebäude • Variante 2 • Variante 3	-	EnEV 2016: • Referenzgebäude mit Verbesserung der Dämmung der Gebäudehülle • KFW40-Effizenthaus • KFW40-Effizenthaus
Grundrissfläche	m^2	125,96
Gebäudehöhe	m	10,8
Lichte Raumhöhe	m	2,5
Geschosshöhe	m	2,7
Dachfensterfläche	m^2	6
Außenwandfensterfläche	m^2	108
Dachfläche	m^2	119,96
Außenwandfläche	m^2	384,48
Bodenplattenfläche	m^2	125,96
Gebäudevolumen V_e (Abbildung 4-1 Nr. 1)	m^3	1360,37

Tabelle 4-1: Gebäudeinformationen

Die Gebäudenutzfläche A_N wird nach der Gleichung 30 in der DIN V 18599-1 berechnet [10]:

$$A_N = 0{,}32 \frac{1}{m} \times V_e = 435{,}32\ m^2$$ Abbildung 4-1 Nr. 2

Die Nettogrundfläche A_{NGF} wird nach der Gleichung 29 in der DIN V 18599-1 berechnet [10]:

$$A_{NGF} = \frac{1{,}1}{1{,}2} \times A_N = 399{,}04\ m^2$$

Die Nettoraumvolumen (Luftvolumen) V wird nach der Gleichung 34 in der DIN V 18599-1 berechnet [10]:

$$V = 0{,}8 \times V_e = 1088{,}3\ m^3$$

Die Hüllfläche wird wie folgt berechnet:

$$Hüllfläche = Fensterfläche + Außenwandfläche + Bodenplattenfläche = 744{,}4\ m^2$$

Daraus ergibt sich das A/V-Verhältnis → $\frac{Hüllfläche}{V_e} = 0{,}55\ \frac{1}{m}$ (Abbildung 4-1 – Nr. 3)

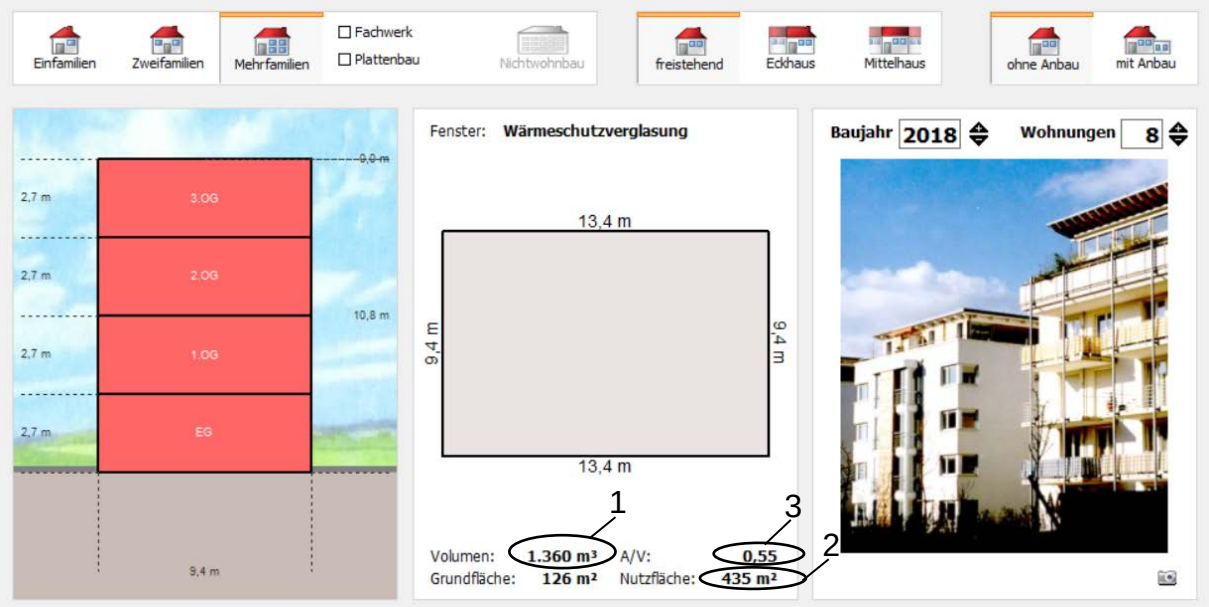


Abbildung 4-1: Übersicht der Gebäudegeometrie aus der Hottgenroth Software

4.2 Gebäudestandards

Hier werden die Wärmedurchgangskoeffizienten (U-Werte), die Wärmedämmung und die Gesamtdicke sowie der Wärmebrückenzuschlag und die Transmissionswärmeverluste des Referenzgebäudes der EnEV 2014 dargestellt. In den drei Varianten werden die gleichen Bauteile verwendet. Lediglich die Dicke der Wärmedämmung wird in geänderten Maßen angenommen. Die detaillierten Schichtaufbauten der Bauteile für das Referenzgebäude der EnEV 2014 sind im Anhang (A.2) dargestellt [6].

Bauteil	Referenzgebäude EnEV 2014
U-Wert von Dach [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,20
Wärmedämmung [cm]	14,40
Gesamtdicke [cm]	39,75
U-Wert von Außenwand [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,28
Wärmedämmung [cm]	11,15
Gesamtdicke [cm]	31,15
U-Wert von Bodenplatte [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,35
Wärmedämmung [cm]	6,16
Gesamtdicke [cm]	19,73
U-Wert von Außenwandfenster [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	1,30
U-Wert von Dachfenster [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	1,40
Wärmebrückenzuschlag [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,05
Transmissionswärmeverluste [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,436

Tabelle 4-2: Darstellung von U-Werte, Wärmedämmung und Gesamtdicke

4.3 Wärmebrückenzuschlag

Wärmebrücken sind Stellen, die einen erhöhten Wärmefluss vom Gebäudeinneren nach außen haben. Wegen des Materialwechsels in der Bauteilebene kommt es zu so genannten stofflichen Wärmebrücken und in der Bauteilgeometrie zu geometrischen Wärmebrücken (erhöhter lokaler Transmissionswärmeverlust) [5]. Wie auf dem Bild unten entstehen in der blauen Fläche höhere Wärmeverluste, was eine lokale Senkung der Temperatur zur Folge hat. Beispielweise beträgt die Innentemperatur im Raum 20 °C und an diesen Stellen 14 °C. Bei Referenzgebäuden beträgt der Wärmebrückenzuschlag 0,05 $\frac{W}{m^2 \times K}$ nach der EnEV 2014.

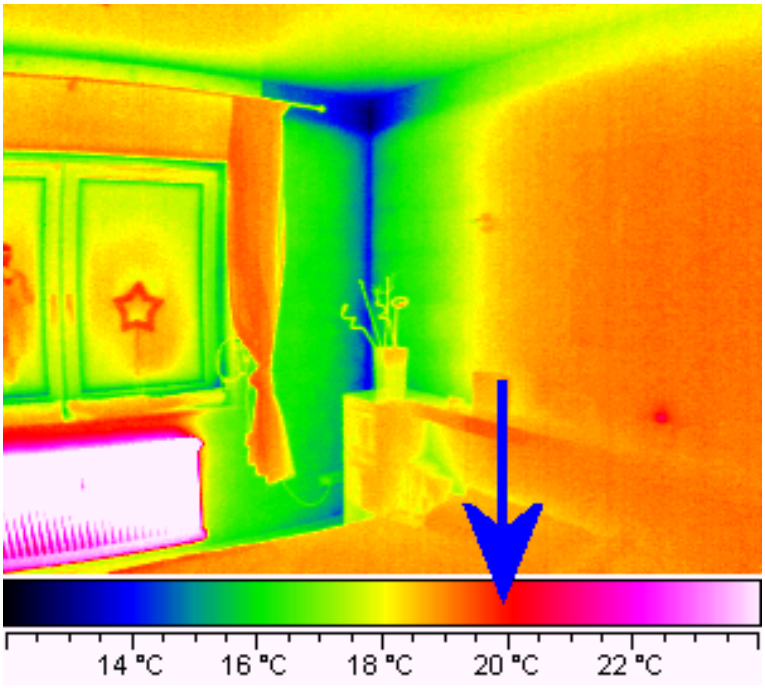


Abbildung 4-2: Beispiel einer Stelle mit Wärmebrückenzuschlag [22]

4.4 Heizungs- und Trinkwarmwasser-Leitung

Die Leitungslängen für die Heizung und den Trinkwarmwasserbereiter werden laut EnEV nach DIN 4701-10 Tabelle 5.3-2 und Tabelle 5.1-2 berechnet [23]. Diese sind nach der EnEV innerhalb der thermischen Hülle angelegt. Die DIN unterteilt die Leitungen in drei Bereiche. Für diese Arbeit soll die Leitungslänge konstant bleiben. Die einzigen Unterschiede bestehen in der Dämmungsdicke beziehungsweise im Wärmedurchgangskoeffizienten der Rohrleitungen ($U_L - Wert$).

- Der erste Bereich L_V: zwischen Wärmeerzeuger und vertikaler Steigleitung
- Der zweite Bereich L_S: Strangleitung
- Der zweite Bereich L_{SL}: Stichleitung (Anbindleitung)

Die Rohrnetze sind für die Heizung wie folgt berechnet:

$$L_V = 27{,}5 + 0{,}025 \times A_N = 38{,}38\ m \rightarrow Referenzgebäude\ Dämmung\ U_L - Wert = 0{,}2\ \frac{W}{m \times K}$$

$$L_S = 0{,}075 \times A_N = 32{,}64\ m \rightarrow Referenzgebäude\ Dämmung\ U_L - Wert = 0{,}255\ \frac{W}{m \times K}$$

$$L_{SL} = 0{,}55 \times A_N = 239{,}42\ m \rightarrow Referenzgebäude\ Dämmung\ U_L - Wert = 0{,}255\ \frac{W}{m \times K}$$

Die Rohrnetze für den Trinkwarmwasserbereiter mit Zirkulation sind wie folgt berechnet:

$$L_V = 26 + 0{,}02 \times A_N = 34{,}71\ m \rightarrow Referenzgebäude\ Dämmung\ U_L - Wert = 0{,}2\ \frac{W}{m \times K}$$

$$L_S = 0{,}075 \times A_N = 32{,}64\ m \rightarrow Referenzgebäude\ Dämmung\ U_L - Wert = 0{,}255\ \frac{W}{m \times K}$$

$$L_{SL} = 4 \times \left(\frac{A_N}{80}\right) = 21{,}77\ m \rightarrow Referenzgebäude\ Dämmung\ U - Wert = 0{,}255\ \frac{W}{m \times K}$$

4.5 Trinkwarmwasserbereitung

Aufgrund der gleichen Nettogrundfläche in den drei Gebäuden ist der Trinkwarmwasserbedarf nach DIN 18599 gleich. Der Trinkwarmwasserbedarf beträgt 13,75 $\frac{kWh}{m^2}$. In Jeder zentralen Trinkwasseranlage, die mehr als 400 l Inhalt und 3 l in den Rohrleitungen zwischen Abgang und Entnahmestelle enthält, muss die Wasseraustrittstemperatur laut der Trinkwasserversorgung mindestens 60 °C betragen. Die Legionellen vervielfachen sich am besten zwischen 25 und 45 °C; bei 60 °C werden sie getötet. Deshalb muss die Wasseraustrittstemperatur ≥ 60 ℃ [24] sein.

5. Vergleichsgebäude (1. Variante)

Dieses Kapitel konzentriert sich auf das Vergleichsgebäude. Es ist im Grunde ein Referenzgebäude nach EnEV 2014, aber mit einer Verbesserung der Gebäudehülle. Aufgrund der Verschärfung von 25 % des Primärenergiebedarfs laut EnEV 2016 gegenüber von EnEV 2014 wird die Gebäudehülle verbessert, um den Primärenergiebedarf um 25 % zu reduzieren [6]. Für diese Arbeit gilt die Vergleichsgebäude als Referenzgebäude der EnEV 2016. Die Gebäudehülle wird nach der DIN V 18599-12 der Tabelle E.1 verbessert [10]. In der DIN 18599-12 wird ein Einfamilienhaus dargestellt. Aufgrund dessen wurde beim Mehrfamilienhaus ein anderer U-Wert des Dachs und ein anderer Wärmebrückenzuschlag angenommen. Alle anderen Randbedingungen wie etwa Heizungserzeuger, Warmwasserbereitung und Lüftungsanlage bleiben unverändert nach der EnEV 2014 der Anlage 1 [6]. In dieser Variante wird durch einen Brennwertkessel mit Heizöl geheizt. Für die Warmwasserbereitung sorgt der Brennwertkessel des Heizungssystems mit Unterstützung von Solarthermie. Die Lüftungsanlage ist eine reine Abluftanlage ohne Wärmerückgewinnung. Ein Brennwertkessel deckt den ganzen Heizungsbedarf und 52,7 % der Trinkwarmwasserbereitung (Abbildung 5-1 Nr. 6). Die Solarthermie deckt 47,3 % des Trinkwarmwasserbedarfs. Der Heizungs- sowie der Warmwasserbedarf werden in der folgenden Grafik angezeigt (Nr. 1), ebenso die Endenergie und die Erzeugungswärme der Heizung (Nr. 2 und 3), die Endenergie und die Erzeugungswärme der Trinkwarmwasserbereitung (Nr. 4 und 5) und schließlich der Primärenergiebedarf (Nr. 6). Alle Werte sind in $\frac{kWh}{m^2}$ pro Jahr angegeben.

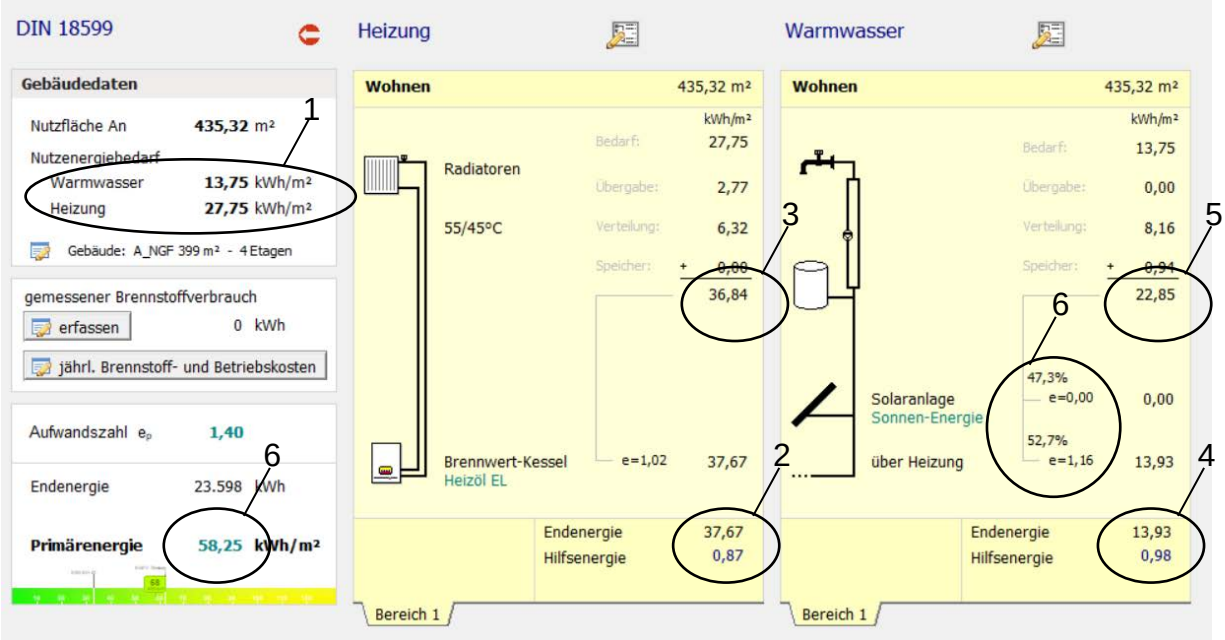


Abbildung 5-1: Übersicht der Energieversorgungswerte des Vergleichsgebäude von Hottgenroth

5.1 Gebäudehülle

Dieser Abschnitt präsentiert die Gebäudehülle mit dem Verbesserungsunterschied nach der DIN 18599 [10], dem Wärmebrückenzuschlag, der in dem Wohngebäude eingesetzt wird, sowie die Transmissionswärmeverluste. Die Bauschichten wurden schon im vorigen Kapitel dargestellt. Hier werden nur die Wärmedämmung, die Gesamtdicke und die U-Werte dargestellt. Die detaillierten Schichtaufbauten der Bauteile sind in Kapitel (A.2) nachzulesen.

Bauteil	Referenzgebäude EnEV 2014	Vergleichsgebäude [Verbesserung in %]
U-Wert von Dach [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,20	0,15 (25 %)
Wärmedämmung [cm]	14,40	21,00
Gesamtdicke [cm]	39,75	46,35
U-Wert von Außenwand [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,28	0,20 (29 %)
Wärmedämmung [cm]	11,15	16,20
Gesamtdicke [cm]	31,15	36,20
U-Wert von Bodenplatte [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,35	0,20 (43 %)
Wärmedämmung [cm]	6,16	10,75
Gesamtdicke [cm]	19,73	24,32
U-Wert von Außenwandfenster [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	1,30	0,95 (27 %)
U-Wert von Dachfenster [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	1,40	0,95 (32 %)
Wärmebrückenzuschlag [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,05	0,04 (20 %)
Transmissionswärmeverluste [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,436	0,321 (26 %)

Tabelle 5-1: Übersichtswerte der Gebäudehülle des Vergleichsgebäudes

5.2 Lüftungsart

Die Lüftungsanlage ist eine zentrale Abluftanlage ohne Wärmerückgewinnung. Die Zuluft wird dezentral durch das Lüftungsgitter geführt. Dieses Gitter sorgt dafür, dass in dem Gebäude frische Zuluft zur Verfügung steht. Die Abluftanlage hat eine Luftwechselrate nach DIN 18599 von $n = 0{,}35\ \frac{1}{h}$ und $n_{ab} = 0{,}11\ \frac{1}{h}$; letztere strömt durch Fugen und Fenster ab. Die Leistungsaufnahme des Ventilators beträgt 0,10 $\frac{Wh}{m^3}$ (nach DIN 18559) [10]. Die DIN definiert noch zwei andere Luftwechselraten:

- Die Infiltration: Die Zuluft bzw. Abluft durch undichte Bauteile. Sie beträgt in dieser Variante $n_{inf} = 0{,}03\ \frac{1}{h}$
- Die Fensterlüftung: die ausgetauschte Luft durch Fensteröffnung. Sie beträgt $n_{win} = 0{,}43\ \frac{1}{h}$

Daraus ergibt sich eine gesamte Luftwechselrate von **0,46** $\boldsymbol{\frac{1}{h}}$. (Abbildung 5-2).

Die Lüftungsanlage wird nach der Zeile 8 der Tabelle 1 aus der EnEV-Verordnung ausgelegt [6].

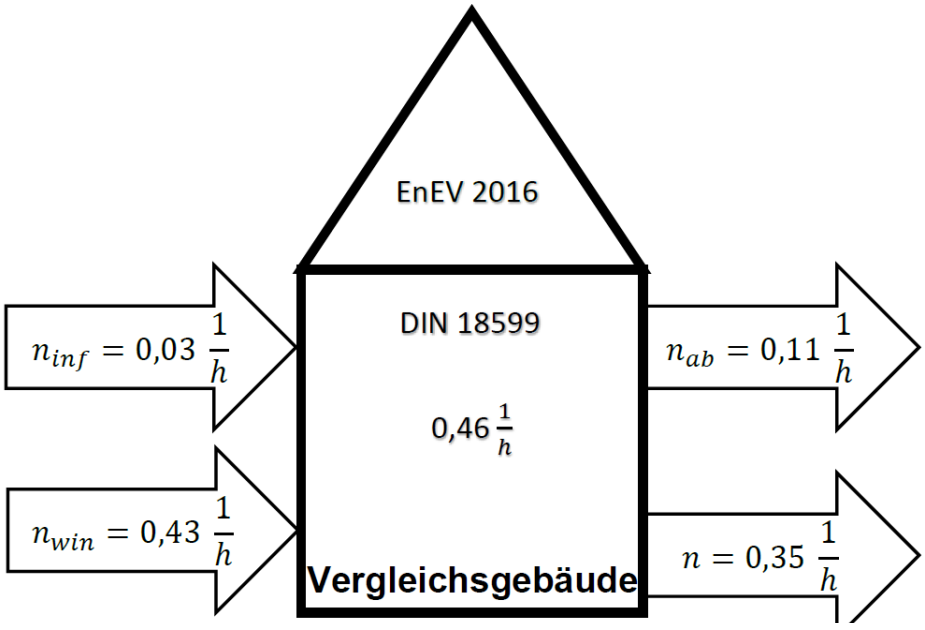


Abbildung 5-2: Lüftungsraten im Vergleichsgebäude

5.3 Heizungssystem

In dieser Variante wird das Gebäude durch einen Brennwertkessel beheizt. Der Brennwertkessel wird mit Heizöl EL betrieben. Die Übergabekomponente ist der Heizkörper (freie Heizflächen) mit einer Vorlauftemperatur von 55 °C und einer Rücklauftemperatur von 45 °C. Die Länge sowie die Lage der Heizungsrohrnetze sind aus dem vorherigen Kapitel entnommen. Die Nennleistung beträgt 33,54 kW (Heizen und Warmwasserbereitstellung) und der Brennstoffbedarf 1.535 l. Die dargestellte End- und Primärenergie wurde mit der Hilfsenergie des Heizungssystems berechnet.

Die hier stehenden Werte beziehen sich auf Brennwertkessel für Heizung:

	Heizbedarf	Endenergie (Verluste und Hilfsenergie)	Primärenergie (Heizöl)
pro Jahr [kWh]	12.080	17.110	18.298
pro Jahr und Fläche [$\frac{kWh}{m^2 \times a}$]	27,75	39,3	42

Tabelle 5-2: Heiz-, Endenergie- und Primärenergiebedarf der Heizung im Vergleichsgebäudes

Die Erzeugungsaufwandzahl ist das Verhältnis der Endenergie ohne Hilfsenergie zur produzierten Wärme des Erzeugers (Brennwertkessel).

$$e = \frac{Q_f}{Q_{outg}} = \frac{16398\ kWh}{16037\ kWh} = 1{,}023$$

Alle Randbedingungen sind der Zeile 5 der Tabelle 1 aus der EnEV-Verordnung entnommen [6].

5.4 Warmwasserbereitungssystem

Das Gebäude wird mit Warmwasser über den Heizkessel und die Solarthermie versorgt. Der Brennwertkessel verbraucht 567 l Heizöl EL für die Warmwasseraufbereitung. 52,7 % des Endenergieverbrauchs für die Warmwasseraufbereitung stellt der Brennwertkessel bereit. Das Speichervolumen beträgt 350 l. Die dargestellte End- und Primärenergie wurde mit der Hilfsenergie der Warmwasserbereitung berechnet.

Die folgenden Werte beziehen sich auf Brennwertkessel für Trinkwarmwasser:

	TWW-Bedarf	Endenergie (Verluste und Hilfsenergie)	Primärenergie (Heizöl + Strom)
pro Jahr [kWh]	5.985	6.488	7.057
pro Jahr und Fläche [$\frac{kWh}{m^2 \times a}$]	13,75	14,9	16

Tabelle 5-3: Trinkwarmwasser-, Endenergie- und Primärenergiebedarf der TWW im Vergleichsgebäudes

Die Erzeugungsaufwandzahl ist das Verhältnis der Endenergie ohne Solarthermie zur produzierten Wärme des Erzeugers (Brennwertkessel).

$$e = \frac{Q_f}{Q_{outg}} = \frac{6063\ kWh}{5240\ kWh} = 1{,}157$$

Alle Randbedingungen sind der Zeile 6 der Tabelle 1 aus der EnEV-Verordnung entnommen [6].

5.5 Erneuerbare Energie

Beim Referenzgebäude der EnEV wird eine Solarthermie für Trinkwarmwasserbereitung nach DIN 18599 angefordert. Die Flachkollektorfläche wird nach der Tabelle 68 der DIN 18599-12 festgelegt. Die durch den Flachkollektor gewonnene Wärme deckt 47,3 % des Energieverbrauchs von Warmwasser ab. Der Kollektor hat eine Fläche von 13,73 m^2. (Abbildung 5-3 Nr. 1). Alle Randbedingungen sind der Zeile 6 der Tabelle 1 aus der EnEV 2014 entnommen [6, 10].

