

Schlussbericht 12. Januar 2015

# **Systemsimulation Effizienz der Brauchwarmwassererwärmung mit Wärmepumpen Vergleichsstudie**

**Auftraggeber**

Bundesamt für Energie BFE  
3003 Bern  
[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

**Auftragnehmer**

NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs  
Werdenbergstrasse 4  
9471 Buchs  
[www.ntb.ch/ies](http://www.ntb.ch/ies)

**Autoren**

Markus Markstaler, NTB, [markus.markstaler@ntb.ch](mailto:markus.markstaler@ntb.ch)  
Stefan Bertsch, NTB, [stefan.bertsch@ntb.ch](mailto:stefan.bertsch@ntb.ch)

12.1.2015

**BFE-Vertrags- und Projektnummer: SI/401430-01**

Diese Studie wurde im Auftrag von EnergieSchweiz erstellt. Für den Inhalt sind alleine die Autoren verantwortlich.

**EnergieSchweiz**

Bundesamt für Energie BFE; Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen; Postadresse: 3003 Bern  
Tel. 058 462 56 11, Fax 058 463 25 00; [contact@bfe.admin.ch](mailto:contact@bfe.admin.ch); [www.energie-schweiz.ch](http://www.energie-schweiz.ch)

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Ausgangslage und Motivation</b> .....	<b>4</b>
<b>2</b>	<b>Zusammenfassung</b> .....	<b>4</b>
<b>3</b>	<b>Vorgehen</b> .....	<b>7</b>
3.1	BWW-WP .....	7
3.2	LWWP .....	8
3.3	Elektroboiler .....	8
3.4	Modell und Parameter .....	8
3.4.1.	Schichtung .....	9
3.5	EN16147 Zyklus .....	10
3.6	Jahressimulation .....	10
<b>4</b>	<b>Ergebnisse</b> .....	<b>11</b>
<b>5</b>	<b>Anhang</b> .....	<b>13</b>
5.1	Wärmepumpe.....	13
5.2	Schicht-Speichermodell .....	16
5.2.1.	Wärmeverlust an die Umgebung .....	18
5.2.2.	Interne Wärmeleitung (Konduktion) zwischen den Schichten .....	18
5.2.3.	Interner Fluss .....	20
5.2.4.	Interne Schichtung (Konvektion).....	20
5.2.5.	Glatrohrwärmetauscher.....	21
5.2.6.	Direkt-Kondensator .....	22
<b>6</b>	<b>Literatur</b> .....	<b>24</b>

# 1 Ausgangslage und Motivation

Wärmepumpenboiler, bzw. Brauchwarmwasser-Wärmepumpen (BWW-WP) zeigen eine zunehmende Verbreitung zur Erzeugung von Brauchwarmwasser und eignen sich besonders als Ersatzsystem für ohmsche Heizsysteme zur Brauchwarmwassererzeugung. Zur Beurteilung von BWW-WP existiert ein standardisierter Test, die Norm EN16147. Bei diesem Test wird die BWW-WP über ein definiertes 24h-Zapfprofil betrieben und die Effizienz ermittelt. Zentrale Grösse für den Vergleich ist der COP (Coefficient of Performance).

Je nach Grösse des Speichers der BWW-WP werden unterschiedliche Zapfprofile von XL bis S definiert, welche einem Verbrauch von 364 bis 40 Liter pro Tag<sup>1</sup> entsprechen. Sehr oft verwenden die Systeme Speicher mit mehr als 250 l wodurch laut Gütesiegel Reglement [FWS2013] das Profil XL angewendet wird.

Erkenntnisse aus dem Feld zeigen, dass die Jahresarbeitszahl (JAZ) deutlich unter dem COP liegt welcher für die Systeme angegeben wird. Durch eine Simulation sollen Gründe für diese Abweichung ermittelt werden.

Als zweites stellt sich die Frage nach der optimalen Effizienz bei der Brauchwarmwassererzeugung im Sanierungsfall. Nach der MuKE sollen Widerstandsheizungen durch energiesparende Varianten ersetzt werden. Eine einfache Lösung hierfür ist der Einsatz einer BWW-WP. Wird nun zu einem späteren Zeitpunkt das Heizsystem, saniert, d.h. ersetzt, so stellt sich die Frage, ob eine Luftwasser Wärmepumpe (LWWP) für Heizung und Brauchwarmwasser eine effizientere Lösung darstellt als eine BWW-WP und eine separate LWWP für die Raumwärme. In diesem Falle müsste die relativ neue BWW-WP ausgetauscht werden, falls die Effizienz ähnlich ausfällt, kann die BWW-WP bestehen bleiben.

## 2 Zusammenfassung

Es wurden drei Systeme definiert, welche durch eine Simulation zueinander verglichen werden. Die Systeme sind:

- Brauchwarmwasser-Wärmepumpe (BWW-WP) mit 1.5 kW thermischer Leistung, 285 Liter Speichervolumen und Speicherladung direkt über einen innenliegenden Direkt-Kondensator.
- Luftwasser Wärmepumpe (LWWP) mit 8 kW thermischer Leistung, 285 Liter Speichervolumen mit Speicherladepumpe und innenliegendem Glatrohrwärmetauscher.
- Elektroboiler mit 285 Liter Speichervolumen und Elektroerwärmung mit 3810 W elektrischer Leistung.

Die Wärmepumpe wurde über den Kältemittelkreislauf und Verdichter modelliert. Die Daten hierfür wurden über das Verdichterdatenblatt einer typischen Wärmepumpe ermittelt. Die Parametrierung der drei Modelle erfolgte anhand konkreter Produkte. Die Simulationsergebnisse wurden mit Messergebnissen vom Wärmepumpen-Testzentrum (WPZ) überprüft.

Eine Jahressimulation wurde durchgeführt, um die Jahresarbeitszahl (JAZ), in Abhängigkeit unterschiedlicher Zapfmengen, zu ermitteln. Hierfür wurden entsprechende Jahreszapfprofile verwendet. Die Simulation zeigt, dass die **JAZ bei geringen Zapfmengen stark abnimmt**. Bei kleinen Zapfmengen, wie beispielsweise 40 Liter pro Tag, werden durch die Effizienz vom Wärmepumpensystem absolut gesehen kleine Energiemengen benötigt. Jedoch werden die Stand-By-Verluste auf eine geringe Menge Brauchwarmwasser umgelegt, welches somit zu einer schlechten JAZ führt.

---

<sup>1</sup> Gilt für die Annahme bei Erwärmung von Wasser um 45 Kelvin.

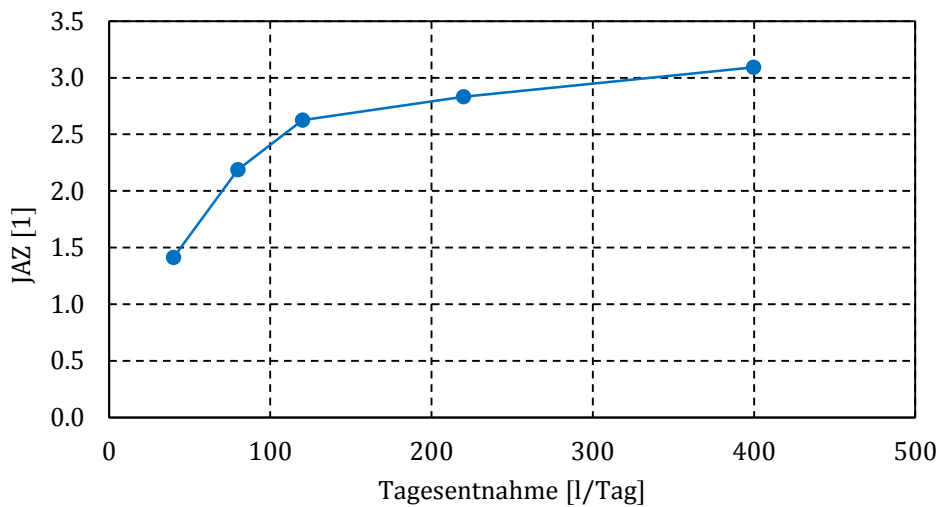


Abbildung 1: Jahresarbeitszahl (JAZ) einer BWW-WP mit 285 l in Abhängigkeit der Entnahmemenge

Es zeigt sich, dass die Standby-Leistung bei geringem Warmwasserbezug massgeblich die JAZ beeinflusst. Unter Standby-Leistung wird die gesamte aufgenommene Leistung verstanden, welche notwendig ist, den Speicher auf Solltemperatur zu halten. Die Standby-Leistung setzt sich aus Speicherverlusten, Wärmeverlusten der Wärmepumpe, Kontaktstellen zum Speicher und der Stromaufnahme für die Steuerung zusammen.

In der Simulation wurde ebenfalls die Schichtung berücksichtigt. Es zeigt sich das **die Qualität der Schichtung bei zunehmenden Entnahmemengen abnimmt**, was sich negativ auf die Effizienz (JAZ, COP) auswirkt.

Der Vergleich der BWW-WP mit 1.5 kW thermischer Leistung gegenüber der Luftwasser Wärmepumpe mit einer thermischen Leistung von 8 kW, ergibt eine etwas **höhere JAZ für die BWW-WP als für die LWWP**. Die Gründe hierfür liegen:

- zu zwei Drittel in der geringeren thermischen Leistung der BWW-WP, welches zu einer höheren Effizienz führt. Grund sind niedrigere Kondensationstemperaturen der Wärmepumpe, da der Temperaturanstieg bei der eintragenden Schicht im Speicher geringer ist. Hinzu kommen noch kleinere Temperaturabstände bei den Wärmeübergängen. Die schlechtere Effizienz von kleinen Verdichtern im Vergleich zu jenen in der LWWP ist nicht ausschlaggebend.
- zu einem Drittel kommt die geringere Effizienz bei der LWWP durch den internen Wärmepumpen-Wärmetauscher (WP-WT) zwischen Kältemittelkreislauf und Ladekreislauf.

Ein Vergleich zum Elektroboiler zeigt, dass auch hier die JAZ mit sinkender Zapfmenge abnimmt und deutlich kleiner 1 ist. Somit ist auch bei niederen JAZ von WP-Systemen immer noch eine **deutlich höhere Effizienz gegenüber von Elektroboilern** erkennbar. Bei einer Tagesentnahme von 380 l/Tag liegt der Effizienzunterschied zwischen der BWW-WP und dem Elektroboiler bei 300 %. Bei einer Tagesentnahme von 38 l/Tag bei 270 %.

