

Messung der Wärmepumpen-Systemeffizienz vor und nach einem Speicheraustausch sowie Vergleichsanalyse

**Auftraggeber:
LINK3 GmbH**

Maximilian Kampmann
Fabian Ille
Prof. Dr.-Ing. Mario Adam

Hochschule Düsseldorf
ZIES – Zentrum für Innovative Energiesysteme

Düsseldorf, April 2024

Kontakt/Ansprechpartner:

Maximilian Kampmann

E-Mail:

maximilian.kampmann@hs-duesseldorf.de

Telefon:

+49 211 4351-3245

Fabian Ille

E-Mail:

fabian.ille@hs-duesseldorf.de

Telefon:

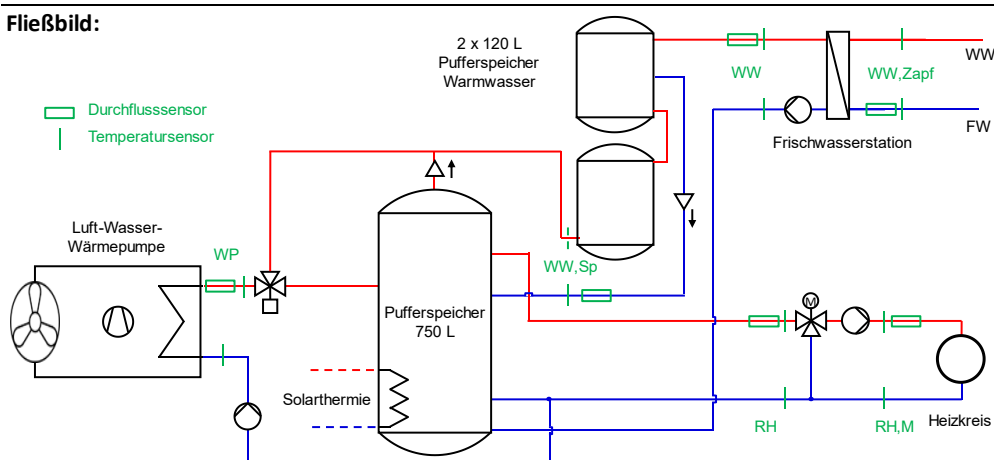
+49 211 4351-3576

Steckbrief

Steckbrief der Anlage vor dem Umbau

Gebäude	Einfamilienhaus (2 ELW)	Hydraulik	
	Niedrigenergiehaus	Speicher	RH Pufferspeicher (+ST)
Baujahr	1994		2 x WW Heizwasserspeicher
Beheizte Fläche	250 m ²	Volumen RH Sp.	750 l
Heizung	Heizkörper	Volumen WW Sp.	2 x 120 l
		RH Beladung	Direkt
Wärmepumpe	Alpha Innotec LWDV 91-3	Entkopplung der WP	Vollentkopplung
Wärmequelle	Außenluft	RH Entladung	Direkt - Mischer
Nennleistung	8.2 kW	WW Beladung	Direkt
Modulation	ja	WW Entladung	Frischwasserstation
		Zirkulation	vorhanden, nicht in Betrieb

Fließbild:

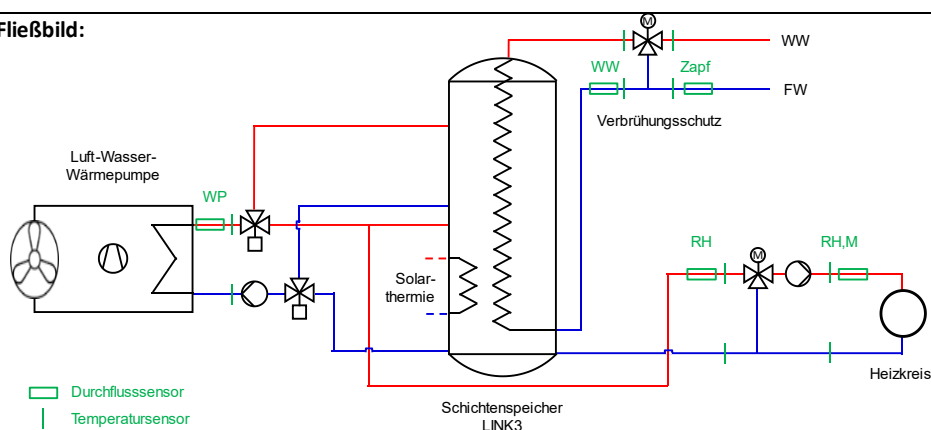


Auswertung		Temperaturniveaus	Vorlauf	Rücklauf
Zeitraum	134.5 h		°C	°C
von	02.02.2024	WP Warmwasser	44.0	38.3
bis	08.02.2024	WP Raumheizung	38.1	33.5
Außentemperatur	7.00 °C	WP Abtau	36.2	31.4
Gewichtete Außent.	6.99 °C	RH vor Mischer	38.8	35.8
Bandbreite	1.4 ... 10.5 °C	Heizkreis	38.2	36.2
		WW vor FriWaSta	45.8	30.0
		WW Zapfseite	42.5	8.0
Energiebilanz		Speicher im Mittel	38.6 °C	
WP Warmwasser	314.4 kWh	Schichtungseffizienz		
WP Raumheizung	122.9 kWh	Speicher (o. FriWaSta)	85.6 %	
WP Abtau	-5.9 kWh	Speicher	77.8 %	
WP Stromverbrauch	115.2 kWh	System	76.6 %	
RH vor Mischer	-338.4 kWh	Temperaturverlust		
RH,M hinter Mischer	-321.9 kWh	Speicher (o. FriWaSta)	2.36 K	
WW FriWaSta	-39.2 kWh	Speicher	3.70 K	
WW Zapfung	-40.8 kWh	System	3.86 K	
Verlust Speicher	-54.2 kWh			
Verlust FriWaSta	1.6 kWh			
Verlust RH-Leitungen	-16.5 kWh			
WP Arbeitszahl	3.75 -			

Steckbrief der Anlage nach dem Umbau

Gebäude	Einfamilienhaus (2 ELW) Niedrigenergiehaus	Hydraulik	
Baujahr	1994	Speicher	Schichtenspeicher
Beheizte Fläche	250 m ² m ²	Volumen	1000 l
Heizung	Heizkörper	Entkopplung der WP	Teilentkopplung
		RH Beladung	Direkt - Diffusoren
		RH Entladung	Direkt - Mischer
Wärmepumpe	Alpha Innotec LWDV 91-3	WW Beladung	Direkt - Diffusoren
Wärmequelle	Außenluft	WW Entladung	Int. Wärmeübertrager
Nennleistung	8.2 kW	Zirkulation	nicht in Betrieb
Modulation	ja		

Fließbild:



Auswertung		Temperaturniveaus	Vorlauf °C	Rücklauf °C
Zeitraum	116.3 h	WP Warmwasser	44.9	39.1
von	26.02.2024	WP Raumheizung	37.7	33.8
bis	02.03.2024	WP Abtau	33.0	27.0
Außentemperatur	5.25 °C	RH vor Mischer	36.7	34.7
Gewichtete Außent.	4.92 °C	Heizkreis	36.5	34.6
Bandbreite	-1.6 ... 14.4 °C	WW vor Mischer	44.9	10.1
		WW Zapfseite	44.8	9.3
Energiebilanz		Speicher im Mittel	36.0 °C	
WP Warmwasser	70.3 kWh			
WP Raumheizung	258.7 kWh			
WP Abtau	-4.0 kWh			
WP Stromverbrauch	83.7 kWh	Schichtungseffizienz		Referenz SPF
RH vor Mischer	-269.3 kWh	Speicher (o. WW-Mischer)	85.2 %	-
RH,M hinter Mischer	-252.9 kWh	Speicher (m. WW-Mischer)	84.7 %	(83.6 %)
WW Mischer	-28.7 kWh	System (m. RH-Mischer)	83.9 %	(81.2 %)
WW Zapfung	-31.6 kWh			
Verlust Speicher	-26.6 kWh	Temperaturverlust		
Verlust WW-Mischer	2.8 kWh	Speicher (o. WW-Mischer)	2.25 K	
Verlust RH-Leitungen	-16.4 kWh	Speicher (m. WW-Mischer)	2.37 K	
Arbeitszahl WP	3.88 -	System (m. RH-Mischer)	2.53 K	

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen und Indizes

FBH	Fußbodenheizung
FriWaSta	Frischwasserstation
RH	Raumheizung
RL	Rücklauf
Sp	Speicher
Sys	System oder Gesamtsystem
V	Verlust, bzw. Wärmeverlust
VL	Vorlauf
W	Wasser
WP	Wärmepumpe
WW	Warmwasser
Zirk	(Warmwasser-) Zirkulationsleitung
Zapf	(Warmwasser-) Zapfung

Physikalische Größen

Größe	Beschreibung	Einheit
AZ	Arbeitszahl der Wärmepumpe	-
c_p	Spezifische isobare Wärmekapazität	J/kg/K
E_{el}	Elektrische Energie	kWh
P_{el}	Elektrische Leistung	kW
p	Druck (hier statischer Druck im Heizungssystem)	Pa
Q	Wärmemenge	kWh
$\dot{Q}$	Wärmeleistung	kW
s	Spezifische Entropie	J/kg/K
$\dot{S}$	Entropiestrom	W/K
ΔS	Entropieänderung	J/K
T	Temperatur	°C
$\bar{T}$	(Leistungs-) Gemittelte Temperatur	°C
V	Volumen	l/min
$\dot{V}$	Volumenstrom bzw. Durchfluss	l
ρ	Dichte	kg/m ³
ψ	Schichtungseffizienz	-

Inhaltsverzeichnis

Steckbrief.....	3
Abkürzungsverzeichnis	5
Inhaltsverzeichnis	6
1. Einleitung.....	7
2. Heizungsanlage	8
2.1 System vor dem Umbau	8
2.2 System nach dem Umbau	9
2.3 Randbedingungen	10
3. Messaufbau und Durchführung.....	11
4. Ergebnisse.....	13
4.1 System vor dem Umbau (getrennte Speicher für RH und WW)	13
4.1.1 Betriebsweise des Systems	14
4.1.2 Energetische Auswertung	16
4.1.3 Exergetische Auswertung	18
4.2 System nach dem Umbau (Kombispeicher LINK3)	21
4.2.1 Betriebsweise des Systems	21
4.2.2 Energetische Auswertung	25
4.2.3 Exergetische Auswertung	27
4.3 Vergleich der Systeme vor und nach dem Umbau	31
Fazit und Diskussion	35
Literaturverzeichnis	36
Anhang A: Berechnungsmethodik.....	38
4.4 Stoffdaten.....	38
4.5 Wärmemengen.....	38
4.6 Entropie.....	40
4.7 Schichtungseffizienz.....	40
4.8 Leistungsgemittelte Temperaturen und Temperaturverlust.....	41
Anhang B: Plausibilitätsrechnungen	43
Anhang C: Anpassungen der Messdaten	46
Anhang D: Fotodokumentation	47
Anhang E: Messung nach Umbau mit hoher Taktung	51
Anhang F: Diagramme	53

1. Einleitung

Die hydraulische Einbindung einer Wärmepumpe hat Auswirkungen auf die gesamte Effizienz des Heizungssystems. Untersuchungen des Fraunhofer ISE zeigen, dass unterschiedliche thermische Speicherkonzepte die Arbeitszahl der Wärmepumpe beeinflussen, (M. Miara, 2011). Insbesondere durch mangelnde Temperaturschichtung innerhalb der Speicher kommt es zu Effizienzeinbußen (M. Y. Haller, 2014). Im untersuchten Heizungssystem wurden aus diesem Grund die hydraulischen Komponenten wie Speicher, Mischventile und Frischwasserstation ausgetauscht. Das vorher verbaute System wurde nicht ordnungsgemäß hydraulisch verschaltet, sodass bei der Beladung der beiden Warmwasserspeicher auch der Pufferspeicher der Heizung anteilig auf Warmwassertemperaturniveau beladen wurde.

Ziel der durchgeführten Vermessung des Heizungssystems ist, ein umfassendes Bild von der Betriebsweise des untersuchten Systems zu erhalten. Bei der Auswertung wird vor allem das System nach dem Speicheraustausch im Detail analysiert. Beide Systeme werden im Rahmen der Analyse miteinander verglichen, um den Effekt des Umbaus des Systems zu erfassen. Dies beinhaltet neben der Erfassung der Arbeitszahl der Wärmepumpe die Erfassung von Temperaturen in den hydraulischen Kreisen, die Bewertung der Schichtungseffizienz des Speichers inklusive und exklusive weiterer hydraulischer Komponenten wie Mischventile oder Frischwasserstationen, die Erfassung von Temperaturverlusten, z.B. durch mangelnde Schichtung sowie das Taktverhalten der Wärmepumpe.

2. Heizungsanlage

Die folgenden Unterkapitel zeigen das Fließbild der vermessenen Wärmepumpen-Anlage. Auf den Fließbildern sind zudem die Messstellen für Temperaturen und Durchfluss dargestellt, auf die näher in Kapitel 3 eingegangen wird.

2.1 System vor dem Umbau

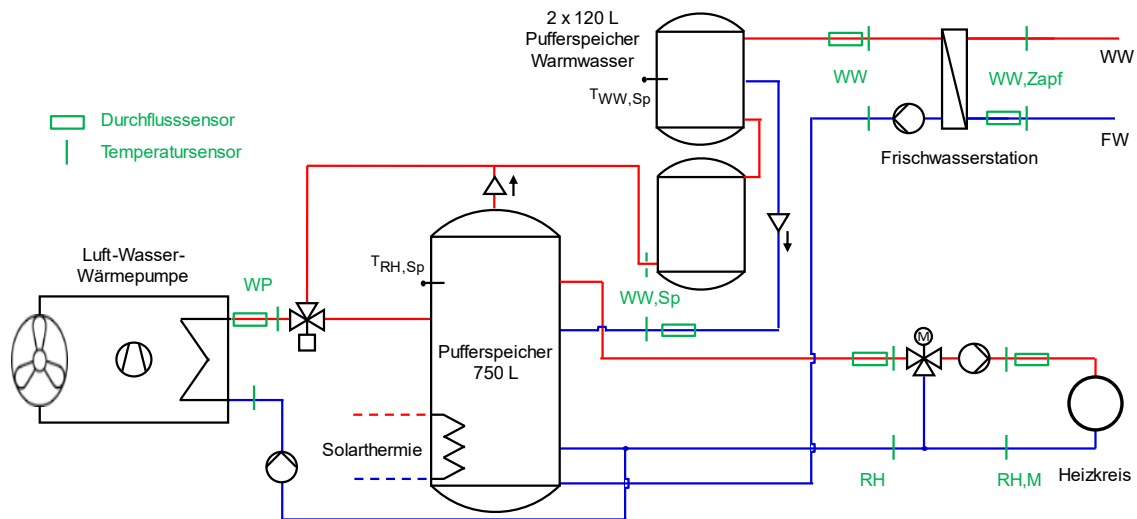


Abbildung 1 – Fließbild der Wärmepumpen-Anlage im Ausgangszustand

Das System verfügt über zwei 120 Liter fassende Warmwasser-Heizungsspeicher, die Wärme für die verbaute Frischwasserstation vorhalten. Zusätzlich wurde zur Pufferung der Solarthermie und der Wärmepumpe ein 750 Liter fassender Heizungsspeicher installiert. Die Speicher wurden allerdings nicht ordnungsgemäß an die WP angebunden:

- Der Rücklauf der WP ist lediglich am Heizungspufferspeicher angeschlossen und entnimmt dort das Wasser vom Speicherboden. Die WW-Puffer sind mit ihrem Rücklauf wiederum mittig am RH-Puffer angeschlossen. Mit dem niedrig temperierten Wasser am Boden des RH-Puffers erreicht die WP mit einem Temperaturhub von etwa 5 K das WW-Temperaturniveau nicht, sodass etwa die Hälfte des RH-Puffers auf ein hohes Temperaturniveau beladen wird. Erst dann kann die WP die WW-Zieltemperatur erreichen. Daraus resultieren die langen Temperaturrampen bei der Beladung der WW-Speicher (siehe *Abbildung 6*)
Richtig wäre die Anbindung des WP-Rücklaufs direkt an die WW-Speicher. Z.B. über ein 3-Wege-Umschaltventil im WP-Rücklauf.
- Die WW-Speicher werden von unten nach oben beladen. Eine Anbindung des WP-RL an den unteren Anschluss der WW-Speicher und des WP-VL an den oberen Anschluss, der hier zum RH-Puffer zurückgeführt wird, wäre sinnvoller. Bei einer WW-Beladung wird sonst wärmeres Wasser aus den oberen Speicherschichten in den kühleren RH-Puffer befördert. Zudem speist die WP mit warmem Wasser in die kälteste untere WW-Speicherschicht ein. Durch den

Dichteunterschied zur kühleren unteren WW-Speicherschicht steigt das warme Wasser des WP-VL nach oben und durchmischt die WW-Speicher.