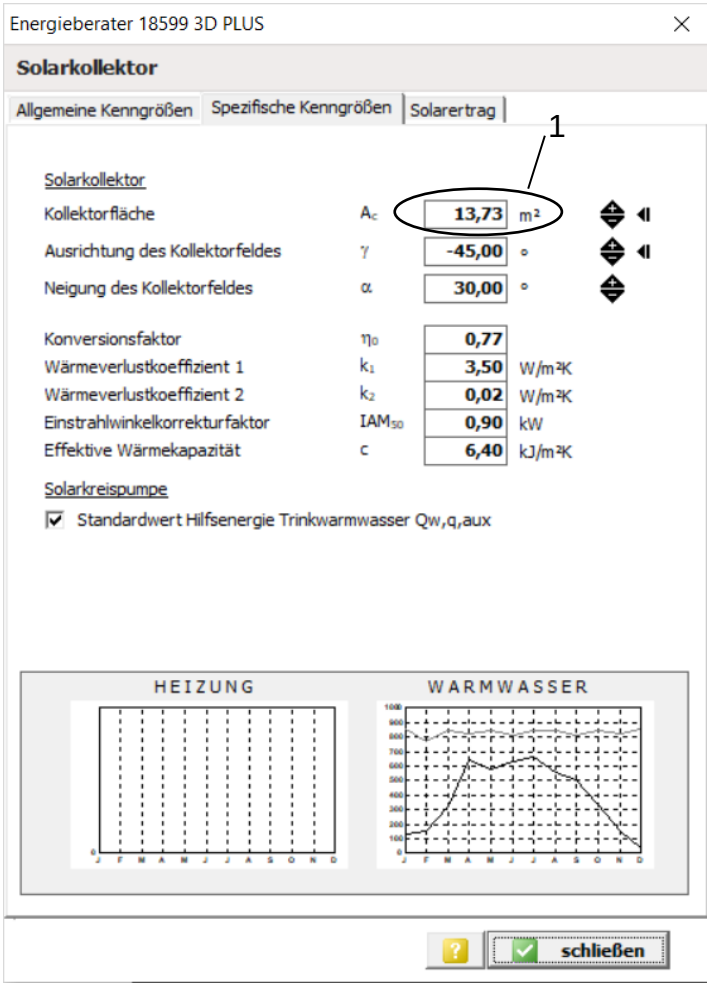


Abbildung 5-3: Auslegung der Solarthermieanlage im Vergleichsgebäude von Hottgenroth

5.6 Auswertung

In diesem Abschnitt werden die Tabellen der zugehörigen Variante dargestellt und zum Schluss die Zulässigkeit der Q_P und H_T sowie die Wärmesenken und Wärmequellen in einem Diagramm angezeigt.

Energiebilanz: *- nicht für den gewerblichen Einsatz -*

	Gesamt [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Heizung [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Kühlung [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Lüftung [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Beleuchtung [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Warmwasser [kWh/a] [kWh/(m²a)]
Nutzenergie	18066	12080	0	0	0	5986
	41,50	27,75	0	0	0	13,75
Endenergie	23598	17110	0	0	0	6488
	54,21	39,30	0	0	0	14,91
Primärenergie	25355	18298	0	0	0	7057
	58,25	42,03	0	0	0	16,21

Tabelle 5-4: Darstellung der Werte im Vergleichsgebäude von Hottgenroth

Um die EnEV 2016 erfüllen zu können, muss der $Q_P \leq 62{,}08\ \frac{kWh}{m^2}$ und die $H'_T \leq 0{,}467\ \frac{W}{m^2 \times K}$ sein. Anhand der Berechnung ist die Anforderung der EnEV 2016 erfüllt. Bei diesem Gebäude beträgt der $Q_P = 58{,}25\ \frac{kWh}{m^2}$ und die $H'_T = 0{,}321\ \frac{W}{m^2 \times K}$.

In den beiden Diagrammen wird die Zusammensetzung des Heizungssystems und die Warmwasserbereitung dargestellt.

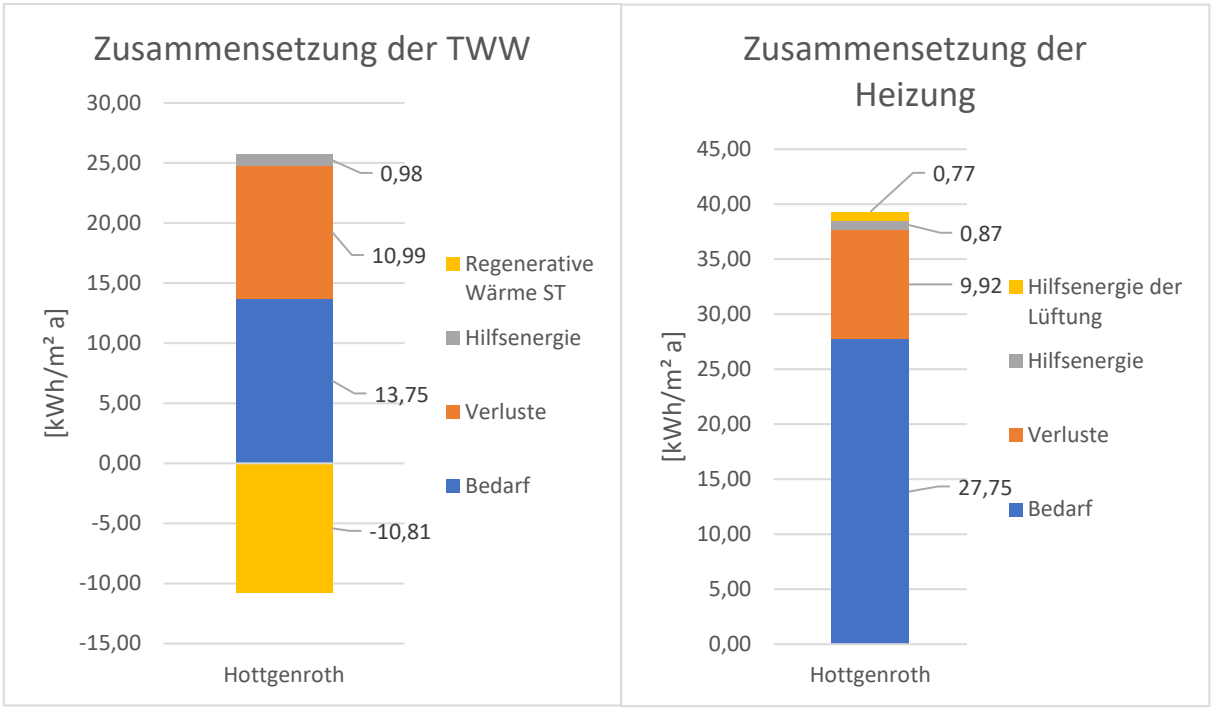


Abbildung 5-4: Zusammensetzung der Endenergie der TWW bzw. der Heizung im Vergleichsgebäude

Auf dem Diagramm unten wird eine monatliche Bilanzierung der Transmissionsverluste, der Lüftungsverluste, der gesamten Wärmesenken und -quellen dargestellt.

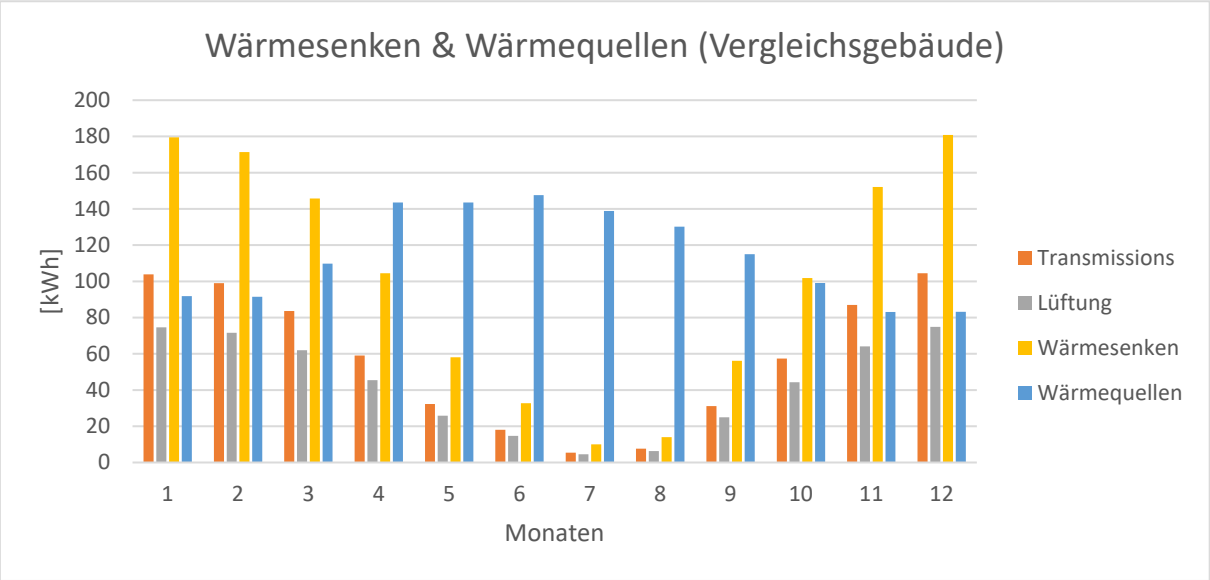


Abbildung 5-5: Wärmequellen und Wärmesenken über das ganze Jahr (Vergleichsgebäude)

6. IFB 40 mit Ab- und Zuluftanlage (2. Variante)

Das folgende Kapitel konzentriert sich auf die zweite Variante. Sie muss die KfW-Effizienzhaus 40 und IFB 40 erfüllen. Der Primärenergiebedarf Q_P muss 40 % des zulässigen Primärenergiebedarfs des Referenzgebäudes der EnEV 2014 ausmachen und die Transmissionsverluste H'_T 55 % des zulässigen Transmissionsverlustes des Referenzgebäudes der EnEV 2014. (Tabelle 2-1). Die U-Werte der Gebäudehülle ist dem aktuellen Markt entsprechend ausgelegt. Die IFB 40 fördert eine Wärmerückgewinnung in der Abluft, dies wäre bei dieser Variante ein Zu- und Abluft-Wärmeübertrager mit Wärmerückgewinnung. Der Haupterzeuger ist eine Außenluft-WP für Heizung und Trinkwarmwasseranlage. Die Variante wird einmal nach der DIN 18599 mit der Hottgenroth Software und einmal nach einer praktischen Annahme berechnet. Die beiden Berechnungen werden miteinander verglichen. In dieser Variante ist das Trinkwarmwasservolumen bei beiden Berechnungen gleich. Das Volumen wird über den Mittelwert aus der Auslegung nach DIN 4708 und der Erzeugungswärme der Trinkwarmwasserbereitung nach DIN 18599. Denn die DIN 4708 rechnet mit einem hohen Zapfstellenbedarf, was mehr ist, als in diesem Gebäude benötigt wird. Das Speichervolumen beträgt 600 l (A.3) und das Pufferspeichervolumen 320 l nach DIN 18599. Auf dem folgenden Bild wird die Berechnung nach Hottgenroth gezeigt. In Abbildung 6-1 werden der Heizbedarf und der Trinkwarmwasserbedarf dargestellt (Nr. 1) sowie die Erzeugungswärme der jeweiligen Systeme (Nr. 3 und 5). Eine elektrische Nachheizung (Heizstab) stellt 27,7 % des Endenergieverbrauchs für die Heizung zur Verfügung (Nr. 6) und 4,6 % für die Trinkwarmwasserbereitung (Nr. 7). Die Außenluft-WP erzeugt 72,3 % Erzeugungswärme für die Heizung (Nr. 6) und 32,2 % für die Trinkwarmwasserbereitung (Nr. 7). Nach Hottgenroth wird die WP monoenergetisch geregelt. Die Solarthermie bereitet 63,2 % des Trinkwarmwasserbedarfs (Nr. 7). In den Nummern 2 und 4 wird die Endenergie der jeweiligen Systeme angegeben. Der Primärenergiebedarf wird in Nummer 8 angezeigt. Alle Werte sind in $\frac{kWh}{m^2}$ pro Jahr angegeben. (Abbildung 6-1)

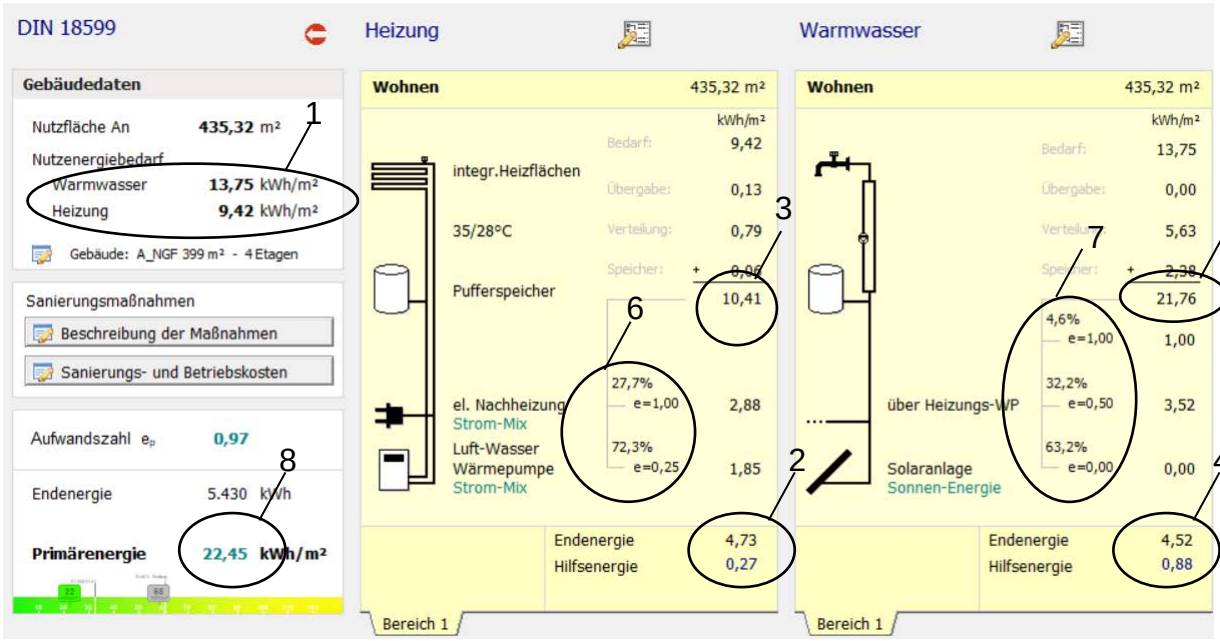


Abbildung 6-1: Übersicht der Energieversorgungswerte der 2. Variante von Hottgenroth

Für die praktische Auslegung werden zwei vorgeschlagene Auslegungsvarianten dargestellt. Aufgrund der genannten Informationen hat sich der Autor für die Auslegung B entschieden.

Auslegung für zweite Variante	
Auslegungsmerkmale	Informationen
Auslegung A • Außenluft-WP • Pufferspeicher 35/28 °C • Zentrale TWW-Speicher 72 °C • Zu- und Abluft Wärmeübertrager	• ineffizient • Es gibt keine WP im Markt, die 72 °C schafft • COP < 2,8
Auslegung B • Außenluft-WP • Pufferspeicher 35/28°C • Pufferspeicher 60°C • Übergabestation pro Wohnung • Zu- und Abluft Wärmeübertrager	• effizienter als Auslegung A • WP kann die Temperatur schaffen mit einem guten COP

Tabelle 6-1: Auslegungsmöglichkeiten der 2. Variante

Das Auslegungsschema sieht folgendermaßen aus:

.

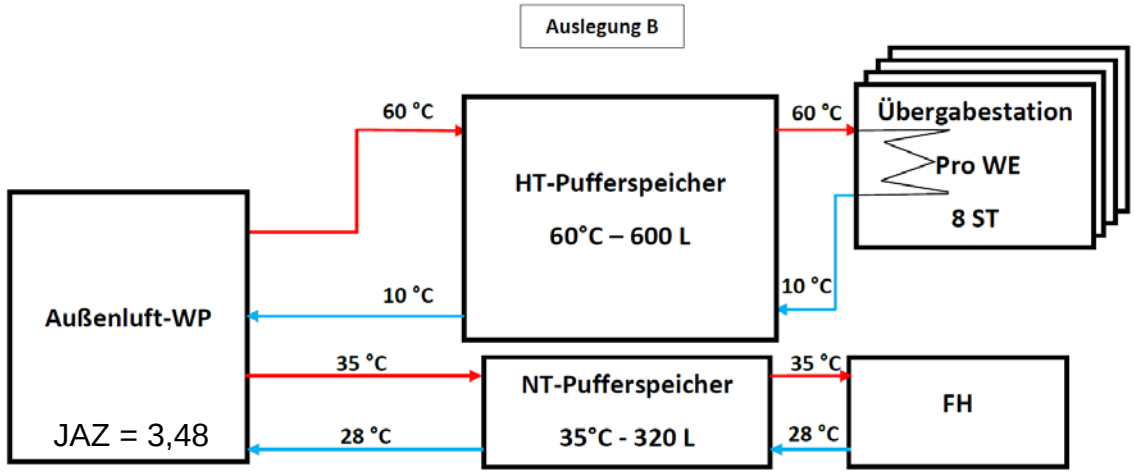


Abbildung 6-2: Die praktische Auslegung der 2. Variante

Die Auslegung der Wärmepumpe erfolgt anhand der Ergebnisse aus der DIN 18599 im Dezember, da es nach der DIN 18599 in diesem Monat am kältesten Monat ist (maximaler Bedarf). Die Außenluft-WP ist der Haupterzeuger in dieser Variante. Die WP arbeitet an zwei Speichern. Die Außen-WP ist von Stiebel-Eltron (Modell-Nr. WPL 18 E) (A.7). Die praktische Berechnung bezieht sich auf die Erzeugungswärme der DIN 18599 Q_{outg} im Dezember. Nach der praktischen Berechnung wird die WP monovalent geregelt. In der Berechnung der Erzeugungswärme werden der Bedarf für die Heizung und das Trinkwarmwasser, die Verluste der Verteilung und des Speichers mitberücksichtigt. Nach der Auslegung ist die WP fünf Stunden für NT-Pufferspeicher (320 l) in Betrieb und zwei Stunden für HT-Pufferspeicher (600 l). Für die Auswahl der WP wird für den Notfall auch ein sehr kalter Tag (-12 °C) mitberücksichtigt. An diesem sehr kalten Tag wird die Q_{outg} (im Dezember) aus der Temperaturdifferenz zwischen Innentemperatur und Außentemperatur der DIN 18599 (20 K) sowie aus der Temperaturdifferenz des sehr kalten Tages (32 K) annäherungsweise ermittelt. Nach der Ermittlung wird die WP nach der benötigten Heizleistung des sehr kalten Tages ausgewählt. Das Speichervolumen beträgt 600 l (Anhang A). In dieser Auslegung gibt es noch eine Übergabestation pro Wohneinheit. Es sind insgesamt acht Übergabestationen (von Stiebel-Eltron, Modell-Nr. WSG). Das Frischwasser wird bei Bedarf durch einen Wärmetauscher erwärmt. Wegen Legionellen-Problemen findet keine Vorwärmung des Trinkwarmwassers in einem Speicher statt. Ein elektrische Nachheizung wird für die praktische Auslegung nicht benötigt, da die Außenluft-WP die Heizleistung auch bei -12 °C schaffen kann. Für die praktische Auslegung wird die Regelung der Temperatur nicht berücksichtigt. Dazu wird eine zentrale Lüftungsanlage mit Zu- und Abluft-Wärmerückgewinnung (Abbildung 6-3) von Nibe mit der Modellnummer GV-HR120-400 (A.7) angenommen. Nach dieser Auslegung beziehungsweise Annahme beträgt der Endenergiebedarf für diese Variante 3.706 kWh bzw.

8,51 $\frac{kWh}{m^2}$ und der Primärenergiebedarf 6.671 kWh bzw. 15,33 $\frac{kWh}{m^2}$. Die WP hat eine Jahresarbeitszahl von 3,48. Für eine detaillierte Berechnung siehe (A.4)

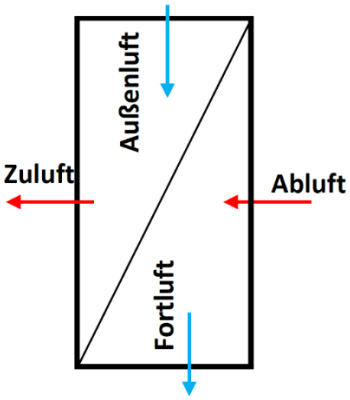


Abbildung 6-3: die Zu- & Abluftanlage der 2. Variante

6.1 Gebäudehülle

Dieser Abschnitt präsentiert die Gebäudehülle der 2. Variante im Vergleich mit der Gebäudehülle des Vergleichsgebäudes, den Wärmebrückenzuschlag, der in dem Wohngebäude eingesetzt wird, sowie die Transmissionswärmeverluste. Hier werden nur die Wärmedämmung, die Gesamtdicke, die U-Werte, der Wärmebrückenzuschlag und die Transmissionswärmeverluste dargestellt. Für detaillierte Schichtaufbauten der Bauteile siehe (A.2). Die U-Werte der Bauteile werden aus folgenden Quellen entnommen: für das Dach [25], Außenwand [25], Bodenplatte [26], Fenster [27] und ΔU_{WB} [25]. Für die detaillierten Schichtaufbauten der Bauteile siehe (A.2).

Bauteil	Vergleichsgebäude (Referenzgebäude EnEV 2016)	2. Variante (3. Variante) [Verbesserung in %]
U-Wert von Dach [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,15	0,10 (33 %)
Wärmedämmung [cm]	21,00	34,50
Gesamtdicke [cm]	46,35	59,85
U-Wert von Außenwand [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,20	0,12 (40 %)
Wärmedämmung [cm]	16,20	27,80
Gesamtdicke [cm]	36,20	47,80
U-Wert von Bodenplatte [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,20	0,12 (40 %)
Wärmedämmung [cm]	10,75	19,30
Gesamtdicke [cm]	24,32	32,87
U-Wert von Außenwandfenster [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,95	0,7 (26 %)
U-Wert von Dachfenster [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,95	0,7 (26 %)
Wärmebrückenzuschlag [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,04	0,02 (50 %)
Transmissionswärmeverluste [$\frac{W}{m^2 \times K}$]	0,321	0,215 (33 %)

Tabelle 6-2: Übersichtswerte der Gebäudehülle der 2. Variante (3. Variante)

6.2 Lüftungsart

Die Lüftungsanlage ist eine zentrale Zu- und Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung. Sie hat eine Luftwechselrate nach der DIN 18599 von $n = 0{,}35\ \frac{1}{h}$. Die Lüftungsanlage ist von Nibe (A.7). Die Leistungsaufnahme des Ventilators beträgt 0,27 $\frac{Wh}{m^3}$ (laut Hersteller). Die DIN definiert noch zwei andere Luftwechselraten:

- Die Infiltration: Die Zuluft und Abluft durch undichte Bauteile. Sie beträgt in dieser Variante $n_{inf} = 0{,}07\ \frac{1}{h}$
- Die Fensterlüftung: die ausgetauschte Luft durch Fensteröffnung. Sie beträgt $n_{win} = 0{,}08\ \frac{1}{h}$

Daraus ergibt sich eine gesamte Luftwechselrate von **0,50 $\frac{1}{h}$**.

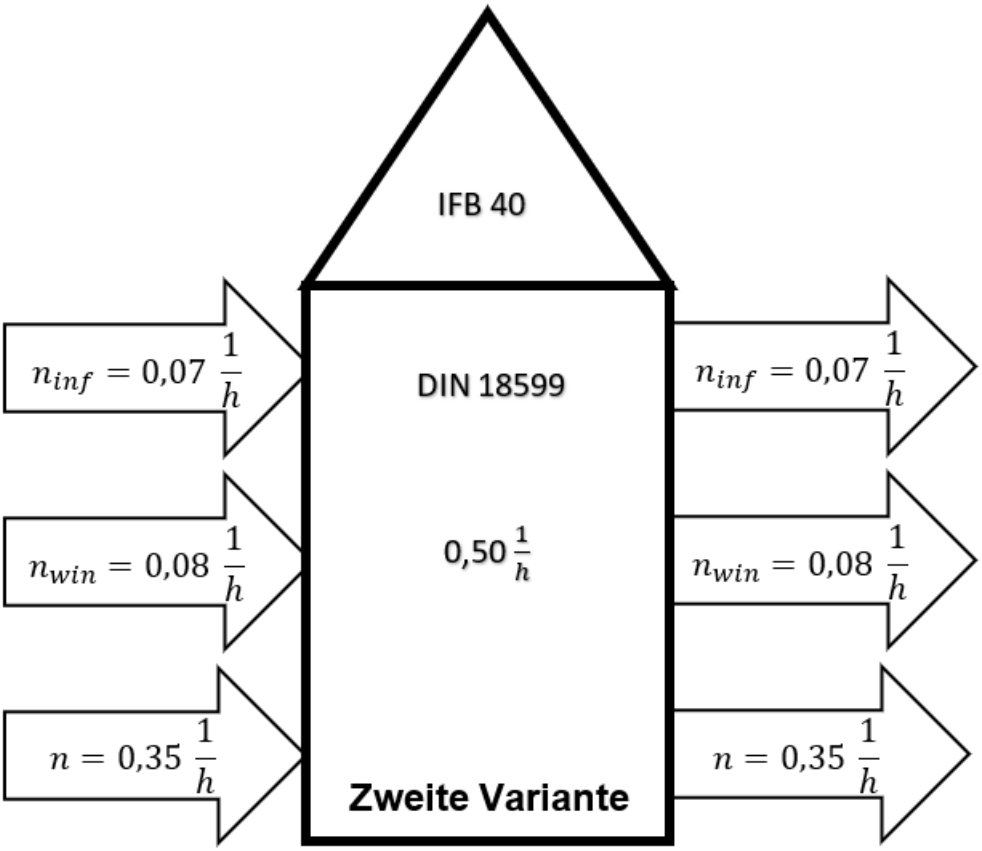


Abbildung 6-4: Lüftungsraten bei der 2. Variante

6.3 Heizungssystem

In der 2. Variante wird das Gebäude durch eine Außenluft-WP beheizt. Die dargestellte Berechnung in diesem Abschnitt bezieht sich nur auf den Heizungsanteil. Die Übergabekomponenten bestehen aus Heizflächen (Fußbodenheizung) mit einer Vorlauftemperatur von 35 °C und einer Rücklauftemperatur von 28 °C. Das Speichervolumen beträgt 320 l. Die WP schafft 72,3 % des Heizungsbedarfs, für die restlichen 27,7 % wird eine elektrische Nachheizung (Heizstab) benötigt. Die Länge und die Lage der Heizungsrohrnetze sind dem Abschnitt (4.4) entnommen. Die U-Dämmungen der Leitungen werden nach der doppelter EnEV-Dämmstärke ausgelegt, sie beträgt 0,15 $\frac{W}{m \times K}$ für alle drei Leitungen (L_V, L_S und L_{SL}). Diese Berechnung ist nach der DIN 18599 mit Hottgenroth erfolgt. Die dargestellte End- und Primärenergie wurde mit der Hilfsenergie des Heizungssystems berechnet.