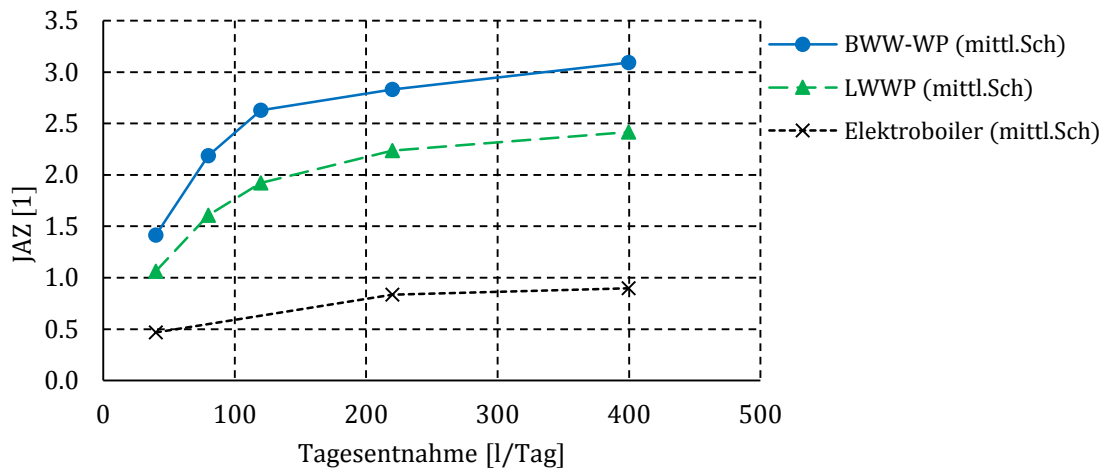


Abbildung 2: JAZ in Abhängigkeit von der Entnahmemenge für BWW-WP, LWWP und Elektroboiler

Neben der Jahressimulation wurde auch der EN16147:2011 – Zyklus simuliert und der COP der drei Systeme bei unterschiedlichen Entnahmeprofile ermittelt. Dies wurde vor allem zur Überprüfung des Simulationsmodells durchgeführt. Es zeigt sich das die Ergebnisse der **JAZ gut mit dem COP aus der EN16147:2011 übereinstimmt.**

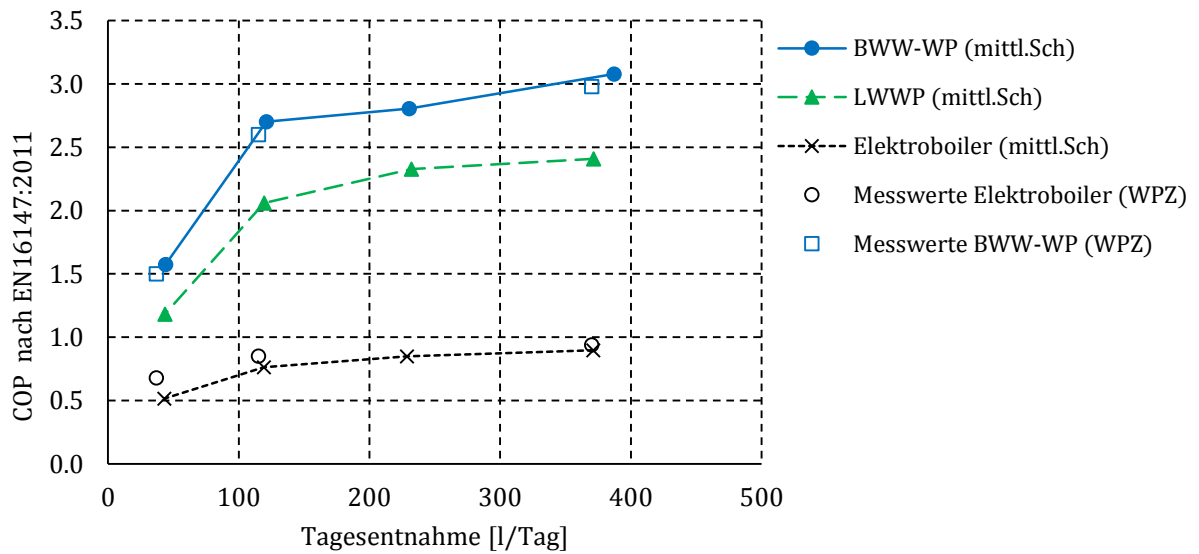


Abbildung 3: COP ermittelt über EN16147:2011 bei BWW-WP, LWWP und Elektroboiler. Zusätzlich sind neben den simulierten Linien auch die Messwerte [WPZ2013] vom Elektroboiler (o) und BWW-WP (□) eingetragen.

### 3 Vorgehen

Für den Simulationsvergleich werden drei Systeme betrachtet: eine BWW-WP, eine LWWP und zum Vergleich ein Elektroboiler.

#### 3.1 BWW-WP

Für die Simulation der Brauchwarmwasser-Wärmepumpe wird angenommen, dass der Kondensator direkt im Speicher integriert wird. Der Wärmeübergang des Direkt-Kondensators setzt sich aus Wärmeübergang im Innenrohr, Wärmeleitung des Rohrs und natürlicher Konvektion ausserhalb des Rohrs im Speicherwasser zusammen. Der Wärmeübergang im Innenrohr unterscheidet zwischen gasförmigen-, zweiphasen- und flüssigem Kältemittel. Als Speicher wird ein Volumen mit 285 Liter angenommen, dessen Aufbau bei allen Systemen identisch ist. Die thermische Leistung der Wärmepumpe liegt bei 1.5 kW. Die Wärmepumpe wird über die Stoffwerte durch den Kältekreislauf simuliert. Hauptfokus der Modellierung liegt bei der Ermittlung der Rücklauftemperatur (Unterkühlung) zur genauen Bestimmung des COPs.

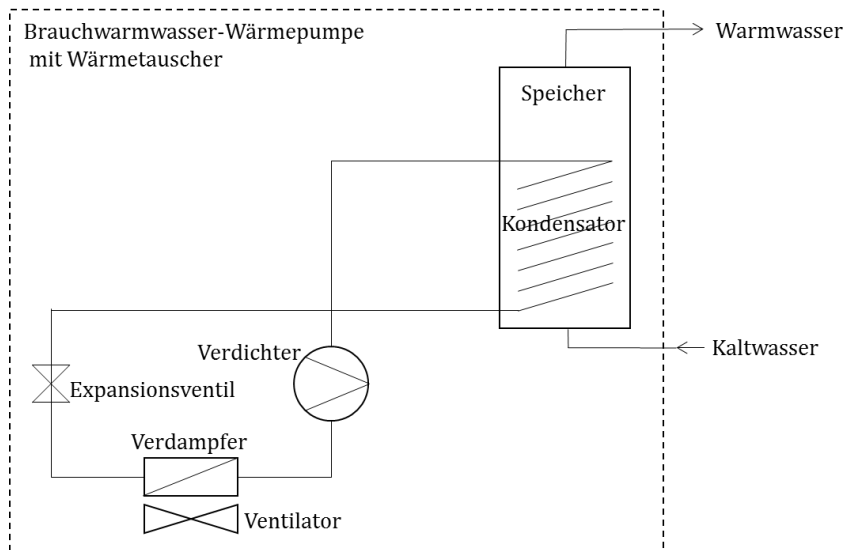


Abbildung 4: System Brauchwarmwasser-Wärmepumpe (BWW-WP)

Als Referenz wurden Messwerte vom WPZ für eine bestimmte BWW-WP verwendet, welche dem Mittelwert aller gemessenen BWW-WP entspricht. Abbildung 5 zeigt die Verteilung des COPs von 21 LWWP mit 8 – 12 kW thermischer Leistung im Arbeitspunkt A7/W55. Zum Vergleich die COPs nach EN16147:2011 von 13 BWW-WP.

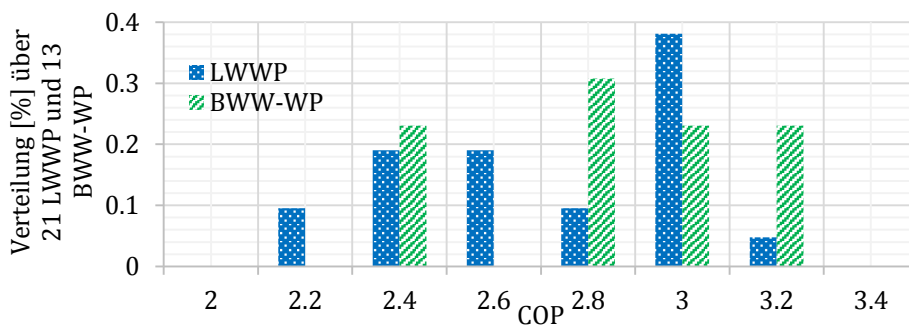


Abbildung 5 Verteilung COP bei 21 LWWP und 13 BWW-WP [WPZ2013]

## 3.2 LWWP

Beim zweiten System wird eine 8 kW Luftwasser Wärmepumpe angenommen, welche umschaltbar als Heizung, oder zur Brauchwarmwassererzeugung betrieben werden kann. In der Simulation wird ausschliesslich der Fall Brauchwarmwassererzeugung betrachtet. Hierfür ist der Speicher mit einem innenliegenden Glattrohrwärmetauscher definiert. Der Wärmeübergang des Glattrohrwärmetauschers berechnet sich aus erzwungener Konvektion im Rohrrinneren, Wärmeleitung im Rohr und natürliche Konvektion auf Seite Speicherwasser. Der Speicher wird über eine Speicherladepumpe von der Wärmepumpe versorgt. Zwischen Speicherladekreis und Kältemittelkreislauf wurde der Kondensator (WPWT, Wärmepumpenwärmetauscher) berücksichtigt.