- Orientierung zur ordnungsgemäßen Paralleleinbindung von Warmwasser- und Heizungsspeichern gibt u.a. die (Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS, 2023).

2.2 System nach dem Umbau

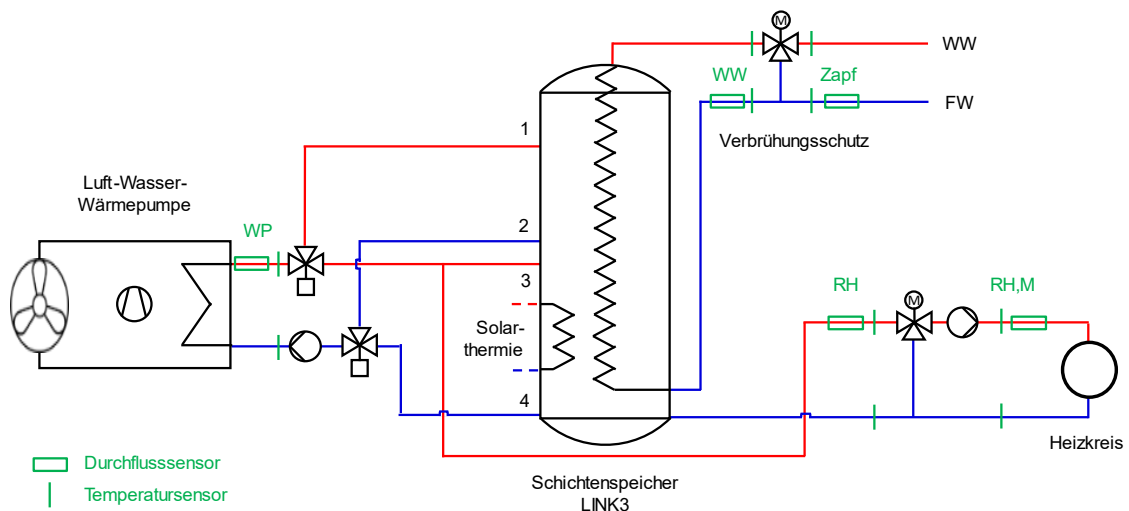


Abbildung 2 – Fließbild der umgebauten Wärmepumpen-Anlage mit Kombispeicher (ca. 1000 L)

Die drei einzelnen Speicherbehälter wurden durch einen Kombispeicher für RH und WW ersetzt. Die WW-Beladung des Speichers erfolgt über die Speicheranschlüsse 1 und 2. Die Anschlüsse werden über Ladelanzen mit Diffusoren an der Spitze in den Speicher geführt, die oben gezeigte Darstellung über seitlich eingeführte Leitungen ist symbolisch. Ebenso verhält es sich bei Anschluss 3, über den der WP-VL an die RH-Zone des Speichers angebunden ist. Über die Anschlüsse 3 und 4 erfolgt die Beladung der RH-Zone. Hierbei liegt die Besonderheit an der Anbindung des WP-VL (Teilentkopplung). Der Durchfluss im WP-VL belädt im RH-Betrieb mit einem Teilvolumenstrom den Speicher, beliefert aber gleichzeitig den Heizungskreis direkt mit Heizungswasser, was die Durchmischung des Speichers verringert. Der RH-RL wird über den Speicher geführt. Im Heizkreis ist ein Mischventil verbaut, das bei dieser Verschaltung nicht unbedingt nötig wäre. Es dient hier aber dazu eine durch die Solarthermie erzeugte Übertemperatur im Speicher herunterzumischen.

Die WW-Bereitung erfolgt im Durchfluss-Prinzip über einen innenliegenden Wärmeübertrager, der sich über die gesamte Speicherhöhe erstreckt. Eine außenliegende Frischwasserstation wird daher nicht benötigt. Wegen der verbauten Solarthermie und damit einhergehend teils hohen Temperaturen im Speicher wurde hier zusätzlich ein Verbrühungsschutz verbaut.

2.3 Randbedingungen

Weitere Informationen zu WP, Speicher sowie den vorherrschenden Randbedingungen sind in der folgenden Tabelle dargestellt:

Tabelle 1 – Komponenten und Randbedingungen der Anlage

	Daten	Quelle
Standort	70599 Stuttgart	
Zeitraum Messung vor Umbau	02.02.2024 – 08.02.2024	
Auswertungszeitraum		
Zeitraum Messung nach Umbau	26.02.2024 – 02.03.2024	
Auswertungszeitraum		
Warmwasserbedarf (aus WP ausgelesen)	8330 kWh (2021-2022) 8158 kWh (2022-2023)	Auskunft Thomas Gerner
Gebäude	Einfamilienhaus mit 2 Einliegerwohnungen	Auskunft Thomas Gerner
Baujahr	1994	
Beheizte Fläche	250 m ²	
Gebäudestandard	Niedrigenergiehaus	
Raumheizung	Flächenheizkörper und Radiatoren (Rücklaufbeimischung im Heizkreis)	Auskunft Thomas Gerner
Schichtspeicher (System nach Umbau)	LINK3 COMFORTLINK-Sun	
Volumen	1000 l	
Stillstandsverlust	99 W (Warmhalteverlust bei 45 K)	Auskunft LINK3
Schichtungseffizienz (bei 12 kW Heizleistung der WP, LINK3 <u>Duolink</u>)	Speicher: 83,6 % System: 81,2 %	(Institut für Solartechnik SPF, 2018)
Wärmepumpe	Alpha Innotec LWDV 91-3 Luft/Wasser	(alpha innotec, 2020)
Modulation	Inverter geregelt	(BAFA, 2024)
Betriebspunkt	Leistungsdaten:	Prüfung nach
A-7/W35	8,11 kW, COP 3,14	EN 14511 /
A2/W35	5,08 kW, COP 4,61	EN 14825
A7/W35	2,77 kW, COP 5,41	
max. A7/W35	8,20 kW, COP -	

Technische Angaben zum neuen COMFORTLINK-Sun-Speicher sind dem baulich ähnlichen, älteren Duolink-Speicher von LINK3 entnommen, der u.a. schon am Institut für Solartechnik SPF getestet wurde. Die Solarthermieranlage war während der Auswertungszeiträume und bis 48 h vor Beginn des Auswertungszeitraums abgeschaltet, damit ein Einfluss der Solarthermie auf die Messergebnisse ausgeschlossen ist und die Auswirkung der Umbaumaßnahmen nachvollziehbarer sind. Da es zeitweise sehr sonnenreich war und die Solarthermie zum Schutz vor Überhitzung eingeschaltet werden musste, mussten die Auswertungszeiträume auf weniger als eine Woche beschränkt werden.

3. Messaufbau und Durchführung

Zur Bilanzierung der transportierten Wärmemengen wurden die Messstellen für Temperatur und Strömungsgeschwindigkeit so gewählt, dass Wärme- und Entropiebilanzen, für die in Abbildung 4 und Abbildung 9 dargestellten Bilanzgrenzen, gebildet werden können. Bei den verwendeten Sensoren handelte es sich um Clamp-On-Sensoren. Die Temperaturfühler wurden mit Wärmeleitpaste versehen und auf die blanke Rohroberfläche angepresst. Oberhalb der Anlagefühler wurde eine Dämmplatte aufgebracht, durch die der Messfehler durch Wärmeleitung über die Rohrwand an die Umgebungsluft verringert werden soll (siehe Abbildung 3). Der Durchfluss wurde mittels Ultraschall-Anlegefühlern gemessen, die ebenfalls auf die Rohrleitung gepresst werden. Diese messen die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids und das Messgerät verrechnet diese dann intern mit dem eingestellten Rohrrinnenquerschnitt, um den Volumenstrom zu bestimmen.

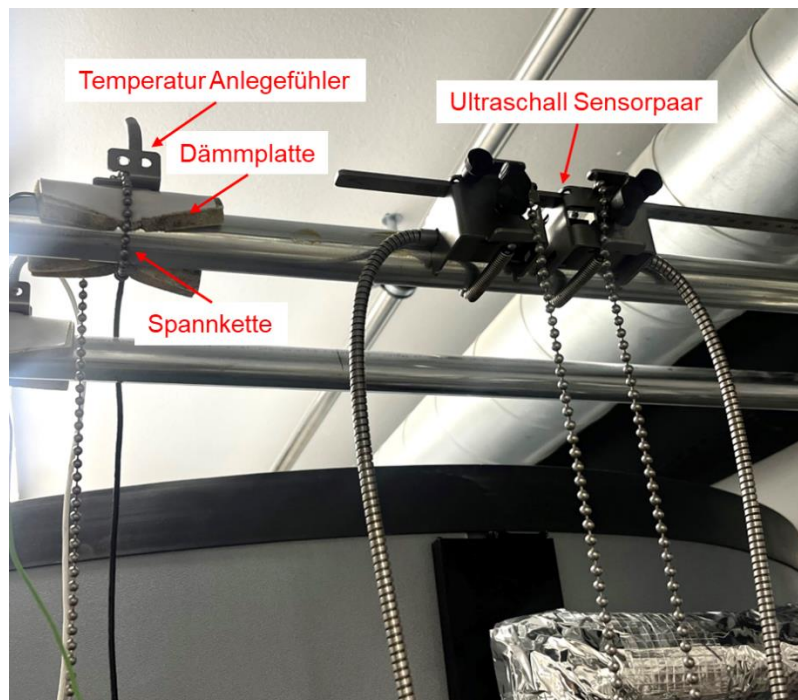


Abbildung 3 – Anbringung von Temperatur- und Ultraschall-Sensoren

Zusätzlich wurde der elektrische Energieverbrauch mittels Stromschleifen und Spannungsklemmen gemessen. Der Stromverbrauch der WP wurde im Sicherungskasten an der Sicherung der Außeneinheit gemessen. Verbräuche der Inneneinheit, bestehend aus Umschaltventilen, Strömungs- und Temperaturwächtern sowie der Sekundärkreis-pumpe wurden dabei vernachlässigt.

Die Außentemperatur am Standort der Anlage wurde nicht gemessen. Bei den Temperaturwerten handelt es sich um Wetterdaten aus der Wetterdatenbank Open-Meteo für die Koordinaten von Hohenheim in 70599 Stuttgart-Plieningen (Beschreibung der Software in (Zippenfenig, 2023)).

Eine Fotodokumentation der Messgeräteinstallation findet sich in „Anhang D: Fotodokumentation“. Technische Spezifikationen der Messgeräte enthält die folgende Tabelle:

Tabelle 2 - Messgeräte

Messung	Messgerät	Spezifikation	Wert	Einheit
Wärmemengen / Wärmeleistung	Flexim FLUXUS F601	Mittelungs- und Abspeicherintervall	1	s
	Durchflussmessung	Ultraschall-Laufzeitdifferenz		
		Messunsicherheit	$\pm 1,3$	%
	Temperaturmessung	Pt100		
		Messunsicherheit absolut	$\pm 0,03$	K
Stromverbrauch Wärmepumpe	Fluke 1735	Mittelungs- und Abspeicherintervall	5	min
	Leistungsmessung	Eigenfehler	$\pm 0,7$	%
	(Wirkleistung im Dreiphasen-Netz 230 V)	Betriebsfehler	$\pm 1,5$	%

Die gemessenen Temperaturen und Durchflüsse werden im Anschluss zur Berechnung verschiedener Zielgrößen verwendet. Zunächst werden Wärmemengen bilanziert, wie etwa Wärmeverbräuche der Heizung oder die Wärmebereitstellung durch die WP. Aus der Energiebilanz der aus dem Speicher bzw. den Bilanzgrenzen ein- und austretenden Energiemengen, werden dann rechnerisch die Wärmeverluste bestimmt. Mit dem gemessenen elektrischen Energieverbrauch der WP kann zudem die Arbeitszahl der Wärmepumpe bestimmt werden.

Eine exergetische Bewertung des Systems findet anhand der Schichtungseffizienz über die drei Bilanzgrenzen in Abbildung 4 und Abbildung 9 statt. Diese wird normalerweise unter reproduzierbaren Randbedingungen im Labor ermittelt. Da im Feld in der Regel andere Randbedingungen herrschen, sind die Kennzahlen im Feld und Labor nur bedingt vergleichbar.

Neben der Schichtungseffizienz wird deshalb zusätzlich der mittlere Temperaturverlust, ausgehend von der Beladung des Speichers bis hin zur Speicherentladung, über leistungsgemittelte Temperaturen berechnet.

Eine ausführliche Erläuterung ist in „Anhang A: Berechnungsmethodik“ zu finden.

Die Vorlauftemperatur auf der Primärseite der Frischwasserstation ($T_{WW,VL}$, Messung vor dem Umbau) wurde aufgrund fehlender Isolierung des Temperatursensors leicht angehoben. Die Anpassungen der Messdaten sind in „Anhang C: Anpassungen der Messdaten“ festgehalten.

4. Ergebnisse

In den folgenden Kapiteln werden die Messdaten für das System vor und nach dem Umbau dargestellt, ausgewertet und im Anschluss bewertet. Für die Berechnung der Wärmeverluste sowie der exergetischen Kennzahlen werden die Bilanzgrenzen aus Abbildung 4 und Abbildung 9 herangezogen.