Die untenstehende Werte beziehen sich auf die Außen-WP für Heizungen:

	Heizbedarf	Endenergie (Verluste und Hilfsenergie)	Primärenergie (Strom)
pro Jahr [kWh]	4.103	3.080	5.543
pro Jahr und Fläche [$\frac{kWh}{m^2 \times a}$]	9,42	7,07	12,73

Tabelle 6-3: Heiz-, Endenergie- und Primärenergiebedarf der Heizung bei der 2. Variante (Hottgenroth)

Die Erzeugungsaufwandzahl bei dieser Variante ist das Verhältnis von Endenergie im Heizbetrieb der Wärmepumpe ohne Hilfsenergie zur produzierten Wärme des Erzeugers (WP) multipliziert mit dem Betrieb in Prozent:

$$e = \frac{Q_{h,f1}}{Q_{outg} \times Betrieb\ in\ Prozent} = \frac{805\ kWh}{4535\ kWh \times 72{,}3\ \%} = 0{,}25$$

Für die praktische Berechnung wird das Gebäude unter Berücksichtigung der praktischen Auslegung (Abbildung 6-2), mit den gleichen Komponenten und mit den gleichen Randbedingungen ausgestattet. Die Heizleistung der WP für die Heizung an einem sehr kalten Tag (-12 °C) bei den genannten Temperaturen (35/28 °C) beträgt 8,41 kW. Die WP braucht pro Tag 18,96 Zyklen (An und Aus). Pro Zyklus benötigt sie 14,34 Min., um den Speicher zu erwärmen. Die dargestellte End- und Primärenergie ist mit der Hilfsenergie des Heizungssystems berechnet. (Tabelle 6-4)

Die hier stehenden Werte beziehen sich auf die Außen-WP für Heizungen:

	Heizbedarf	Endenergie (Verluste und Hilfsenergie)	Primärenergie (Strom)
pro Jahr [kWh]	4.103	2.234	4.022
pro Jahr und Fläche [$\frac{kWh}{m^2 \times a}$]	9,42	5,13	9,24

Tabelle 6-4: Heiz-, Endenergie- und Primärenergiebedarf der Heizung in 2. Variante (praktische Auslegung)

6.4 Warmwasserbereitungssystem

Das Gebäude wird mit Warmwasser über die Außenluft-WP und die Solarthermie versorgt. 32,2 % des Endenergieverbrauchs für die Warmwasseraufbereitung stellt der Außenluft-WP bereit und 4,6 % wird mit Hilfe einer elektrischen Nachheizung (Heizstab) erzeugt. Das Speichervolumen beträgt 600 l. Die Länge sowie die Lage der Heizungsrohrnetze sind dem Abschnitt (4.4) entnommen. Die U-Dämmungen der Leitungen werden nach doppelter EnEV-Dämmstärke ausgelegt, sie beträgt 0,15 $\frac{W}{m \times K}$ für alle drei Leitungen (L_V, L_S und L_{SL}). Diese Berechnung ist nach der DIN 18599 mit der Hottgenroth Software erfolgt. Die dargestellte End- und Primärenergie wurde mit der Hilfsenergie der der Warmwasserbereitung berechnet.

Die untenstehende Werte beziehen sich auf die Außen-WP für Warmwasserbereitstellung:

	TWW-Bedarf	Endenergie (Verluste und Hilfsenergie)	Primärenergie (Strom)
pro Jahr [kWh]	5.986	2.350	4.231
pro Jahr und Fläche [$\frac{kWh}{m^2 \times a}$]	13,75	5,40	9,72

Tabelle 6-5: Trinkwarmwasser-, Endenergie-, Primärenergiebedarf der TWW bei der 2. Variante (Hottgenroth)

Die Erzeugungsaufwandzahl bei dieser Variante ist das Verhältnis der Endenergie für Trinkwarmwasserbereitung der Wärmepumpe ohne Hilfsenergie zur produzierten Wärme des Erzeugers (WP) multipliziert mit dem Betrieb in Prozent:

$$e = \frac{Q_{w,f1}}{Q_{outg} \times Betrieb\ in\ Prozent} = \frac{1533\ kWh}{9474\ kWh \times 32{,}2\ \%} = 0{,}50$$

Für die praktische Berechnung wird das Gebäude mit den gleichen Komponenten versorgt, aber unter berücksichtig der praktischen Auslegung (Abbildung 6-2). Die Heizleistung der WP für Warmwasserbereitung an einem sehr kalten Tag (-12 °C) bei den genannten Temperaturen (60/10 °C) beträgt 9,38 kW. Das Speichervolumen ist 600 l. Die Außen-WP stellt 36,8 % des Warmwasserbedarfes bereit.

Die untenstehende Werte beziehen sich auf die Außen-WP für Warmwasserbereitstellung:

	Heizbedarf	Endenergie (Verluste und Hilfsenergie)	Primärenergie (Strom)
pro Jahr [kWh]	5.986	1.472	2.649
pro Jahr und Fläche [$\frac{kWh}{m^2 \times a}$]	13,75	3,38	6,08

Tabelle 6-6: Trinkwarmwasser-, Endenergie-, Primärenergiebedarf der TWW bei der 2. Variante (praktische Auslegung)

6.5 Erneuerbare Energie

Bei der zweiten Variante wird die Solarthermie nach DIN 18599 ausgelegt. Die Flachkollektorfläche wird nach Tabelle 68 der DIN 18599-12 festgelegt. Die Mindestfläche nach der DIN beträgt 13,73 m^2. Es werden Flachkollektoren mit 40 m^2 Fläche ausgelegt. Ab einer Flachkollektorfläche von 30 m^2 ändert sich der Solarertrag für den Monat Juni im Programm nicht mehr. Der Warmwasserbedarf im Energieberater kann nicht vom Solarertrag überschritten werden. Wie in der Grafik zu sehen ist, steigt die Kurve des Solarertrages nicht mehr an und verläuft waagerecht (Nr. 2). Bei Vergrößerung der Kollektorflächen wird der Warmwasserbedarf in den vorherigen und kommenden Monaten ebenso wie im Juni vom Energieberater nicht überschritten. Um sicherzugehen, dass der Warmwasserbedarf auch noch im späten Frühling oder frühen Herbst vom Solarertrag gedeckt wird, ist die Kollektorfläche von 40 m^2 ausgelegt. Die durch den Flachkollektor gewonnene Wärme für die beiden Berechnungen (DIN 18599 und praktische Auslegung) deckt 63,2 % des Warmwasser-Energieverbrauchs.

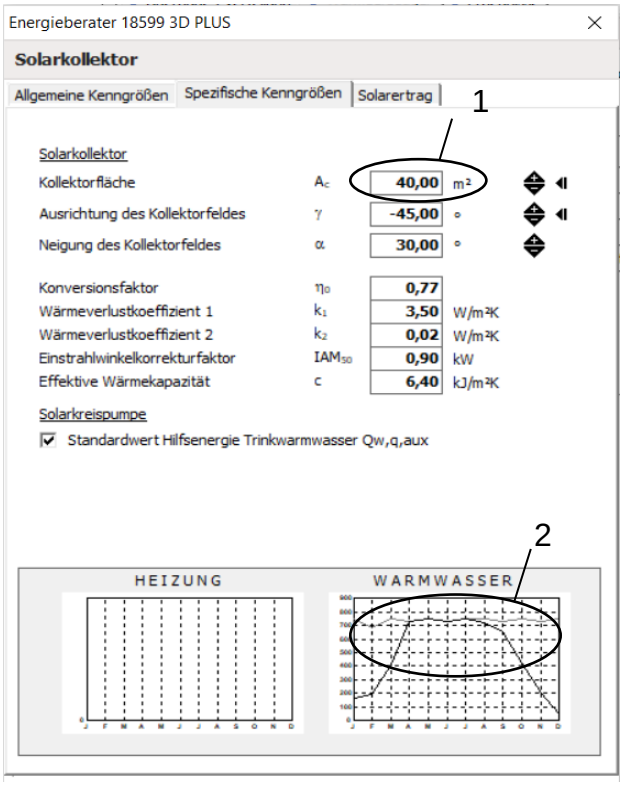


Abbildung 6-5: Auslegung der Solarthermieanlage bei der 2. Variante von Hottgenroth

6.6 Auswertung

Hier werden die Tabellen und Diagramme der beiden Berechnungen (nach Hottgenroth und der praktischen Auslegung) der 2. Variante dargestellt, anschließend die Zulässigkeit der Q_P und H_T und zum Schluss die Wärmesenken und Wärmequellenquellen.

Energiebilanz: *- nicht für den gewerblichen Einsatz -*

	Gesamt [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Heizung [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Kühlung [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Lüftung [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Beleuchtung [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Warmwasser [kWh/a] [kWh/(m²a)]
Nutzenergie	10088	4103	0	0	0	5986
	23,17	9,42	0	0	0	13,75
Endenergie	5430	3080	0	0	0	2350
	12,47	7,07	0	0	0	5,40
Primärenergie	9774	5543	0	0	0	4231
	22,45	12,73	0	0	0	9,72

Tabelle 6-7: Darstellung der Werte von Hottgenroth bei der 2. Variante

	Gesamt $[^{kWh}/_{a}]$ $[^{kWh}/_{(m^2 \times a)}]$	Heizung $[^{kWh}/_{a}]$ $[^{kWh}/_{(m^2 \times a)}]$	Warmwasser $[^{kWh}/_{a}]$ $[^{kWh}/_{(m^2 \times a)}]$
Nutzenergie	10.088	4.103	5.986
	23,17	9,42	13,75
Endenergie	3.706	2.234	1.472
	8,51	5,13	3,38
Primärenergie	6.671	4.022	2.649
	15,33	9,24	6,08

Tabelle 6-8: Darstellung der Werte aus der praktischen Auslegung bei der 2. Variante

Um die KfW 40 erfühlen zu können, muss der $Q_P \leq 32{,}49\ \frac{kWh}{m^2}$ und die $H'_T \leq 0{,}257\ \frac{W}{m^2 \times K}$ sein. Anhand der Berechnung ist die Anforderung von KfW40 erfüllt. Bei diesem Gebäude beträgt der $Q_P = 22{,}45\ \frac{kWh}{m^2}$ und die $H'_T = 0{,}215\ \frac{W}{m^2 \times K}$. Nach der praktischen Berechnung bleibt H'_T unverändert und der $Q_{P2} = 15{,}33\ \frac{kWh}{m^2}$. Daraus folgt, dass die Anforderung bei beiden Berechnungen erfüllt wird.

Das folgende Diagramm zeigt den Vergleich der Bilanzierung der DIN 18599 und der praktischen Auslegung.

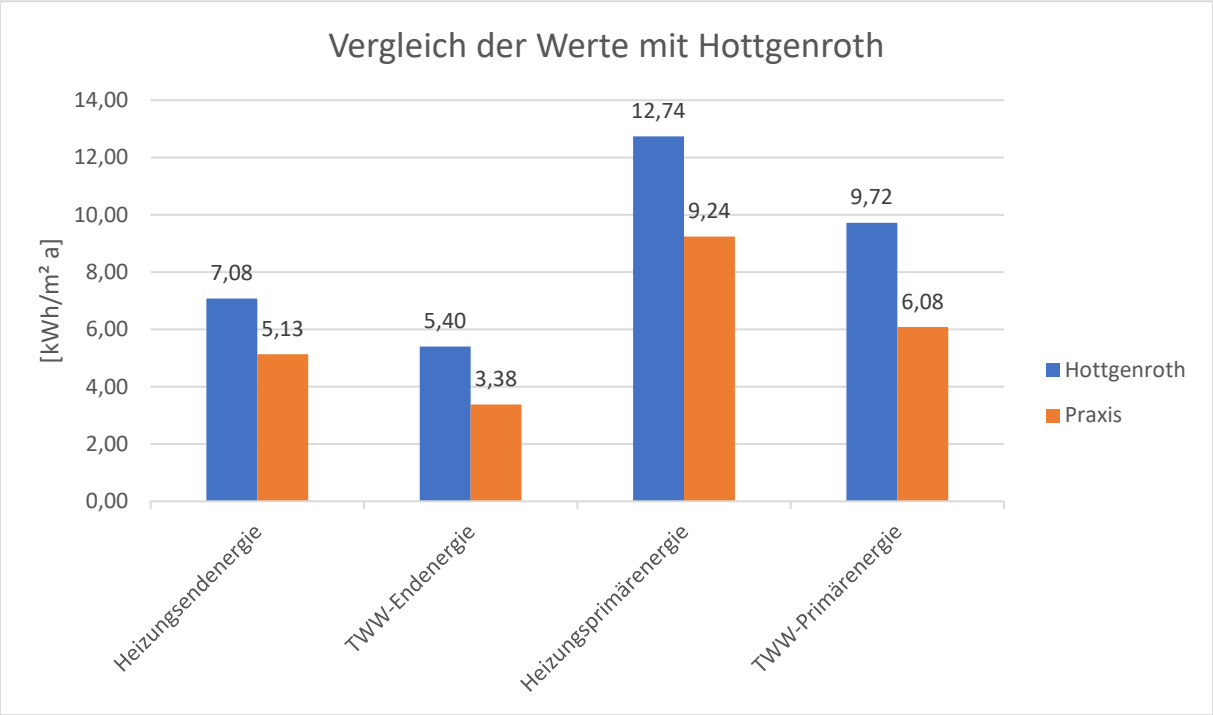


Abbildung 6-6: Vergleich der Ergebnisse nach Hottgenroth und der praktischen Auslegung (2. Variante)

In dem Diagramm wird der gesamte Bedarf dieser Variante (bei beiden Berechnungen gleich), die gesamte Endenergie und der Primärenergiebedarf der beiden Berechnungen angezeigt.

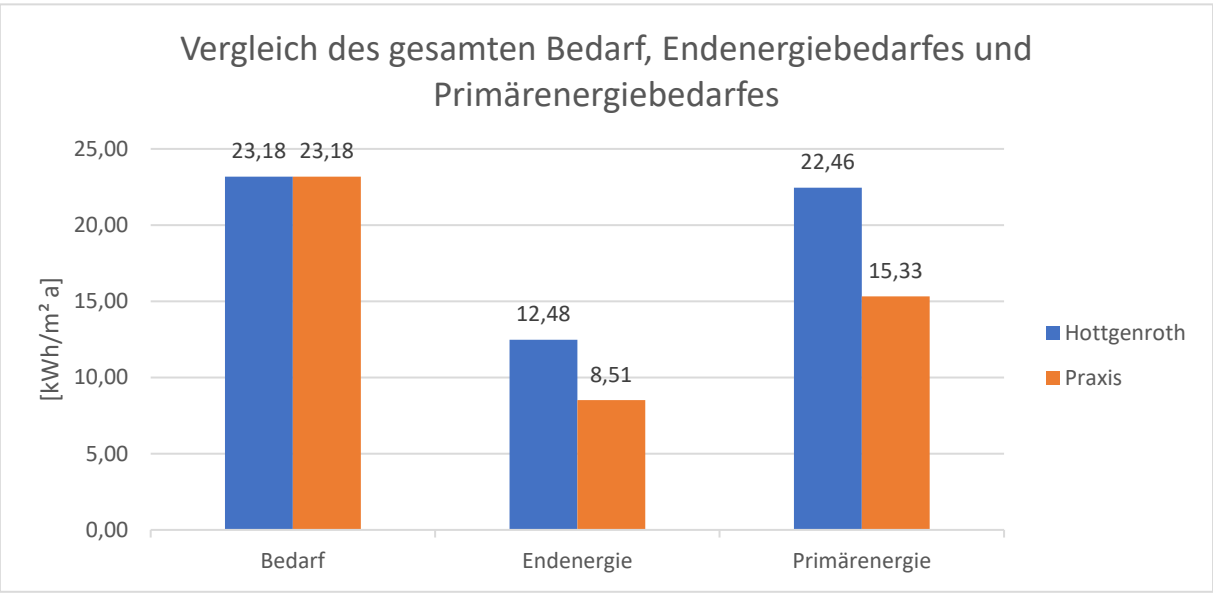


Abbildung 6-7: Vergleich der Gesamtergebnisse nach Hottgenroth und der praktischen Auslegung (2. Variante)

Die Zusammensetzung der Endenergie dieser Variante ist wie folgt. Die Werte, die nur einmal angezeigt werden, sind bei beiden Berechnungen konstant.

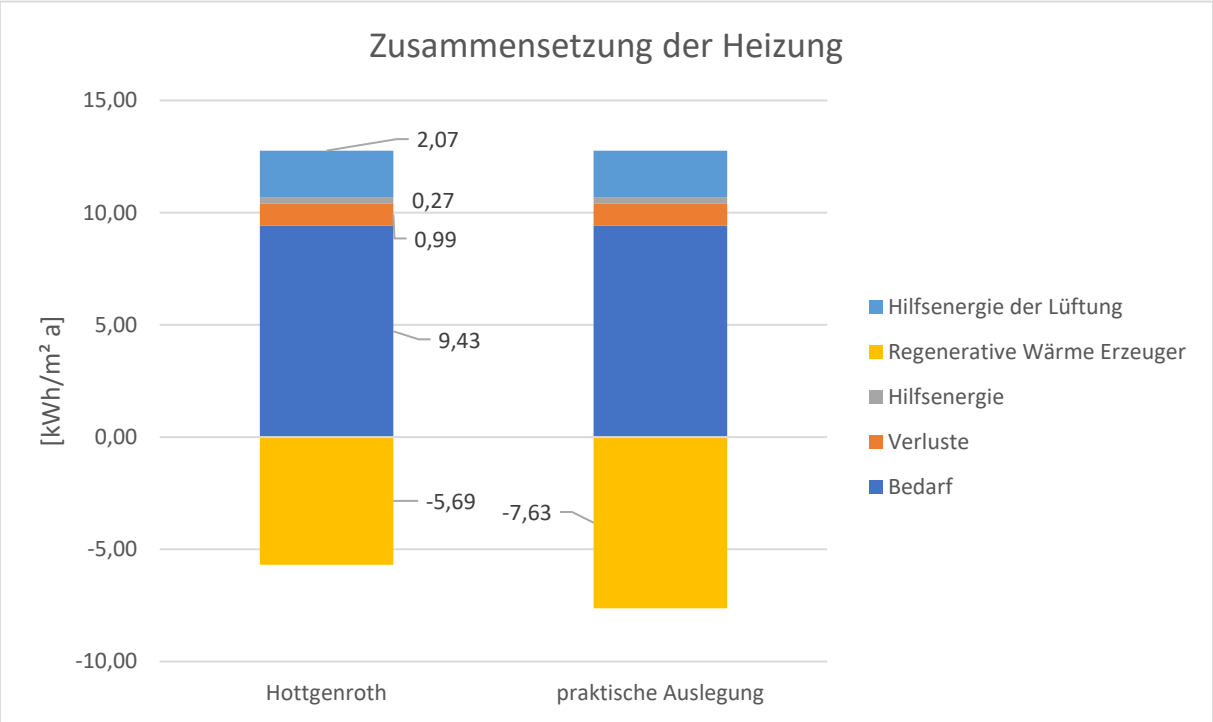


Abbildung 6-8: Zusammensetzung der Heizungsendenergie bei der 2. Variante

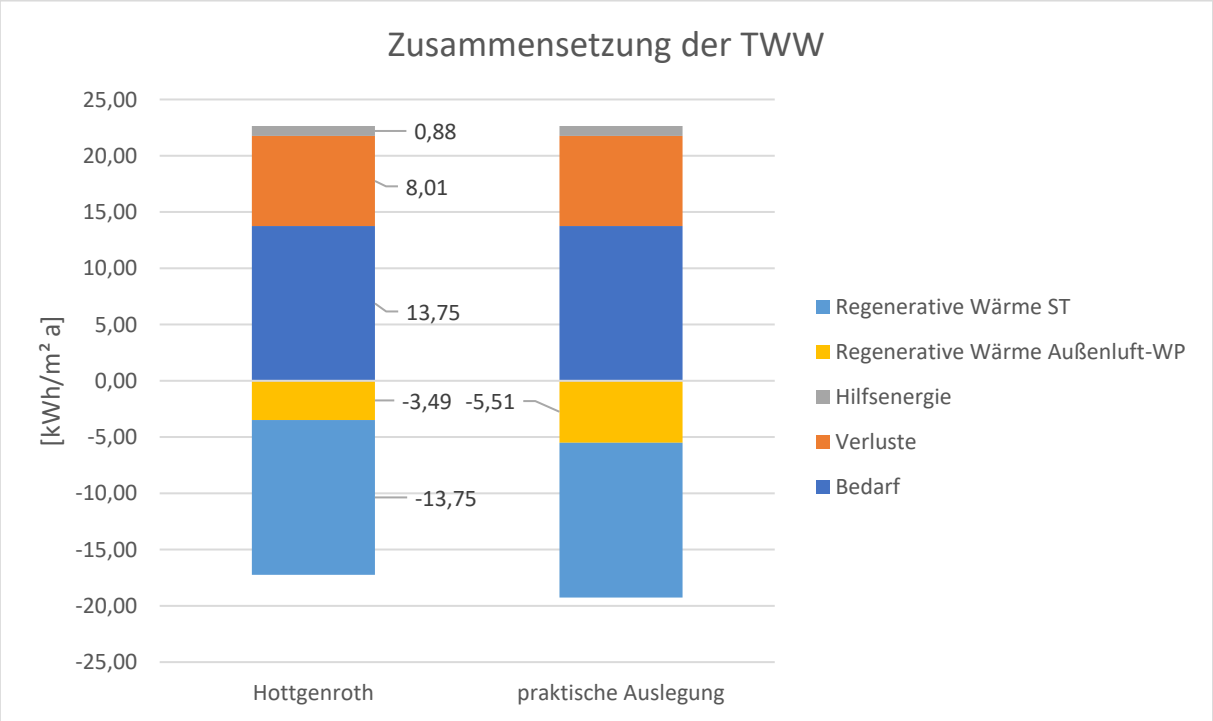


Abbildung 6-9: Zusammensetzung der TWW-Endenergie bei der 2. Variante

Auf dem untenstehenden Diagramm wird eine monatliche Bilanzierung der Transmissionsverluste, Lüftungsverluste, gesamten Wärmesenken und -quellen dargestellt.

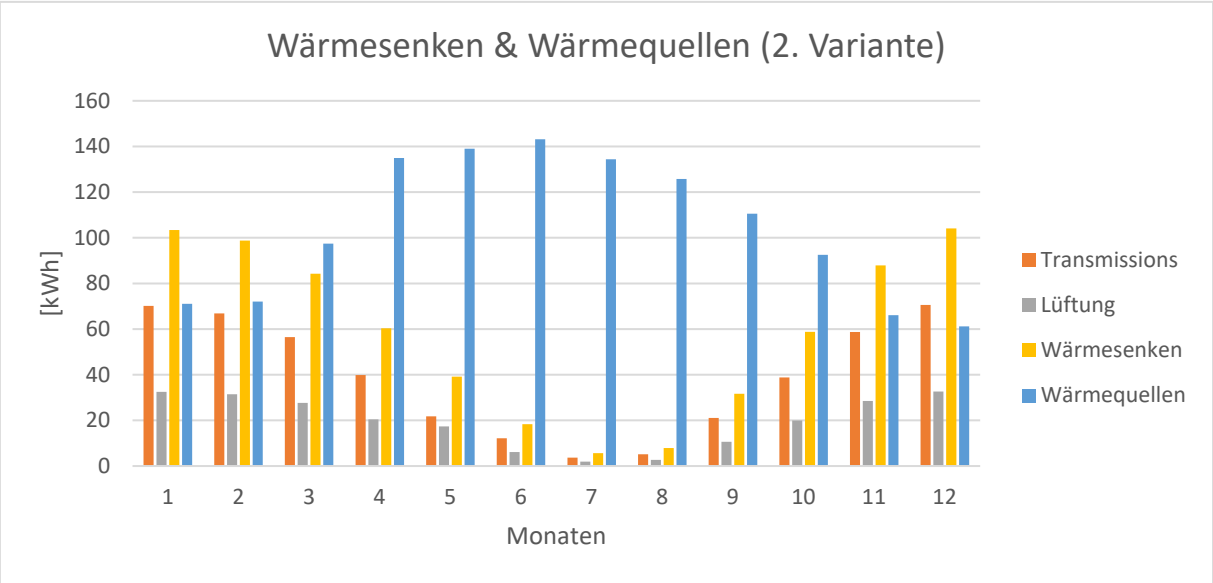


Abbildung 6-10: Wärmequellen und Wärmesenken über das ganze Jahr (2. Variante)

7. IFB 40 nur mit Abluftanlage (3. Variante)

Das folgende Kapitel konzentriert sich auf die dritte Variante. Sie muss auch die KfW-Effizienzhaus 40 und IFB 40 erfüllen. Der Primärenergiebedarf Q_P muss 40 % des zulässigen Primärenergiebedarfes und die Transmissionsverluste $H´_T$ 55 % der zulässigen Transmissionsverluste des Referenzgebäude der EnEV 2014 sein (Tabelle 2-1). Die U-Werte der Gebäudehülle sind dem aktuellen Markt entsprechend ausgelegt. Die IFB 40 fördert eine Wärmerückgewinnung in der Abluft, und dies wäre bei der 3. Variante eine Abluft-WP für die Trinkwarmwasserbereitung. Der Haupterzeuger ist eine Außenluft-WP. Sie stellt den kompletten Bedarf für die Heizung und zum Teil den Bedarf der Trinkwarmwasseranlage. Nach Hottgenroth wird die Außenluft-WP monoenergetisch geregelt. Die Variante wird wieder zweimal berechnet, einmal nach der DIN 18599 und Hottgenroth und zum anderen nach der praktischen Auslegung. Am Ende dieses Kapitels werden die beiden Berechnungen verglichen. Wieder für die beide Berechnungen beträgt der Trinkwarmwasserspeicher 600 l (A.3) und der Pufferspeicher 320 l. Die angezeigte Hottgenroth Berechnung ist nicht vollständig, da in der Software noch nicht die Abluft-WP ergänzt beziehungsweise aktualisiert ist. Deshalb gibt es bei dieser Berechnung eine Abweichung. Im Abbildung 7-1 werden der Heizungsbedarf und der Trinkwarmwasserbedarf nach Hottgenroth dargestellt (Nr. 1). Die Erzeugungswärme der Heizung und der Trinkwarmwasserbereitung werden in Nummer 3 und 5 angezeigt. 26 % der Erzeugungswärme der Heizung werden durch eine elektrische Nachheizung (Heizstab) erzeugt und 74 % durch die Außenluft-WP (Nr. 6). Für die Trinkwarmwasserbereitung wird 63,2 % Erzeugungswärme durch die Solarthermie bereitgestellt und 36,8 % durch die Abluft-WP (Nr. 7). In Nummer 2 und 4 werden die Endenergie der Heizung und die Trinkwarmwasserbereitung angezeigt und in Nummer 8 der Primärenergiebedarf. Alle Werte sind in $\frac{kWh}{m^2}$ pro Jahr angegeben.