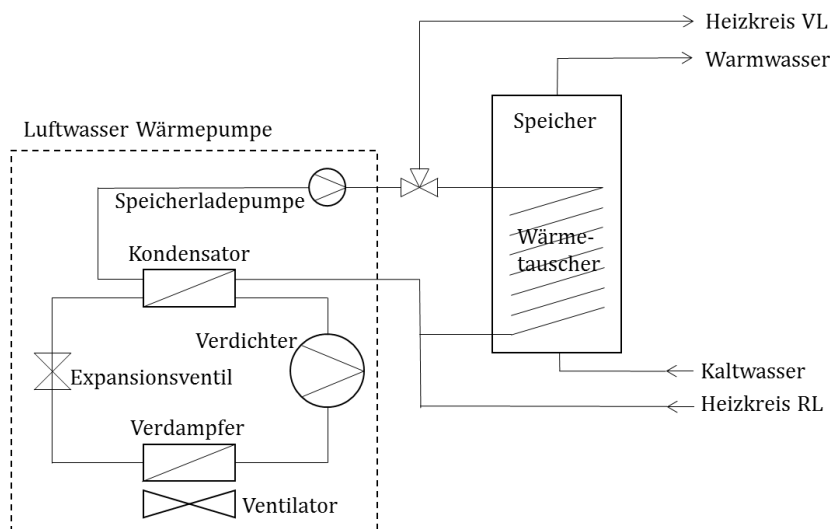


Abbildung 6: System Luftwasser Wärmepumpe (LWWP)

Das Modell wurde mit Messergebnissen einer 8 kW LWWP vom WPZ abgeglichen. Es wurde der Kältemittelkreislauf simuliert und das Verdichtermmodell auf Datenblattwerte des betreffenden Verdichters abgestützt.

## 3.3 Elektroboiler

Das dritte System, Elektroboiler, berücksichtigt einen Speicher mit einem 3810 W - Elektroeinsatz im untersten Bereich (5 % der Speicherhöhe) des Speichers.

## 3.4 Modell und Parameter

In allen drei Systemen wurde derselbe Speicher angenommen. Das Speichermodell besteht aus einzelnen horizontalen Schichten (20 Schichten) und berücksichtigt:

1. Wärmeverlust an die Umgebung über die Speicherisolation und 6 W [EnV730] thermische Verluste für alle Anschlusspunkte
2. Interne Wärmeleitung (Konduktion) zwischen den Schichten
3. Interner Fluss (durch Zapfung) ohne Turbulenzbildung
4. Interne Schichtung (Konvektion)
5. Wärmetauscher. Bei BWB-WP und LWWP befinden sich der Wärmetauscher-Eintritt auf 40% Speicherhöhe und der Austritt auf 5 % der Speicherhöhe.



Die Dimensionierung und Parametrierung der Anlagen erfolgte gemäss Stand der Technik und basierend auf Systemen, wie sie unter anderem im Rahmen von Standardtests am WPZ untersucht werden.

Tabelle 1: Parametrierung des Modells

Wert	Einheit	Beschreibung
0.040	W/(m K)	Wärmeleitkoeffizient für Isolation des Speichers
50	mm	Stärke Isolation Speicher
3	m <sup>3</sup> /h	Volumenstrom Speicherladepumpe bei der LWWP
0.5	Zoll	Innenrohrdurchmesser Wärmetauscher im Speicher beim Direkt-Kondensator (BWW-WP)
1	Zoll	Innenrohrdurchmesser Wärmetauscher im Speicher beim Glattrohrwärmetauscher (LWWP)
1	mm	Wandstärke Wärmetauscherrohr im Speicher
1	m <sup>2</sup>	Oberfläche Wärmetauscher beim Direkt-Kondensator
2	m <sup>2</sup>	Oberfläche Wärmetauscher beim Glattrohrwärmetauscher
220	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit Wärmetauscherrohr (Aluminium)
25	W	Elektrische Leistung von Zusatzgeräten bei BWW-WP, während der Laufzeit (Lüfter)
40	W	Elektrische Leistung von Zusatzgeräten bei der LWWP, während der Laufzeit (Lüfter, Speicherladepumpe)
2.5	W	Elektrische Leistung Steuerung welche immer ein ist (Steuerung,...)
3810	W	Leistung Elektroheizstab
80	W/(m <sup>2</sup> K)	Wärmeübergangskoeffizient bei Direkt-Kondensator - Gasförmig
2000	W/(m <sup>2</sup> K)	Wärmeübergangskoeffizient bei Direkt-Kondensator - 2 Phasengebiet
400	W/(m <sup>2</sup> K)	Wärmeübergangskoeffizient bei Direkt-Kondensator - Flüssig
3	K	Temperaturabstand des interner Wärmetauscher bei LWWP (WTWP) von Kältemittelkreis auf Speicherladekreis (im Auslegepunkt)
1	K	Unterkühlung WP (Subcooling)
8	K	Überhitzung WP
8	K	Temperaturdifferenz Quelltemperatur WP zu Verdampfungstemperatur

In der Simulation wurden zusätzlich die folgenden Werte konstant gehalten:

Tabelle 2: Umgebungsparameter

Wert	Einheit	Beschreibung
12	°C	Umgebungstemperatur der Wärmepumpe
12	°C	Umgebungstemperatur Speicher
12	°C	Kaltwassertemperatur

### 3.4.1. Schichtung

Die grösste Unsicherheit in der Simulation liegt im Schichtverhalten des Speichers. Aus diesem Grund wird die Schichtung unterschiedlich berücksichtigt. In einem Fall wird beim Speicher eine Schichtung, wie oben beschrieben berücksichtigt (als „gute Schichtung“ bezeichnet). Im anderen Fall wird die interne Wärmeleitung zwischen den Schichten deutlich erhöht (Faktor 500), um somit eine sehr schlechte Schichtung zu simulieren (als „schlechte Schichtung“ bezeichnet). Dadurch wird ein Bereich abgesteckt, um herauszufinden, welchen Einfluss unterschiedliches Schichtverhalten auf das Ergebnis haben kann.

### 3.5 EN16147 Zyklus

Der zeitliche Ablauf in der Simulation der Standardtestprofile beginnt mit der Aufwärmphase, dabei wird die Energiemenge und Dauer ermittelt. Anschliessend wird der Speicher über 48 Stunden ohne Entnahme betrieben. Nach 48 Stunden wird das Ende der nächsten Aufheizung (B) abgewartet. Über die Energieaufnahme zwischen (A) und (B) wird der Stand-By-Verlust ermittelt. Direkt anschliessend (B) erfolgt der Messzyklus nach EN16147:2011. Dieser dauert 24 h, anschliessend wird das Ende der nächsten oder aktuell laufenden Aufheizung abgewartet (C). Die Ermittlung der Werte erfolgt über den Zeitraum (B) bis (C).

Innerhalb des EN16147-Messzyklus erfolgen Entnahmen, entsprechend dem gewählten Bezugsprofil.

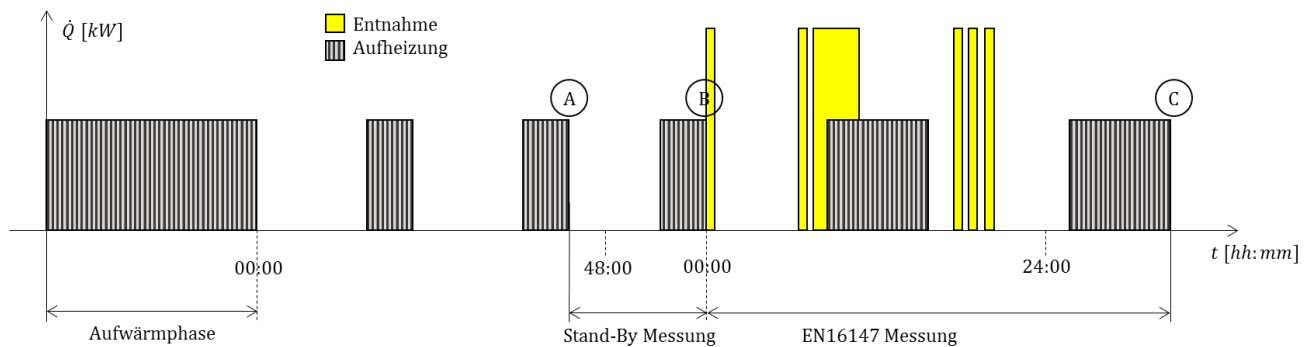


Abbildung 7: Zeitlicher Ablauf der Simulation

Über den Messablauf nach EN16147 können die Ergebnisse mit Messwerte des Wärmepumpen-Testzentrum (WPZ) validiert werden. Ebenfalls kann durch die Variation des Entnahmezyklus (XL, L, M, S) der Einfluss der Zapfmenge auf den COP ermittelt werden.

Die Berechnung des COP erfolgt über die abgegebene Energie  $Q_{\text{entnahme}}$  in Form der Warmwasserzapfung zu aufgenommener Energie  $W_{\text{elekt}}$  während der EN16147 Messung (B bis C).

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{entnahme}}}{W_{\text{elekt}}}$$

1

### 3.6 Jahressimulation

Neben dem EN16147:2011 Zyklus wurde eine Simulation zur Ermittlung der JAZ (Jahresarbeitszahl) durchgeführt. Hierfür wurden konstante Verhältnisse für Kaltwassertemperatur, Umgebungstemperatur Speicher und Quellentemperatur für die Wärmepumpe angenommen.

Das Jahres-Zapfprofile wurde über DHWcalc nach [Jordan2005] erzeugt. Für die Weihnachtsferien von 23.12 -30.12 wurde der Verbrauch auf 120% erhöht. Für die Sommerferien von 20.07 – 04.08. wurde kein Verbrauch von Brauchwarmwasser angenommen.

Die Simulation wurde mit einer zeitlichen Auflösung von 2 Sekunden gerechnet. Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse der Simulationen dargestellt. Modelle sind im Anhang beschrieben.