Zudem erfolgt eine Plausibilitätsprüfung der Ergebnisse anhand theoretischer Nachrechnungen der Wärmeverluste, der verfügbaren Leistungsdaten der WP und der Kenndaten des Speichers. Zum Schluss werden beide Systeme anhand der berechneten Kennzahlen miteinander verglichen.

4.1 System vor dem Umbau (getrennte Speicher für RH und WW)

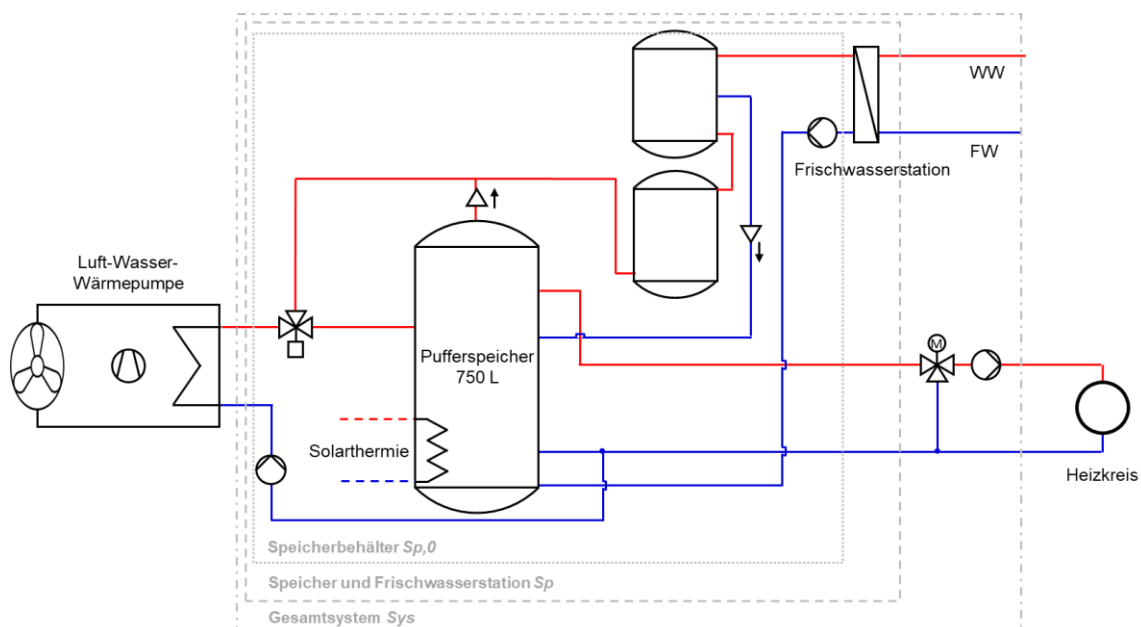


Abbildung 4 - Bilanzgrenzen in der Hydraulik der Vorher-Messung

4.1.1 Betriebsweise des Systems

Folgend wird die Betriebsweise des Heizungssystems anhand grafischer Zeitverläufe analysiert und bewertet. Hierbei werden aus Gründen der Übersichtlichkeit jeweils nur 48 Stunden dargestellt. Zeitverläufe über den gesamten Auswertungszeitraum finden sich in „Anhang F: Diagramme“.

Betrieb der Raumheizung (s. Abbildung 5): Die Rücklaufbeimischung wird in der RH-Regelung etwa ab einer Temperatur von $> 40^\circ\text{C}$ aktiv und beginnt die Vorlauftemperatur auf ein niedrigeres Niveau herunterzumischen. Übertemperaturen im RH-Speicher sind nicht etwa auf den Eintrag von Solarthermie zurückzuführen, da diese absichtlich abgeschaltet war, sondern wegen der in Kapitel 2.1 beschriebenen falschen Einbindung des WW-RL in die Speicher. Dadurch wird der RH-Speicher bei WW-Beladungen anteilig unnötig auf WW-Temperaturniveau beladen, was Effizienzeinbußen der WP durch das Arbeiten im hohen Temperaturbereich zur Folge hat. Die Heizung wird in der Nacht regulär weiterbetrieben.

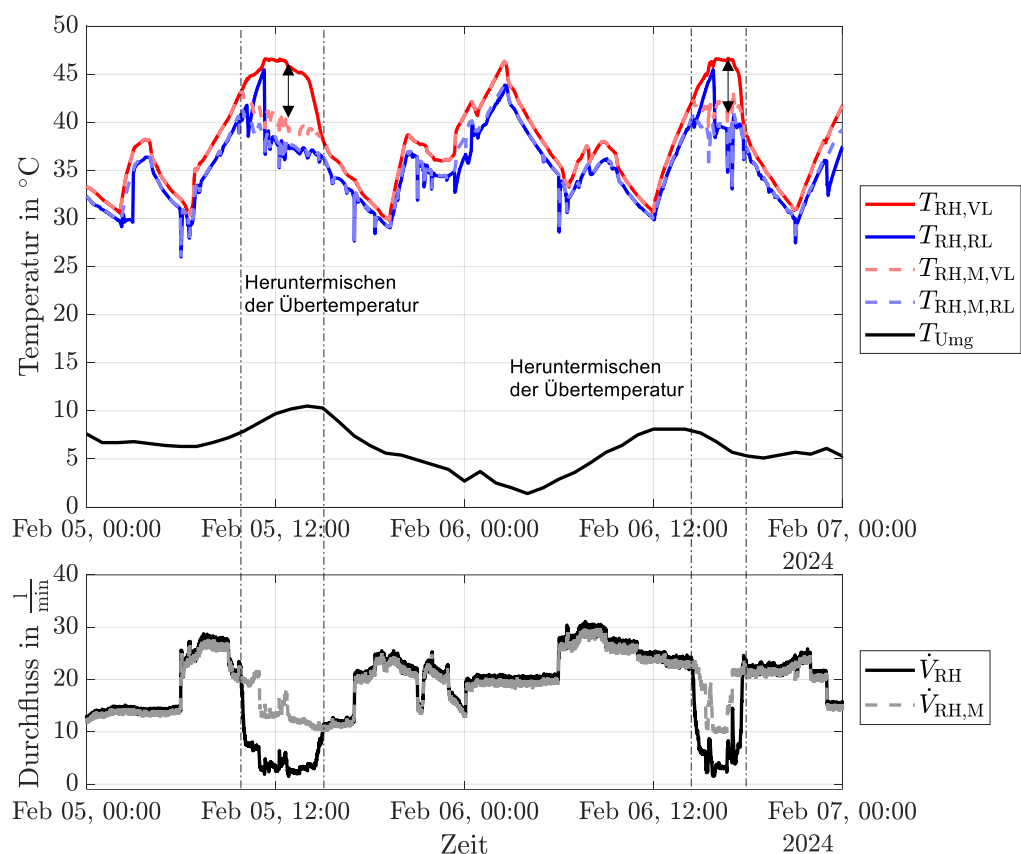


Abbildung 5 - Betrieb der Raumheizung (RH: Messung vor Heizungs-mischer; RH,M: Messung hinter Heizungs-mischer)

Betrieb der Wärmepumpe (s. Abbildung 6): Die WP springt etwa 3-mal täglich an und taktet damit kaum. Im hydraulischen Kreis der WP wird auch bei Kompressorstillstand ein Teildurchfluss von etwa 3 l/min von der Heizkreispumpe über den WP-Kreis gefördert, was so nicht gewünscht ist, sich aber aus der hydraulischen Verschaltung der Komponenten ergibt. Das sorgt zwangsweise für Durchmischungen im RH-Speicher (wenn auch bei sehr geringem Durchfluss). Die WW-Beladungen des Speichers finden hier etwa zweimal täglich statt. Hier lässt sich die fehlerhafte Einbindung der Speicher gut erkennen. Die WW-Beladungen beginnen auf RH-Temperaturniveau (ca. 35 ... 40 °C) und laufen in einer Temperaturrampe bis zur Solltemperatur der WW-Speicher von 50 °C heran (gemessen am Sensor $T_{WW,Sp}$, Abbildung 1). Die WP speist zunächst also über lange Zeit zu kaltes Wasser in die WW-Speicher ein, bis der RH-Speicher warm genug ist, dass die WP das WW-Temperaturniveau erreichen kann. Die hydraulische Entkopplung des WP-Vorlaufs vom Heizkreis äußert sich in einem Temperaturverlust zwischen Vorlauf der WP und der RH. Weil sich der RH- und WW-Betrieb der WP nicht sauber trennen lassen, lässt sich hierfür keine genaue Ziffer ermitteln, qualitativ liegt die Übertemperatur dort aber bei ca. 3 K (abgelesen an der Temperaturdifferenz zwischen WP-Vorlauf und RH-Vorlauf).

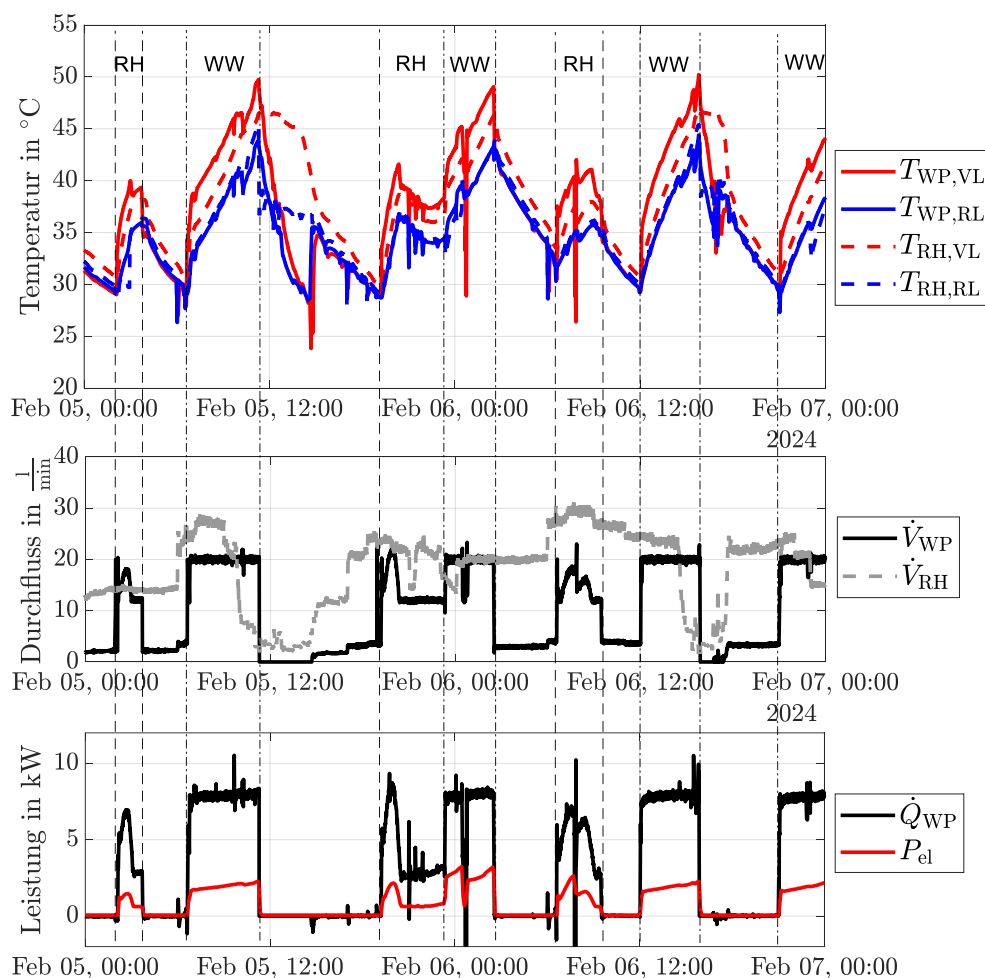


Abbildung 6 - Betrieb der Wärmepumpe mit entsprechend Beschrifteten RH- und WW-Beladungen der Speicher

Betrieb der Frischwasserstation (s. Abbildung 7): Eine WW-Zirkulation ist hier nicht in Betrieb. Das Frischwassermodul wird etwa zweimal täglich über ca. 3 h warmgehalten, was sich in einem dauerhaften etwa 5 l/min großen Durchfluss durch das Frischwassermodul zeigt. Der Temperaturverlust über die Frischwasserstation (gemeint ist die Temperaturdifferenz zwischen Primärkreiseintritt und Sekundärkreisaustritt) beträgt im Mittel 3,3 K, siehe auch

Tabelle 4. Ein Temperaturverlust ist an dieser Stelle aufgrund der Grädigkeit des Wärmeübertragers üblich.