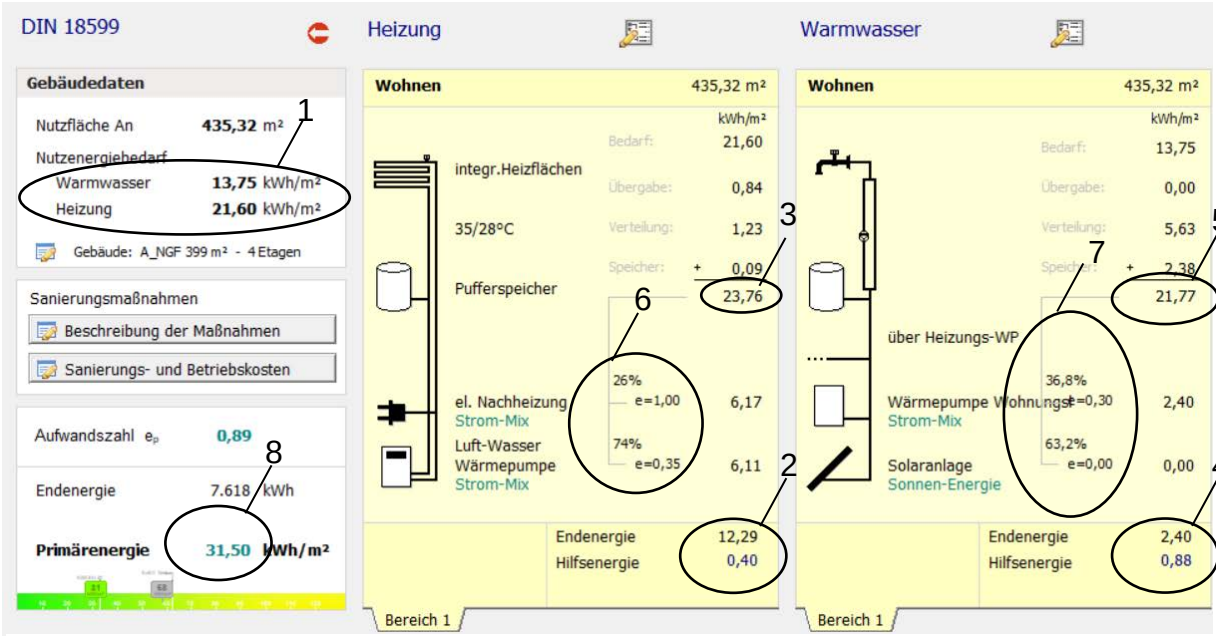


Abbildung 7-1: Übersicht der Energieversorgungswerte der 3. Variante von Hottgenroth

Die praktische Auslegung wird in drei vorgeschlagenen Auslegungsvarianten dargestellt. Aufgrund der genannten Informationen hat sich der Autor für die Auslegung C entschieden.

Auslegung für dritte Variante	
Auslegungsmerkmale	Informationen
Auslegung A • Außenluft-WP nur für Heizung • Pufferspeicher 35 °C • Abluft-WP pro Wohnung	• effizient • Schwierige Wartung und Reparatur • ungewünscht • das Gebäude hat 47 $\frac{m^3}{h}$, keine passende WP im Markt gefunden. Begründung (A.5)
Auslegung B • Außenluft-WP • Abluft-WP • Pufferspeicher 35 C für Heizung • Pufferspeicher 60°C für TWW • Hygienespeicher 63°C für TWW (Durchlaufspeicher)	• effizient • benötigt Platzbedarf • die Höhewechselrate von TWW liegt bei etwa 30 mal pro Tag • WP arbeitet ganzjährig mit einer guten COP • Legionellen-Probleme und Zirkulation erforderlich
Auslegung C • Außenluft-WP • Abluft-WP • Pufferspeicher 35 °C • Pufferspeicher 60 °C • Übergabestation pro Wohnung	• effizient • weniger Platzbedarf als Auslegung B • keine Legionellen-Probleme und keine Zirkulation erforderlich • bessere Vergleichbarkeit mit der Auslegung der 2. Variante

Tabelle 7-1: Auslegungsmöglichkeiten der 3. Variante

Das Auslegungsschema sieht folgendermaßen aus.

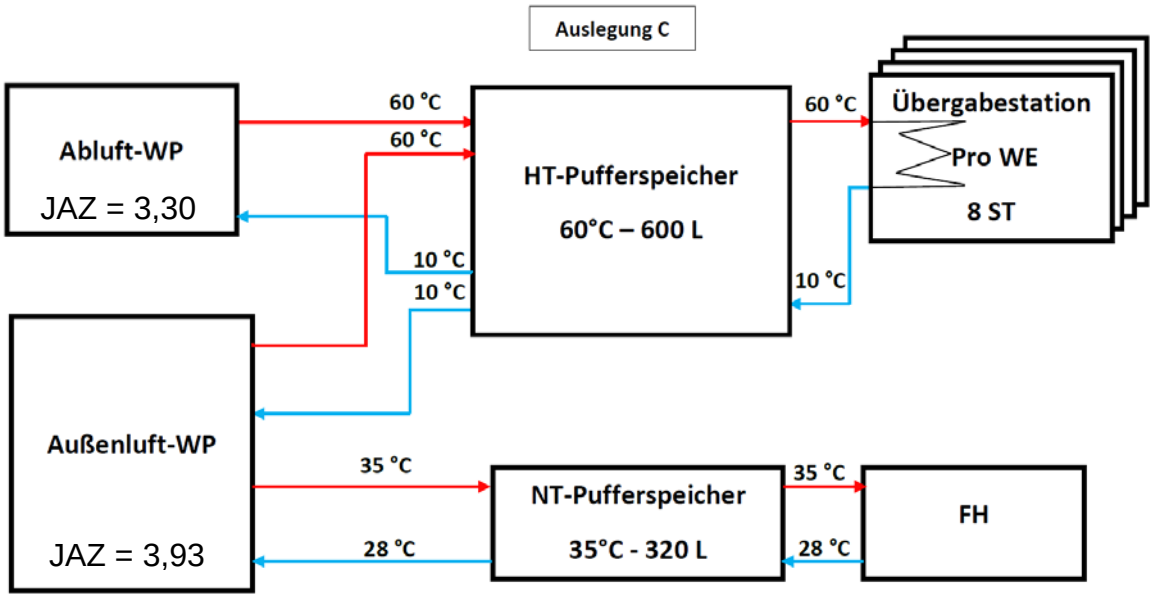


Abbildung 7-2: Die praktische Auslegung der 3. Variante

Die Außenluft-WP ist auch der Haupterzeuger in dieser Variante und arbeitet an zwei Speichern. Die Außen-WP stammt von Stiebel-Eltron (Modell-Nr. WPL 20 AC) und die Abluft-WP von Nibe (Modell-Nr. MT-WH21) (A.7). Die praktische Berechnung bezieht sich auf die Erzeugungswärme der DIN 18599 Q_{outg}. In der Berechnung werden der Bedarf für Heizung und Trinkwarmwasser, die Verluste der Verteilung und des Speichers mitberücksichtigt. Die TWW-Speicherung beträgt 600 l. Die Vorgehensweise ist die gleiche wie bei der 2. Variante (A.3). Für die Heizung stellt die Außenluft-WP den Bedarf als monovalente Regelung bereit, und für Trinkwarmwasser wird sie als monoenergetische Anlage betrieben. Die beiden WPs arbeiten am gleichen Speicher für TWW. Die Abluft-WP muss 90 % des TWW-Bedarfes decken und die Außenluft-WP 10 %. Da es keine Abluft-WP mit einer hohen thermischen Heizleistung gibt, wird eine Außenluft-WP mit einer Abluft-WP kombiniert. Für die Abluft-WP wird die COP anhand des Diagramms ermittelt (Abbildung 3-6), und die thermische Leistung wird mit der COP und der gewonnenen Wärme aus der Abluft bestimmt. Für die Auswahl der Außenluft-WP wird auch die Erzeugungswärme für den Notfall (-12 °C) mitberücksichtigt. Nach der Auslegung ist die Außenluft-WP circa 11 Minuten für den Pufferspeicher (600 l) in Betrieb und die Abluft-WP 17 Stunden. Die Außenluft-WP arbeitet 8 Stunden für den NT-Pufferspeicher (320 l). In dieser Auslegung wird von einer Übergabestation pro Wohneinheit ausgegangen, also von insgesamt 8 Übergabestation. Die Übergabestation ist von Stiebel-Eltron (Modell-Nr. WSG). Das Frischwasser wird bei Bedarf durch einen Wärmetauscher erwärmt. Wegen Legionellen-Problemen findet keine Vorwärmung des Trinkwassers in einem Speicher statt. Eine elektrische Nachheizung wird für die praktische Auslegung nicht benötigt, da die Außenluft-WP die Heizleistung auch bei -12 °C schaffen kann. Für die praktische Auslegung wird die Temperatur- Regelung nicht berücksichtigt. Nach dieser Auslegung beziehungsweise Annahme beträgt der Endenergiebedarf für diese Variante 4.965 kWh und 11,41 $\frac{kWh}{m^2}$ und der Primärenergiebedarf 8.812 kWh und 20,24 $\frac{kWh}{m^2}$. Die Außenluft-WP hat eine Jahresarbeitszahl von 3,93 und die Abluft-WP eine von 3,30. Für die Berechnung der praktischen Auslegung siehe A.6.

7.1 Gebäudehülle

Dieser Abschnitt ist im 6. Kapital erklärt (6.1) und bleibt unverändert.

7.2 Lüftungsart

In dieser Variante wird auch eine Wärmerückgewinnung der Abluft benötigt, um die IFB 40 zu erfüllen. Es wird eine Abluft-WP ausgelegt. Die Zuluft wird dezentral durch das Lüftungsgitter zugeführt. Das Gitter sorgt dafür, dass in dem Gebäude stets frische Zuluft zur Verfügung steht. Die Lüftungsanlage hat eine Luftwechselrate nach der DIN 18599 von $n = 0{,}35\ \frac{1}{h}$ und $n_{ab} = 0{,}11\ \frac{1}{h}$; letztere strömt durch Fugen und Fenster ab. Die Leistungsaufnahme des Ventilators beträgt 0,20 $\frac{Wh}{m^3}$ (nach der DIN 18559). Die DIN definiert noch zwei andere Luftwechselraten:

- Die Infiltration: die Zu- und Abluft durch undichte Bauteile. Sie beträgt bei dieser Variante $n_{inf} = 0{,}03\ \frac{1}{h}$
- Die Fensterlüftung: die ausgetauschte Luft durch die Fensteröffnung. Sie beträgt $n_{win} = 0{,}43\ \frac{1}{h}$

Daraus ergibt sich eine gesamte Luftwechselrate von **0,46 $\frac{1}{h}$**.

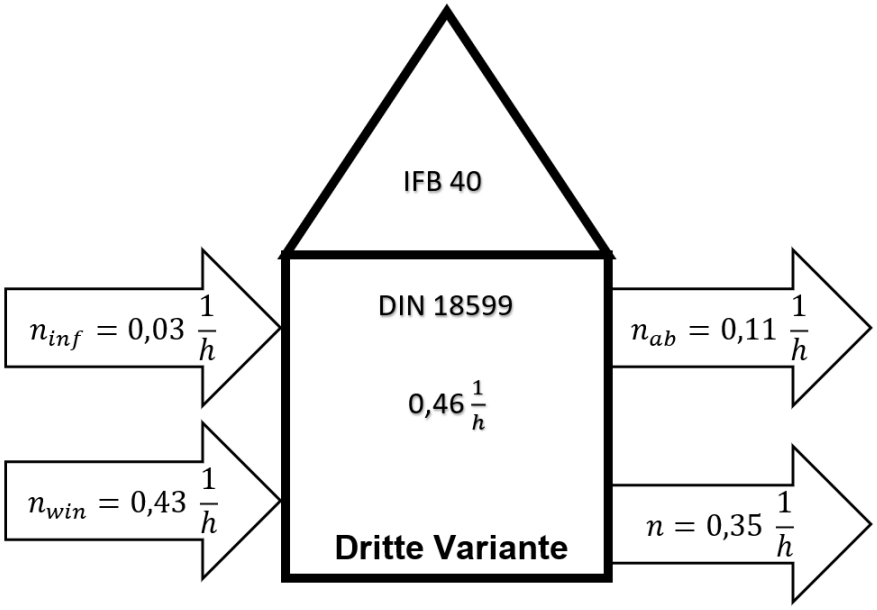


Abbildung 7-3: Lüftungsraten bei der 3. Varianten

7.3 Heizungssystem

In dieser Variante wird das Gebäude durch eine Außenluft-WP beheizt. Die dargestellte Berechnung in diesem Abschnitt bezieht sich nur auf den Heizungsanteil. Die Übergabekomponenten sind Fußbodenheizungen mit einer Vorlauftemperatur von 35 °C und einer Rücklauftemperatur von 28 °C. Die WP ist schafft 74 % des Heizungsbedarfs und die restlichen 26 % werden von einer elektrischen Nachheizung (Heizstab) erzeugt. Die Länge sowie die Lage der Heizungsrohrnetze sind dem Abschnitt (4.4) entnommen. Die U-Dämmungen der Leitungen werden nach doppelter EnEV-Dämmstärke ausgelegt. Sie beträgt 0,15 $\frac{W}{m \times K}$ für alle drei Leitungen (L_V, L_S und L_{SL}). Diese Berechnung ist nach der DIN 18599 mit Hottgenroth erfolgt. Die dargestellte End- und Primärenergie wurde mit der Hilfsenergie der Heizungssystems berechnet.

Die untenstehende Werte beziehen sich auf Außen-WP für Heizung:

	Heizbedarf	Endenergie (Verluste und Hilfsenergie)	Primärenergie (Strom)
pro Jahr [kWh]	9.403	6.190	1.1141
pro Jahr und Fläche $[\frac{kWh}{m^2 \times a}]$	21,6	14,22	25,59

Tabelle 7-2: Heiz-, Endenergie- und Primärenergiebedarf der Heizung bei der 3. Variante (Hottgenroth)

Die Erzeugungsaufwandzahl bei dieser Variante ist das Verhältnis der Endenergie im Heizbetrieb der Wärmepumpe ohne Hilfsenergie zur produzierten Wärme des Erzeugers (WP) multipliziert mit dem Betrieb in Prozent:

$$e = \frac{Q_{h,f1}}{Q_{outg} \times Betrieb\ in\ Prozent} = \frac{2661\ kWh}{10344\ kWh \times 74\ \%} = 0{,}35$$

Für die praktische Berechnung wird das Gebäude mit den gleichen Komponenten und den gleichen Randbedingungen ausgestattet, aber unter Berücksichtig der praktischen Auslegung (Abbildung 7-2). Die Heizleistung der WP zur Heizung an einem sehr kalten Tag (-12 °C) bei den genannten Temperaturen (35/28 °C) beträgt 9,13 kW. Die WP braucht pro Tag 36 Zyklen (An und Aus). Pro Zyklus benötigt sie 14,62 min, um den Speicher zu erwärmen. Die dargestellte End- und Primärenergie ist mit der Hilfsenergie des Heizungssystem berechnet. (Tabelle 7-3)

Die untenstehende Werte beziehen sich auf die Außen-WP für Heizung

	Heizbedarf	Endenergie (Verluste und Hilfsenergie)	Primärenergie (Strom)
pro Jahr [kWh]	9.403	3.435	6.183
pro Jahr und Fläche [$\frac{kWh}{m^2 \times a}$]	21,6	7,89	14,20

Tabelle 7-3: Heiz-, Endenergie- und Primärenergiebedarf der Heizung bei der 3. Variante (praktische Auslegung)

7.4 Warmwasserbereitungssystem

Das Gebäude wird eigentlich über die Abluft-WP, Außenluft-WP und Solarthermie mit Warmwasser versorgt. Da die Software noch nicht mit der Abluft-WP aktualisiert ist, berechnet sie die Warmwasserversorgung weiterhin nur über die Abluft-WP und die Solarthermie. 36,8 % des Endenergieverbrauchs für die Warmwasseraufbereitung stellt die Abluft-WP bereit. Das Speichervolumen beträgt 600 l. Die Länge und Lage der Heizungsrohrnetze sind dem Abschnitt (4.4) entnommen. Die U-Dämmungen der Leitungen werden nach doppelter EnEV-Dämmstärke ausgelegt und beträgt 0,15 $\frac{W}{m \times K}$ für alle drei Leitungen (L_V, L_S und L_{SL}). Diese Berechnung ist nach der DIN 18599 mit Hottgenroth erfolgt. Die dargestellte End- und Primärenergie wurde mit der Hilfsenergie der Warmwasserbereitung berechnet.

Die hier stehenden Werte beziehen sich auf Abluft- und Außenluft-WP für Trinkwarmwasser:

	TWW-Bedarf	Endenergie (Verluste und Hilfsenergie)	Primärenergie (Strom)
pro Jahr [kWh]	5.986	1.428	2.571
pro Jahr und Fläche [$\frac{kWh}{m^2 \times a}$]	13,75	3,28	5,91

Tabelle 7-4: Trinkwarmwasser-, Endenergie-, Primärenergiebedarf der TWW bei der 3. Variante (Hottgenroth)

Die Erzeugungsaufwandzahl bei dieser Variante ist das Verhältnis der Endenergie für Trinkwarmwasserbereitung ohne Hilfsenergie zur produzierten Wärme des Erzeugers (WP) multipliziert mit dem Betrieb in Prozent:

$$e = \frac{Q_{w,f}}{Q_{outg} \times Betrieb\ in\ Prozent} = \frac{1045\ kWh}{9475\ kWh \times 36{,}8\ \%} = 0{,}3$$

Für die praktische Berechnung wird das Gebäude mit den gleichen Komponenten versorgt, aber unter Berücksichtig der praktischen Auslegung (Abbildung 7-2). Die Warmwasserversorgung wird über die Außenluft-WP, Abluft-WP und Solarthermie gesteuert. Die Heizleistung der Außenluft-WP für die Warmwasserbereitung an einem sehr kalten Tag (-12 °C) bei den genannten Temperaturen (60/10 °C) beträgt 10,15 kW. Die Abluft-WP hat das ganze Jahr eine konstante Wärmequelle von etwa 20 °C und damit eine Heizleistung von 1,15 kW. Durch die Außen-WP wird 4 % des Warmwasserbedarfs bereitgestellt und durch die Abluft-WP 33 %. Die dargestellte End- und Primärenergie ist mit der Hilfsenergie der Warmwasserbereitung berechnet worden.

Die folgenden Werte beziehen sich auf die Abluft- und Außenluft-WP für Trinkwarmwasser:

	TWW-Bedarf	Endenergie (Verluste und Hilfsenergie)	Primärenergie (Strom)
pro Jahr [kWh]	5.986	1.530	2.629
pro Jahr und Fläche [$\frac{kWh}{m^2 \times a}$]	13,75	3,52	6,04

Tabelle 7-5: Trinkwarmwasser-, Endenergie-, Primärenergiebedarf der TWW bei der 3. Variante (praktische Auslegung)

7.5 Erneuerbare Energie

Dieser Abschnitt ist im sechsten Kapital erklärt (6.5).

7.6 Auswertung

Hier sind die Tabellen und Diagramme der beiden Berechnungen (nach Hottgenroth und der praktischen Auslegung) der 2. Variante dargestellt, danach die Zulässigkeit der Q_P und H_T und schließlich die Wärmesenken und Wärmequellen.

Energiebilanz: *- nicht für den gewerblichen Einsatz -*

	Gesamt [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Heizung [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Kühlung [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Lüftung [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Beleuchtung [kWh/a] [kWh/(m²a)]	Warmwasser [kWh/a] [kWh/(m²a)]
Nutzenergie	15389	9403	0	0	0	5986
	35,35	21,60	0	0	0	13,75
Endenergie	7618	6190	0	0	0	1428
	17,50	14,22	0	0	0	3,28
Primärenergie	13712	11141	0	0	0	2571
	31,50	25,59	0	0	0	5,91

Tabelle 7-6: Darstellung der Werte von Hottgenroth bei der 3. Variante

	Gesamt $[^{kWh}/_{a}]$ $[^{kWh}/_{(m^2 \times a)}]$	Heizung $[^{kWh}/_{a}]$ $[^{kWh}/_{(m^2 \times a)}]$	Warmwasser $[^{kWh}/_{a}]$ $[^{kWh}/_{(m^2 \times a)}]$
Nutzenergie	15.383	9.403	5.986
	35,35	21,60	13,75
Endenergie	4.965	3.435	1.530
	11,41	7,89	3,52
Primärenergie	8.812	6.183	2.628
	20,24	14,20	6,04

Tabelle 7-7: Darstellung der Werte aus der praktischen Auslegung bei der 3. Variante

Um die KfW 40 erfüllen zu können, muss der $Q_P \leq 33{,}11\ \frac{kWh}{m^2}$ und die $H'_T \leq 0{,}257\ \frac{W}{m^2 \times K}$ betragen. Anhand der Berechnung ist die KfW40 Anforderung erfüllt. Bei diesem Gebäude beträgt der $Q_P = 31{,}50\ \frac{kWh}{m^2}$ und die $H'_T = 0{,}215\ \frac{W}{m^2 \times K}$. Nach der praktischen Berechnung bleibt H'_T unverändert und der $Q_{P2} = 20{,}24\ \frac{kWh}{m^2}$. Somit ist die KfW40 Anforderung bei beiden Berechnungen erfüllt.

Im folgenden Diagramm ist der Vergleich der Bilanzierung der DIN 18599 und der praktischen Auslegung ersichtlich. **Hinweis:** Die TWW-Endenergie und -Primärenergie müssen korrigiert werden. Die angezeigte Korrektur ist annäherungsweise geschätzt. Es könnte eine Abweichung geben.

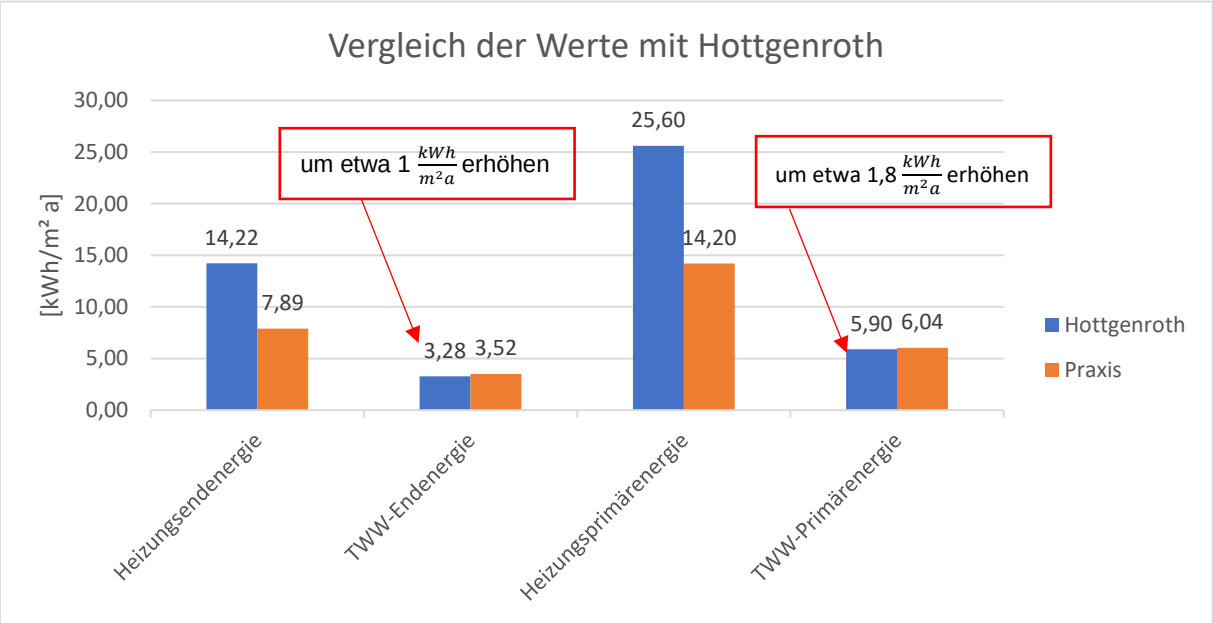


Abbildung 7-4: Vergleich der Ergebnisse nach Hottgenroth und der praktischen Auslegung (3. Variante)

Das folgende Diagramm veranschaulicht den gesamten Bedarf dieser Variante (bei beiden Berechnungen gleich), die gesamte Endenergie sowie den Primärenergiebedarf der beiden Berechnungsvarianten.