## 4 Ergebnisse

Bei der Berechnung der unterschiedlichen Systemvarianten werden neben dem COP weitere Grössen ermittelt, welche im Folgenden beschrieben werden:

Aufheizzeit	[Stunden] Zeitdauer, um den Speicher von Umgebungstemperatur weg aufzuheizen, bis das Heizsystem aufgrund der erreichten Solltemperatur am Fühler abschaltet.
Aufheizenergie	[kWh] Energiebedarf, um den Speicher zu laden.
Elektr. Verluste	[W] Die Standby-Leistung, um den Speicher ohne Entnahme auf Temperatur zu halten. Setzt sich zusammen aus Speicherverlusten, Wärmeverlusten der Wärmepumpe, den Kontaktstellen zum Speicher und der Stromaufnahme für die Steuerung.
$T_{\text{mean}}$	[°C] Durchschnittliche Temperatur des entnommenen Warmwasser während dem EN16147-Messzyklus.
$Q_{\text{entnahme}}$	[kWh] Energiemenge, welche durch die Warmwasserentnahme, während dem EN16147-Messzyklus bezogen wurde. Bezogen auf die Kaltwassertemperatur.
$W_{\text{elekt}}$	[kWh] Elektrische Aufnahmeenergie des Systems inklusive Pumpen, Steuerung und Ventilatoren während dem Messzyklus EN16147.
COP_EN16147	[1] Coefficient of Performance (COP) ermittelt durch $Q_{\text{entnahme}}$ geteilt durch $W_{\text{elekt}}$ .
Zapfmenge	[l/Tag] Entnommenes Zapfvolumen während dem EN16147 Zyklus (24 h).

Die Ergebnisse der drei Systeme, mit unterschiedlichem Entnahmezyklus, bei geschichtetem Speicher zeigen, dass die höchste Effizienz durch die BWW-WP erreicht wird.

Tabelle 3: Simulationsergebnisse des EN16147 Messzyklus bei „mittlerer Schichtung“.

Entnahmezyklus	BWW-WP (mittl.Sch)				LWWP (mittl.Sch)				Elektroboiler (mittl.Sch)			
	XL	L	M	S	XL	L	M	S	XL	L	M	S
Aufheizzeit [h]	9.9	9.9	9.9	9.9	1.7	1.7	1.7	1.7	4.0	4.0	4.0	4.0
Aufheizenergie [kWh]	3.8	3.8	3.8	3.8	4.9	4.9	4.9	4.9	15.1	15.1	15.1	15.1
Elektr. Verluste [W]	43.7	43.7	43.7	43.7	50.3	50.3	50.3	50.3	102.5	102.5	102.5	102.5
$T_{\text{mean}}$ [°C]	55.4	56.4	55.4	55.2	56.4	56.2	55.8	55.6	56.2	56.4	55.9	55.7
$Q_{\text{entnahme}}$ [kWh]	19.3	11.8	6.0	2.2	19.3	11.9	6.0	2.2	19.3	11.8	6.0	2.2
$W_{\text{elekt}}$ [kWh]	6.3	4.2	2.2	1.4	8.0	5.1	2.9	1.8	21.5	13.9	7.9	4.2
COP_EN16147 [1]	3.1	2.8	2.7	1.6	2.4	2.3	2.1	1.2	0.9	0.8	0.8	0.5
Zapfmenge [l/Tag]	387	230	121	44	371	232	119	43	371	229	119	43

Die JAZ der Jahressimulation wurde gemäss den Randbedingungen aus Kapitel 3.6 durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4 ersichtlich.

Bei diesen Berechnungen wird das Thema Wärmeklau nicht berücksichtigt.

Tabelle 4: Simulationsergebnisse aus der Jahressimulation bei „mittlerer Schichtung“.

	BWW-WP (mittl.Sch)			LWWP (mittl.Sch)			Elektroboiler (mittl.Sch)		
	400	220	40	400	220	40	400	220	40
Zapfmenge [l/Tag]	400	220	40	400	220	40	400	220	40
T <sub>mean</sub> [°C]	53	55	55	57	56	56	56	57	56
Q <sub>entnahme</sub> [kWh]	6542	3841	696	7010	3870	700	6987	3905	701
Welekt [kWh]	2116	1357	492	2902	1730	658	7793	4682	1503
JAZ [1]	3.1	2.8	1.4	2.4	2.2	1.1	0.9	0.8	0.5

Die grösste Unsicherheit in der Simulation liegt in der Schichtung. Es wurden deshalb zwei Extreme betrachtet. Einmal eine „gute Schichtung“ welche optimale Schichtung ohne Turbulenzen berücksichtigt und eine „schlechte Schichtung“ welche von einer Durchmischung des Speichers (z.B. durch das Einströmen von Wasser) ausgeht. Die Ergebnisse wurden mit Messwerten aus dem WPZ verglichen. Es zeigt sich, dass die simulierte „gute Schichtung“ mit den Messwerten übereinstimmt, wenn die Zapfmengen gering sind. Grosse Abweichungen entstehen bei hohen Zapfmengen, welches auch den Erfahrungen entspricht, dass durch grosse Zapfmengen die Schichtung verschlechtert wird und es zu einer Durchmischung kommt.

Dies trifft bei der BWW-WP stärker zu als beim Elektroboiler. Der Grund liegt darin, dass beim Elektroboiler der gesamte Energieeintrag zuunterst im Speicher entsteht und die eingetragene Leistung hoch ist, wodurch sich in kurzer Zeit eine gleichförmige Temperaturverteilung im Speicher einstellt. Zudem reagiert die Elektroheizung nicht wie die WP negativ auf durchmischte Speicher (höhere Rücklaufemperatur).

Für eine bessere Annäherung der Schichtung wurde deshalb bei der Berechnung die Wärmeleitung zwischen den Schichten des Speichers im Berechnungsmodell mit einem Korrekturfaktor  $sc$  berücksichtigt. Der Korrekturfaktor berechnet sich aus der Tagesentnahme  $\dot{V}_T$  und dem halben Speichervolumen  $V_{sp}$ .

$$sc = \left( \frac{\dot{V}_T}{0.5 \cdot V_{sp}} \right)^3$$

2

Die Ergebnisse der Berechnung mit Berücksichtigung des Korrekturfaktors  $sc$  werden mit „mittlerer Schichtung“ (abgekürzt mit „mittl.Sch“) bezeichnet.

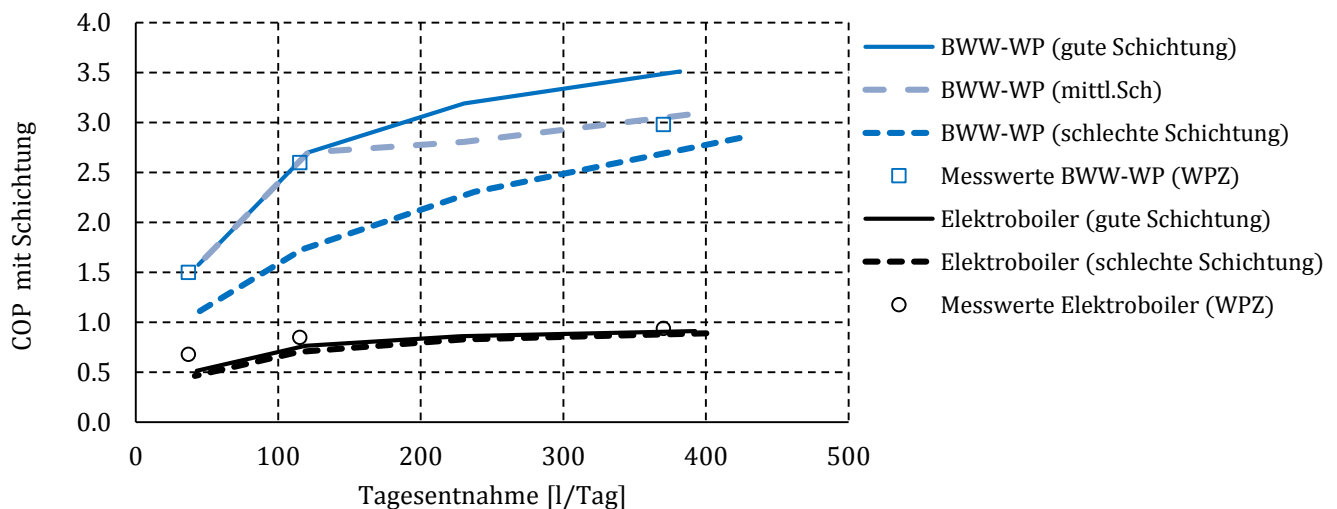


Abbildung 8 COP nach EN16147:2011 von BWW-WP und Elektroboiler bei unterschiedlicher Qualität der Schichtung als Simulation (Linien) und als Messwerte (□ oder ○)

## 5 Anhang

### 5.1 Wärmepumpe

Für den Vergleich der Modelle wurden Messergebnisse des Wärmepumpen-Testzentrum (WPZ) verwendet. Die Wärmepumpe wird über den Kältekreislauf modelliert. Das Abtauen wird im Modell auf Grund der hohen Quelltemperatur nicht berücksichtigt.

Der Kältekreislauf wird über die Stoffwerte, Enthalpie  $h$ , Druck  $p$  und die Entropie  $s$  an den vier charakteristischen Punkten (Ein- und Austritt des Verdichters, Ein- und Austritt des Expansionsventils) bestimmt.

Der isentrope Wirkungsgrad wird über die Formel 3 nach [Uhlmann2010] aus dem Druckverhältnis berechnet.

$$\eta = a \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1} - d\right) + b \cdot \frac{p_2}{p_1} + c \quad 3$$

Die Koeffizienten  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  werden durch das Verdichterdatenblatt ermittelt. Für die Berechnung der thermischen Leistung ist der Massenstrom  $\dot{m}$  im Kältekreislauf von Bedeutung. Die Berechnung erfolgt über den theoretischen Volumenstrom des Verdichters  $V_{th}$  (aus Datenblatt), die volumetrische Effizienz (= Liefergrad)  $\lambda$ , und die Dichte  $\rho_1$  des Kältemittel im Punkt 1.

$$\dot{m} = V_{th} \cdot \lambda \cdot \rho_1 \quad 4$$

Die volumetrische Effizienz wird durch eine lineare Gleichung in Abhängigkeit der Druckdifferenz berechnet.

$$\lambda = 1 - a_1 \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad 5$$

Die Geradensteigung  $a_1$  wird über Werte aus dem Verdichterdatenblatt ermittelt.