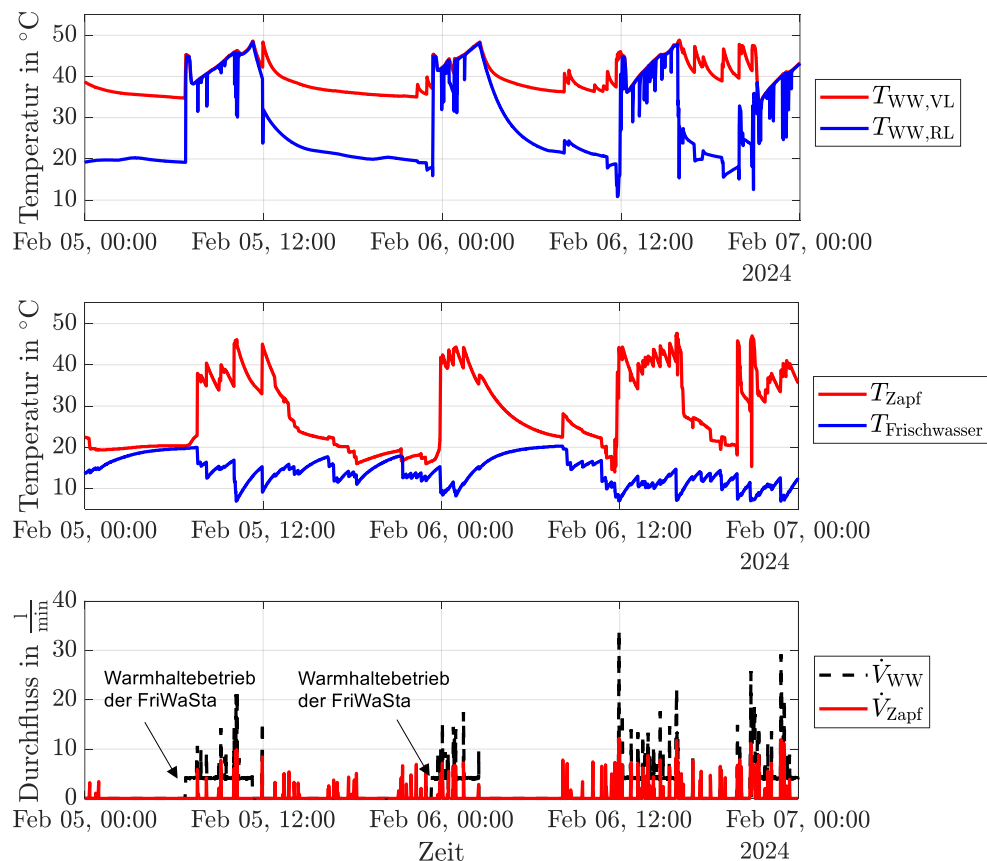


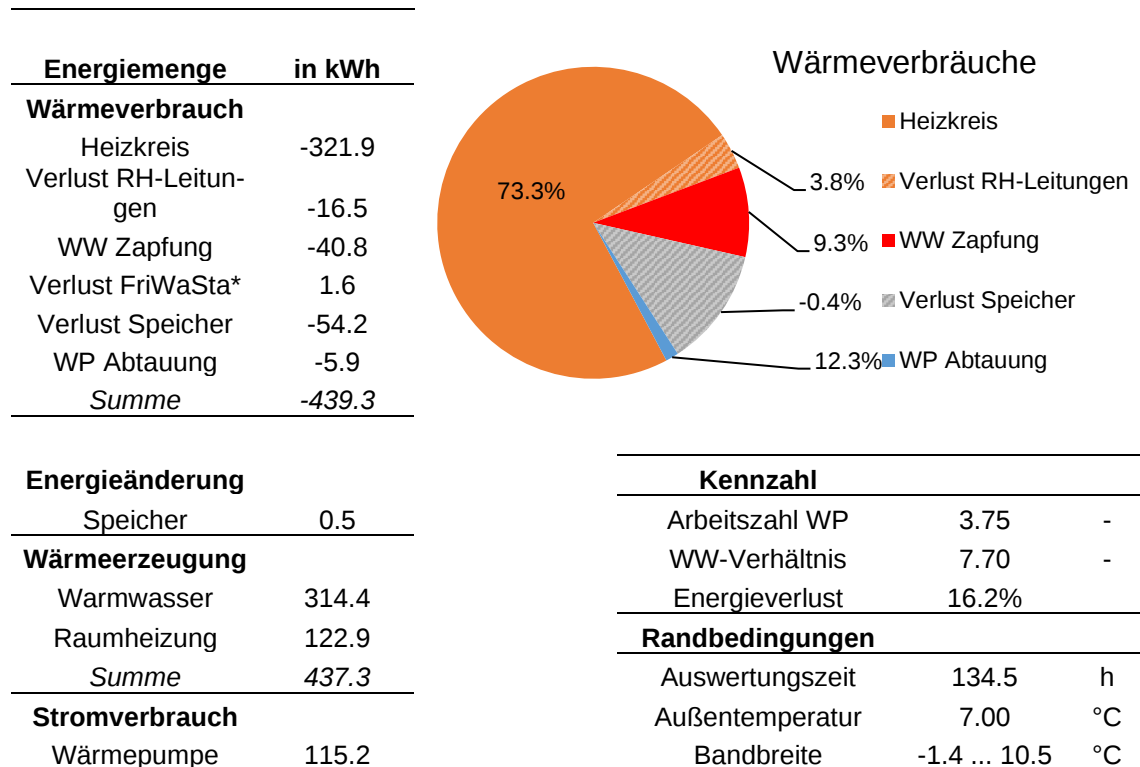
Abbildung 7 - Betrieb der Frischwasserstation

4.1.2 Energetische Auswertung

Die folgende Tabelle zeigt die gemessenen Energiemengen der Messung vor dem Umbau an verschiedenen Stellen im System. Unterhalb des Kuchendiagramms sind verschiedene Kennzahlen dargestellt. Bei den Wärmeverbräuchen fällt auf, dass der Wärmeverlust über die Frischwasserstation positiv ausfällt. Dieser wird bilanziell aus den transportierten Wärmemengen auf der Primär- und Sekundärseite der FriWaSta ermittelt. Mit den Messunsicherheiten der Messgeräte alleine lässt sich diese Unplausibilität

nicht erklären. Vielmehr scheinen Wärmeeinträge in die Frischwasserleitung für die Bilanz verantwortlich zu sein. Dafür spricht z.B. die Analyse des Systems nach dem Umbau (Messstelle für Frischwasser-Volumenstrom und Temperatur ist gleichgeblieben), wo an zwei Stellen der Frischwasserleitung deutlich unterschiedliche Temperaturen gemessen wurden (9,3 °C und 10,1 °C, s. Abbildung 13).

Tabelle 3 – Gemessene Energiemengen und Energetische Kennzahlen in der Vorher-Messung



* Wärmeeintrag in die Frischwasserleitung: Wird in der Summe der Wärmeverbräuche nicht berücksichtigt

Arbeitszahl:

Die Arbeitszahl der WP gibt Aufschluss über die Effizienz der Wärmepumpe im Auswertungszeitraum (Rechenweg s. Anhang A). Benötigte Energie zum Abtauen des Verdampfers wird von der bereitgestellten Heizenergie subtrahiert.

Die Arbeitszahl der Wärmepumpe liegt zu den im Messzeitraum gegebenen Randbedingungen mit 3,74 in einem guten Bereich (Vergleich: Jahresarbeitszahlen von Luft-Wasser-WP für RH und WW aus (Günther, et al., 2020) im Schnitt bei ca. 3,1, bei mittlerer Außentemperatur von 4,6 °C und einer mittleren Senkentemperatur von 38,5 °C: Temperaturhub zwischen Quellen und Senkenseite etwa 1,5 K geringer als in dieser Messung). Die WP könnte bei einer besseren Einbindung in das System aber bessere AZ erreichen,

indem sie anteilig mehr Arbeit im niedrigeren RH-Temperaturbereich verrichtet, die mittlere Vorlauftemperatur der WP liegt in dieser Messung bei 42,36 °C.

Ein direkter Vergleich der gemessenen Arbeitszahl mit den COP-Werten nach EN 14511 und EN 14825 (s. Tabelle 1) ist nicht aussagekräftig, da die modulierende WP in dieser Messung weitgehend bei anderen (Teillast-)Betriebspunkten arbeitet. Werden die COPs bei Nennleistung auf die reinen Temperatur-Betriebspunkte der Messung (ohne Berücksichtigung des Lastbetriebs) extrapoliert, wäre demnach mit einer AZ von $\approx 4,23$ zu rechnen (siehe Anhang B: Plausibilitätsrechnungen).

WW-Verhältnis:

Das WW-Verhältnis setzt die von der Wärmepumpe im WW-Modus gelieferte Wärme ins Verhältnis zum Bedarf an Zapfenergie (Haller & Haberl, 2015). Das hier gemessene WW-Verhältnis von 7,7 zeigt, dass 7,7 mal mehr WW-Energie von der WP bereitgestellt wird, als für Zapfungen benötigt wird. Verglichen mit Werten von Kombispeichersystemen aus Labortests von (Haller & Haberl, 2015) mit WW-Verhältnissen von 0.7 ... 1.9 zeigt sich hier erneut die fehlerhafte Einbindung der WW-Speicher deutlich.

Wärmeverlust:

Der Wärmeverlust gibt an, wie viel der bereitgestellten Wärme der WP bilanziell als Wärmeverlust über die Systemgrenzen hinweg verloren geht.

Der Wärmeverlust liegt in dieser Messung bei 16,2 %. In Schichtspeichermessungen nach (Haller & Haberl, 2015) ergibt sich bei sechs unterschiedlichen getesteten Schichtspeichersystemen ein Wärmeverlust von ca. 1,5 ... 6 %, womit die durchgeführte Messung deutlich höhere Wärmeverluste vorweist.

4.1.3 Exergetische Auswertung

Eine genauere Beschreibung der exergetischen Kennziffern findet sich in Kapitel 4.2.3, in dem genauer die Schichtungseffizienz des verbauten Kombispeichers analysiert und mit den Laborwerten des SPF Rapperswil verglichen wird. Weil für die im System vor dem Umbau verbauten Speicher keine Tests für die Schichtungseffizienz vorliegen, fehlen hier Vergleichswerte aus dem Labor. Zum anderen liegen Schichtungseffizienztests bisher nur für Kombispeicher vor. Daher wurden in dieser Analyse die Bilanzgrenzen analog zu den Bilanzgrenzen aus (Haller & Haberl, 2015) gesetzt. Damit werden die drei hier verbauten Speicherbehälter bilanziell als ein großer Behälter angesehen (s. Abbildung 4).

In der folgenden Tabelle sind leistungsgemittelte Temperaturen in den vermessenen hydraulischen Kreisen dargestellt. Teilweise sind die verbraucherseitigen Vorlauftemperaturen höher als die erzeugerseitigen. Das ist auf die WW-Beladungen zurückzuführen, bei denen der RH-Speicher mitbeliefert wird. Rechnerisch wurde eine Beladung als WW-Beladung gezählt, wenn am Sensor WW,Sp (siehe Abbildung 1) ein Durchfluss anliegt.

Die Mittelung der Vorlauftemperatur erfolgt über die gesamte Temperaturrampe der WW-Beladung (siehe Abbildung 6). Von der Beladung geht ein großer Teil in den RH-Puffer, das vermindert das mittlere Temperaturniveau der WW-Beladungen unter das WW-Zapfniveau und hebt die Temperatur im RH-Vorlauf an.

Tabelle 4 - Leistungsgemittelte Vor- und Rücklauftemperaturen der verschiedenen hydraulische Kreise

Bezeichnung	Abkürzung	Temperatur	
		Vorlauf °C	Rücklauf °C
Wärmepumpe Warmwasser	WP,WW	44.0	38.3
Wärmepumpe Raumheizung	WP,RH	38.1	33.5
Wärmepumpe Abtaubetrieb	WP,Abt	36.2	31.4
Raumheizung vor Mischer	RH	38.8	35.8
Raumheizung hinter Mischer	RH,M	38.2	36.2
Warmwasser vor Frischwasserstation	WW	45.8	30.0
Warmwasser Zapfseite	Zapf	42.5	8.0

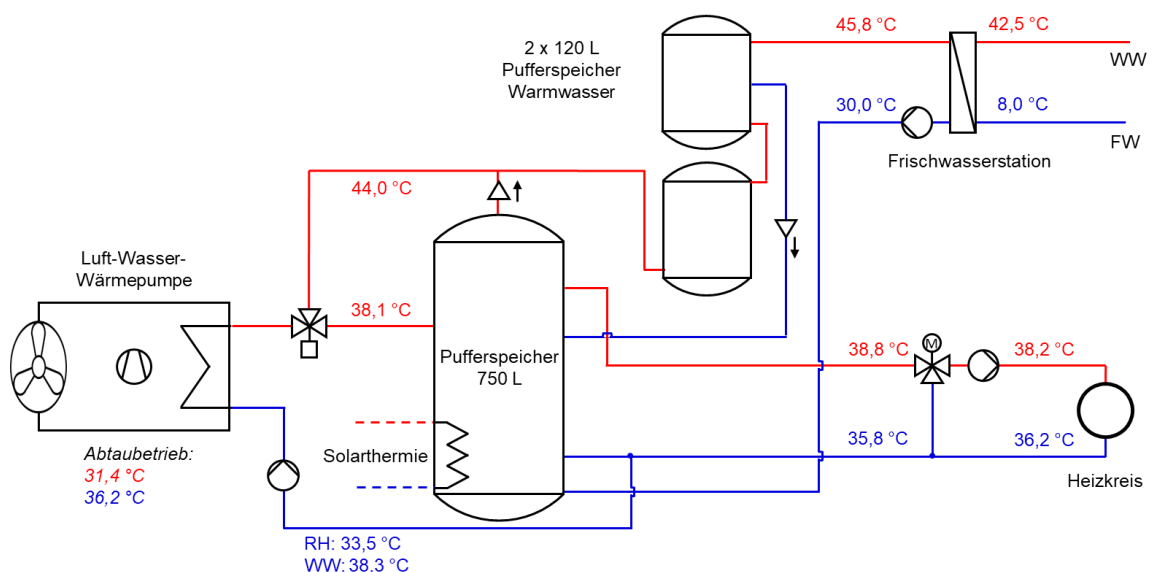


Abbildung 8 - Fließbild der Wärmepumpen-Anlage mit über den Messzeitraum leistungsgemittelten Temperaturwerten an den jeweiligen Messstellen

Die Temperaturverluste entstehen vor allem durch den Transport von Wasser aus den WW-Speichern in den RH-Speicher, in dem deutlich geringere Temperaturen vorliegen sollen. Das Mischventil im Heizkreis muss dadurch nach WW-Beladungen die Heizkreis-Vorlauftemperaturen verringern, was hier im Mittel 0,6 K an Temperaturverminderung ausmacht (s. Abbildung 5 & Abbildung 8). Außerdem kühlt der WW-Vorlauf über die Fri-WaSta um 3,3 K ab, was auf die Grädigkeit des Wärmeübertragers zurückzuführen ist.

Die folgende Tabelle zeigt zudem die leistungsgewichtete mittlere Temperatur innerhalb der verschiedenen Bilanzgrenzen sowie von den Speicherbe- und entladungen, die die Grundlage zur Berechnung des mittleren Temperaturverlusts darstellen (Berechnung, siehe Anhang A, Leistungsgemittelte Temperaturen und Temperaturverlust). Zudem sind Informationen über die Außentemperatur als Bandbreite und arithmetisches Mittel dargestellt.

Tabelle 5 - Leistungsgewichtete mittlere Temperaturen, sowie mittlere Außentemperatur

Bezeichnung	Abkürzung	Temperatur		
		Sp,0 °C	Sp °C	Sys °C
Mittlere Temperatur innerhalb der Bilanzgrenze	$\bar{T}_{Sp,0/Sp/Sys}$	38,55	37,92	37,89
Entladung im Mittel	$\bar{T}_{Ent,x}$	37,29	35,95	35,79
Beladung im Mittel	$\bar{T}_{Bel}$		39,65	
Außenluft	$\bar{T}_L$		7,00	
Außenluft Bandbreite			-1,4 ... 10,5	

In der folgenden Tabelle werden die Kennzahlen Temperaturverlust und Schichtungseffizienz dargestellt. Eine Berücksichtigung der FriWaSta in der Bilanz hat deutliche Einbußen in der Schichtungseffizienz-Kennziffer zur Folge. Das ist vor allem auf den hohen Abfall der Vorlauftemperatur über den Wärmeübertrager zurückzuführen.