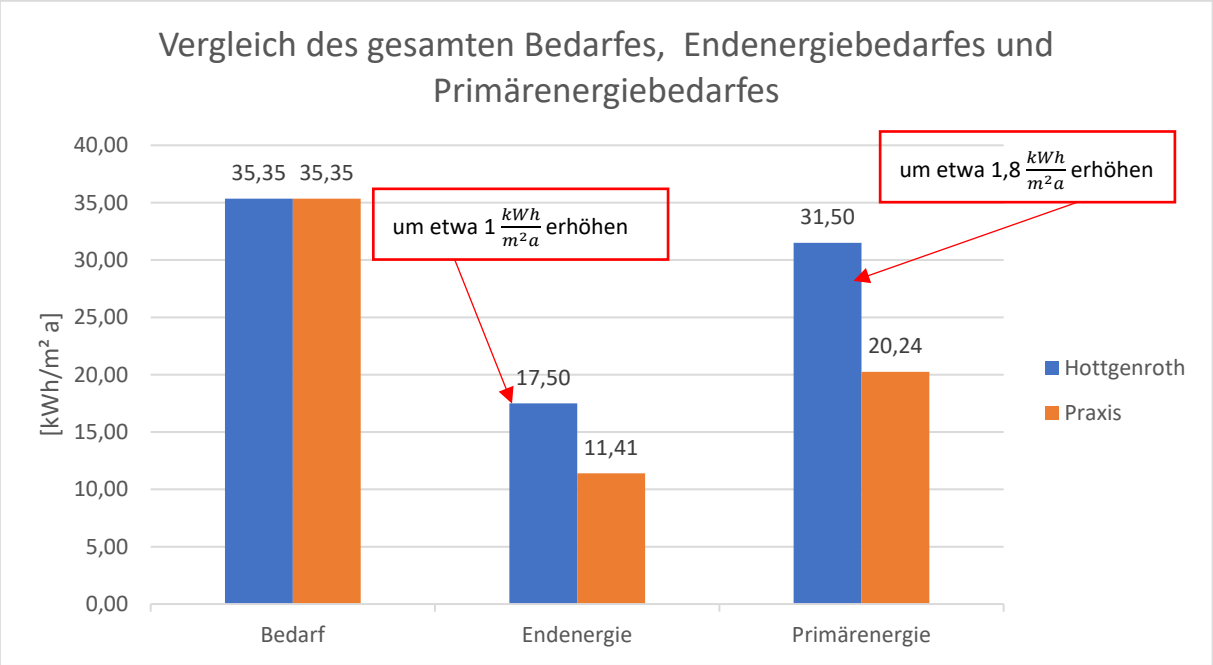


Abbildung 7-5: Vergleich der Gesamtergebnisse nach Hottgenroth und der praktischen Auslegung (3. Variante)

Die Endenergie dieser Variante setzt sich folgendermaßen zusammen: Die Werte, die nur einmal angezeigt werden, sind umgeänderte Werte bei beiden Berechnungen.

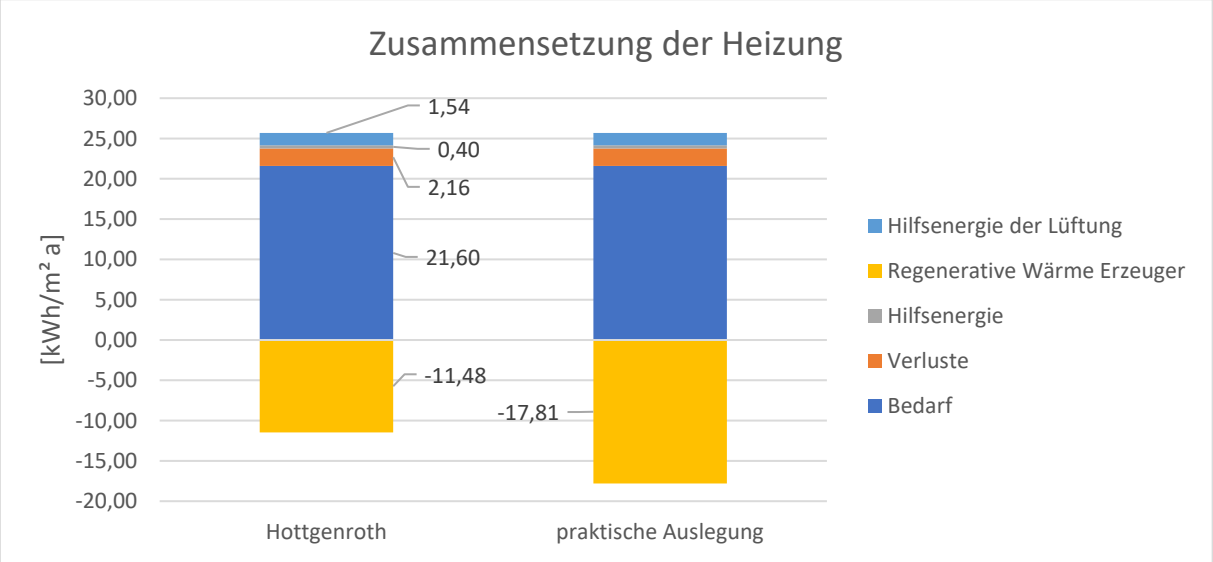


Abbildung 7-6: Zusammensetzung der Heizungsendenergie bei der 3. Variante

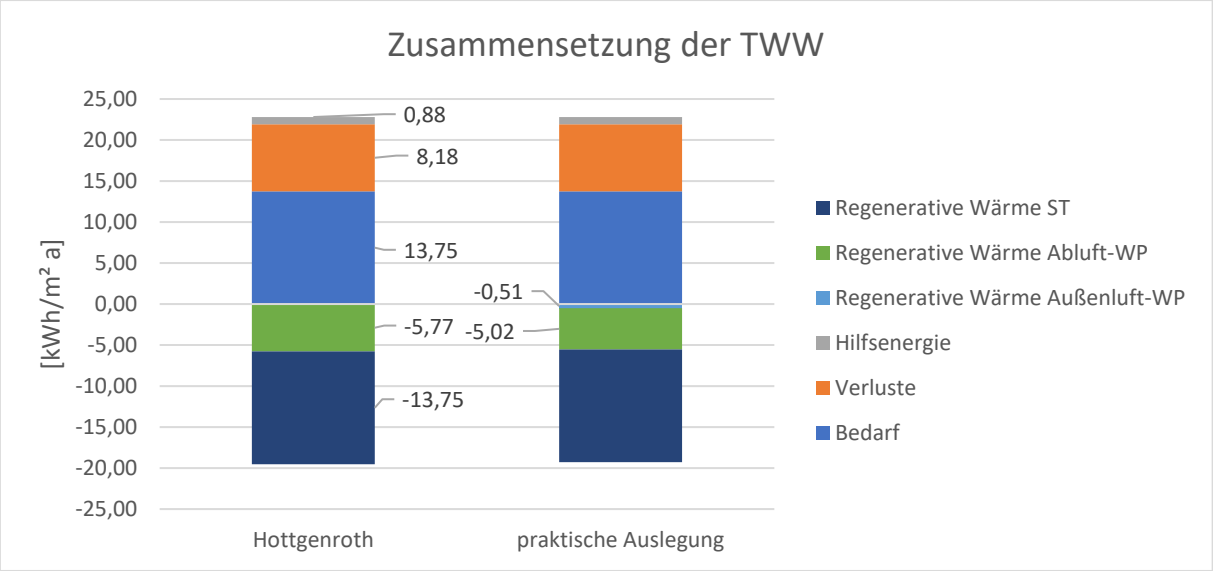


Abbildung 7-7: Zusammensetzung der TWW-Endenergie bei der 3. Variante

Das folgende Diagramm zeigt eine monatliche Bilanzierung der Transmissions- und der Lüftungsverluste sowie der gesamten Wärmesenken und -quellen.

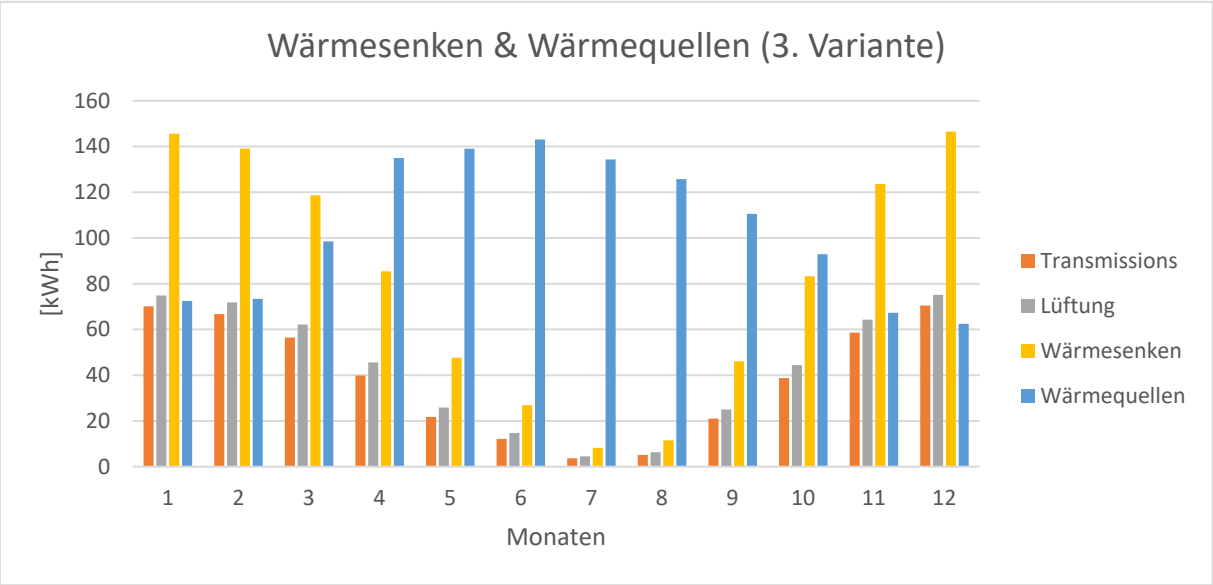


Abbildung 7-8: Wärmequellen und Wärmesenken über das ganze Jahr (3. Variante)

8. Vergleich und Bewertung

In diesem Kapitel werden die Hauptergebnisse der Bilanzierung nach Hottgenroth beziehungsweise der DIN 18599 sowie der praktischen Berechnung der Arbeit in Diagrammen veranschaulicht und miteinander verglichen. Die Darstellung beinhaltet den Heizbedarf nach DIN 18599, den Endenergiebedarf, den Primärenergiebedarf, die CO_2-Emission und schließlich eine grobe Kostenaufstellung der Hauptkomponenten.

8.1 Heizbedarf

Die Berechnung des Heizbedarfs wird im zweiten Kapital beschrieben (siehe 2.3). Für die praktische Berechnung wird bei beiden Varianten mit dem gleichen Heizbedarf gerechnet. Obwohl die Gebäudehülle sowie die Dämmungsdicke in der 2. und 3. Variante gleich sind, ist bei der 3. Variante der Heizbedarf größer, da die Lüftungsart unterschiedlich ist. Die Lüftungsart hat einen Einfluss auf den Heizbedarf eines Gebäudes. In der 2. Variante wird eine Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung und in der 3. Varianten eine Abluftanlage mit einem dezentralen Lüftungsgitter ohne Vorerwärmung (kalte Luft) ausgelegt. Deshalb ist der Heizbedarf bei der 3. Variante höher als bei der 2. Variante. Der Trinkwarmwasserbedarf nach DIN 18599 bleibt unverändert, da er nur von der Nutzfläche abhängt, die bei allen drei Varianten identisch ist.

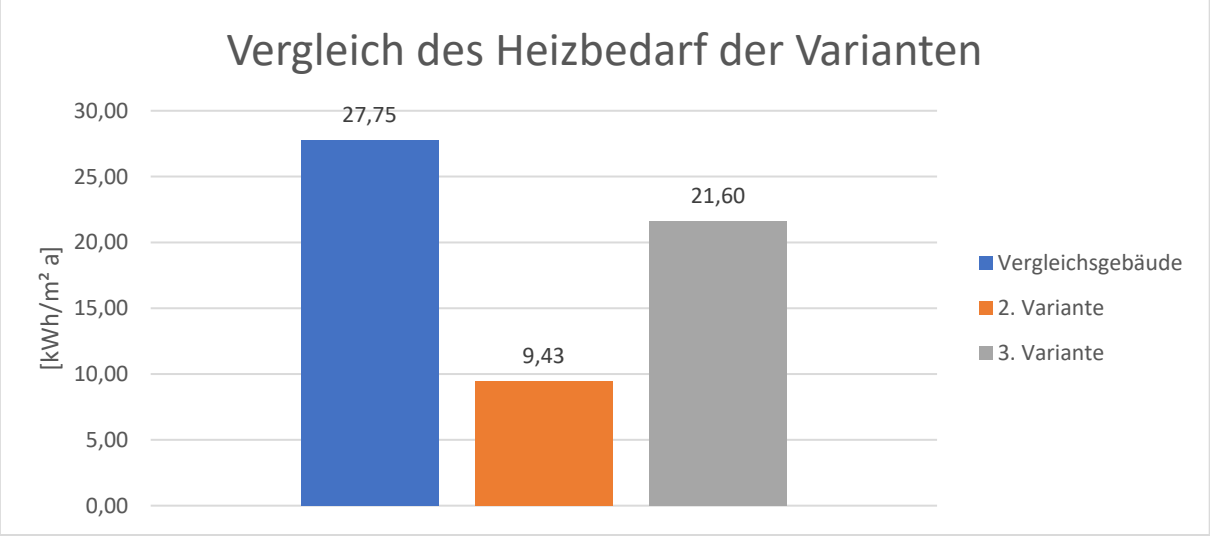


Abbildung 8-1: Heizbedarf aller drei Varianten

8.2 Endenergiebedarf

In diesem Abschnitt wird der Endenergiebedarf der jeweiligen Systeme dargestellt. Aus der Hilfsenergie, der Verluste, dem Heiz- und dem Trinkwarmwasserbedarf wird der Gesamtenergiebedarf (siehe 2.3) berechnet. In dem Diagramm werden das Vergleichsgebäude, die 2. und 3. Variante nach Hottgenroth beziehungsweise DIN 18599 sowie die praktische Berechnung der 2. und 3. Variante nebeneinandergestellt und verglichen. Anhand der beiden untenstehenden Diagrammen wird deutlich, dass bei der 3. Variante mehr Endenergie für die Heizung benötigt wird, aber dafür weniger für das TWW. Die Abluft-WP weisen einen besseren COP auf als die Außenluft-WP. folgt geringer Energieträger, der für die TWW benutzt wird. Die 2. Variante verdeutlicht, dass sie eine geringere Heizungsendenergie braucht.

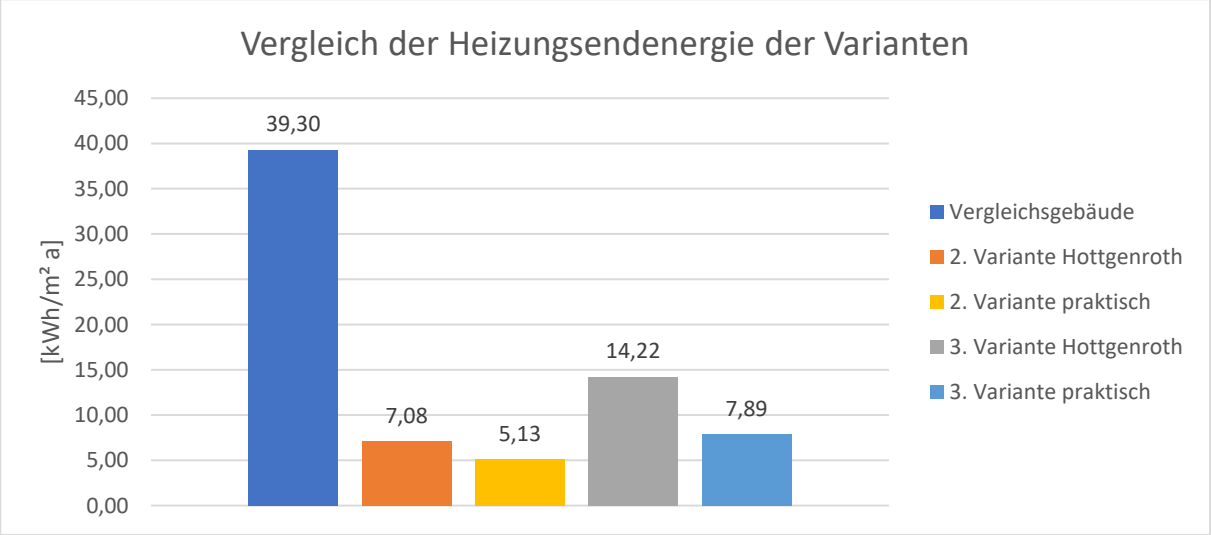


Abbildung 8-3: Heizungsendenergie aller drei Varianten

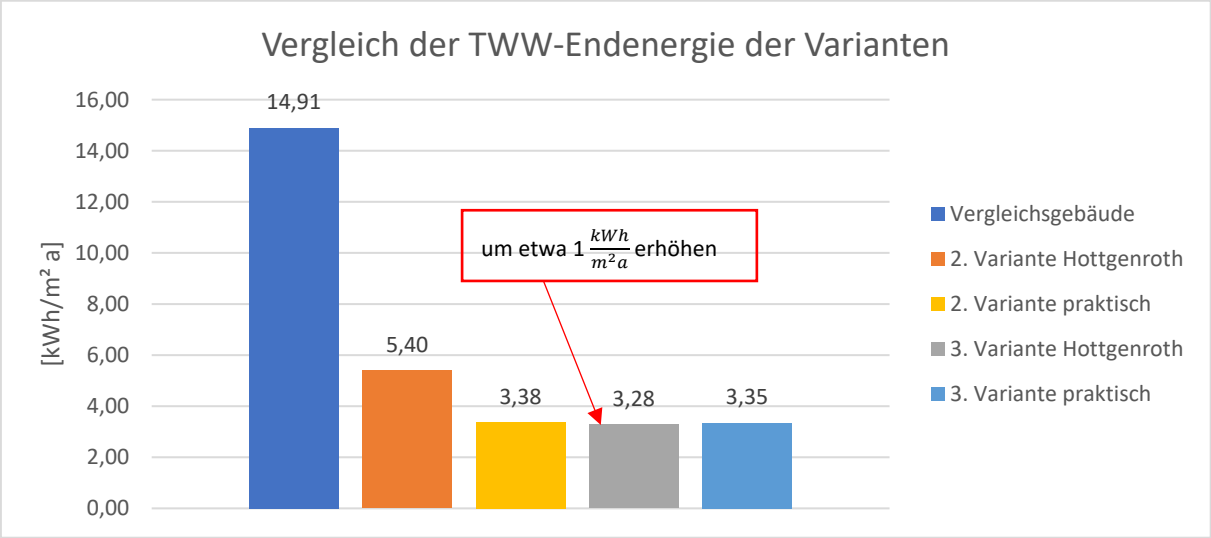


Abbildung 8-2: TWW-Endenergie aller drei Varianten

Im folgenden Diagramm wird der Verlauf des Endenergiebedarfs des Erzeugers über das ganze Jahr in den praktischen Auslegungen dargestellt. Der Endenergiebedarf ist ohne den Anteil der Hilfsenergie dargestellt. Der erste Buchstabe hinter dem Namen des Erzeugers gibt an, welches System beim Erzeuger in Betrieb ist. Die nächsten beiden Kürzel stehen für, die Art der Variante. Zwei Beispiele: Außenluft-WP H2V. Das H bedeutet Heizungssystem und 2V bedeutet 2. Variante. Außenluft-WP T3V steht für ein Trinkwarmwassersystem in der 3. Variante. Die Solarthermie ist in den beiden Varianten gleich und nur für ein Trinkwarmwassersystem ausgelegt.

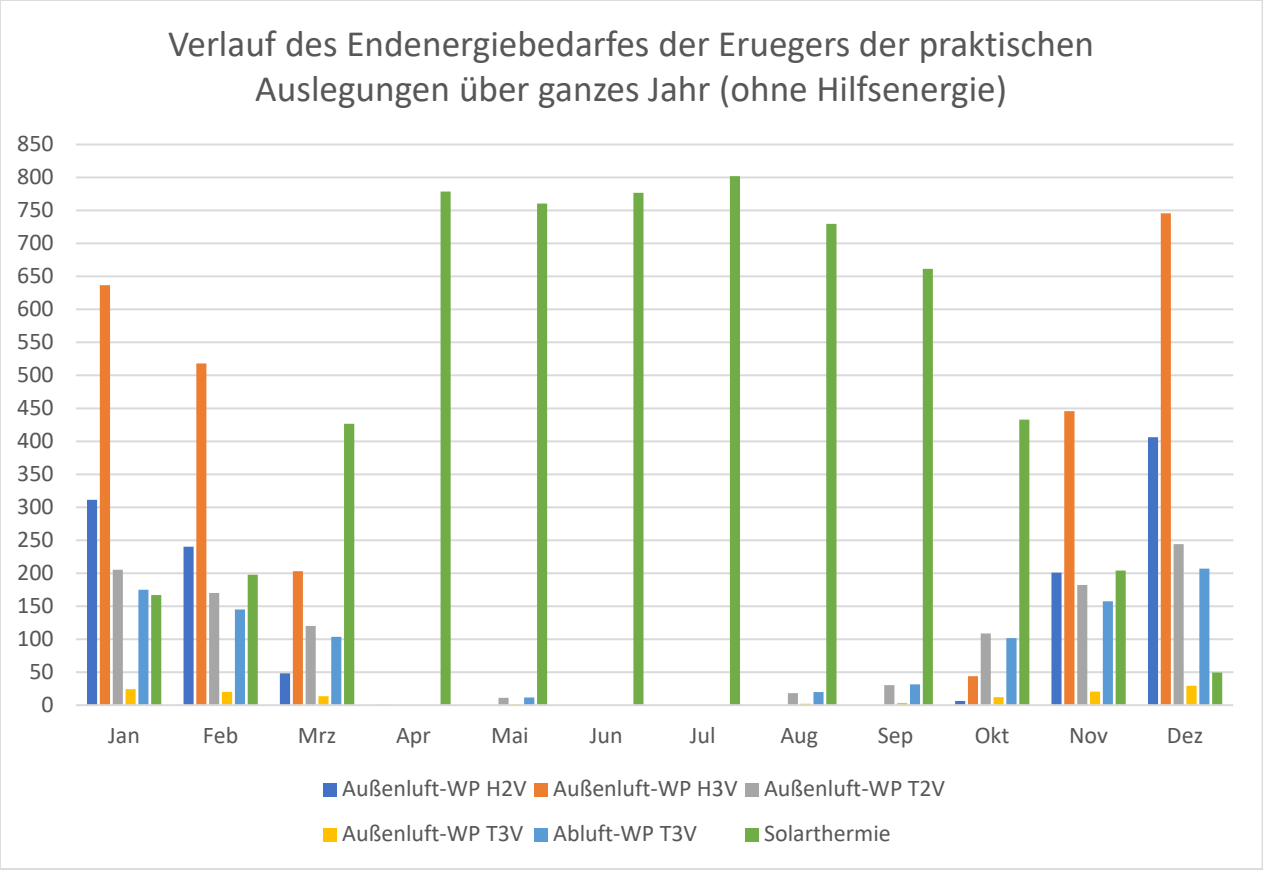


Abbildung 8-4: Verlauf des Endenergiebedarfes der Erzeugers über ganzes Jahr (praktische Auslegung)

8.3 Primärenergiebedarf

Der Primärenergiebedarf lässt sich aus der Multiplikation des Primärenergiefaktors des jeweiligen Energieträgers (Heizöl oder Strom) und der jeweiligen Endenergie der Systeme berechnen (siehe 2.3). Im folgenden Diagramm wird erneut deutlich, dass die 3. Variante – aufgrund der eingesetzten Abluft-WP für TWW – weniger Primärenergie für TWW aufweist. Bei der 2. Variante ist der Primärenergiebedarf der Heizung bei der praktischen Berechnung 35 % geringer als bei der 3. Variante, und der Primärenergiebedarf für TWW ist bei der 2. und 3. Variante fast identisch.