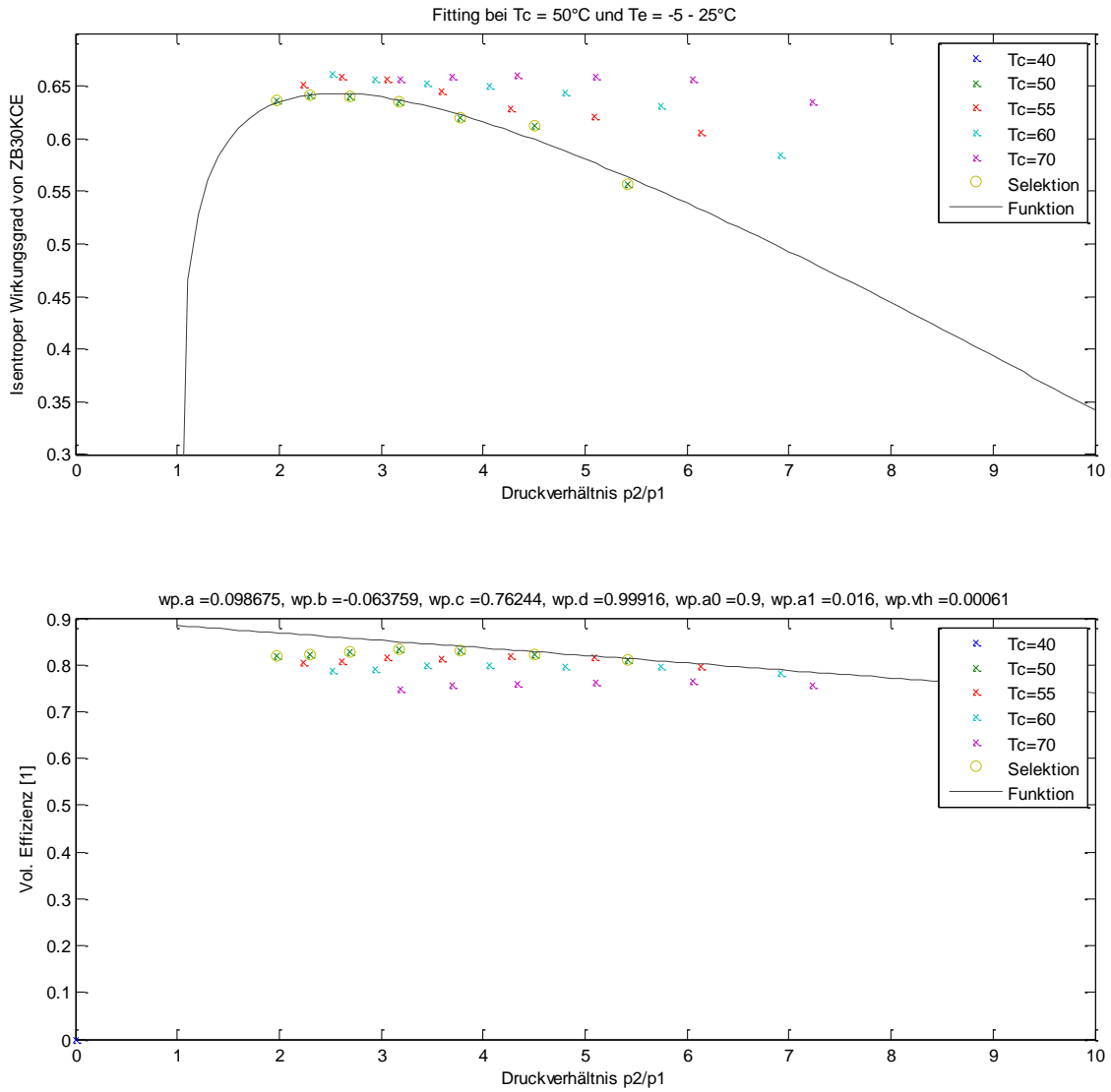


Abbildung 9: Isentropische Effizienz in Abhängigkeit vom Druckverhältnis (oben) und Volumetrische Effizienz (unten) des Verdichters für die BWW-WP basierend auf [Highly2014]

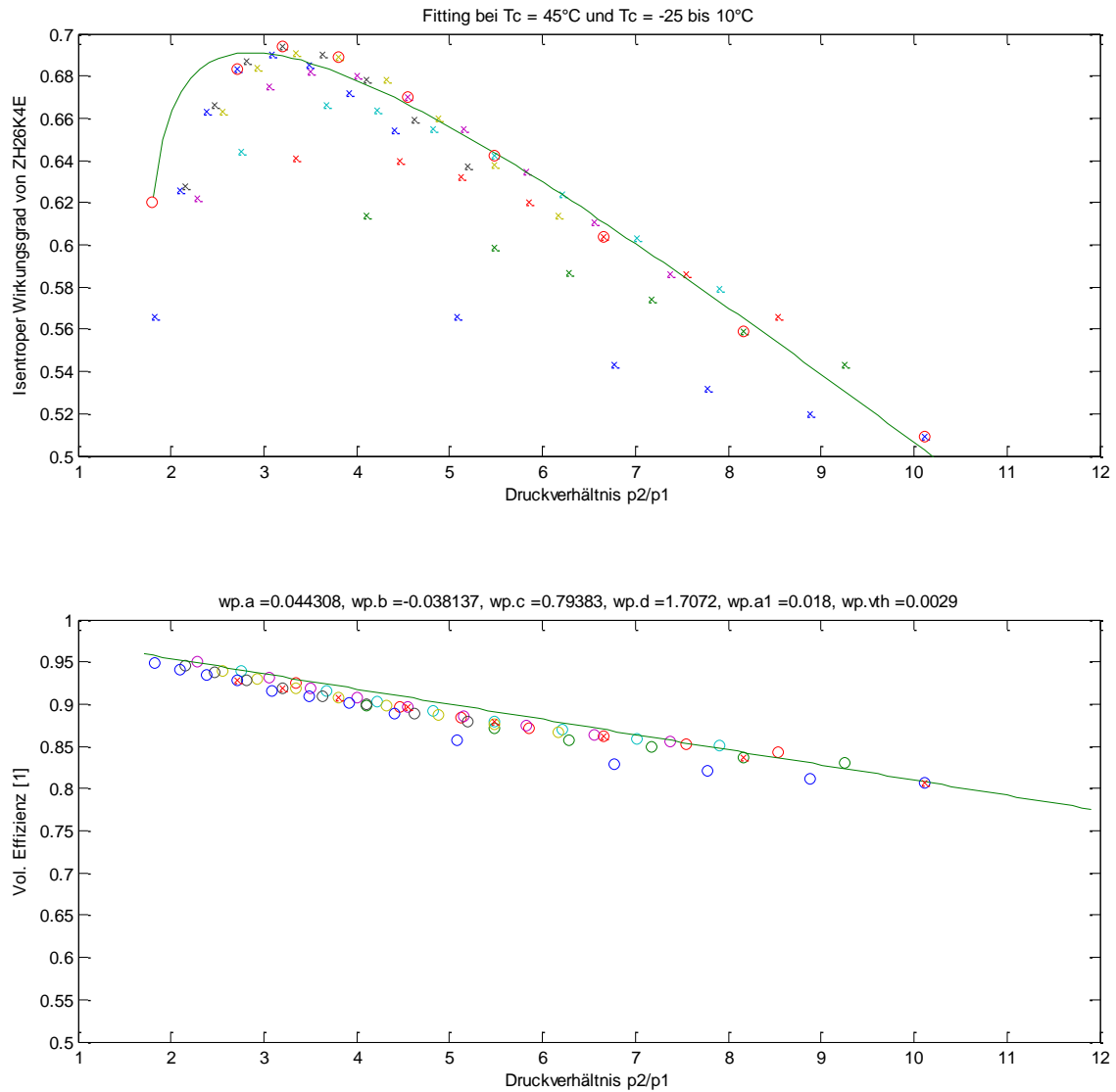
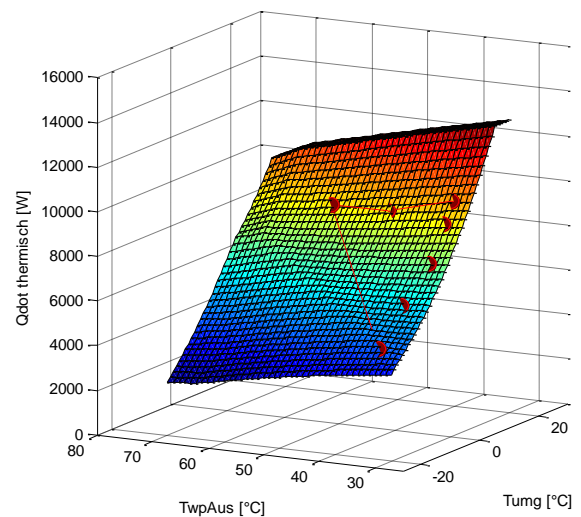
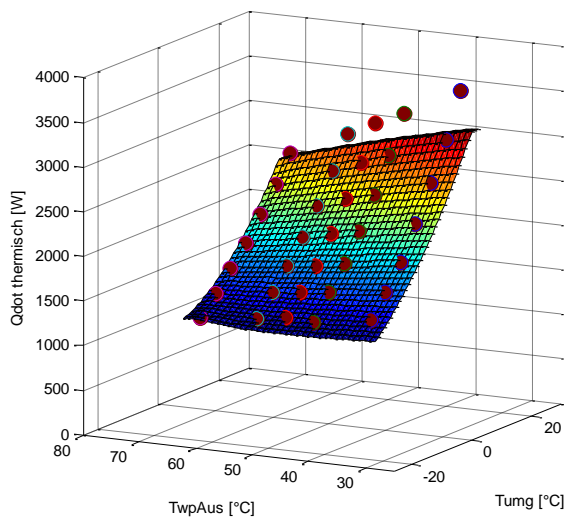
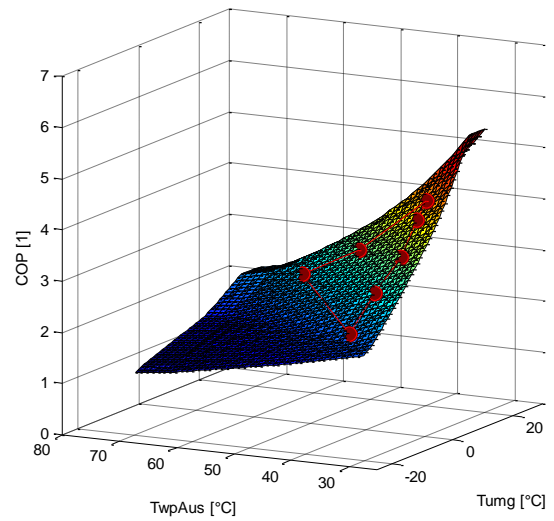
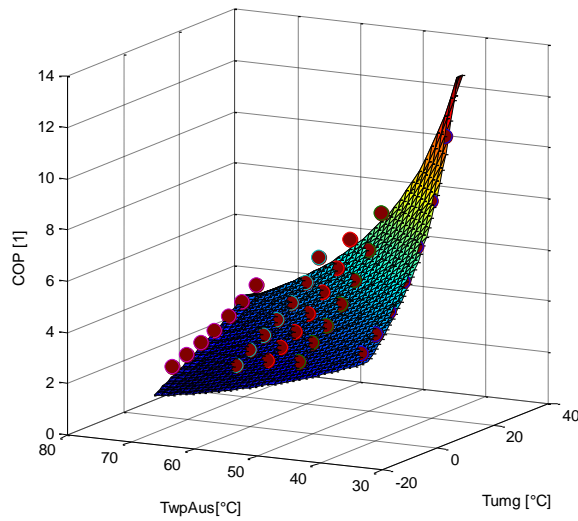