Tabelle 6 - Schichtungseffizienz und Temperaturverluste an den Bilanzgrenzen

Bilanzgrenze	Abkürzung	Schichtungseffizienz -	Temperaturverlust K
Speicherbehälter	Sp,0	85,6 %	2,36
Speicher + FriWaSta	Sp	77,7 %	3,70
Speicher + FriWaSta. + RH-Mischer	Sys	76,6 %	3,86

4.2 System nach dem Umbau (Kombispeicher LINK3)

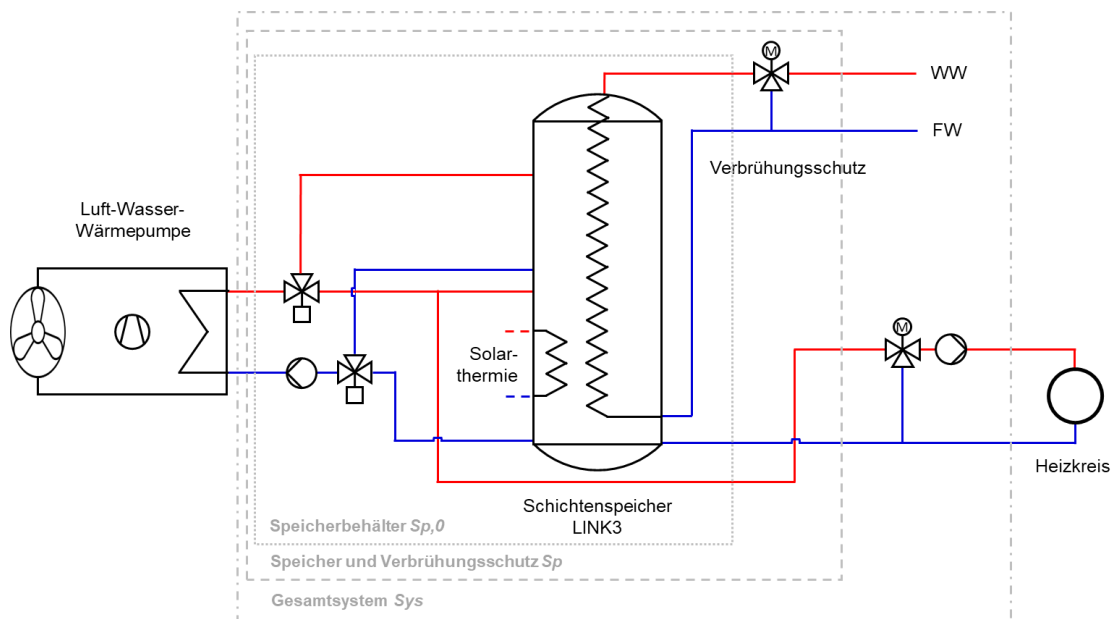


Abbildung 9 - Bilanzgrenzen in der Kombispeicher-Hydraulik sowie zugehörige Messstellen in den verschiedenen hydraulischen Kreisen

4.2.1 Betriebsweise des Systems

Folgend wird die Betriebsweise des Heizungssystems anhand grafischer Zeitverläufe analysiert und bewertet. Hierbei werden aus Gründen der Übersichtlichkeit jeweils nur 48 Stunden dargestellt. Zeitverläufe über den gesamten Auswertungszeitraum finden sich in „Anhang F: Diagramme“.

Betrieb der Raumheizung (s. Abbildung 10): Die Rücklaufbeimischung im Heizkreis ist nach der Umrüstung auf den Kombispeicher nichtmehr aktiv. Bis auf kurzzeitige Impulse aufgrund zwischenzeitlicher WW-Beladungen durch die WP und der damit einhergehenden verzögerten Temperatursenkung sowie Ventilumschaltung von WW auf HK (mit Temperaturspitzen über 45°C) wird die HK-Solltemperatur auch ohne Mischer gut eingehalten. Die Heizung wird zum großen Teil durch WP und Speicher gemeinsam beliefert (s. Abbildung 11). Zwischenzeitig entlädt die Heizung den Speicher bei abgeschalteter WP, was an den abfallenden Vor- und Rücklauftemperaturen im Heizkreis zu erkennen ist. Diese treten ebenso kurzzeitig bei WW-Beladungen des Speichers auf, weil in diesen Zeiten die Heizung nicht mehr von der WP beliefert wird.

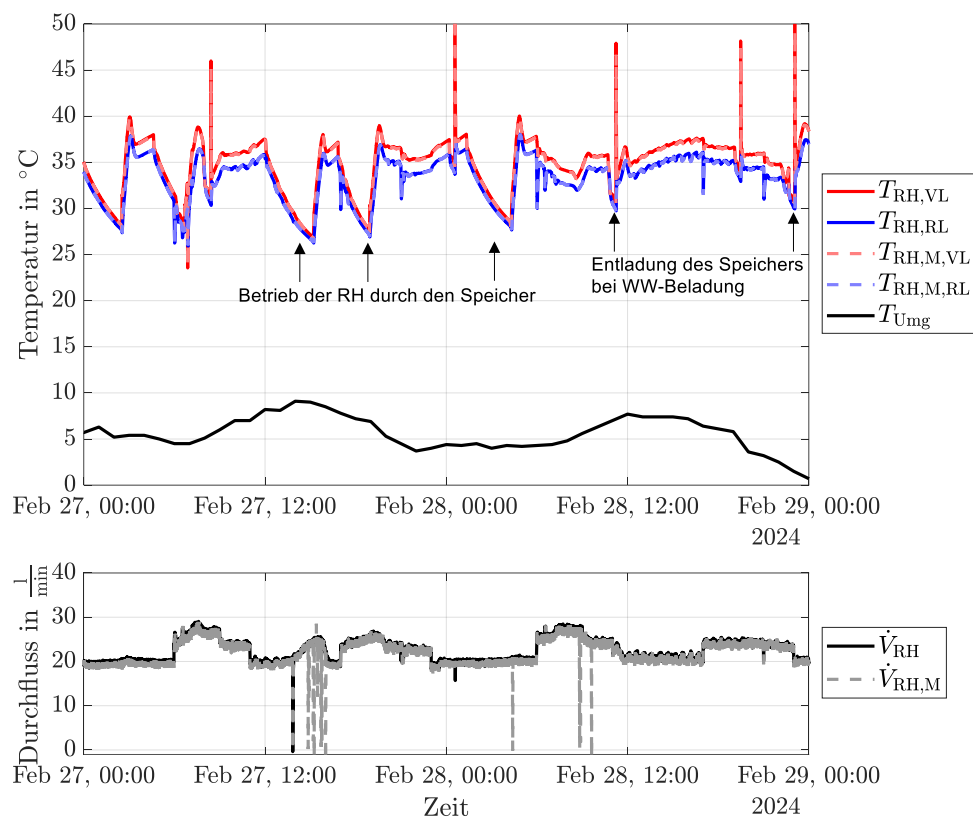


Abbildung 10 - Betrieb der Raumheizung (RH: Messung vor Heizungsmischer; RH,M: Messung hinter Heizungsmischer)

Betrieb der Wärmepumpe (s. Abbildung 11): Im hydraulischen Kreis der WP wird, wie bereits vor dem Umbau, ein Teildurchfluss von etwa 3 l/min über den WP-Kreis gezogen, wenn die RH in Betrieb ist. Die WW-Beladungen des Speichers finden etwa zweimal täglich statt, wobei hierfür die WP meist nicht neu startet. Diese laufen nun allerdings korrekt ab, was schon durch die deutlich kürzere Dauer der Beladungen deutlich wird (vgl. Abbildung 6). Insgesamt taktet die WP etwa zweimal täglich (besser zu erkennen in Anhang F: Diagramme). Die WP stellt die Wärme für die RH mit etwa 1 K Übertemperatur bereit (siehe auch Vorlauftemperaturen WP und RH in Tabelle 9) und konnte daher um ca. 2 K gegenüber dem System vor dem Umbau abgesenkt werden. Der WP-Durchfluss liegt deutlich unter dem Durchfluss im RH-Kreis. Dadurch muss die WP bei direkter Belieferung der Heizung mit der o.g. Übertemperatur arbeiten, um der Leistungsanforderung des Heizkreises zu genügen. Ein Teilvolumenstrom wird über die RH-Zone des Speichers gezogen, sodass sich die Vorlauftemperatur der WP um 1 K verringert (eine Mischung findet hier also auch statt, allerdings in geringerem Maße, über den WP-Vorlauf und den Speicheranschluss 3 (vgl. Abbildung 2)). Exergetisch

günstiger wäre vermutlich, WP- und RH-Durchfluss so einzustellen, dass die Pumpe im WP- Kreis einen höheren Volumenstrom als der RH-Kreis vorweist.

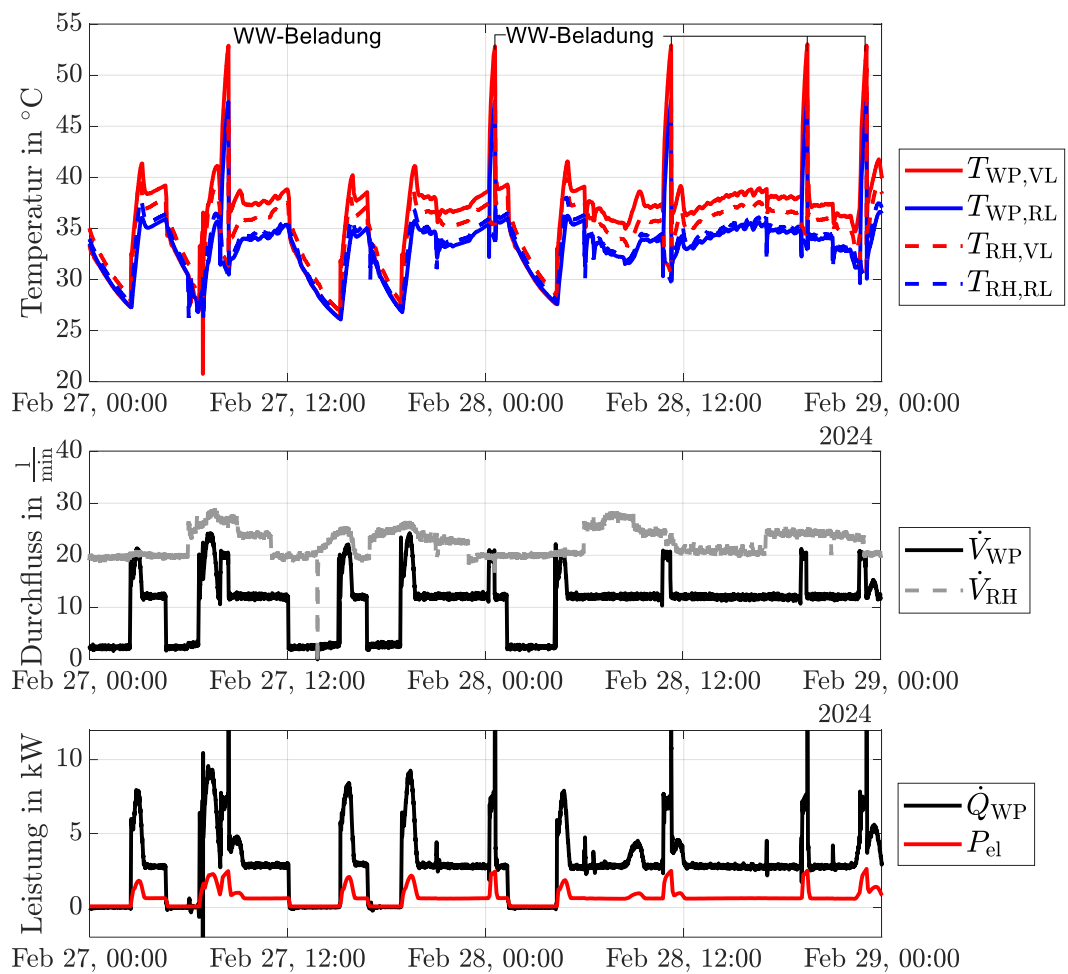


Abbildung 11 - Betrieb der Wärmepumpe mit entsprechend Beschrifteten WW-Beladungen des Kombispeichers

Frischwasserbereitung (s. Abbildung 12): Eine WW-Zirkulation ist nach dem Umbau nicht in Betrieb. Die Warmwasserbereitung erfolgt über einen großflächigen im Speicher liegenden Rohrwendel-Wärmeübertrager. Der Wärmeübertrager wird also passiv und dauerhaft auf Zapftemperaturniveau gehalten. Ein Temperaturverlust von WW-Bereitung bis nach dem WW-Mischventil, wie beim Frischwassermodul ist kaum vorhanden und wird in geringem Maße (0,1 K) vom Verbrühungsschutz verursacht (s. Tabelle 9). Die WW-Bereitung ist damit deutlich effizienter und nutzerfreundlicher als in der Messung vor dem Umbau.

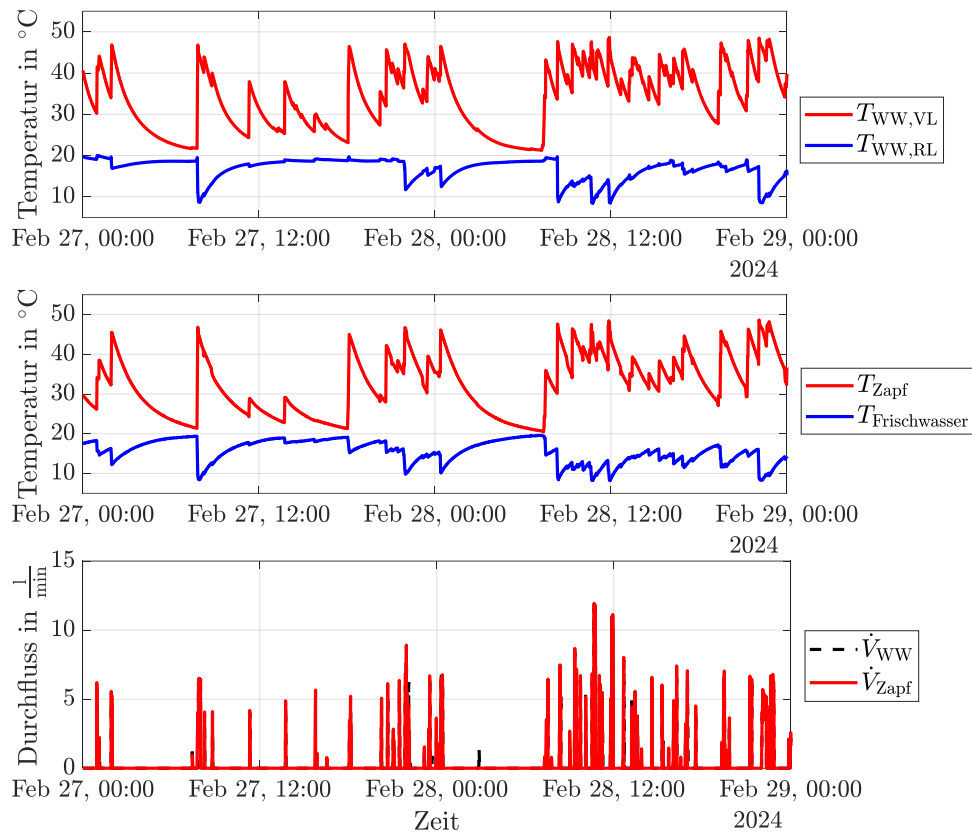
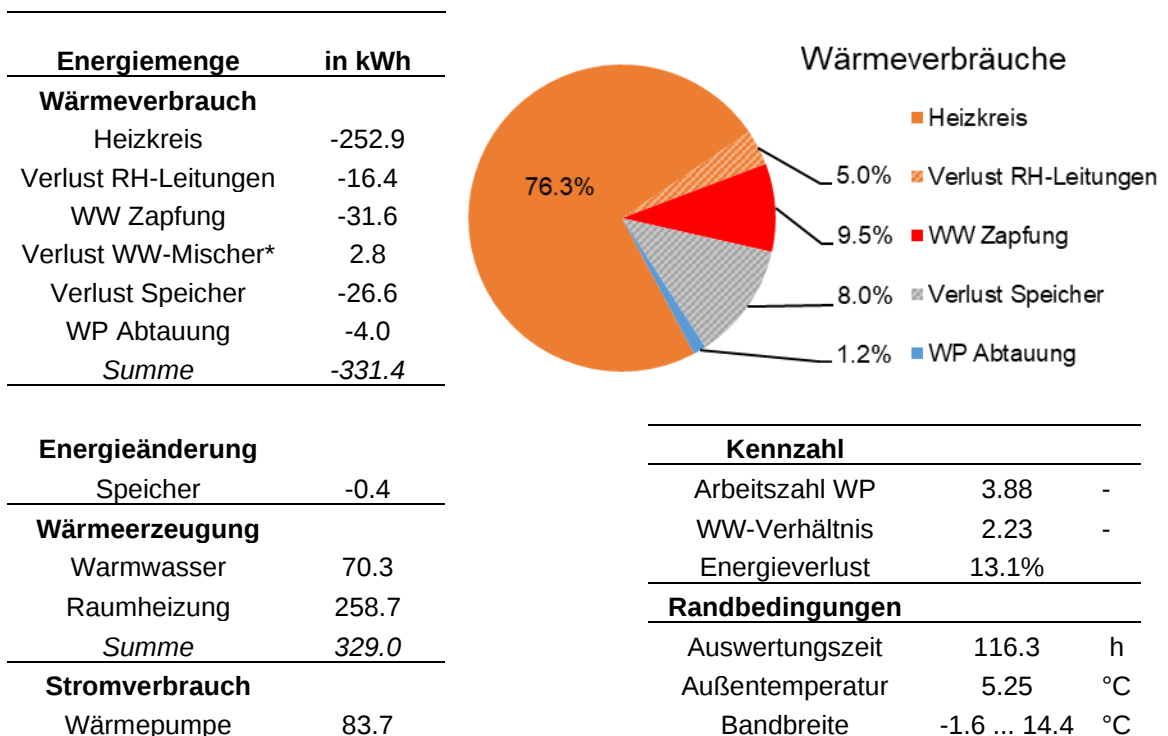