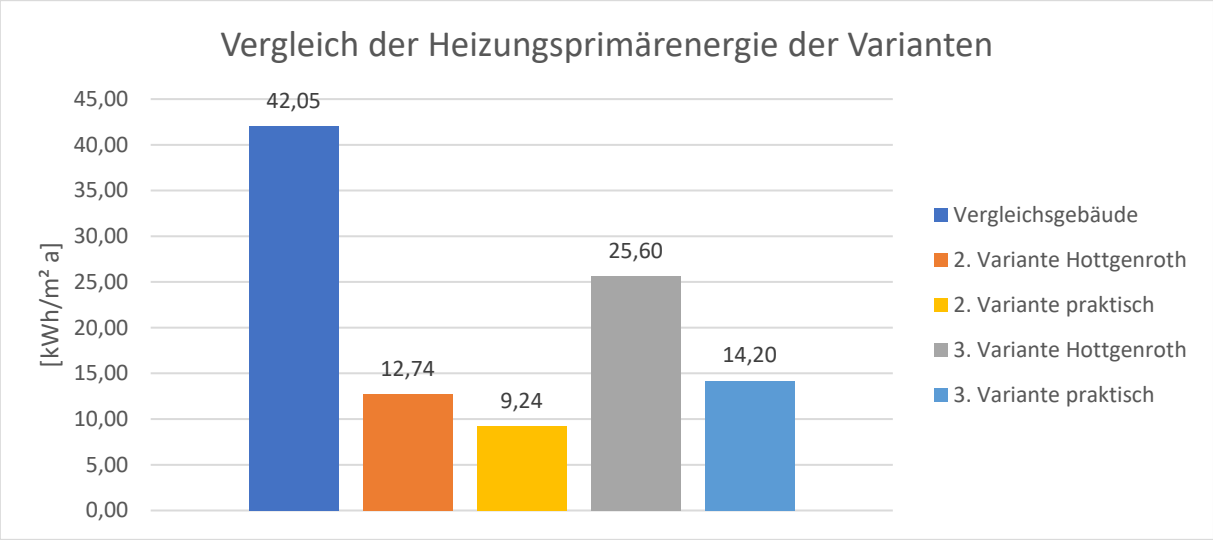


Abbildung 8-5: Heizungsprimärenergie aller drei Varianten

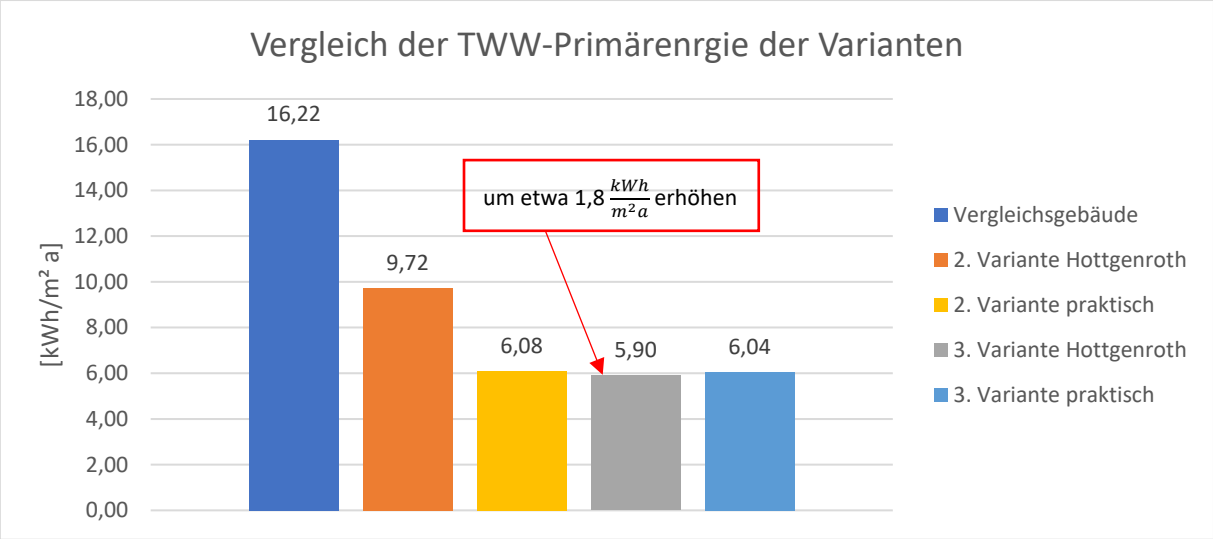


Abbildung 8-6: TWW-Primärenergie aller drei Varianten

8.4 Gesamtwerte und CO_2-Emissionen

In den folgenden Diagrammen werden die Gesamtwerte und die Zusammensetzung der Endenergie (Heizung + TWW) der jeweiligen Varianten dargestellt. Zum Schluss werden die CO_2-Emissionen aufgezeigt. Die CO_2-Emission wird durch Multiplikation des Endenergiebedarfs mit dem Faktor der CO_2-Emission des jeweils benutzten Energieträgers errechnet. RW bedeutet regenerative Wärme.

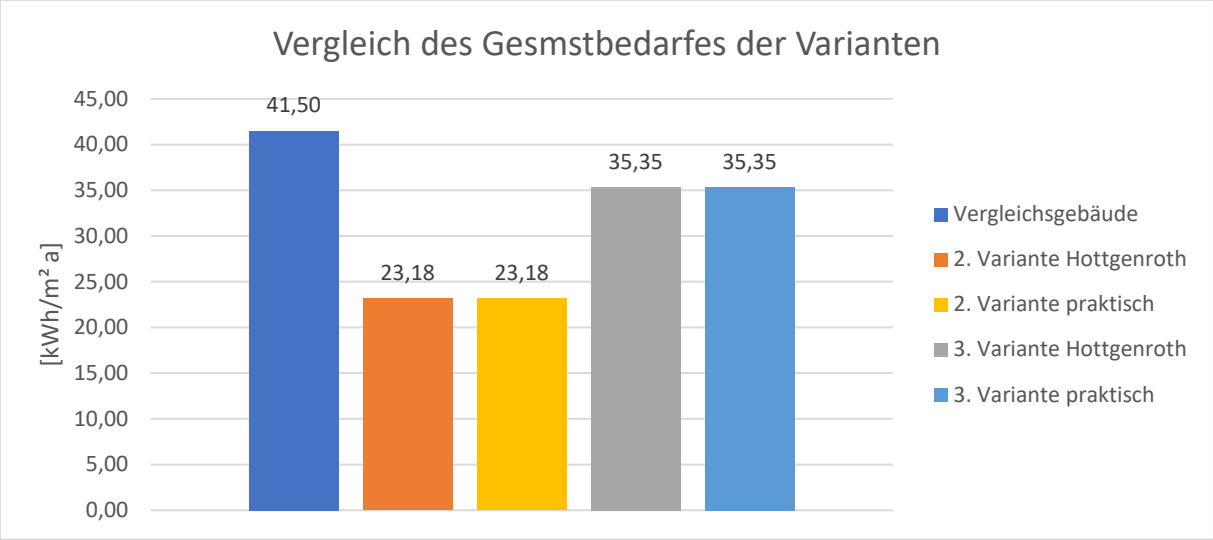


Abbildung 8-7: Gesamtbedarf aller drei Varianten

In der Betrachtung des gesamten Energiebedarfs zeigt die 2. Variante einen geringeren Wert als die 3. Variante. Beim Primärenergiebedarf und den CO_2-Emissionen verhält es sich genauso.

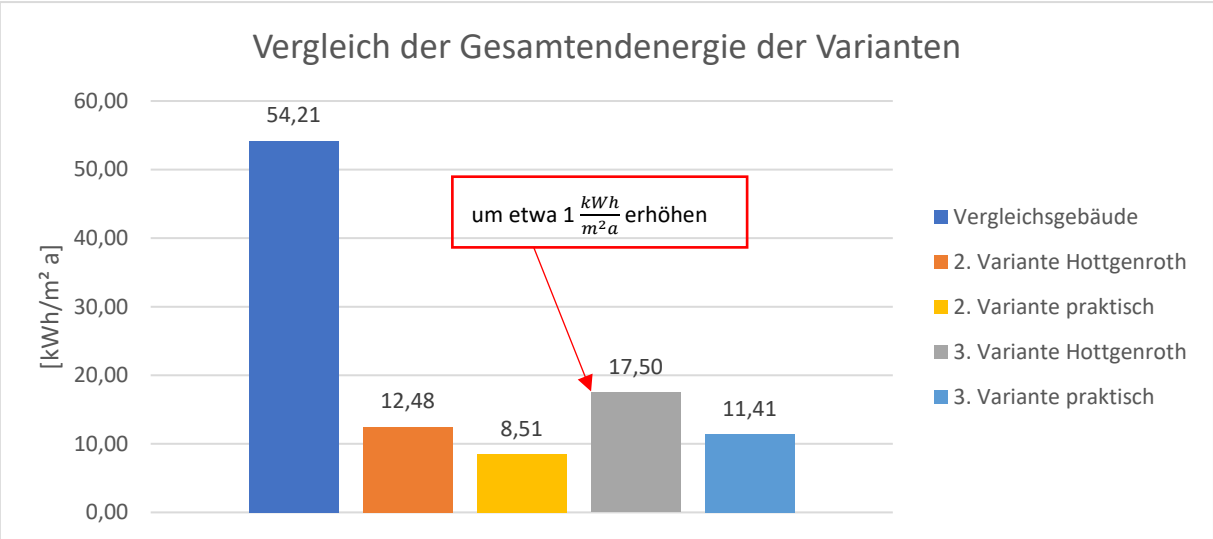


Abbildung 8-8: Gesamtendenergie aller drei Varianten

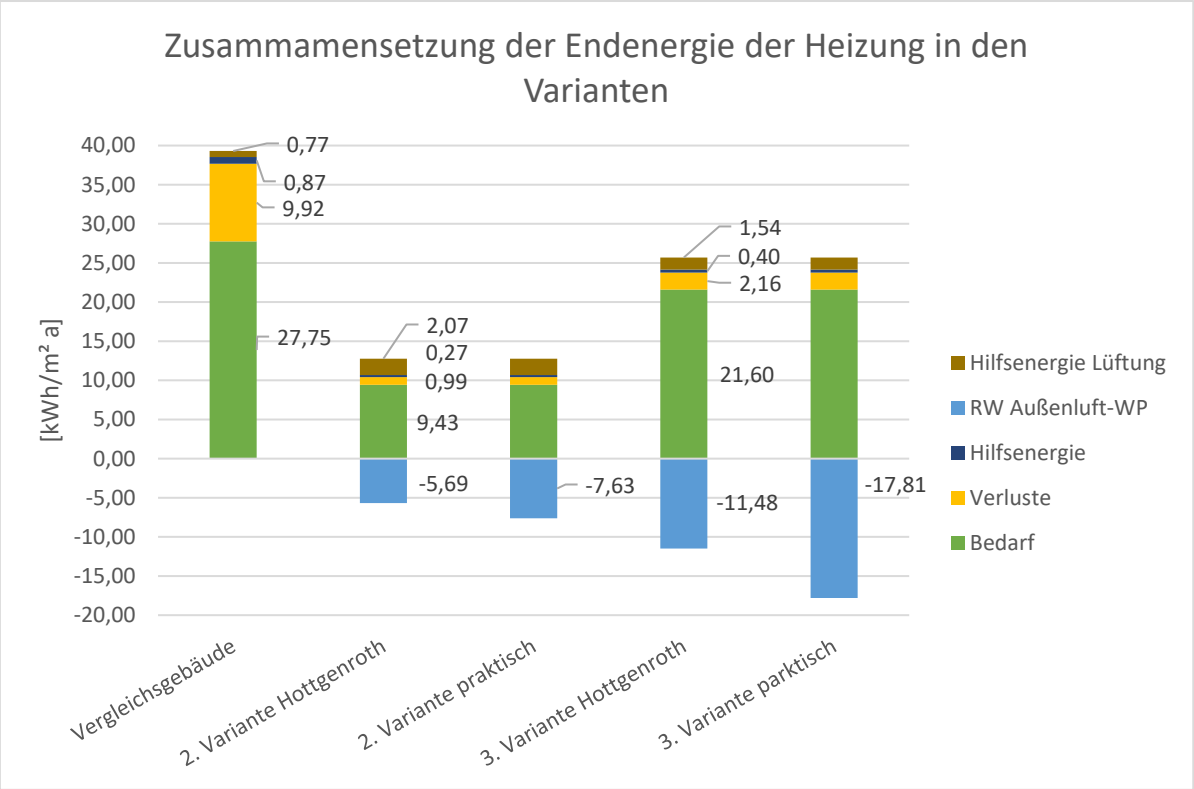


Abbildung 8-9: Zusammensetzung der Heizungsendenergie aller drei Varianten

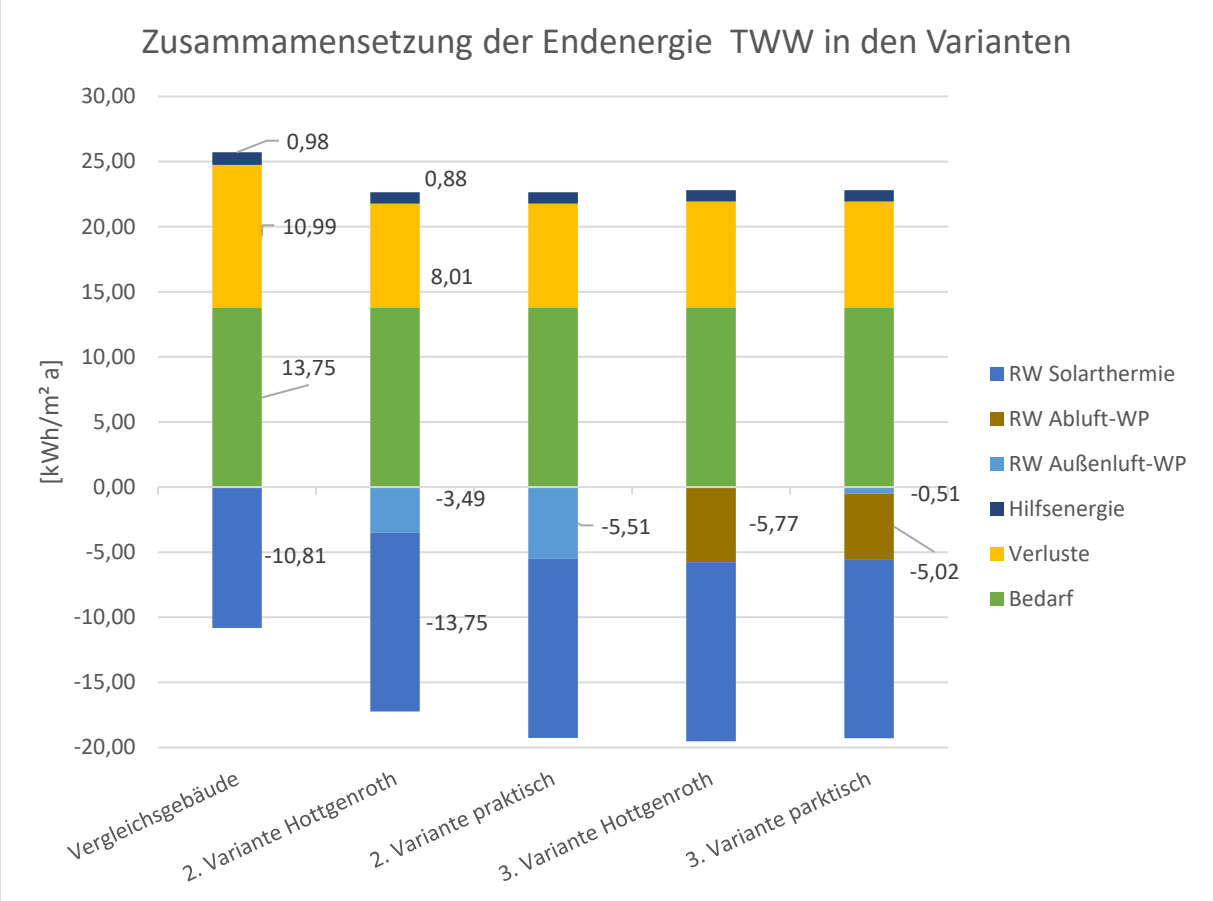


Abbildung 8-10: Zusammensetzung der TWW-Endenergie aller drei Varianten

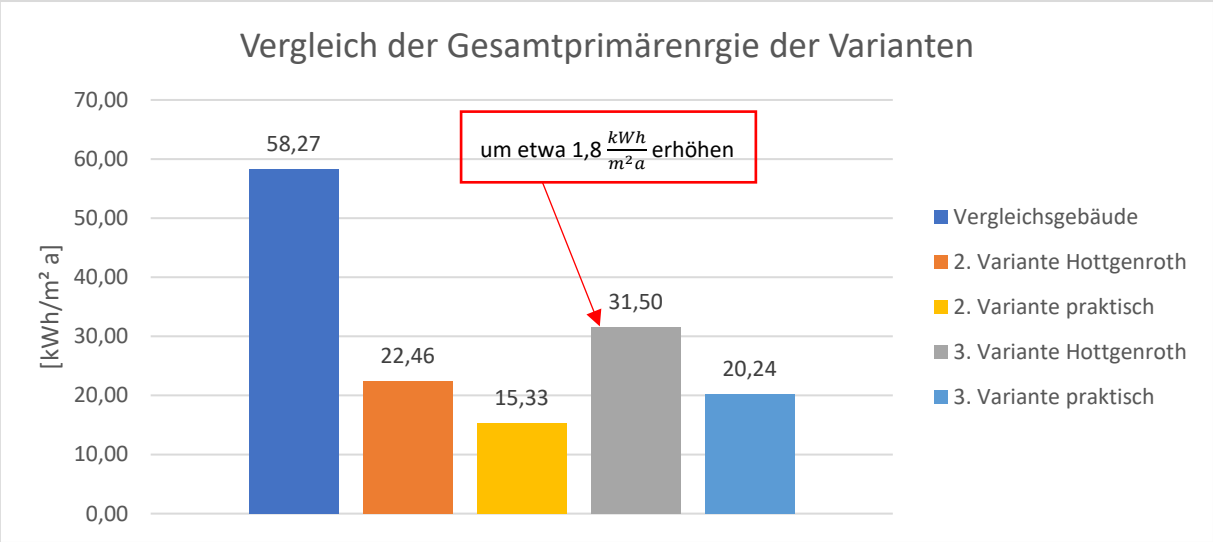


Abbildung 8-11: Gesamtprimärenergie aller drei Varianten

Energieträger	CO_2-Faktoren [g/kWh]
Heizöl	268
Strom	533

Abbildung 8-12: CO_2 - Faktoren der Energieträger

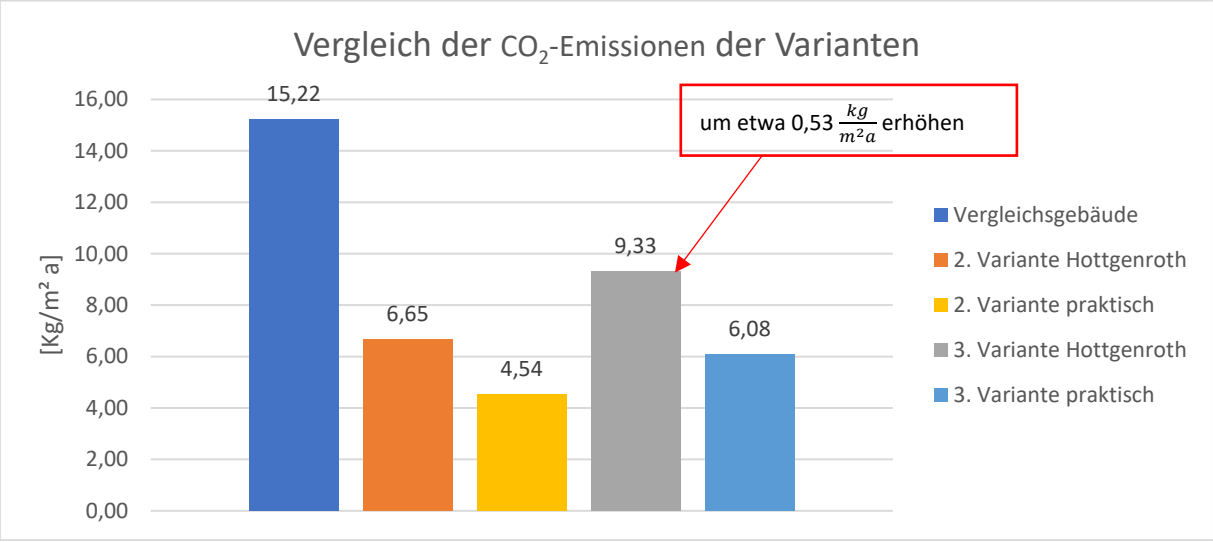


Abbildung 8-13: CO_2 -Emissionen aller drei Varianten

8.5 Kosten der Hauptkomponenten

Die dargestellten Kosten sind nicht exakt, sondern nur annähernd. Laut Diagramm ist die 3. Variante mit dem beschriebenen Versorgungssystem am teuersten. Sie ist 5 % teurer als die 2. Variante. Im Vergleich mit dem Vergleichsgebäude ist sie 66 % teuer. In der 2. Variante werden eine Außenluft-WP und Zu- und Abluft-Kanäle für den Wärmeübertrager ausgelegt, in der 3. Variante eine Außenluft-WP und Abluft-Kanäle für die Abluft-WP. Die Kosten beziehen sich nur auf die Komponenten ohne die Installation und die Wartungskosten. [28, 29, 30, 31, 32, 33]

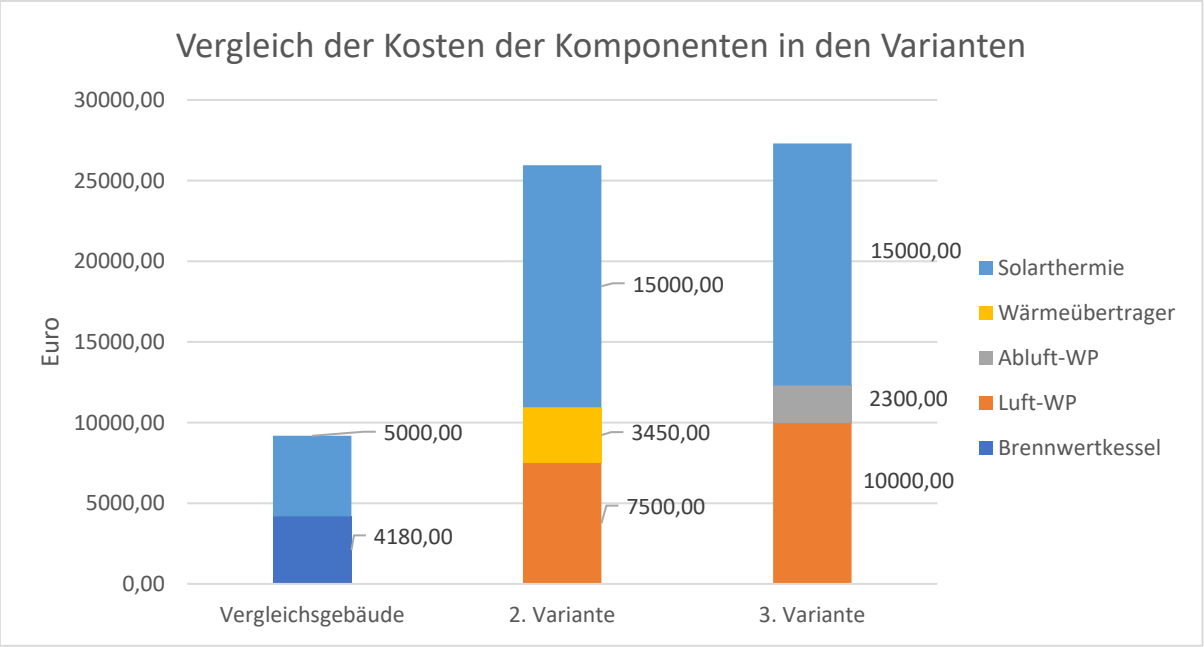


Abbildung 8-14: Kostenkomponenten in den drei Varianten

9. Kritische Stellungnahme und Fazit

In dieser Arbeit werden Annahmen annährungsweise vorgenommen, was Einfluss auf die durchgeführten Berechnungen haben. Um diese Annahmen zu genauen Angaben zu machen, wird eine praktische Untersuchung notwendig, Gemessen wurde die Differenz zwischen Verdampfungstemperatur des Kältemittels und der Wärmequelle beziehungsweise der Kondensierungstemperatur des Kältemittels und der Wärmeabgabe. Auch der isentrope Wirkungsgrad wird nur ungefähr – anhand eines Diagramms (siehe 3.4) – angenommen.

In dieser Arbeit wird 90 % des Trinkwarmwasserbedarfs aus der Abluft-WP und 10 % aus der Außenluft-WP bereitgestellt. Diese Annahme muss noch genauer überprüft werden (siehe 7). Anhand meiner Berechnung wird festgestellt, dass die Leistungsaufnahme des Ventilator (Lüftungsanlage) die Ergebnisse stark beeinflusst. Im Vergleichsgebäude und bei der 3. Variante wird die Leistungsaufnahme nach der DIN 18599 und in der 2. Variante nach den Herstellerangaben ausgelegt. Bei der 2. Variante könnte es sein, dass andere Ventilator-Hersteller eine geringere Leistungsaufnahme der Ventilator liefern können. In diesem Fall wird die 2. Variante deutlich effektiver. In dieser Arbeit wird die Reglungstemperatur nicht mitberücksichtigt. Die Kosten sind nur grob geschätzt und es sind keine gesicherten Angaben.