Abbildung 10 Isentropische Effizienz in Abhängigkeit vom Druckverhältnis (oben) und Volumetrische Effizienz (unten) des Verdichters für LWWP basierend auf [Copeland2010]

Aus diesen vier Punkten wird die Leistungszahl COP und die thermische Leistung  $\dot{Q}_{\text{therm}}$  berechnet

$$COP = \frac{\dot{m} \cdot (h_2 - h_3)}{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1) + W_{\text{Steuerung}} + W_{\text{Vent}}} \quad 6$$

$$\dot{Q}_{\text{therm}} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad 7$$



**Abbildung 11:** COP des Berechnungsmodells (Fläche links) und Messergebnisse (Punkte links). Thermische Leistung Berechnungsmodell (Fläche rechts) und Messergebnisse (Punkte rechts). Für die BWW-WP.

**Abbildung 12:** COP des Berechnungsmodells (Fläche links) und Messergebnisse (Punkte links). Thermische Leistung Berechnungsmodell (Fläche rechts) und Messergebnisse (Punkte rechts). Für LWWP.

## 5.2 Schicht-Speichermodell

Das Modell für den ideal geschichteten Speicher wurde basierend auf [Vetsch2012] adaptiert. Das Modell besteht aus  $n$  gleichen Schichten, wobei die oberste Schicht mit 1 gezählt wird und nach unten sich die Anzahl bis  $n$  erhöht (Zählrichtung nach unten).



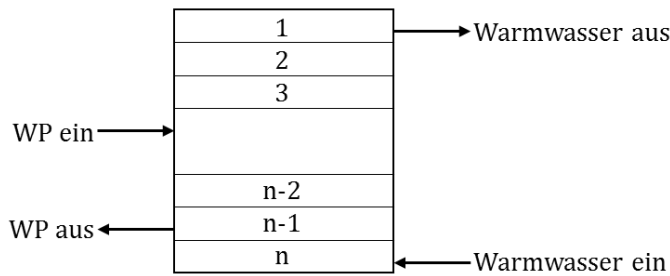


Abbildung 13: Speicher mit Anschlüssen in n Schichten unterteilt

Der Warmwasseraustritt ist bei der obersten Schicht 1 definiert und der Kaltwassereintritt bei der untersten Schicht n. Der Eintritt der Wärmepumpe ist parametrierbar. Der Austritt ist mit der zweituntersten (n-1) Ebene definiert. Jede Schicht wird als isotherm angesehen und das Volumen bleibt konstant.

Innerhalb eines Simulationsschritts werden fünf Energieflüsse für jede Schicht berechnet:

1. Wärmeverlust an die Umgebung
2. Interne Wärmeleitung (Konduktion) zwischen den Schichten
3. Interner Fluss (durch Zapfung)
4. Interne Schichtung (Konvektion)
5. Wärmetauscher

Daraus ergibt sich der Energieinhalt  $\dot{Q}_{SP,i}$  der Speicherschicht i und die gesuchte Speicherschichttemperatur  $T_{SP,i}$ .

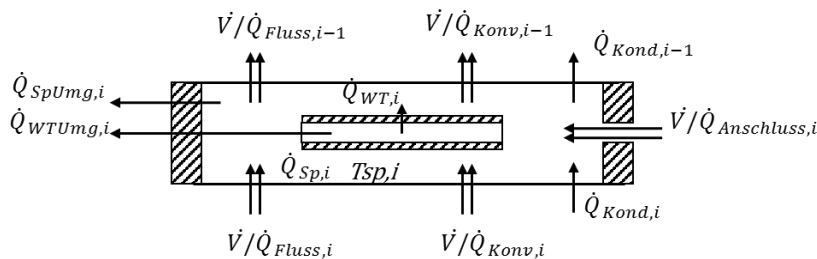


Abbildung 14: Energieflüsse Speicherelement

- $\dot{Q}_{SpUmg,i}$       Wärmeverlust an die Umgebung unter Berücksichtigung der Speicherdämmung.
- $\dot{Q}_{Kond,i}$       Wärmeleitung (Konduktion) zwischen den Schichten.  $\dot{Q}_{Kond,i}$  von der unteren Schicht i+1 an die obere Schicht i.  $\dot{Q}_{Kond,i-1}$  Wärmeleitung von der Schicht i an die obere Schicht i-1.
- $\dot{V}_{Anschluss,i}$       Volumenstrom eines Zu- oder Abfluss bei einer Schicht. Mit jedem Volumenstrom erfolgt gleichzeitig eine Energie Zu- oder Abfuhr  $\dot{H}_{Anschluss,i}$  durch den Anschluss.
- $\dot{V}_{Fluss}$       Interner Fluss: Durch die Zu- und Abflüsse der darüber und darunter liegenden Schichten resultiert ein Volumenstrom von der unteren Schicht  $\dot{V}_{Fluss,i}$  und zur oberen Schicht  $\dot{V}_{Fluss,i-1}$ . Mit dem Volumenstrom wird auch Energie

übertragen vor der unteren Schicht  $\dot{Q}_{Fluss,i}$  und zur oberen Schicht  $\dot{Q}_{Fluss,i-1}$ .

$\dot{V}_{Konv}$  Interne Schichtung (Konvektion): Zentrales Element des Schichtspeichermodells ist die Bewegung des Wassers im Speicher aufgrund des Dichteunterschieds welcher sich durch die unterschiedlichen Speicherschichttemperaturen ergibt. Mit dem Volumenstrom wird auch Energie übertragen vor der unteren Schicht  $\dot{Q}_{Konv,i}$  und zur oberen Schicht  $\dot{H}_{Konv,i-1}$ .

$\dot{Q}_{WT,i}$  Energieübertragung durch innenliegenden Wärmetauscher.

### 5.2.1. Wärmeverlust an die Umgebung

Abbildung 155 zeigt drei Schichten des Speichermodells. Die Wärmeverluste an den Schichten 1 und n erfolgen sowohl über deren Mantelfläche als auch über die Deckel- bzw. Bodenfläche der jeweiligen Schicht. Dazwischen liegen die Schichten i, welche nur Verluste über die Mantelfläche erfahren. Die Schwächung der Isolation an einer Anschlussstelle sowie die Wärmeübertragung am Stutzen werden global berücksichtigt.

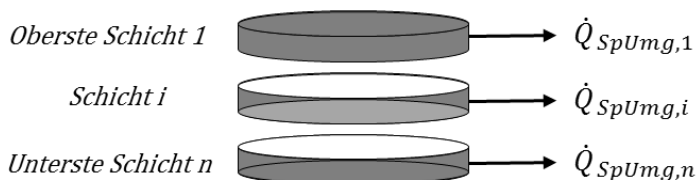


Abbildung 15: Wärmeverlust über die Speicherhülle an die Umgebung

Die Wärmeverluste werden durch die oberste und unterste Schicht mit Formel 8 berechnet. Die dazwischenliegenden Schichten mit Formel 9. Die Wärmeleitfähigkeit [W/(mK)]  $\lambda$  sowie die Isolationsstärke  $s$ , werden für die Beschreibung der Verluste benötigt.

$$\dot{Q}_{SpUmg,1} = \frac{\lambda_{iso}}{s_{iso}} \cdot (A_{Kreis} + A_{Zyl}) \cdot (T_{SP,1} - T_{Umg}) \quad 8$$

$$\dot{Q}_{SpUmg,i} = \frac{\lambda_{iso}}{s_{iso}} \cdot A_{Zyl} \cdot (T_{SP,i} - T_{Umg}) \quad 9$$

Zusätzlich werden thermische Verluste für Anschlüsse berücksichtigt [EnV730]. Die Verluste werden linear abfallend den Schichten von oben nach unten zugeordnet.