Abbildung 12 - Frischwasserbereitung

4.2.2 Energetische Auswertung

Die folgende Tabelle zeigt die gemessenen Energiemengen der Messung nach dem Umbau an verschiedenen Stellen im System. Bei den Wärmeverbräuchen fällt der unplausible positive Wärmeverlust über die Frischwasserstation auf. Dieser wird zur Berechnung der anteiligen Wärmeverbräuche auf 0 kWh gesetzt. Eine nähere Erläuterung findet sich in Kapitel 4.1.2.

Tabelle 7 - Gemessene Energiemengen und Energetische Kennzahlen in der Nachher-Messung



* Wärmeeintrag in die Frischwasserleitung: Wird in der Summe der Wärmeverbräuche nicht berücksichtigt

Arbeitszahl:

Die AZ liegt nun mit 3,88 über der AZ der Messung vor dem Umbau und das trotz geringerer mittlerer Außentemperatur (vorher: 7,00 °C, nachher: 5,25 °C). Das ist vor allem der etwa 3 K niedrigeren mittleren WP-Vorlauftemperatur von 39,24 °C zuzuschreiben.

Laut den COP-Daten des Herstellers bei Nennleistung würde die WP bei einer Extrapolation auf die reinen Temperatur-Betriebspunkte der Messung (ohne Berücksichtigung des Lastbetriebs) eine AZ von $\approx 4,36$ erreichen (siehe Anhang B: Plausibilitätsrechnungen). Stellt man die theoretisch berechnete AZ des Systems vor dem Umbau (siehe Kapitel 4.1.2) mit der hier errechneten gegenüber, entspricht das einer Steigerung der AZ von 3 %.

WW-Verhältnis:

Das gemessene WW-Verhältnis von 2,23 zeigt eine erhebliche Verbesserung gegenüber zum System vor dem Umbau, was zu erwarten war. Bei vergleichbaren Systemen (ohne Zirkulation) wurden in (Haller & Haberl, 2015) WW-Verhältnisse von 0.7 ... 1.9 im Labor gemessen.

Ein Grund für das mit den Laborwerten vergleichsweise hohe WW-Verhältnis könnte der etwa 45% größere WW-Energiebedarf in den Labormessungen sein (siehe Tabelle 8: 9,45 kWh/d im Labortest, 6,45 kWh/d in der Messung). Das verbessert das WW-Verhältnis entscheidend, weil durch häufigere Zapfungen auch weniger Stillstandszeit in der WW-Zone herrscht, in der das Wasser abkühlt. Weitere Verbesserungen könnten durch die Verwendung von WW-Zeitfenstern (z.B. 2 – 4 Uhr und 16 – 18 Uhr) erreicht werden (Haller & Haberl, 2015), um WW-Bereitstellung und Bedarf zeitlich besser in Übereinstimmung zu bringen.

Wärmeverlust:

Der Wärmeverlust liegt in dieser Messung bei 13,1 %. Die Verbesserung zur Messung vor dem Umbau (16,2 %) lässt sich folgenden Punkten zuschreiben:

- Besseres Oberflächen-Volumen Verhältnis des Wärmespeichers und damit weniger Oberflächenwärmeverluste
- Niedrigere Temperaturen im Speicher (vorher 38,6 °C, nachher: 36,0 °C)

Der Unterschied zu den Wärmeverlusten in Schichtspeichermessungen nach (Haller & Haberl, 2015), die bei ca. 1,5 ... 6 % liegen, ergibt sich vermutlich wegen einiger unisolierter Rohleitungen (siehe Fotos in Anhang D: Fotodokumentation). Der Einfluss von Messunsicherheiten auf den Wärmeverlust ist zudem sehr groß, weil dieser bilanziell aus ein- und austretenden Energiemengen errechnet wird. Kleinere Messfehler im Volumenstrom der WP oder bei Temperaturen können bei den verhältnismäßig kleinen Verlust-Energiemengen starke Auswirkungen haben.

4.2.3 Exergetische Auswertung

Exergieverluste, wie z.B. bei der „Entwertung“ einer insgesamt gleichbleibenden Wärmemenge durch Mischungsvorgänge, können an einem System wie dem hier vorliegenden durch verschiedene Prozesse entstehen:

- Schlechte Schichtung im Speicher, die vor allem durch folgende Punkte verursacht wird (Haller M. Y., Haberl, Persdorf, & Reber, 2018):
 - Wärmeleitung im Speicherwasser oder in Einbauteilen des Speichers (z.B. Wärmeübertragern)
 - Mitreissende Strömung
 - Jet-Strömungen an Speichereintritten
- Mischventile, die hohe Vorlauftemperaturen auf gewünschte Temperaturniveaus heruntermischen
- Wärmebereitung und Art des Systembetriebs (z.B. Beladung des Speichers mit hohen Übertemperaturen)

Zum einen wird zur Bewertung der exergetischen Güte die Schichtungseffizienz nach (Haller M. Y., Haberl, Persdorf, & Reber, 2018) bestimmt. Das SPF testet Schichtspeicher in den Labortests unter reproduzierbaren Randbedingungen. Diese weichen naturgemäß von den Randbedingungen im Feld ab, weshalb die Schichtungseffizienz-Kennwerte nur bedingt vergleichbar sind.

Zum anderen wird der mittlere Temperaturverlust der Wärmeenergie über das Wärmeverteilsystem und den Speicher berechnet. Durch den Temperaturverlust wird greifbar, mit welcher Übertemperatur die WP die Wärmemengen für die Verbraucher abhängig von der verbauten Hydraulik bereitstellen muss. Dieser Temperaturverlust resultiert aus Wärmeverlusten an Rohrwänden und vor allem aus Durchmischungen im System. Bei einem bekannten Energiebedarf eines Gebäudes kann dann der theoretische elektrische Energiebedarf der WP entsprechend den höheren bereitzustellenden Vorlauftemperaturen (nach oben) korrigiert werden. Beide genannten Kennzahlen werden jeweils für die in Abbildung 9 dargestellten Systembilanzgrenzen berechnet.

Die Referenzwerte sowie Randbedingungen des Tests wurden von (Institut für Solartechnik SPF, 2018) abgerufen. Die Schichtungseffizienz-Werte in der hier durchgeführten Messung liegen über den im Labor gemessenen Werten. Die Randbedingungen waren aber recht ähnlich und wurden ebenfalls aus o.g. Dokument sowie der SPF-Prüfvorschrift Nr. 86 (Institut für Solartechnik SPF, 2017) abgerufen.

Tabelle 8 - Vergleich der Randbedingungen in SPF-Labortest und Feldmessung

Randbedingungen	Feldmes- sung	SPF-Test	Anmerkung
Hydraulik			
Einbindung WP	Teilentkopp- lung der WP	Teilentkopp- lung der WP	-
Einbindung RH	Mischer	Mischer	-
Zirkulation	Nein	Nein	-
Wärmepumpe			
Leistung	8,2 kW (max.) 2...4 kW	12,0 kW	Nachteil für den SPF-Test. Deutlich größere Durchflüsse begünstigen Jet-Strömungen und mitreißende Strömung im Speicher
Durchfluss	800 kg/h	2060 kg/h	
Temperaturniveaus			
Vorlauf der Heizung	36,5 °C	≥ 30 °C	Mittlere Vorlauftemperaturen und Hysteresen der Speicherbeladungen lassen sich schwer vergleichen. Je nachdem, wo die Temperaturfühler am Speicher platziert sind, kann sich die mittlere VL-Temperatur auch au- ßerhalb der Hysterese befinden. Im Feldtest scheinen aber tendenziell höhere Temperaturniveaus (siehe RH) vorzuliegen.
Vorlauf WW-Zapfung	44,8 °C	> 40 °C	
RH-Beladung	37,7 °C	Hysterese: 24,5 ... 29,5 °C	
WW-Beladung	44,9 °C	Hysterese: 44 ... 51 °C	
Wärmemenge			
Heizwärmebedarf	52,2 kWh/d	42,5 kWh/d	Größerer Heizwärmebedarf in der Feldmessung ist nachteilig, ggf. stärkere Durchmischungen in der RH-Zone.
WW-Bedarf (Zapfung)	6,51 kWh/d	9,45 kWh/d	Der geringere WW-Energiebedarf in der Feldmessung ist vorteilhaft, weil weniger Energie bei für Exergieever- luste anfälligeren hohen Temperatu- ren bereitgestellt und genutzt wird.

Die Randbedingungen für die Ermittlung der Schichtungseffizienz sind ähnlich. Welche Vor- und Nachteile überwiegen, lässt sich aber nicht abschließend sagen. Nachteilig sind sicherlich vor allem die höheren Temperaturen zur Belieferung der RH. Hierbei können potenziell mehr Exergieverluste anfallen. Der größere Heizwärmebedarf ist schwer einzuordnen, da durch die Teilentkopplung viel Wärme nicht über den Speicher geführt wird und damit auch kaum Exergieverluste verursacht. Ein klarer Vorteil der Feldmessung ist

hingegen, dass die WP mit deutlich geringeren Durchflussmengen betrieben wird, als im SPF-Test und somit auch tendenziell für weniger Durchmischungen im Speicherbehälter sorgt. Andere Speicher weisen, bei einer 5 kW stärkeren WP, Einbußen bei der Schichtungseffizienz von ca. 2 % und mehr auf, siehe (SPF Testing, Institut für Solartechnik SPF, 2021) und (SPF Testing, Institut für Solartechnik SPF, 2018). Werden diese Einbußen auf das Ergebnis aufgeschlagen, so liegt es in der System-Bilanz noch 0,7 % über den Ergebnissen des SPF-Tests (siehe Tabelle 11). An dieser Stelle sei allerdings erneut vermerkt, dass es sich bei dem am SPF getesteten Speicher nicht um den hier verbauten COMFORTLINK-Sun, sondern um ein bauähnliches älteres Modell handelt. Die höhere gemessene Schichtungseffizienz (s. Tabelle 11) kann also zum einen den veränderten Randbedingungen zuzuschreiben sein, zum anderen aber auch dem neueren Speichermodell.

Tabelle 9 - Leistungsgemittelte Vor- und Rücklauftemperaturen der verschiedenen hydraulische Kreise

Bezeichnung	Abkürzung	Temperatur	
		Vorlauf °C	Rücklauf °C
Wärmepumpe Warmwasser	WP,WW	44.9	39.1
Wärmepumpe Raumheizung	WP,RH	37.7	33.8
Wärmepumpe Abtaubetrieb	WP,Abt	33.0	27.0
Raumheizung vor Mischer	RH	36.7	34.7
Raumheizung hinter Mischer	RH,M	36.5	34.6
Warmwasser vor Verbrühungsschutz	WW	44.9	10.1
Warmwasser Zapfseite	Zapf	44.8	9.3

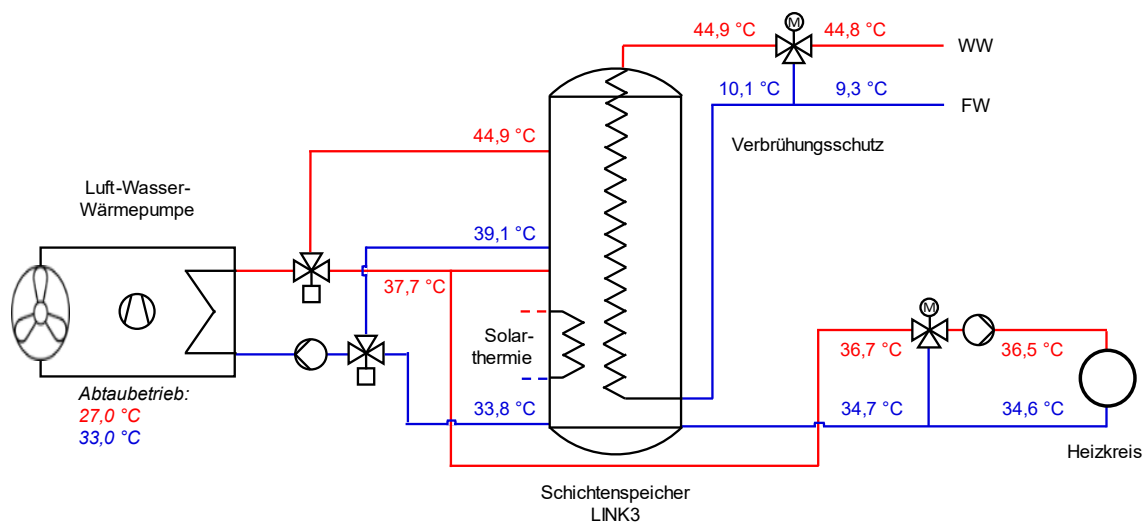


Abbildung 13 - Fließbild der Wärmepumpen-Anlage mit über den Messzeitraum leistungsgemittelten Temperaturwerten an den jeweiligen Messstellen

Die Temperaturverluste entstehen vor allem über die RH-Zone des Speicherbehälters. Hier kühlt der Vorlauf etwa 1 K ab, was dem Beimischen kühleren Speicherwassers im WP-Betrieb zuzuschreiben ist. Das Mischventil selbst arbeitet hingegen kaum, um den Vorlauf der WP abzukühlen (s. Abbildung 10), weil die WP durch Modulation und die direkte Anbindung an den Heizkreis diesen ohne nennenswerte Übertemperatur beliefern kann.