In der 2. und 3. Variante ist nur Strom der Energieträger. Da mit der Zeit der regenerative Strom-Anteil in Deutschland immer mehr steigt, sinkt nach längerer Zeit der Primärenergie- und der CO_2-Faktor immer mehr ab. Je mehr regenerativer Strom produziert wird, desto mehr reduziert sich der Primärenergie- und CO_2-Faktor. Nach einigen Jahren könnte, es sein, dass die Ergebnisse dieser Arbeit mehr oder weniger von diesen Faktoren abweichen.

9.1 Fazit

Anhand meiner Berechnungen und meiner Auslegungen ist deutlich geworden: Wenn nur die Endergebnisse des Primärenergiebedarfs und der CO_2-Emissionen (Diagramm) des Gebäudes als Gesamtheit betrachtet werden, steht die 2. Variante besser da. Und sie kann noch bessere Ergebnisse zeigen, indem die Aufnahmeleistung der Ventilatoren in der Lüftungsanlage reduziert wird. Mit der Betrachtung der einzelnen Systeme im Detail wird deutlich, dass das TWW-System in der 3. Variante anhand des Diagramms „Endenergiebedarf“ minimal besser ist. Und für die Heizung wird die 2. Variante deutlich bessere Ergebnisse zeigen. Wenn die beiden verbesserten Ergebnisse der einzelnen Systeme betrachtet werden, erweist sich die Abluft-WP kaum besser zur Produktion von Trinkwarmwasser. Im Gegensatz dazu liefert die Lüftungsanlage in der 2. Variante deutlich bessere Ergebnisse bei der Heizung. Deshalb ist die Kombination Abluft- und Außenluft-WP für Mehrfamilienhäuser nicht geeignet. Es könnte sein, dass die Abluft-WP mit einem Brennwertkessel bessere Ergebnisse erzielen würde. Bei Betrachtung der Kosten sinkt der Preis noch weiter, wenn statt der Außenluft-WP in der 3. Variante ein Brennwertkessel ausgelegt wird, mit dieser Auslegung könnte die Abluft-WP noch bessere Ergebnisse erzielen.

VII. Literaturverzeichnis

[1] **(BMWi), Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie.** *Energiekonzept.* 2010.

[2] **(BMWi), Bundesministerium für Wirtschaft und Energie.** *Energieeffizienz in Zahlen.* 2007.

[3] **Juri Horst, Eva Hauser, Barbara Dröschel.** *Reichen die beschlossenen Maßnahmen der Bundesregierung aus, um die Klimaschtzlücke 2020 zu schließen?* 2016.

[4] **Viessman climate of innovation.** *Fachreihe EnEV 2014.*

[5] **Dipl. -Ing. Jörg Martini.** *Energieeffiziente Gebäude Passive Systeme.*

[6] **Ein Service des Bundesministeriums der Justiz und für Verbraucherschutz sowie des Bundesamts für Justiz.** *Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung - EnEV).* 2007.

[7] **Wikipedia.org.** *KfW.*

[8] **Verantwortung, KfW Bank aus.** *Anlage zum Merkblatt Programm Energieeffizient.* 2004.

[9] **Hamburgische Investitions- und Förderbank.** *Neubau von Mietwohnungen 1. Förderweg.*

[10] **DIN-Normenausschuss Bauwesen (NABau), DIN-Normenausschuss Heiz-, Raumlufttechnik sowie deren Sicherheit (NHRS) und DIN-Normenausschuss Lichttechnik (FNL).** *DIN V 18599: Energetische Bewertung von Wohngebäuden - Berechnung des Netz-, Ende- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung.* 2018.

[11] **Paschotta, Dr. Rüdiger.** *Primärenergiefaktor.* 2018 : s.n.

[12] **http://www.heizkoerper-wissen.de/brennwertkessel/.** *Wie funktioniert ein Brennwertkessel und welche Vorteile bietet er?*

[13] **wikipedia.org.** *Brennwertkessel.*

[14] **http://www.energiesparen-im-haushalt.de/energie/bauen-und-modernisieren/hausbau-regenerative-energie/energiebewusst-bauen-wohnen/emission-alternative-heizung/heizen-mit-der-sonne-solar/solarthermie-funktionsweise.html.** *Wie funktioniert Solarthermie?*

[15] **http://www.regenerative-energie24.de/solarthermie/solarthermieanlagen-warmwasser-einfach-und-umweltschonend.** *Solarthermieanlage – Funktionsweise, Nutzen und Vorteile.*

[16] **https://www.wegatech.de/ratgeber/photovoltaik/grundlagen/wie-funktioniert-photovoltaik/.** *Funktionsweise und Aufbau einer Photovoltaikanlage.*

[17] **Prof. Dipl. -Ing. Wolfram Pistohl, Prof. Dr. -Ing. Christian Rechenauer, Prof. Dr. -Ing. Birgit Scheuerer.** *Handbuch der Gebäudetechnik Planungdgrundlagen und Beispiele.* 2016.

[18] **Wagner, Dipl. Ing. Walter.** *Wärmetauscher.* 2005.

[19] **http://www.klingenburg.de/produkte/plattenwaermetauscher/gegenstrom-plattenwaermetauscher/.** *Gegenstrom-Plattenwärmetauscher.*

[20] **Frank Hartmann, Dipl. Ing. Heiko Schwarzburger.** *Systemtechnik für Wärmepumpen.* 2009.

[21] **Jürgen Bonin.** *Handbuch Wärmepumpen.* 2017.

[22] **http://www.thermografie.de/.** *Thermografie für Hausverwaltungen.*

[23] **Normenausschuss Heiz- und Raumlufttechnik (NHRS) im DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Noremausschuss Bauwesen (NAbau) im DIN.** *DIN 4701-10: Energetische Bewertung heiz- und raumlufttechnischer Anlagen.* 2003.

[24] **https://www.bundesgesundheitsministerium.de/fileadmin/Dateien/3_Downloads/T/Trinkwasserverordnung/Stammtext_TrinkwV_und_Legionellen_250418.pdf.** *Trinkwasserverornung und Legionellen.* 2018.

[25] **Benjamin Büttner, Dipl.-Ing. Marcus Freundt, Dipl.-Ing. Wiebke Grethe, Dr.-Ing. Martin Schäfers, Dipl.-Ing. Peter Schmid.** *Kalksandstein Energieeinsparverordnung 2016.* 2016.

[26] **https://www.energieberatung-leppig.de/index.php/gebaeudehuelle/effizienzhaus-40-gebaeudehuelle-ausfuehrung.** *Gebäudehülle - Ausführung.* 2017.

[27] **https://www.fensterhandel.de/infocenter/u-wert-tabelle/.** *U-Wert Tabelle Kunststofffenster.*

[28] **https://www.loebbeshop.de/vitoladens-300-t-40-kw-vitotronic-100?gclid=Cj0KCQjw_r3nBRDxARIsAJljleFuROMeXR5sCeE8IjNuvNY24f2gIp2pGyW1o9quvcdZfpmx1rS0pfsaAqSnEALw_wcB.** *Vitoladens 300-T - 40 kW Vitotronic 100.*

[29] **https://www.solaranlagen-portal.de/thermische-solaranlage/solarkollektor-preis.html.** *Solarthermie: Preise, Kosten und Wirtschaftlichkeit in 2019.* 2019.

[30] **https://www.idealo.de.** *Stiebel Eltron WPL 18 E.*

[31] **https://www.glo24.de/NIBE-KWL-Lueftungsgeraet-GV-HR-120-400-066118.** *NIBE KWL Lüftungsgerät GV-HR 120-400 066118.*

[32] **https://www.idealo.de.** *STIEBEL ELTRON WPL 20 AC.*

[33] **https://www.meinhausshop.de/NIBE-084112-Brauchwasser-Waermepumpe-MT-WH21-026-FS-260-Liter-mit-Solar-WT?campaign=google_shopping.de&spartner=google_shopping.de&utm_source=google_shopping.de&utm_medium=cpc&gclid=Cj0KCQjw_r3nBRDxARIsAJIjleH42sbM-EtaNArN9hk31.** *NIBE 084112 BRAUCHWASSER-WÄRMEPUMPE MT-WH21-026-FS 260 LITER MIT SOLAR-WT.*

VIII. Anhang

A.1 COP Ermittlung

Anhand der Abbildung wird die COP ermittelt. Zuerst wird der Druck nach und vor dem Verdichter nach Temperatur des Kältemittel aus dem Diagramm abgelesen. Der Druck nach dem Verdichter beträgt 20 bar (Abbildung 9-1 Nr. 1) und vor dem Verdichter 4 bar (Abbildung 9-1 Nr. 2).

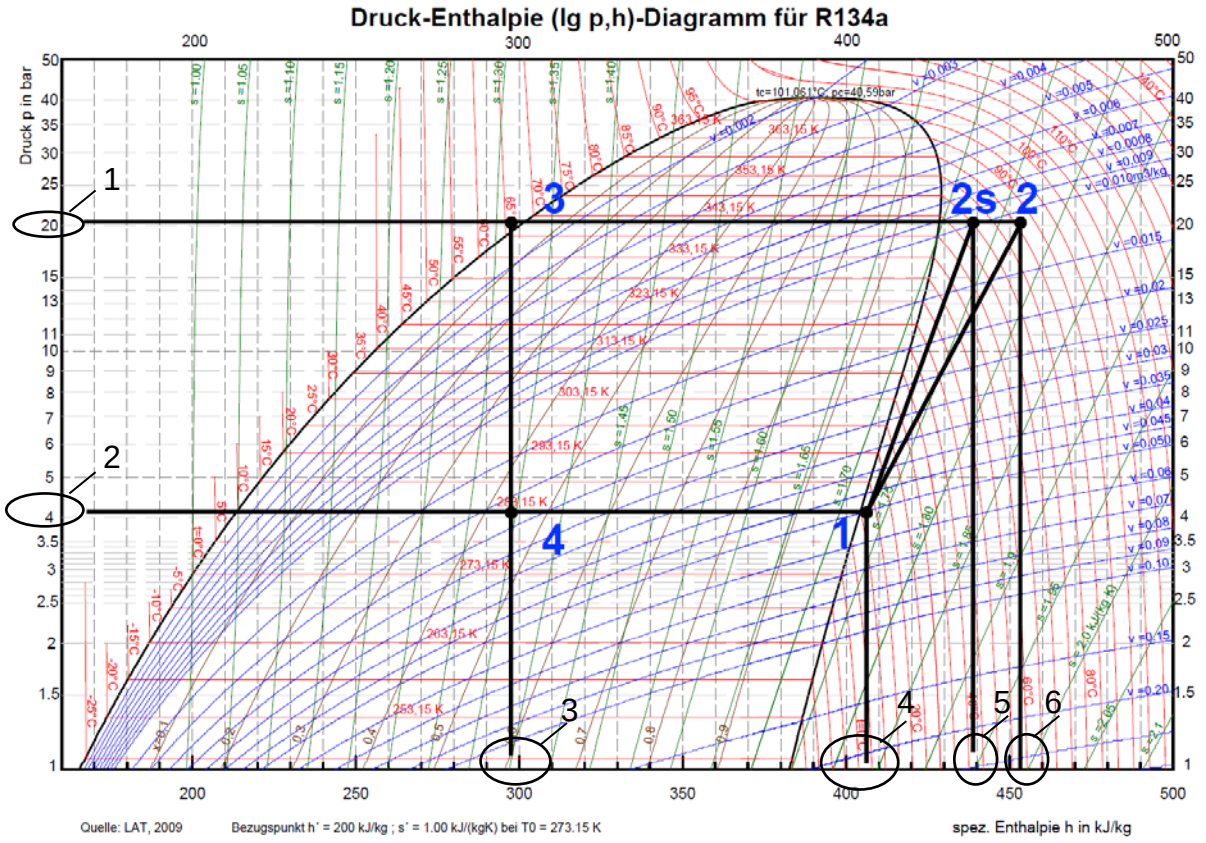


Abbildung 9-1: log p-h Diagramm für r134a

Nach den abgelesenen Drucks wird das Druckverhältnis ermittelt, und aus dem Verhältnis wird der Isentrope Wirkungsgrad abgelesen.

$$p_{Verhältnis} = \frac{p_{nach\ dem\ Verdichter}}{p_{vor\ dem\ Verdichter}} = \frac{20\ bar}{4\ bar} = 5$$

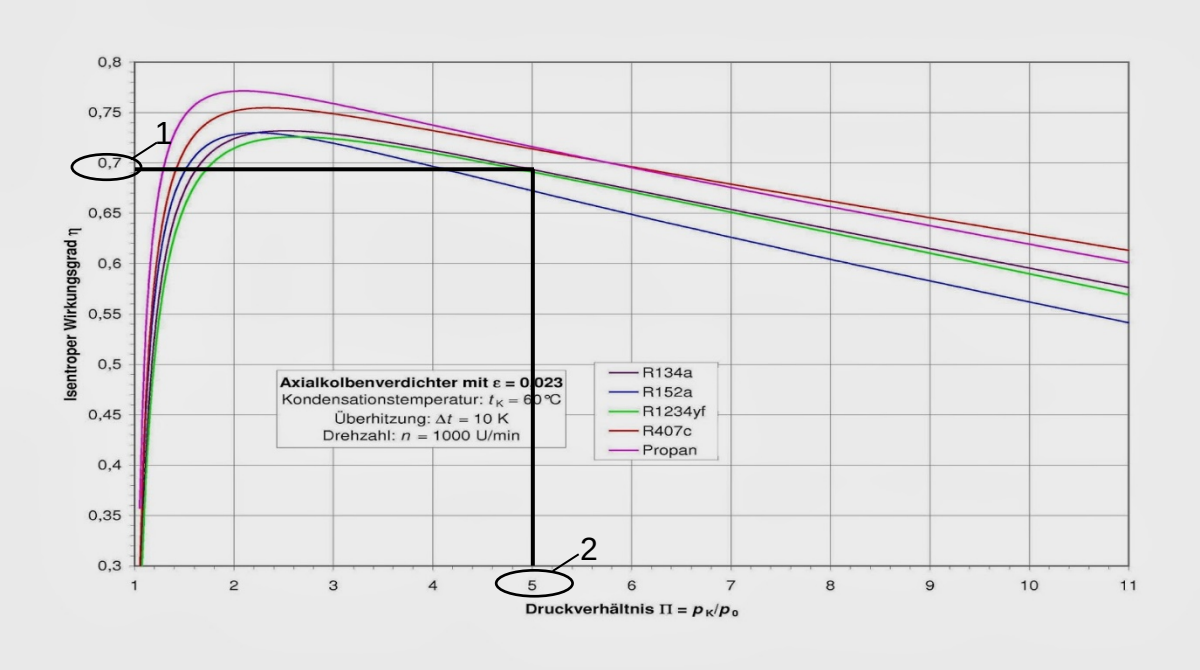


Abbildung 9-2: Isentroper Wirkungsgrad des Verdichters in Abhängigkeit zum Druckverhältnis

Daraus wird für die Abluft-WP unter den genannten Annahmen ein isentroper Wirkungsgrad von $\eta_s = 69{,}5\ \%$ abgelesen. Mit dem isentropen Wirkungsgrad, Enthalpien am Punkt 1 ($h_1 = 406\ \frac{kJ}{kg}$) und Enthalpien am Punkt 2s ($h_{2s} = 439\ \frac{kJ}{kg}$) werden Enthalpien am Punkt 2 (Abbildung 9-1 Nr. 6) wie folgt ermittelt:

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s} + h_1 = \frac{439\ \frac{kJ}{kg} - 406\ \frac{kJ}{kg}}{69{,}5\ \%} + 406\ \frac{kJ}{kg} = 453{,}48\ \frac{kJ}{kg}$$

Damit wird die COP mit abgelesenen Enthalpien (siehe Abb. 9-1) an den (blauen) Punkten 1, 2s und 3 ($h_3 = 297\ \frac{kJ}{kg}$) und mit berechneten Enthalpien am Punkt 2 ermittelt.

$$COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{453{,}48\ \frac{kJ}{kg} - 297\ \frac{kJ}{kg}}{453{,}48\ \frac{kJ}{kg} - 406\ \frac{kJ}{kg}} = 3{,}296$$

Somit werden alle Betriebspunkte auf dem Diagramm (Verlauf) berechnet. (Abbildung 3-6)

A.2 Schichtstoffe und Schichtdicke

Das Dach des Referenzgebäudes wird mit einem Wärmedurchgangskoeffizient (U-Wert) von 0,2 $\frac{W}{m^2 \times K}$ nach der EnEV 2014 angenommen (siehe Hottgenroth Katalog unter Passivhaus – Bauteile Nr. 4):

Stoffnummer	Schichtstoffe	Schichtdicke [cm]
1	Gipskartonplatten (DIN 18180)	1,25
2	Leno	13,5
3	Holzfaserdämmplatten (Unterschiedliche Werten)	14,4
4	Bitumendachbahn (DIN 52128)	0,6
5	Sand, Kies, Splitt trocken (lose Schüttung, abgedeckt)	10,0
Gesamtdicke		39,75

Abbildung 9-3: Schichtstoffe -dicke des Daches

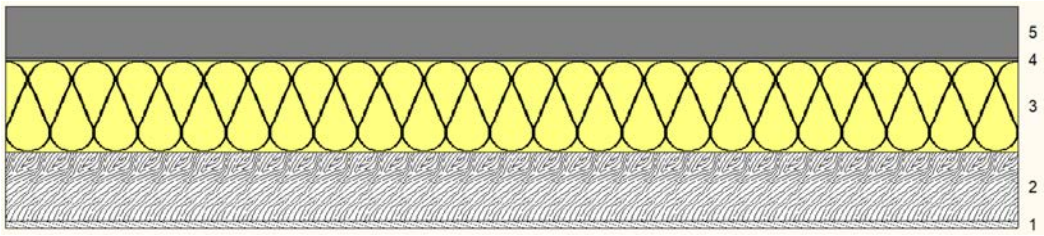


Abbildung 9-4: Schichtstoffen des Daches aus Hottgenroth

Die Außenwand des Referenzgebäudes wird mit einem U-Wert von 0,28 $\frac{W}{m^2 \times K}$ nach der EnEV 2014 angenommen (siehe Hottgenroth Katalog unter Standard – Bauteile Nr. 130):

Stoffnummer	Schichtstoffe	Schichtdicke [cm]
1	Putzmörtel aus Kalkgips, Gips, Anhydrit und Kalkanhydrit	1,5
2	Mauerwerk DIN 106-2 Kalksandstein	17,5
3	Polystyrol (PS)-Partikelschaum Wlf-Gr. 035 (Unterschiedliche Werten)	11,15
4	Kuntstharzputz	1,0
Gesamtdicke		31,15

Abbildung 9-5: Schichtstoffe -dicke der Außenwand

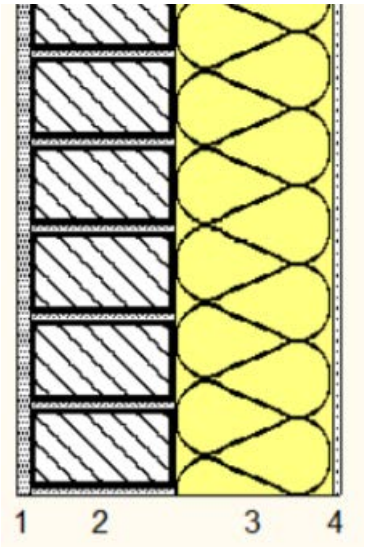


Abbildung 9-6: Schichtstoffen der Außenwand aus Hottgenroth

Die Bodenplatte des Referenzgebäudes wird mit einem U-Wert von 0,35 $\frac{W}{m^2 \times K}$ nach der EnEV 2014 angenommen (siehe Hottgenroth Katalog unter Passivhaus – Bauteile Nr. 481):

Stoffnummer	Schichtstoffe	Schichtdicke [cm]
1	Zement-Estrich	3,5
2	Polyethylenfolie 0,25 mm nach DIN 12524	0,02
3	PUR/PIR-Hartschaum (DIN 13165-WLS 024) (Unterschiedliche Werten)	6,16
4	Bitumendachbahnen DIN 52128	0,05
5	Beton nach EN 12524	10,0
Gesamtdicke		19,73

Abbildung 9-7: Schichtstoffe -dicke der Bodenplatte

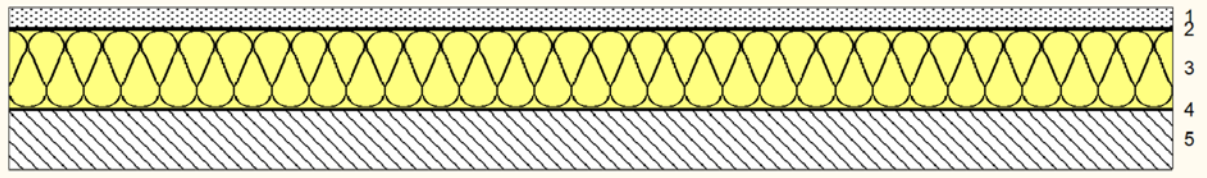


Abbildung 9-8: Schichtstoffen der Bodenplatte aus Hottgenroth

Die Fenster des Referenzgebäudes werden mit Wärmeschutzverglasung mit einem U-Wert von 1,30 $\frac{W}{m^2 \times K}$ wie von der EnEV versehen. Die Dachfenster haben einen U-Wert von 1,40 $\frac{W}{m^2 \times K}$.

A.3 Dimensionierung des Trinkwarmwasserspeicher

Hier wird die Dimensionierung des Trinkwarmwasserspeichers berechnet. Diese Dimensionierung gilt für die 2. und 3. Variante. Zuerst wird der Speicher nach der DIN 4708 wie folgt ermittelt. Die Bedarfskennzahl nach dieser DIN 4708 beträgt $N = 5{,}685\ -$ und die maximale Ladezeit aus der DIN 5 Stunden. Aus dem Bild 3 in der DIN 4708, Teil 1 wird ein Wärmebedarf $Q_{DIN-4708}$ für TWW von 45,5 kWh abgelesen.

Daraus wird das Volumen mit einer $\Delta T = 50\ K$ wie folgt ermittelt:

$$V_{DIN-4708} = \frac{Q_{DIN-4708}}{C_w \times\ \Delta T} = \frac{45{,}5\ \text{kWh}}{1{,}163\ \frac{kWh}{m^3 \times K} \times\ 50\ K} = 782\ L$$

Dann wird eine Ermittlung mit der Erzeugungswärme der TWW nach DIN 18599 durchgeführt, da die DIN 4708 mit einer hohen Zapfstelle rechnet, was in diesem Fall mehr ist, als benötigt wird.

$$V_{DIN-18599} = \frac{Q_{DIN-18599}}{C_w \times\ \Delta T} = \frac{24{,}2\ \text{kWh}}{1{,}163\ \frac{kWh}{m^3 \times K} \times\ 50\ K} = 416\ L$$

Aus den beiden Berechnungen wird ein Mittelwert gezogen:

$$V = \frac{V_{DIN-18599} + V_{DIN-4708}}{2} \approx 600\ L$$

A.4 Praktische Berechnung der 2. Variante (Beispiel im Dez)

In diesem Anhang wird die praktische Berechnung der zweiten Variante dargestellt. Es wird nur die Berechnung für Dezember erläutert. Alle andere Monate werden auf die gleiche Weise berechnet. Die Heizungsklasse der WP wird auch nach der Dezember-Berechnung ausgewählt, da es nach der DIN 18599 der kälteste Monat im Jahr ist (bei 0 °C). (Mit gerundeten Werten gerechnet)

Trinkwarmwasser	**Heizung**

Zuerst wird die Erzeugungswärme Q_{outg} aus der DIN 18599 im Dezember ermittelt

Im Dez.: $Q_{outg} = 753$ kWh	Im Dez.: $Q_{outg} = 1530$ kWh
Pro Tag: $Q_{outg_T1} = \frac{Q_{outg}}{31} = 24{,}29\ kWh$	Pro Tag: $Q_{outg_T2} = \frac{Q_{outg}}{31} = 49{,}35\ kWh$

Um die richtige WP auszuwählen, wird die Q_{outg} bei -12 °C ermittelt.
Dies geschieht annäherungsweise mit der Temperaturdifferenz.

	Bei 0°C beträgt die Temperaturdifferenz im Gebäude (20°C) und draußen $\Delta T_1 = 20\ K$
Für TWW bleibt gleich	Bei -12°C beträgt die Temperaturdifferenz im Gebäude (20°C) und draußen $\Delta T_2 = 32\ K$
	$Q_{outg_K} = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \times Q_{outg_T2} = 78{,}96\ kWh$

Danach wird eine die Betriebsstunde der WP annährungsweise angenommen.
Mit der Betriebsstunde wird die Heizleistung der WP ermittelt (thermisch)

t_1 = 4 h folgt $Q_{therm1} = \frac{Q_{outg_T1}}{t_1} = 6{,}07\ kW$	t_2 = 18 h folgt $Q_{therm2} = \frac{Q_{outg_T2}}{t_2} = 2{,}74\ kW$ folgt $Q_{thermK} = \frac{Q_{outgK}}{t_1} = 4{,}39\ kW$

Die ausgewählte WP muss die maximale thermische Leistung von 6,07 kW schaffen. Es wird eine WP aus Stiebel Eltron mit der Modell-Nr. WPL 18 E ausgewählt. Im Folgenden werden die Daten der jeweiligen Systeme bei 0 und -12 °C dargestellt. Die folgenden Daten sind aus einem Programmtool von Stiebel Eltron entnommen

$COP_{0/60} = 3{,}11$	$COP_{-12/60} = 2{,}78$	$COP_{0/35} = 3{,}64$	$COP_{-12/35} = 2{,}86$
$Q_{0/60} = 11{,}36\ kW$	$Q_{-12/60} = 9{,}38\ kW$	$Q_{0/35} = 10{,}92\ kW$	$Q_{-12/35} = 8{,}41 kW$
$P_{0/60} = 3{,}66\ kW$	$P_{-12/60} = 3{,}38\ kW$	$P_{0/35} = 3\ kW$	$P_{-12/35} = 2{,}94\ kW$

Trinkwarmwasser	Heizung

Mit diesen Angaben wird die tatsächliche Betriebsstunde ermittelt.
Sie wird bei 0 °C ermittelt, da es die DIN 18599 so vorgibt.