### 5.2.2. Interne Wärmeleitung (Konduktion) zwischen den Schichten

Die Wärmeleitung zwischen den Schichten wird mit Formel 10 berechnet. Dabei wird von einer Wärmeleitung ausgegangen abhängig von der Querschnittsfläche  $A_{Kreis}$  und der Länge des Wärmeleiters, welches der Schichtdicke  $h_E$  entspricht.  $\lambda$  steht für Wärmeleitfähigkeit [W/(mK)] der Wasserschicht abhängig von der Wassertemperatur.

$$\dot{Q}_{Kond,i} = sc \cdot \lambda_{Wasser,i} \cdot \frac{A_{Kreis}}{h_E} \cdot (T_{SP,i+1} - T_{SP,i}) \quad \text{mit } i = 1 \dots n-1 \quad 10$$

Für die unterste Schicht gilt:

$$\dot{Q}_{Kond,n} = 0 \quad 11$$

Mit dem Korrekturfaktor  $sc$  kann Einfluss auf das Schichtverhalten genommen werden. Für „gute Schichtung“ wird  $sc = 1$  betrachtet. Für eine hohe Durchmischung wurde  $sc = 500$  definiert, welches als „schlechte Schichtung“ bezeichnet wird. Für eine Abbildung der Erkenntnisse aus den WPZ-Messungen wurde der Korrekturfaktor  $sc$  aus der Tagesentnahme  $\dot{V}_T$  und dem halben Speichervolumen  $V_{sp}$  berechnet.

$$sc = \left( \frac{\dot{V}_T}{0.5 \cdot V_{sp}} \right)^3$$

12

Dies führt zu den folgenden Temperaturverläufen im Speicher bei der BWW-WP:

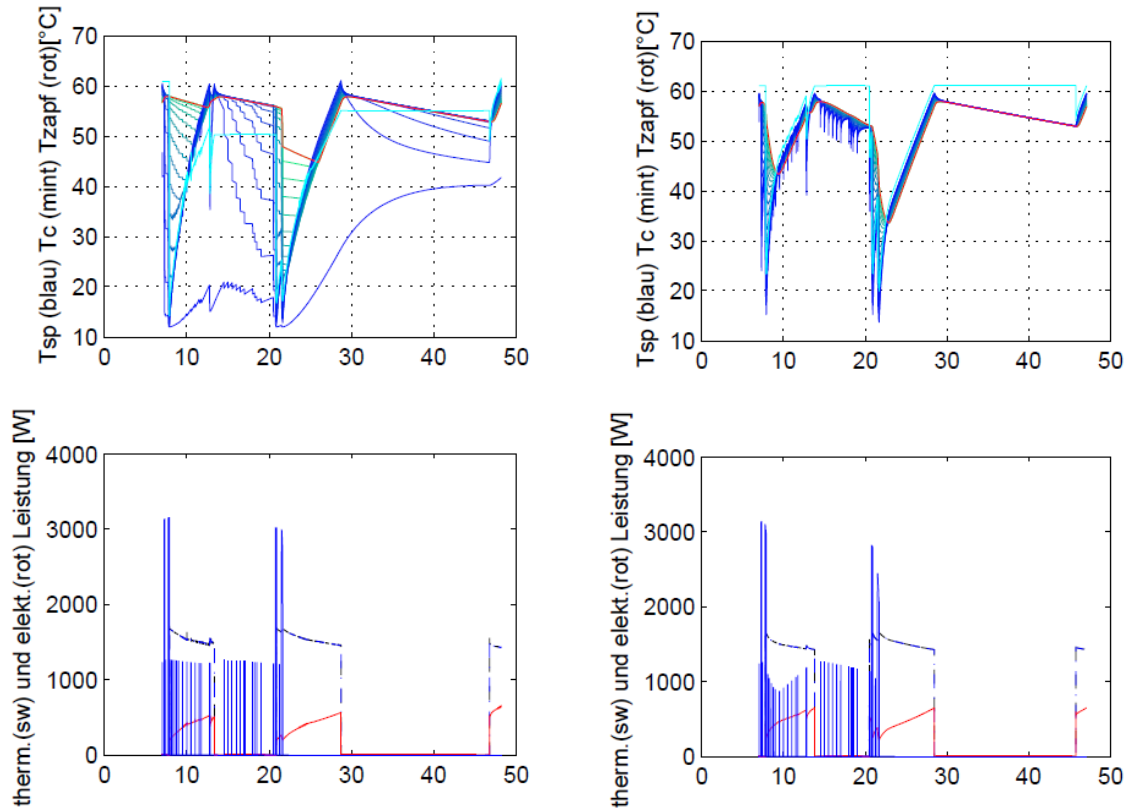


Abbildung 16: Links Ergebnisse mit „guter Schichtung“; rechts mit „schlechter Schichtung“. Oben der zeitliche Verlauf der Temperatur in den Speicherschichten (blau), der Kondensationstemperatur (mint) und der Zapftemperatur (rot). Unten die elektrische Leistung (rot) der BWW-WP und die thermische Leistung (schwarz) zusätzlich sind blau die Zapfungen eingezeichnet (Zapfleistung in [1/10 W]).

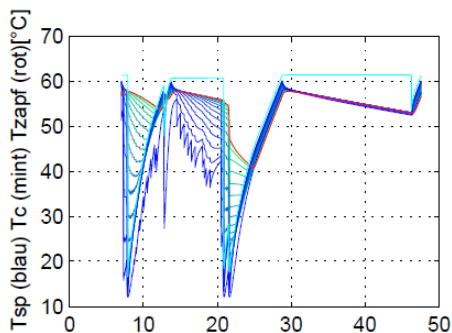


Abbildung 17 Zeitlicher Verlauf mit „mittlerer Schichtung“ der Temperatur in den Speicherschichten (blau), der Kondensationstemperatur (mint) und der Zapftemperatur (rot).

### 5.2.3. Interner Fluss

Der Interne Fluss ist durch die Brauchwarmwasser-Zapfung  $\dot{V}_{BWW}$  bestimmt. Zum Speicher oder Element hinzukommende Volumenströme werden positiv gezählt.

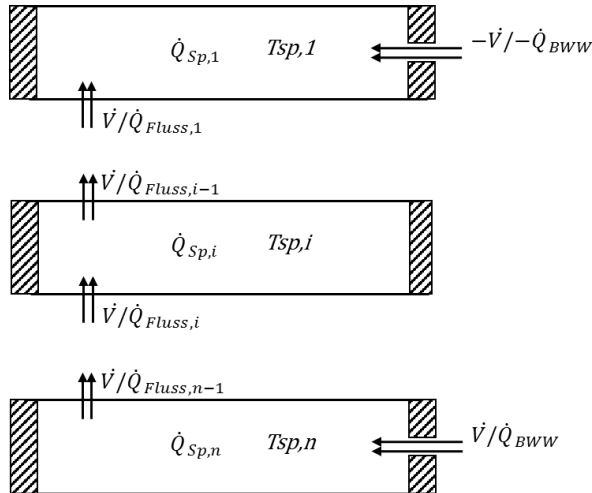


Abbildung 18 Interner Fluss im Speicher

$$\dot{V}_{Fluss,i} = \dot{V}_{BWW} \quad \text{für } i=1..n-1$$

$$\dot{V}_{Fluss,n} = 0 \quad \text{für } i=n$$

Für ein Volumenstrom von der unteren Schicht zur oberen berechnet sich der Energieeintrag nach:

$$\dot{Q}_{Fluss,i} = \dot{V}_{Fluss,i} \cdot \rho_{Wasser,Sp,i+1} \cdot c_{p,Wasser,i+1} \cdot T_{SP,i+1} \quad 13$$

### 5.2.4. Interne Schichtung (Konvektion)

Die interne Wasserbewegung  $\dot{V}_{Konv,i}$  ergibt sich durch Verschiebungen von Wassermengen aufgrund des Dichteunterschieds, hervorgerufen durch die unterschiedlichen Wassertemperaturen der einzelnen Speicherschichten.

Verschiebungen aufgrund von Turbulenzen wegen Zapfung (vertikaler Fluss) und Turbulenzen an den Anschlüssen bei Zu- und Abfluss werden vernachlässigt, da sie bei richtig ausgeführten Speichern einen geringen Einfluss haben und bei schlecht ausgeführten Speichern schwer berechenbar sind [Vetsch2012].

Die temperaturabhängigen Dichteunterschiede des Wassers führen zu einer internen Bewegung des Wassers  $\dot{V}_{Konv1,i}$ . Die Modellierung dieser Bewegung erfolgte nach [Yih1965] mit Formel 14 für die Strömungsgeschwindigkeit  $v$ .

$$v_i = \sqrt{\frac{g \cdot dsp \cdot (\rho_i - \rho_{i+1})}{\rho_i + \rho_{i+1}}} \quad \text{mit } g = 9.81 \frac{m}{s^2} \quad \text{und } dsp \text{ Durchmesser Speicher} \quad 14$$

Über die Strömungsgeschwindigkeit kann der Volumenstrom nach Formel 15 berechnet werden. Dabei wird angenommen dass bei der Umschichtung die Hälfte der Querschnittsfläche nach oben und die andere Hälfte nach unten, mit der Geschwindigkeit  $v$  strömt. Mit der Annahme dass in der

Mitte die Geschwindigkeit 0 ist und an den Rändern v. Dies ergibt eine durchschnittliche Geschwindigkeit von v/2.

Die Formel zur Berechnung des Volumenstroms der Umschichtung lautet damit näherungsweise:

$$\dot{V}_{\text{Konv},i} = \frac{v_i}{2} \cdot \frac{A_{\text{Kreis}}}{2} \quad 15$$

Über den Volumenstrom kann der Energiefluss bestimmt werden:

$$\dot{Q}_{\text{Konv},i} = \dot{V}_{\text{Konv},i} \cdot (\rho_{\text{Wasser,Sp},i+1} \cdot c_{p\text{Wasser}} \cdot T_{\text{SP},i+1} - \rho_{\text{Wasser,SP},i} \cdot c_{p\text{Wasser}} \cdot T_{\text{SP},i}) \quad 16$$

für  $i = 1 \dots n - 1$

Für die unterste Schicht gilt:  $\dot{Q}_{\text{Konv},n} = 0$

### 5.2.5. Glattrohrwärmetauscher

Über den WPWT (interner WärmePumpenWärmetauscher der LWWP) wird die Wärme vom Kältekreislauf an den Ladekreislauf übergeben. Die Berechnung des WPWT erfolgt nach dem Effizienz-NTU-Modell [DEW2011]. Berechnung erfolgt auf Basis thermischer Leistung der LWWP  $P_{\text{th}}$  der Oberfläche des WPWT  $A_{\text{WT}}$ , welche sich aus der Geometrie des WPWT berechnet und dem Temperaturabstand  $T_{\text{Abstand}}$  des Wärmetauschers, dem Volumenstrom der Speicherladepumpe  $\dot{V}_{\text{Hz}}$  der Dichte  $\rho$  und spez. Wärmekapazität  $c_p$  des Wassers im Ladekreis bei entsprechender Temperatur. Daraus berechnet sich NTU (Number of Transfer Unit), über die, die Übertragungseffizienz  $\varepsilon$  berechnet wird.

$$UA = \frac{P_{\text{th}} \cdot A_{\text{WT}}}{T_{\text{Abstand}}} \quad 17$$

$$NTU = \frac{UA}{\dot{V}_{\text{Hz}} \cdot \rho \cdot c_p} \quad 18$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad 19$$

Über die Speicherladepumpe mit fester Leistung und konstantem Durchfluss wird der Glattrohrwärmetauscher im Speicher versorgt. Der Wärmetauscher wird in einzelne WT-Elemente unterteilt und den entsprechenden Speicherelemente zugeordnet.