Die folgende Tabelle zeigt zudem die leistungsgewichtete mittlere Temperatur innerhalb der verschiedenen Bilanzgrenzen sowie von den Speicherbe- und entladungen, die die Grundlage zur Berechnung des mittleren Temperaturverlusts darstellen (Berechnung, siehe Anhang A, Leistungsgemittelte Temperaturen und Temperaturverlust). Zudem sind Informationen über die Außentemperatur als Bandbreite und arithmetisches Mittel dargestellt.

Tabelle 10 - Leistungsgewichtete mittlere Temperaturen sowie mittlere Außentemperatur

Bezeichnung	Abkürzung	Temperatur		
		Sp,0 °C	Sp °C	Sys °C
Mittlere Temperatur innerhalb der Bilanzgrenze	$\bar{T}_{Sp,0/Sp/Sys}$	36,00	35,94	35,90
Entladung im Mittel	$\bar{T}_{Ent,x}$	34,83	34,71	34,55
Beladung im Mittel	$\bar{T}_{Bel}$		37,08	
Außenluft	$\bar{T}_L$		5,25	
Außenluft Bandbreite			-1,6 ... 14,4	

In der folgenden Tabelle werden die Kennzahlen Temperaturverlust und Schichtungseffizienz dargestellt:

Tabelle 11 - Schichtungseffizienz und Temperaturverluste an den Bilanzgrenzen

Bilanzgrenze	Abkürzung	Schichtungseffizienz	Referenz SPF-Test	Temperaturverlust
		-	-	K
Speicherbehälter	Sp,0	85,2 %	-	2,25
Speicher + Verbrühungsschutz	Sp	84,7 %	83,6 %	2,37
Speicher + Verbr. + RH-Mischer	Sys	83,9 %	81,2 %	2,53

4.3 Vergleich der Systeme vor und nach dem Umbau

Im Folgenden werden die Systeme vor und nach dem Umbau miteinander verglichen. Um beide Feldmessungen besser vergleichbar zu machen, wurde die Messung nach dem Umbau witterungskorrigiert.

Witterungskorrektur

Die Witterungskorrektur erfolgt in vier Schritten, in denen Stromverbrauch und AZ der WP abhängig von der Außentemperatur korrigiert werden.

1. Zunächst wird aus den Daten der beiden Messreihen (vor und nach dem Umbau) der Gütegrad der WP berechnet (Umstellen der Formel 1 nach Gütegrad).
2. Mit dem errechneten Gütegrad wird dann über die Berechnung der Carnot-Zahl die Arbeitszahl bei neuen Außenlufttemperaturen abgeschätzt. Die WP-Vor- und Rücklauftemperaturen werden unter der Zeile „Wärmepumpe Heiz“ in Tabelle 12 als energiemengengewichtete Mittelwerte aus WW- und RH-Modus der WP angegeben.
3. Die Heizlast des Gebäudes verringert sich wegen der höheren Außentemperatur. Die relative Änderung der Heizlast wird anhand der Formeln 2 & 3 ermittelt. Hierzu wird eine konstante Innentemperatur von 20 °C angenommen. Der Transmissionswärmeverlust des Gebäudes H_T wird für die Berechnung nicht benötigt. Entsprechend der Verringerung der Heizlast ändert sich die von der WP zu liefernde Wärmemenge für die RH. Damit ergibt sich wiederum eine neue Gewichtung für mittlere Vor- und Rücklauftemperaturen der WP.
4. Zuletzt werden Vor- und Rücklauftemperatur der WP im RH-Modus anhand der Heizkennlinie um 0,8 K verringert. Die Heizkurve der WP findet sich in Anhang C: Anpassungen der Messdaten. AZ der WP sowie der Stromverbrauch werden entsprechend angepasst.

Berechnung der AZ anhand der Carnot-Zahl und des Gütegrades der WP:

$$AZ = \varepsilon_{Carnot} \cdot \text{Gütegrad}_{WP} \quad \text{Formel 1}$$

$$AZ = \frac{T_{WP,VL}[K]}{T_{WP,VL} - T_{Außenluft}} \cdot \text{Gütegrad}_{WP}$$

Berechnung der relativen Änderung der Heizlast bei unterschiedlichen Außentemperaturen:

$$\text{Heizlast}(T_{\text{außen}}) = H_T \left[\frac{\text{W}}{\text{K}} \right] \cdot (T_{\text{innen}} - T_{\text{außen}}) [\text{K}] \quad \text{Formel 2}$$

$$\Delta \text{Heizlast} [\%] = \frac{\text{Heizlast}(7,0^\circ \text{C}) - \text{Heizlast}(5,25^\circ \text{C})}{\text{Heizlast}(5,25^\circ \text{C})} \cdot 100 \quad \text{Formel 3}$$

Einsetzen der Formel 2 in Formel 3, der Transmissionsverlust H_T kürzt sich heraus

$$\Delta \text{Heizlast} [\%] = \frac{(T_{\text{innen}} - 7,0^\circ \text{C}) - (T_{\text{innen}} - 5,25^\circ \text{C})}{(T_{\text{innen}} - 5,25^\circ \text{C})} \cdot 100$$

Gegeben sei eine Innentemperatur von 20°C :

$$\Delta \text{Heizlast} [\%] = -11,86\%$$

Tabelle 12 - Witterungskorrektur und Vergleich der Messreihen vor und nach dem Umbau

	Messdaten nach Umbau					Einheit
	Messdaten Vor Umbau	Schritt 1 Rohdaten Schätzung Gütegrad WP	Schritt 2 Korrektur der Außent. und AZ	Schritt 3 Korrektur der Heizlast	Schritt 4 Korrektur der RH-Temp. anhand Heizkennlinie	
Mittlere Außentemperatur	7.0	5.3	7.0	7.0	7.0	°C
Wärmepumpe RH	21.9	53.4	53.4	47.1	47.1	kWh/Tag
T VL	38.1	37.7	37.7	37.7	36.9	°C
T RL	33.5	33.8	33.8	33.8	33.0	°C
Wärmepumpe WW	56.1	14.5	14.5	14.5	14.5	kWh/Tag
T VL	44.0	44.9	44.9	44.9	44.9	°C
T RL	38.3	39.1	39.1	39.1	39.1	°C
Wärmepumpe Abtau	-1.1	-0.8	-0.8	-0.8	-0.8	kWh/Tag
Wärmepumpe Heiz	78.0	67.9	67.9	61.6	61.6	kWh/Tag
T VL	42.4	39.2	39.2	39.4	38.8	°C
T RL	36.9	34.9	34.9	35.1	34.4	°C
Stromverbrauch der WP	20.5	17.3	16.4	14.9	14.7	kWh/Tag
Arbeitszahl der WP	3.75	3.88	4.09	4.07	4.15	-
Carnot-Zahl	8.92	9.20	9.70	9.65	9.82	-
Gütegrad	0.42	0.42	0.42	0.42	0.42	-
Einsparung im Stromverbrauch		15.9%	20.3%	27.5%	28.7%	
Verbesserung der Arbeitszahl		3.7%	9.3%	8.8%	10.7%	

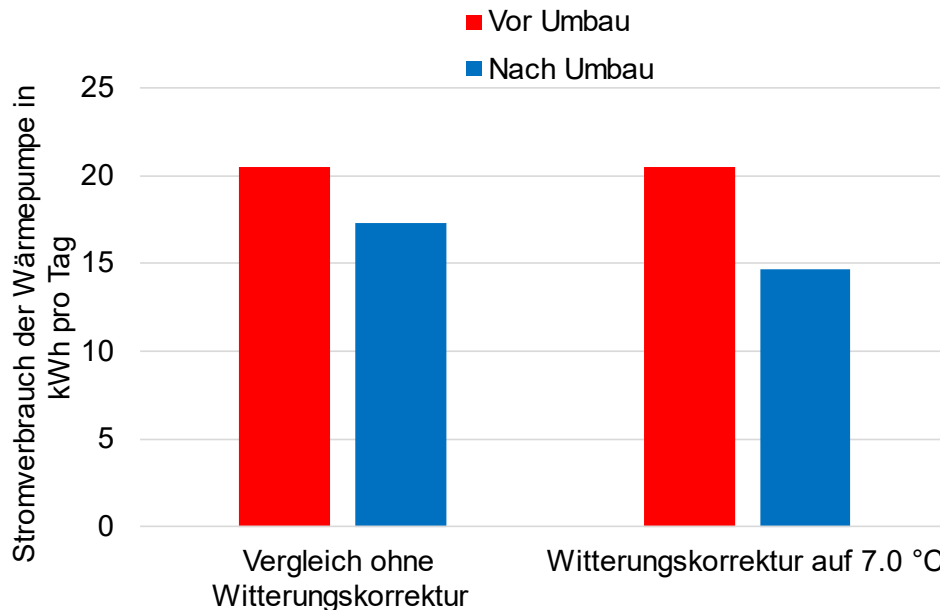


Abbildung 14 – Vergleich des Stromverbrauchs der Wärmepumpe in den Messreihen vor und nach dem Umbau

Auch ohne eine Witterungskorrektur ist eine Verbesserung des Stromverbrauchs um 15,9% und der AZ um 3,7% zu verzeichnen, obwohl die Außentemperatur der Messung nach dem Umbau geringer war. Nach der Witterungskorrektur zeigt sich die Verbesserung noch deutlicher: Die Stromeinsparung steigt auf 28,7%. Die Verringerung des Stromverbrauchs kann vor allem auf die folgenden Gründe zurückgeführt werden:

- Verbesserung der AZ der WP aufgrund der verbesserten Einbindung des Speichers, des besseren Speicher-Beladungsmanagements und des daraus resultierenden geringeren Temperaturhubs für die WP
- Direkte Belieferung des Heizkreises durch die WP und damit weniger Absenkung des Vorlauftemperaturniveaus durch Durchmischungen im Speicher
- Effizientere WW-Bereitung mit weniger Temperaturverlusten (vgl. Schichtungseffizienz Sys)
- Die Speicherbehälter selbst scheinen in ihrer exergetischen Güte etwa gleich effizient zu sein (vgl. SP,0). Aussagekräftiger wäre aber ein Test beider Konzepte ohne eine fehlerhafte Einbindung der Drei-Speicher-Lösung unter reproduzierbaren Randbedingungen. Bemerkenswert ist trotzdem, dass der Kombispeicher, der aufgrund der großen Temperaturunterschiede innerhalb des Behälters hohes Potenzial für Durchmischungen bietet, mit den getrennten Speicherbehältern mithalten kann. Zu beachten ist zudem, dass in der SP,0 Bilanz des LINK 3 die WW-Bereitung bereits enthalten ist, die beim System vor dem Umbau für eine deutlich schlechtere exergetische Güte sorgt (SP-Bilanz). Vergleicht man beide SP-Bilanzen wird der Unterschied zwischen beiden Systemen deutlicher.

WW-Komfort: Nach Auskunft des Anlagenbesitzers hat sich der WW-Komfort deutlich verbessert. Zum einen sind deutlich schneller die gewünschten Temperaturen an den Zapfstellen vorhanden und die Zapftemperaturen sind höher (siehe auch Tabelle 4 und Tabelle 9). Zudem fiel zuvor regelmäßig die Zapftemperatur des Wassers z.B. beim Duschen ab, weil zum einen nicht genug Wärme im Speicher vorgehalten wurde und die WP zum anderen den WW-Speicher nicht ausreichend schnell nachbeladen konnte. Das ist bei der neuen Kombispeicher-Lösung nicht mehr der Fall.

Außerdem wurden WP-interne Daten vom März 2023 und März 2024 ausgewertet, die vom Anlagenbesitzer weitergegeben wurden, um auf diesem Weg die Systeme vor und nach dem Umbau miteinander zu vergleichen. In beiden Zeiträumen war die Solarthermie eingeschaltet (ausgenommen der Zeitraum während der Messkampagne in der ersten Märzwoche 2024). Die WP-interne Messung und die Messung mit Anlegesensoren sind daher nicht ohne weiteres vergleichbar, eine deutliche Verbesserung des WP-Stromverbrauchs bestätigt sich aber auch durch die WP-internen Datenvergleich. Die bereitzustellenden Wärmemengen sind in beiden Jahren, trotz der ähnlichen Außentemperatur unterschiedlich. Das kann auf das individuelle Nutzerverhalten (unterschiedliche Temperierung der Räume und Zapfverhalten) zurückzuführen sein. Folgende Tabelle zeigt links die Gegenüberstellung der WP-internen Daten vor dem Umbau (März 2023) und nach dem Umbau (März 2024) und rechts die Ergebnisse der Messkampagne:

Tabelle 13 - WP-interne Stromverbrauchsmessung im Vergleich vor und nach dem Umbau (links) sowie witterungskorrigierter Vergleich der Messkampagne vor und nach dem Umbau (rechts)

Datum	WP interne Messung		Messung ZIES			Einheit
	Mit Solarthermie		Ohne Solarthermie			
	Mrz 23	Mrz 24	Feb 24	Feb/Mrz 24	Feb/Mrz 24	
Rohdaten/Witterungskorrigiert	Zweispeicher Rohdaten	LINK3 Rohdaten	Zweispeicher Rohdaten	LINK3 Rohdaten	LINK3 Korrigiert	
Mittlere Außentemperatur	7.2	8.1	7.0	5.3	7.0	°C
Wärmepumpe RH	7.0	34.9	21.9	53.4	47.1	kWh/Tag
T VL	-	-	38.1	37.7	36.9	°C
T RL	-	-	33.5	33.8	33.0	°C
Wärmepumpe WW	41.5	6.4	56.1	14.5	14.5	kWh/Tag
T VL	-	-	44.0	44.9	44.9	°C
T RL	-	-	38.3	39.1	39.1	°C
Wärmepumpe Abtau	-	-	-1.1	-0.8	-0.8	kWh/Tag
Wärmepumpe Heiz (RH+WW)	48.5	41.3	78.0	67.9	61.6	kWh/Tag
T VL im Mittel	-	-	42.4	39.2	38.8	°C
T RL im Mittel	-	-	36.9	34.9	34.4	°C
Stromverbrauch der WP	16.5	11.9	20.5	17.3	14.7	kWh/Tag
Arbeitszahl der WP	2.95	3.48	3.75	3.88	4.15	-
						-
Einsparung im Stromverbrauch		28%		16%	29%	
Verbesserung der Arbeitszahl		18%		4%	11%	

Fazit und Diskussion

Durch den Umbau des fehlerhaft eingebundenen 3-Speicher-Systems auf ein Kombispeichersystem der Firma LINK3 mit dem Speichertyp COMFORTLINK-Sun konnten witterungskorrigiert etwa 29% an Stromverbrauch eingespart werden. Auch ohne Witterungskorrektur ist, trotz schlechterer Bedingungen für die Messung nach dem Umbau mit 1,7 °C kälterer Außentemperatur, eine Stromersparnis von 16% zu verzeichnen. Die verglichenen Auswertungszeiträume betrugen jeweils ca. 5 Tage ohne eingeschaltete Solarthermieranlage und fanden im Februar und März 2024 statt. Über die interne Stromverbrauchsmessung der Wärmepumpe konnte zudem ein Vergleich von März 2023 mit dem März 2024 gezogen werden. Hier fällt (bei eingeschalteter Solarthermieranlage) eine vergleichbare Stromersparnis von 28% an. Die Messungen bestätigen also eine erhebliche Verbesserung des Stromverbrauchs der Wärmepumpe.