Die Solarthermie stellt im Dez. ($Q_{ST} = 48$ kWh) für TWW zur Verfügung. Das heißt, dass die WP nur den Rest schaffen muss.

$$Q_{Rest} = Q_{outg} - Q_{ST} = 705\ kWh$$

Die Betriebsstunde täglich

$$t_{T1} = \frac{Q_{Rest}}{31 \times\ Q_{0/60}} = 2{,}00\ h$$

Für die Heizung haben wir keine anderen Erzeuger. Das heißt, die WP muss 100 % der Q_{outg} liefern.

Die Betriebsstunde täglich

$$t_{T2} = \frac{Q_{outg}}{31 \times\ Q_{0/35}} = 4{,}52\ h$$

Mit diesem Wasservolumen kann die folgende Wärmemenge gespeichert werden:

$$V_{TWW} = 600\ L$$

Temperaturdifferenz im Speicher

$$\Delta T = 60°C - 10°C = 50\ K$$

Daraus folgt:

$$Q_{Speicher1} = C_w \times\ V_{TWW} \times \Delta T = 34{,}89\ kWh$$

Mit diesem Speicher kann die gespeicherte Wärme für 5,75 Stunde reichen

$$t_{S1} = \frac{Q_{Speicher1}}{Q_{therm1}} = 5{,}75\ h$$

$$V_{HE} = 320\ L$$

Temperaturdifferenz im Speicher

$$\Delta T = 35°C - 28°C = 7\ K$$

Daraus folgt:

$$Q_{Speicher2} = C_w \times\ V_{TWW} \times \Delta T = 2{,}61\ kWh$$

Mit diesem Speicher kann die gespeicherte Wärme für 0,95 Stunde reichen

$$t_{S1} = \frac{Q_{Speicher2}}{Q_{therm2}} = 0{,}95\ h$$

Trinkwarmwasser	Heizung

Überprüfung des maximalen Solarertrags mit gespeicherter Wärme im Speicher.
Den maximalen Solarertrag nach DIN 18599 gibt es im August.

Beträgt $Q_{SE} = 800\ kWh$ Pro Tag $Q_{SET} = \frac{Q_{SE}}{31} = 25{,}81\ kWh$ Die gespeicherte Wärmemenge ist größer als der Solarertrag. $Q_{Speicher1} \geq Q_{SET}$	Keine Solarthermie

Die Wärmepumpenzyklus wird wie folgt gerechnet.

Keine Berechnung notwendig	Pro Tag wird so viel Wärme gebraucht. $Q_{outg_T2} = 49{,}35\ kWh$ Im Speicher kann so viel Wärme gespeichert werden. $Q_{Speicher2} = 2{,}61\ kWh$ Die WP schaltet pro Tag 18,91 Mal an und aus. $Zylkus = \frac{Q_{outg_T2}}{Q_{Speicher2}} = 18{,}91$ Die WP braucht 14,34 min Pro Zyklus, um den Speicher zu erwärmen. $t_{T2} = 4{,}52\ h$ $WP_Z = \frac{t_{T2}}{Zylkus} \times 60\ \frac{min}{h} = 14{,}34\ min$

Die Jahresarbeitszahl der WP wird wie folgt gerechnet.

$$Q_{Thermisch_Pro_Jahr} = 8022\ kWh$$

$$P_{Elektr._Pro_Jahr} = 2304\ kWh$$

$$JAZ = \frac{Q_{Thermisch_Pro_Jahr}}{P_{Elektr._Pro_Jahr}} = 3{,}48$$

A.5 Abluft-WP pro Wohneinheit

Die Abluft-WP wird nicht pro Wohnung ausgewählt, da nur eine kleine WP benötigt wird. (circa 50 W thermisch). Im Folgenden wird die Berechnung erläutert.

Der Abluftvolumenstrom aus der DIN 18599:

$$\dot{V}_{Abluft} = \frac{1088\ m^3 \times 0{,}35\ \frac{1}{h} \times h}{3600\ s} = 0{,}106\ \frac{m^3}{s}$$

Pro Wohnung (8 Wohneinheiten im Gebäude) folgt

$$\dot{V}_{Abluft_PWE} = \frac{\dot{V}_{Abluft}}{8} = 0{,}0132\ \frac{m^3}{s}\ \ (47\ \frac{m^3}{h})$$

Danach wird der gesättigte Dampfdruck bei 20 °C aus der Dampftafel entnommen ($p'_d = 0{,}02339\ bar$), und bei einer relativen Feuchtigkeit von φ = 60 % ergibt sich der Dampfdruck:

$$p_d = p'_d \times \varphi = 0{,}999\ bar$$

Der Druck der trocknen Luft:

$$p_l = p - p_d = 0{,}999\ bar$$

Der Wassergehalt wird wie folgt bestimmt:

$$x = 0{,}622 \times \frac{p_d}{p_l} = 0{,}009$$

Aus dem Dampfdruck und Volumenstrom wird der Massenstrom der trockenen Luft berechnet:

$$\dot{m}_{LT} = \frac{p_l \times \dot{V}_{Abluft_PWE}}{R_L \times T_{Abluft}} = \frac{0{,}999\ bar \times 0{,}0132\ \frac{m^3}{s}}{287{,}1\ \frac{J}{kg \times K} \times (273{,}15 + 20°C)} = 0{,}0157\ \frac{kg}{s}$$

Bevor die Wärme aus der Abluft berechnet wird, wird die Enthalpie bei 20 °C und bei 13 °C bestimmt.

Bei 20 °C wird wie folgt gerechnet:

$$h_{q1} = c_{pl} \times T_{Abluft} + x \times \left(c_{pd} \times T_{Abluft} + \Delta h_{v,o}\right)$$

$$= 1{,}004\ \frac{kJ}{kg \times K} \times T_{Abluft} + 0{,}00874 \times \left(1{,}86\ \frac{kJ}{kg \times K} \times T_{Abluft} + 2500\ \frac{kJ}{kg \times K}\right)$$

$$= 41{,}5\ \frac{kJ}{kg}$$

Bei 13 °C wird folgendermaßen gerechnet:

$$h_{q2} = c_{pl} \times T_{Fortluft} + x \times \left(c_{pd} \times T_{Fortluft} + \Delta h_{v,o}\right)$$

$$= 1{,}004\ \frac{kJ}{kg \times K} \times T_{Fortluft} + 0{,}00874 \times \left(1{,}86\ \frac{kJ}{kg \times K} \times T_{Fortluft} + 2500\ \frac{kJ}{kg \times K}\right)$$

$$= 35{,}1\ \frac{kJ}{kg}$$

Die gewonnene Wärme aus der Abluft wird mit Massenstrom und der Enthalpie berechnet:

$$\left|Q_{Abluft}\right| = \dot{m}_{LT} \times \left(h_{q2} - h_{q1}\right) = 0{,}100\ kW$$

Daraus ergibt sich die benötigte thermische Leistung:

$$Q_{thermisch} = \frac{COP \times \left|Q_{Abluft}\right|}{COP - 1} = 0{,}144\ kW$$

$$P_{elek.} = \frac{Q_{thermisch}}{COP} = 43\ W$$

Mit einer elektrischen Leistung von 43 W gibt es keine Abluft-WP im Markt.

A.6 Praktische Berechnung der 3. Variante (Beispiel im Dez)

In diesem Anhang wird die praktische Berechnung der dritten Variante dargestellt. Es wird nur die Berechnung für Dezember erläutert. Alle andere Monaten werden auf die gleiche Weise berechnet. Die Heizungsklasse der WP wird ebenfalls nach der Dezember-Berechnung ausgewählt, da dies nach der DIN 18599 der kälteste Monat im Jahr ist (bei 0 °C). (Es wird mit gerundeten Werten gerechnet).

Am Anfang wird die thermische Heizleistung der Abluft-WP wie folgt ermittelt:

Die Feuchtigkeit wird mit $\varphi = 60$ % angenommen. Die Luftwechselrate der Abluftanlage und das Luftvolumen nach der DIN 18599 beträgt 0,35 $\frac{1}{h}$ und das Luftvolumen 1.088 m³. Diese Berechnung gilt mit Abkühlung der Abluft von 20 °C auf 13 °C.

Daraus folgt der Abluftvolumenstrom:

$$\dot{V}_{Abluft} = \frac{1088\ m^3 \times 0{,}35\ \frac{1}{h} \times h}{3600\ s} = 0{,}106\ \frac{m^3}{s}$$

Danach wird der gesättigte Dampfdruck bei 20 °C aus der Dampftafel entnommen ($p'_d = 0{,}02339\ bar$). Daraus folgt der Dampfdruck:

$$p_d = p'_d \times \varphi = 0{,}999\ bar$$

Der Druck der trockner Luft:

$$p_l = p - p_d = 0{,}999\ bar$$

Der Wassergehalt wird wie folgt bestimmt:

$$x = 0{,}622 \times \frac{p_d}{p_l} = 0{,}009$$

Aus dem Dampfdruck und dem Volumenstrom wird der Massenstrom der trockenen Luft berechnet:

$$\dot{m}_{LT} = \frac{p_l \times \dot{V}_{Abluft}}{R_L \times T_{Abluft}} = \frac{0{,}999\ bar \times 0{,}106\ \frac{m^3}{s}}{287{,}1\ \frac{J}{kg \times K} \times (273{,}15 + 20°C)} = 0{,}126\ \frac{kg}{s}$$

Bevor die Wärme aus der Abluft berechnet wird, erfolgt die Berechnung der Enthalpie bei 20 °C und bei 13 °C.

Bei 20 °C wird so gerechnet

$$h_{q1} = c_{pl} \times T_{Abluft} + x \times \left(c_{pd} \times T_{Abluft} + \Delta h_{v,o}\right)$$

$$= 1{,}004\ \frac{kJ}{kg \times K} \times T_{Abluft} + 0{,}00874 \times \left(1{,}86\ \frac{kJ}{kg \times K} \times T_{Abluft} + 2500\ \frac{kJ}{kg \times K}\right) = 41{,}5\ \frac{kJ}{kg}$$

Bei 13°C ist wie folgt gerechnet

$$h_{q2} = c_{pl} \times T_{Fortluft} + x \times \left(c_{pd} \times T_{Fortluft} + \Delta h_{v,o}\right)$$

$$= 1{,}004\ \frac{kJ}{kg \times K} \times T_{Fortluft} + 0{,}00874 \times \left(1{,}86\ \frac{kJ}{kg \times K} \times T_{Fortluft} + 2500\ \frac{kJ}{kg \times K}\right) = 35{,}1\ \frac{kJ}{kg}$$

Die gewonnene Wärme aus der Abluft wird mit Massenstrom und der Enthalpie berechnet:

$$\left|Q_{Abluft}\right| = \dot{m}_{LT} \times \left(h_{q2} - h_{q1}\right) = 0{,}802\ kW$$

Mit einer COP von 3,296 kann die Abluft-WP $Q_{Abluf_themrisch} = 1{,}152$ kW schaffen und die elektrische Leistung beträgt 0,349 kW.

Trinkwarmwasser	**Heizung**
Zuerst wird die Erzeugungswärme Q_{outg} aus der DIN 18599 im Dezember ermittelt	
Im Dez.: $Q_{outg} = 753$ kWh	Im Dez.: $Q_{outg} = 2928$ kWh
Pro Tag: $Q_{outg_T2} = \frac{Q_{outg}}{31} = 24{,}29\ kWh$	Pro Tag: $Q_{outg_T2} = \frac{Q_{outg}}{31} = 94{,}45\ kWh$
Um die richtige WP auszuwählen, wird die Q_{outg} bei -12 °C ermittelt. Dies geschieht annäherungsweise mit der Temperaturdifferenz.	
	Bei 0°C beträgt Temperaturdifferenz im Gebäude (20°C) und draußen $\Delta T_1 = 20\ K$
Für TWW bleibt gleich	Bei -12°C beträgt ist Temperaturdifferenz im Gebäude (20°C) und draußen $\Delta T_2 = 32\ K$
	$Q_{outg_K} = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \times Q_{outg_T2} = 151{,}12\ kWh$
Danach wird eine Betriebsstunde der WP annährungsweise angenommen. Mit der Betriebsstunde wird die Heizleistung der WP ermittelt (thermisch).	
Bei TWW wird ein Betrieb von 20 Stunden angenommen, um die Abluft-WP möglichst lange laufen zu lassen. Die Abluft-WP muss 90 % des Bedarfs zur Verfügung stellen und die Außenluft-WP 10 %. t_1 = 20 h	t_2 = 18 h
folgt $Q_{therm1} = \frac{Q_{outg_T1}}{t_1} = 1{,}22\ kW$	folgt $Q_{therm2} = \frac{Q_{outg_T2}}{t_2} = 5{,}25\ kW$
	folgt $Q_{thermK} = \frac{Q_{outgK}}{t_1} = 8{,}40\ kW$

Trinkwarmwasser	Heizung

Die ausgewählte WP muss die maximale thermische Leistung von 8 kW schaffen. Es wird eine WP aus Stiebel Eltron mit der Modell-Nr. WPL 20 AC ausgesucht. Im Folgenden werden die Daten des jeweiligen Systems bei 0 °C und -12 °C dargestellt. Die Daten sind aus einem Programmtool von Stiebel Eltron entnommen.

$COP_{0/60} = 2{,}58$	$COP_{-12/60} = 2{,}17$	$COP_{0/35} = 3{,}85$	$COP_{-12/35} = 3{,}12$
$Q_{0/60} = 11{,}92\ kW$	$Q_{-12/60} = 10{,}15\ kW$	$Q_{0/35} = 10{,}71\ kW$	$Q_{-12/35} = 9{,}13 kW$
$P_{0/60} = 4{,}62\ kW$	$P_{-12/60} = 4{,}67\ kW$	$P_{0/35} = 2{,}78\ kW$	$P_{-12/35} = 2{,}92\ kW$

Mit diesen Angaben wird die tatsächliche Betriebsstunde ermittelt.
Sie wird bei 0 °C ermittelt, da die DIN 18599 es so vorgibt.

Die Solarthermie stellt im Dez. ($Q_{ST} = 48$ kWh) für TWW bereit. Das heißt, die WP muss nur den Rest schaffen.

$$Q_{Rest} = Q_{outg} - Q_{ST} = 705\ kWh$$

Die Betriebsstunde täglich für Abluft (90 %)

$$t_{T1} = \frac{Q_{Rest} \times 0{,}9}{31 \times\ Q_{Abluf_themrisch}} = 17{,}77\ h$$

Die Betriebsstunde täglich für Außenluft (10 %)

$$t_{T1} = \frac{Q_{Rest} \times 0{,}1}{31 \times\ Q_{0/60}} = 0{,}19\ h$$

Für die Heizung haben wir keinen anderen Erzeuger. Die WP muss also zu 100 % die Q_{outg} erzeugen.

Die Betriebsstunde täglich

$$t_{T2} = \frac{Q_{outg}}{31 \times\ Q_{0/35}} = 8{,}82\ h$$

Mit diesem Wasservolumen kann die folgende Wärmemenge gespeichert werden:

$$V_{TWW} = 600\ L$$

Temperaturdifferenz im Speicher
$\Delta T = 60°C - 10°C = 50\ K$

Daraus folgt
$Q_{Speicher1} = C_w \times\ V_{TWW} \times \Delta T = 34{,}89\ kWh$

Die Erzeugungswärme täglich im Dez wird durch 4 Stunde geteilt, um Leistung annäherungsweise zu bestimmen.
t_{1*} = 4 h

$$Q_{therm1*} = \frac{Q_{outg}}{t_{1*}} = 6{,}07\ kW$$

Mit diesem Speicher kann die gespeicherte Wärme für 5,75 Stunde reichen

$$t_{S1} = \frac{Q_{Speicher1}}{Q_{therm1*}} = 5{,}75\ h$$

$$V_{HE} = 320\ L$$

Temperaturdifferenz im Speicher
$\Delta T = 35°C - 28°C = 7\ K$

Daraus folgt
$Q_{Speicher2} = C_w \times\ V_{TWW} \times \Delta T = 2{,}61\ kWh$

Mit diesem Speicher kann die gespeicherte Wärme für 0,5 Sunde reichen

$$t_{S1} = \frac{Q_{Speicher2}}{Q_{therm2}} = 0{,}50\ h$$

Trinkwarmwasser	Heizung

Überprüfung des maximalen Solarertrags mit gespeicherter Wärme im Speicher.
Den maximalen Solarertrag nach DIN 18599 gibt es im August.

Beträgt $Q_{SE} = 800\ kWh$ Pro Tag $Q_{SET} = \frac{Q_{SE}}{31} = 25{,}81\ kWh$ Die gespeicherte Wärmemenge ist größer als der Solarertrag. $Q_{Speicher1} \geq Q_{SET}$	Keine Solarthermie

Die Wärmepumpenzyklus wird wie folgt gerechnet.

Keine Berechnung notwendig	Pro Tag wird so viel Wärme gebraucht: $Q_{outg_T2} = 94{,}45\ kWh$ Im Speicher kann so viel Wärme gespeichert: $Q_{Speicher2} = 2{,}61\ kWh$ Die WP geht pro Tag 36,19 Mal an und aus. $Zylkus = \frac{Q_{outg_T2}}{Q_{Speicher2}} = 36{,}19$ Die WP braucht 14,62 Min pro Zyklus, um den Speicher zu erwärmen. $t_{T2} = 8{,}82\ h$ $WP_Z = \frac{t_{T2}}{Zylkus} \times 60\ \frac{min}{h} = 14{,}62\ min$

Die Jahresarbeitszahl der WP wird wie folgt gerechnet.

Für die Außenluft-WP:	Für die Abluft-WP:
$Q_{Thermisch_Pro_Jahr} = 10693\ kWh$	$Q_{Thermisch_Pro_Jahr} = 3139\ kWh$
$P_{Elektr._Pro_Jahr} = 2720\ kWh$ $953\ kWh$	$P_{Elektr._Pro_Jahr} =$
$JAZ = \frac{Q_{Thermisch_Pro_Jahr}}{P_{Elekt._Pro_Jahr}} = 3{,}93$	$JAZ = \frac{Q_{Thermisch_Pro_Jahr}}{P_{Elekt._Pro_Jahr}} = 3{,}30$

A.7 Datenblatt der Herstellen

STIEBEL ELTRON
Technik zum Wohlfühlen

PRODUKTDATENBLATT

Typ			
Typ	WPL 13 E	WPL 18 E	WPL 23 E
Bestell-Nr.	227756	227757	227758
Wärmeleistung bei A-7/W35 (EN 14511)	6,77 kW	9,72 kW	13,21 kW
Wärmeleistung bei A2/W35 (EN 14511)	8,09 kW	11,30 kW	15,73 kW
Leistungszahl bei A-7/W35 (EN 14511)	3,20	3,27	3,14
Leistungszahl bei A2/W35 (EN 14511)	3,76	3,73	3,62

Technische Daten			
Energieeffizienzklasse Wärmepumpe W35	A++	A++	A+
Energieeffizienzklasse Wärmepumpe W55	A+	A+	A+
Energieeffizienzklasse Verbundanlage (Wärmepumpe + Regler) W35	A++	A++	A++
Energieeffizienzklasse Verbundanlage (Wärmepumpe + Regler) W55	A+	A+	A+
Schallleistungspegel Außenaufstellung (EN 12102)	62 dB(A)	65 dB(A)	65 dB(A)
Schalldruckpegel in 5 m Abstand im Freifeld	39 dB(A)	39 dB(A)	39 dB(A)
Schallleistungspegel Innenaufstellung (EN 12102)	56 dB(A)	57 dB(A)	58 dB(A)
Nennspannung Verdichter	400 V	400 V	400 V
Nennspannung Not-/Zusatzheizung	400 V	400 V	400 V
Nennspannung Steuerung	230 V	230 V	230 V
Höhe	1116 mm	1116 mm	1116 mm
Breite	784 mm	784 mm	784 mm
Tiefe	1182 mm	1182 mm	1182 mm
Gewicht	205 kg	212 kg	211 kg

STIEBEL ELTRON
Technik zum Wohlfühlen

Technisches Datenblatt

Typ	WPL 20 A	WPL 25 A	WPL 20 AC
Bestell-Nr.	236640	236644	236641
Wärmeleistung bei A2/W35 (EN 14511)	8,33 kW	8,33 kW	8,33 kW
Wärmeleistung bei A-7/W35 (EN 14511)	9,54 kW	12,86 kW	9,54 kW
Leistungszahl bei A2/W35 (EN 14511)	4,14	4,14	4,14
Leistungszahl bei A-7/W35 (EN 14511)	3,26	2,93	3,26
Technische Daten			
Energieeffizienzklasse Wärmepumpe W35	A++	A++	A++
Energieeffizienzklasse Wärmepumpe W55	A++	A++	A++
Energieeffizienzklasse Verbundanlage (Wärmepumpe + Regler) W35	A++	A+++	A+++
Energieeffizienzklasse Verbundanlage (Wärmepumpe + Regler) W55	A++	A++	A++
SCOP (EN 14825)	4,70	4,63	4,87
Kühlleistung bei A35/W7 max.			11,49 kW
Kühlleistungszahl bei A35/W7 max.			2,53
Kühlleistung bei A35/W7 Teillast			4,80 kW
Kühlleistungszahl bei A35/W7 Teillast			2,84
Schallleistungspegel (EN 12102)	54 dB(A)	54 dB(A)	54 dB(A)
Schalldruckpegel in 5 m Abstand im Freifeld	32 dB(A)	32 dB(A)	32 dB(A)
Nennspannung Verdichter	400 V	400 V	400 V
Nennspannung Not-/Zusatzheizung	400 V	400 V	400 V
Einsatzgrenze heizungsseitig max.	65 °C	65 °C	65 °C
Höhe	1045 mm	1045 mm	1045 mm
Breite	1490 mm	1490 mm	1490 mm
Tiefe	593 mm	593 mm	593 mm

Technische Daten NIBE MT-WH21

MT-WH		*21-019-F*	*21-026-F*	*21-019-FS*	*21-026-FS*
Effizienzklasse Warmwasserbereitung/Zapfprofil		A^+/L	A^+/XL	A^+/L	A^+/XL
Heizleistung P[th] bei 15 °C Ablufttemperatur sowie Wasser 15-45 °C	kW	1,7	1,7	1,7	1,7
COP bei Lufttemp. 20 °C und Wassertemp. 10 – 52,9 °C		4,13	4,20	4,13	4,20
COP (EN16147) bei Lufttemp. 7 °C und Wassertemp. 10 – 52,9 °C		3,57	3,3	3,57	3,3
Elektrischer Anschluss (steckerfertig)	V	230	230	230	230
Elektrischer Anschluss Absicherung	A	10	10	10	10
CO_2-Äquivalent	t	1,7	1,8	1,7	1,8
Volumen Brauchwasserspeicher	l	190	260	190	260
Volumen Rohrwendel Solarwärmetauscher	l	–	–	4	5,2
Schüttleistung bei 50 °C Puffertemperatur	l	250	350	250	350
Integrierte Heizpatrone	W	1500	1500	1500	1500
Min.-/Max.- Volumenstrom (freiblasend)	m³/h	70–350	70–350	70–350	70–350
Höhe	mm	1620	1920	1620	1920
Durchmesser	mm	603	603	603	603
Gewicht (trocken/nass)	kg	94/284	100/350	94/284	100/350

Technische Daten NIBE GV-HR 120-400

NIBE GV-HR 120-400		
Regelung		Regelgerät zur Wandmontage (Aufputz) (im Lieferumfang enthalten)
Montageart		wandhängend
Effizienzklasse		A
Wärmebereitstellungsgrad nach DiBt, bis zu	%	90,7 %
Spezifische elektrische Leistungsaufnahme	Wh/m³	0,27
Volumenstrom max. bei 150 Pa.	m³/h	394
Betriebsvolumenstrom empfohlen	m³/h	70–380
Versorgungsspannung		230 V – 50 Hz
Sicherung	A	10
Leistungsaufnahme Ventilator, max.	W	2x 170
Schutzart		IP21
Material Wärmetauscher		Neopren/EPS
Zuluftfilter/Abluftfilter		F7/G4
Schallleistungspegel L_w bei 130/200 m³/h	dB(A)	49/55
Lüftungsanschluss	mm	4x Ø160
Anschluss, Kondenswasserablauf	mm	Ø32
Länge, Stromversorgungskabel	m	2,4
Länge Steuerkabel	m	2,0
Höhe (inkl. Luftrohranschlüssen)/Breite/Tiefe	mm	900 (944)/600/612
Gewicht	kg	40

Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen."

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.
Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Batterjee

Vorname: Ibrahim

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Optimierte Auslegung der Heizungs- und Lüftungssysteme eines Mehrfamilienhauses unter Einsatz von Wärmerückgewinnung zur Erfüllung der IFB Effizienzhaus 40

ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der Bachelorarbeit ist erfolgt durch:

Hamburg	04.07.2019	
Ort	Datum	Unterschrift im Original