Der Energiefluss vom Heizkreis zum Speicher berechnet sich aus der Oberfläche  $A_{\text{WTelement}}$  des Wärmetauscher Elements, dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  und dem Temperaturunterschied zwischen Innentemperatur Wärmetauscher  $T_{\text{WT},i}$  und der Temperatur der Speicherschicht  $T_{\text{Sp},i}$ :

$$\dot{Q}_{\text{WT},i} = A_{\text{WTelement}} \cdot k \cdot (T_{\text{WT},i} - T_{\text{Sp},i}) \quad 20$$

Vom Energiefluss kann die Temperatur des nachfolgenden WT-Elements berechnet werden.

$$T_{\text{WT},i+1} = T_{\text{WT},i} - \frac{\dot{Q}_{\text{WT},i} - \dot{Q}_{\text{WTUm},i}}{\dot{V}_{\text{Hz}} \cdot \rho_i \cdot c_{p_i}} \quad 21$$

So werden die WT-Temperaturen beginnend mit der obersten WT-Schicht für die unteren Schichten berechnet bis zur Speicherschicht bei welcher „WP-Rücklauf“ (Position für den Rücklauf der WP) vorgesehen ist. Diese Temperatur gilt für die Rücklauftemperatur der Wärmepumpe.

Angenommen, dass der WP-Vorlauf auf Speicherschicht 4 ist und der WP-Rücklauf auf Speicherschicht 19, so kann ausgehend von der Vorlauftemperatur die Rücklauftemperatur berechnet werden.

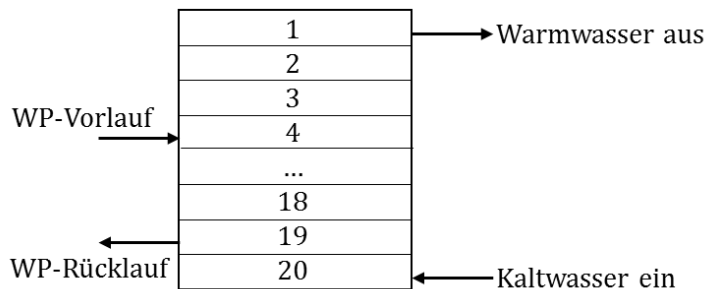


Abbildung 19: Aufbau Speicher mit Wärmetauscher als Schichten

Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  für den Innenliegenden Wärmetauscher berechnet sich aus:

1. Wärmeübergang vom Heizkreis zur Rohrwand des Wärmetauschers mit dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_s$  (s: strömend),
2. Wärmeleitung des Rohrs durch die Wärmeleitfähigkeit  $l$  und Wanddicke  $l$  des Wärmetauschers,
3. Wärmeübergang vom Rohr zum Speicherwasser durch Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_r$  (r: ruhend) zwischen Wärmetauscher und Wasser im Speicher.

Dies führt zur folgenden Formel [Kuchling1991]:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_s} + \frac{l}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}$$

22

Der Wärmeübergang vom Rohr zum Speicherwasser erfolgt aufgrund drei Ursachen:

- a) Quer angeströmter Zylinder bei erzwungener Konvektion, ausgelöst durch Zapfung (interner Fluss).
- b) Quer angeströmter Zylinder bei erzwungener Konvektion, ausgelöst durch die interne Bewegung bei Schichtung.
- c) Natürliche Konvektion.

Die drei Ursachen wurden separat voneinander untersucht. Es zeigt sich, dass der Einfluss von der Zapfung sehr gering ist. Die Wärmeübergangszahl bei erzwungener Konvektion aufgrund Schichtung ist ähnlich der Wärmeübergangszahl bei natürlicher Konvektion. Aus diesem Grund wurde im Modell ausschliesslich die natürliche Konvektion berücksichtigt.

Wärmeübergang vom Heizkreis zur Rohrwand des Wärmetauschers mit dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_s$  (s: strömend) berechnet sich nach [Ehrbar2000] über die Nusseltzahl nach [Wagner2011, Formel 3.50 auf Seite 79].

Wärmeübergang vom Rohr zum Speicherwasser durch Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_r$  (r: ruhend) zwischen Wärmetauscher und Wasser im Speicher berechnet sich über die natürliche Konvektion nach [VDI2006, Formel 22 im Abschnitt Fa5].

#### 5.2.6. Direkt-Kondensator

Der Kältekreislauf von der Wärmepumpe wird direkt in den Speicher gelegt. Der Wärmedurchgang erfolgt vom Kältemittel zum Speicher. Der Wärmetauscher wird in einzelne WT-Elemente unterteilt und einem Speicherelement zugeordnet.

$$\dot{Q}_{WT,i} = \frac{1}{R_{th}} \cdot (T_{WT,i} - T_{Sp,i})$$

23

Es soll ebenfalls die Rücklauftemperatur des Kältemittels berechnet werden. Es wird fortlaufend die Enthalpie  $h$  jedes WT-Element beginnend vom WP-Vorlauf bis zum WP-Rücklauf berechnet. Dies wird über die Abnahme der Enthalpie  $\Delta h$  pro WT-Element bestimmt, woraus dann die Temperatur des nächsten WT-Elements bestimmt werden kann.

Für die Berechnung des thermischen Widerstand  $R_{th}$  vom Kältemittel zum Speicherwasser, wird der

1. Wärmeübergang vom Kältemittel zur Rohrwand des Wärmetauschers mit Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_s$  (s: strömend) und Fläche  $A_{KM}$  und die
2. Wärmeleitung des Rohrs durch die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{rohr}$  und Länge  $l$  und der
3. Wärmeübergang vom Wärmetauscherrohr-Speicherwand zum Speicherwasser durch Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_r$  (r: ruhend) und Fläche  $A_{WTSP}$  berücksichtigt

Der Widerstand berechnet sich nach:

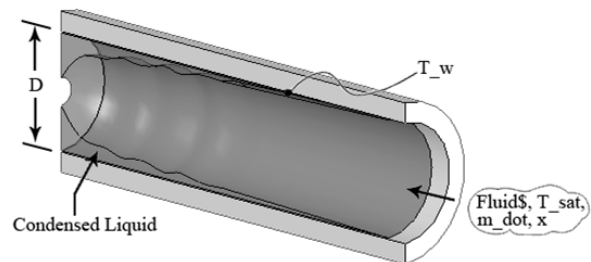
$$R_{th} = \frac{1}{\alpha_s \cdot A_{KM}} + \frac{l}{\lambda_{rohr}} + \frac{1}{\alpha_r \cdot A_{WTSP}} \quad 24$$

Zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_s$  wird unterschieden, ob das Kältemittel flüssig, gasförmig oder im Zweiphasengebiet ist. Die Unterscheidung erfolgt über die Enthalpie  $h$  mit dem Kondensationsdruck  $p_2$ .

Die  $\alpha_s$ -Werte wurden über die EES-Prozedur „call Cond\_HorizontalTube(Fluid\$, m\_dot, x, T\_sat, T\_w, D : h\_m, F\$)“ bestimmt. Als Variablen wurden folgende Werte definiert:

Tabelle 5: Parameter zur Bestimmung des ein- und zweiphasigen Wärmeübergangs des Kältemittels.

Variabel	flüssig	2-Phasen
Fluid\$	'R407c'	'R407c'
m_dot	60e-3 [kg/s]	60e-3 [kg/s]
x	0	0.5
T_sat	65 [C]	55 [C]
T_w	64 [C]	50 [C]
D	25e-3 [m]	25e-3 [m]



Zusätzlich wurden Werte aus [Cerbe2013] für die Wärmeübergangskoeffizienten bei gasförmiger erzwungener Strömung berücksichtigt.

Die Simulation wurde in MATLAB durchgeführt über die Forward Time Step Methode mit Iterationsschritt 2 Sekunden mit Subiteration bei der Berechnung der Phasenübergänge beim Kältemittel.

## 6 Literatur

- Cerbe2013 G. Cerbe, G. Wilhelms, Technische Thermodynamik, Hanser, 17. Auflage, 2013
- Copeland2010 Verdichterdatenblatt Copeland ZH26K4E-TFD, 2010
- DEW2011 Dewitt et al, Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons, Inc., 7. Edition, 2011
- Ehrbar2000 M. Ehrbar, Thermodynamik, 10. Auflage, 2000
- EnV730 Energieverordnung (EnV) 730.01, vom 7. Dezember 1998 (Stand 1. April 2014)
- FWS2013 FWS, Reglement Gütesiegel Warmwasser-Wärmepumpen mit FWS Zertifikat, Version 2, 1.1.2013, Ausführung CH
- Highly2014 Verdichterdatenblatt Hitachi-Highly, Serie WHP 019000, 2014
- Jordan2005 U. Jordan, K. Vajen, Program to generate Domestic hot water profiles with statistical means for user defined conditions, ISES Solar World Congress, 2005
- Kuchling1991 H. Kuchling, Taschenbuch der Physik, V. Harri Deutsch, 13. Auflage, 1991
- Uhlmann2010 M. Uhlmann, St. Bertsch, Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 3 und 4, BFE, 2010
- Vetsch2012 B. Vetsch, A. Gschwend, St. Bertsch, Warmwasserbereitstellung mittels Wärmepumpen in Mehrfamilienhäuser, BFE, 2012
- VDI2006 VDI Wärmeatlas, 10. Auflage, 2006.
- Wagner2011 Walter Wagner, Wärmeübertragung, Vogel-Verlag, 7. Auflage, 2011.
- WPZ2013 WPZ-Bulletin 02-2013, Ausgabe 02-2013, 14.10.2013
- Yih1965 C-S. Yih, Dynamics of Nonhomogeneous Fluids, The Macmillan Company, New York, 1965.





Kontaktinformationen:  
Markus Markstaler, markus.markstaler@ntb.ch