Das System weist in der durchgeführten 5-tägigen Messung insgesamt gute energetische und exergetische Betriebsparameter auf. Zu verzeichnen ist energetisch vor allem eine Verbesserung der Arbeitszahl um 3,7% trotz einer niedrigeren Außentemperatur in der Messung nach dem Umbau. Auffällig ist, dass für die WW-Bereitung etwa doppelt so viel Wärme von der WP zur Verfügung gestellt wird, als verbraucht wird (siehe 4.2.2). Die Untersuchung (Haller & Haberl, 2015) misst bei verschiedenen Kombispeichern im Labor niedrigere Werte (max. 1,9). Das kann an den Randbedingungen und dem insgesamt größeren WW-Bedarf im Labortest liegen. Eine Verbesserung könnte über eine Implementierung von WW-Zeitfenstern erreicht werden, die Verbrauch und Wärmeerzeugung zeitlich näher zusammenführen.

Der mittlere Temperaturverlust der Wärme für WW und RH über den Speicherbehälter beträgt 2,37 K. Dieser ließe sich ggf. noch weiter verringern, indem die RH-Pumpe auf einen geringeren Durchfluss als die WP-Pumpe gestellt wird, sodass kein Speicherwasser in den WP-Vorlauf beigemischt wird. Das müsste getestet werden, weil hierzu die Heizkörper eine entsprechend größere Abkühlung des Heizungswassers erzeugen müssen (größeres Delta T im Heizkreis, um den geringeren Massenstrom auszugleichen – ggf. problematisch, wenn die Heizkörper flächenmäßig nicht groß genug sind).

Der COMFORTLINK-Sun schafft es unter ähnlichen, teilweise vorteilhafteren Bedingungen als bei dem am SPF durchgeführten Labortest des DUOLINK, bessere Kennwerte für die Schichtungseffizienz zu erreichen. Diese liegt für den COMFORTLINK-Sun-Speicher bei 84,7 % (DUOLINK Labor: 83,6 %) und unter Berücksichtigung des Heizungsmischers und Verbrühungsschutz bei 83,9 % (DUOLINK Labor: 81,2 %). Zu beachten ist, dass die geringere WP-Heizleistung und entsprechend niedrigere Durchflüsse das Ergebnis positiv beeinflussen. Messungen des SPF zeigen, dass Kombispeichersysteme bei 5 kW höherer WP-Leistung ca. 2% schlechtere Ergebnisse erzielen, womit die Systembilanz immer noch oberhalb des Niveaus des Labortests liegt (siehe 4.2.3). Insgesamt kann davon ausgegangen werden, dass der COMFORTLINK-Sun im Labor ähnliche Werte, wie der DUOLINK erzielt.

Literaturverzeichnis

- alpha innotec. (08. Mai 2020). *Datenblatt LWDV 91-1/3*. Abgerufen am April 2024 von <https://www.alpha-innotec.ch/alpha-innotec/produkte/waermepumpen/luftwasser/lwdv-91-13.html>
- BAFA. (06. Februar 2024). *Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle*. Von Liste der Wärmepumpen mit Prüf- / Effizienznachweis: https://www.bafa.de/SharedDocs/Downloads/DE/Energie/ee_waermepumpen_anlagenliste_bis_2020.html abgerufen
- Bildungskompass Energieberater. (05. Februar 2024). *Das KfW-Effizienzhaus*. Von <https://www.ausbildung-energieberater.de/kfw-effizienzhaus/> abgerufen
- Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS. (10. Januar 2023). *WP Systemmodul - Funktionsschemata*. Abgerufen am 01. März 2024 von <https://www.wp-systemmodul.ch/de/page/HerstellerLieferant/Arbeitsunterlagen-und-Formulare-10038>
- Günther, D., Wapler, J., Langner, R., Helmling, S., Miara, M., Fischer, D., . . . Wille-Hausmann, B. (2020). *WP Smart im Bestand*. Freiburg: Fraunhofer ISE.
- Haller, M. Y., & Haberl, R. (2015). *StorEx - Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Schichtungseffizienz von Wärmespeichern*. Bern, Schweiz: Bundesamt für Energie BFE.
- Haller, M. Y., Haberl, R., Mojic, I., & Frank, E. (2014). Hydraulic integration and control of heat pump and combi-storage: Same components, big differences. *Energy Procedia* 48, 571-580.
- Haller, M. Y., Haberl, R., Persdorf, P., & Reber, A. (2018). Stratification Efficiency of Thermal Energy Storage Systems - A new KPI based on Dynamic Hardware in the Loop Testing - Part I: Test Procedure. *Energy Procedia* 155, 188 - 208.
- Institut für Solartechnik SPF. (April 2017). *Ostschweizer Fachhochschule*. Abgerufen am 26. Februar 2024 von <https://www.ost.ch/de/forschung-und-dienstleistungen/technik/erneuerbare-energien-und-umwelttechnik/spf-institut-fuer-solartechnik/testing/speicherschichtung>
- Institut für Solartechnik SPF. (03. September 2018). *Zertifikat SPF No: SE019-1*. Abgerufen am April 2024 von DUOLINK Link 3 GmbH: <https://spftesting.info/uploads/files/schichtung/SE019fsde.pdf>
- M. Miara, D. G. (2011). *Wärmepumpen Effizienz, Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb*. Fraunhofer ISE.
- M. Y. Haller, R. H. (2014). *SOL-HEAP. Solar and Heat Pump Combisystems, Technical Report*. Von <https://www.researchgate.net/publication/272093420> abgerufen

SPF Testing, Institut für Solartechnik SPF. (2018). *SPF Testing, Schichtung, SE022*.

Abgerufen am Mai 2024 von Stiebel Eltron HS-BM820L WT2:

<https://spftesting.info/uploads/files/schichtung/SE022fsde.pdf>

SPF Testing, Institut für Solartechnik SPF. (2021). *SPF Testing, Schichtung, SE056*.

Abgerufen am 26. Februar 2024 von <https://spftesting.info/data/12.schichtung/>

Viessmann. (April 2023). *Datenblatt Vitocal 200-A*. Abgerufen am März 2024 von

<https://www.viessmann.de/de/produkte/waermepumpe/vitocal-200-a-mb.html>

Zippenfenig, P. (2023). Open-Meteo.com Weather API [Computer software]. Zenodo.

<https://doi.org/10.5281/ZENODO.7970649>.

Anhang A: Berechnungsmethodik

Die Auswertung der Messung erfolgt nach Vorbild der Schichtungseffizienz-Testprozedur des Instituts für Solartechnik SPF des Ostschweizer Fachhochschule (Haller M. Y., Haberl, Persdorf, & Reber, 2018). Die in Abbildung 9 dargestellten Messstellen für Temperatur und Durchfluss dienen der Erstellung von Energie- und Entropiebilanzen in den vermessenen hydraulischen Kreisen. Wie die Zielgrößen Schichtungseffizienz, Temperaturverlust und Arbeitszahl der WP aus den Messwerten berechnet werden, wird in den folgenden Kapiteln erläutert.

Die Systemgrenze Speicher beinhaltet den Speicher und mögliche Wärmeübertrager zur Trinkwarmwasserbereitung. Über diese Bilanzgrenze können Speichersysteme mit verschiedenen Systemen zur Trinkwarmwasserbereitung miteinander verglichen werden, z.B. Systeme mit innen- und außenliegendem Wärmeübertrager. Die Bilanzgrenze Gesamtsystem beinhaltet zusätzlich Misch- und Überströmventile, sodass nur noch die Rohrleitungen und die Heizkörper hinter der Bilanzgrenze liegen. Für das hier vorliegende System wird zusätzlich eine Bilanzgrenze betrachtet, die nur den Speicherbehälter ohne die außenliegende Trinkwarmwasserbereitung beinhaltet (siehe Abbildung 4).

4.4 Stoffdaten

Mittlere spezifische Wärmekapazität und Dichte des Wassers werden über die Stoffdatenbank Coolprop anhand der mittleren Temperatur im System und dem Statischen Druck in der Heizungsanlage bestimmt.

Dichte des Wassers: $\rho_W(\bar{T}_{Sys}, p)$

Spez. Wärmekapazität: $c_{p,W}(\bar{T}_{Sys}, p)$

4.5 Wärmemengen

Die Berechnung der **transportierten Wärmemenge im hydraulischen Kreis x** erfolgt pro Zeitschritt i anhand der gemessenen Vor- und Rücklauftemperatur, und dem Volumenstrom. Im Anschluss werden die Energiemengen pro Zeitschritt über den gesamten Auswertungszeitraum aufsummiert.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{x,i} &= \dot{V}_{x,i} \cdot \rho_W \cdot c_{p,W} \cdot (T_{VL,x,i} - T_{RL,x,i}) \\ Q_{x,i} &= \dot{Q}_{x,i} \cdot dt_i \\ Q_x &= \sum_i Q_{x,i}\end{aligned}$$

Im Falle der **Wärmepumpe** wird die übertragene Wärmemenge aufgrund der verschiedenen Betriebsarten in drei verschiedene Wärmemengen unterteilt, Heizenergie zur Warmwasserbereitung $Q_{WP,WW}$, Heizenergie für die Raumheizung $Q_{WP,RH}$ und benötigte Energie für die Abtauung des Verdampfers Q_{Abtau} .

$$Q_{WP,ges} = Q_{WP,Heiz} + Q_{Abtau} = Q_{WP,WW} + Q_{WP,RH} + Q_{Abtau}$$

$$Q_{WP,WW} > 0 \text{ kWh} : \quad \text{übertragene Energie, wenn } T_{VL} \geq 40 \text{ °C und } T_{VL} > T_{RL}$$

$$Q_{WP,RH} > 0 \text{ kWh} : \quad \text{übertragene Energie, wenn } T_{VL} < 40 \text{ °C und } T_{VL} > T_{RL}$$

$$Q_{Abtau} < 0 \text{ kWh} : \quad \text{übertragene Energie, wenn } T_{VL} < T_{RL}$$

Die Berechnung der **Energieänderung des Speichers** erfolgt anhand des Speichervolumens und der mittleren Speichertemperatur zu Beginn und Ende des Zeitraums. Die mittlere Speichertemperatur zu Beginn und Ende des Auswertungszeitraums wird über eine Leistungsmittelung der Temperaturen an den Speicher Ein- und Austritten über je 24 h ermittelt (siehe Kapitel 4.8).

$$Q_{Sp} = V_{Sp} \cdot \rho_W \cdot c_{p,W} \cdot (\bar{T}_{Sp,start} - \bar{T}_{Sp,end})$$

Der **Wärmeverlust** ergibt sich im Anschluss über eine Energiebilanz. Der Wärmeverlust des Speicherbehälters ergibt sich demnach über:

$$Q_{Sp,0,V} = -(Q_{WP,ges} + Q_{RH} + Q_{WW} + Q_{Sp})$$

Je nach Bilanzgrenze werden die Wärmemengen Q_{RH} und Q_{WW} ersetzt, sodass weitere Komponenten und Rohrleitungen innerhalb der Bilanzgrenze liegen (siehe Bilanzgrenzen in Abbildung 4).

$$Q_{Sys,V} = -(Q_{WP,ges} + Q_{RH,M} + Q_{Zapf} + Q_{Zirk} + Q_{Sp})$$

Die Arbeitszahl der Wärmepumpe wird über den Elektrischen Energieverbrauch der Außenheit (Lüfter & Kompressor) und die bereitgestellte Heizenergie berechnet. Energie, die zum Abtauen des Verdampfers aus dem Speicher entnommen wird, wird von der Heizenergie subtrahiert.

$$AZ = \frac{Q_{WP,ges}}{E_{el,WP}} = \frac{Q_{WP,WW} + Q_{WP,RH} + Q_{Abtau}}{E_{el,WP}}$$

4.6 Entropie

Pro Zeitschritt i werden **Entropie Zu- und Abfuhr** über den hydraulischen Kreis x anhand der gemessenen Vor- und Rücklauftemperatur und des Volumenstroms berechnet. Im Anschluss werden die Entropieströme pro Zeitschritt über den gesamten Auswertungszeitraum zu Entropieänderungen aufsummiert, um aus der Entropiebilanz die irreversible Entropieproduktion innerhalb der Bilanzgrenze zu berechnen. Spezifische Entropien werden über die Stoffdatenbank Coolprop für die jeweiligen gemessenen Temperaturen ermittelt.

$$\dot{S}_{x,i} = \dot{V}_{x,i} \cdot \rho_W \cdot (s_{VL,x,i}(T_{VL,x,i}) - s_{RL,x,i}(T_{RL,x,i}))$$

$$\Delta S_x = \sum_i \dot{S}_{x,i} \cdot dt_i$$

Die **Entropieänderung durch Wärmeverluste** ergibt sich anhand der Leistungsgemittelten Temperatur innerhalb der Bilanzgrenzen und des berechneten Wärmeverlusts. Die zugrundeliegende mittlere Temperatur und der Wärmeverlust ändern sich je nach betrachteter Bilanzgrenze. Hier die Berechnung für den Speicher als Bilanzgrenze.

$$\Delta S_{Sp,V} = \frac{Q_{Sp,V}}{\bar{T}_{Sp} + 273,15 \text{ K}}$$

Die **Entropieänderung innerhalb des Speichers** wird über die Änderung der mittleren Speichertemperatur zu Beginn und Ende der Messung berechnet.

$$\Delta S_{Sp} = V_{Sp} \cdot \rho_W \cdot (s(\bar{T}_{Sp,start}) - s(\bar{T}_{Sp,end}))$$

Die **Berechnung der gemessenen irreversiblen Entropieproduktion** erfolgt, wie die Verlustberechnung, abhängig von der Betrachteten Bilanzgrenze.

$$\Delta S_{irr,Mess,Sp,0} = -(\Delta S_{RH} + \Delta S_{WW} + \Delta S_{Sp,V} + \Delta S_{WP} + \Delta S_{Sp})$$

$$\Delta S_{irr,Mess,Sys} = -(\Delta S_{RH,M} + \Delta S_{Zapf} + \Delta S_{Zirk} + \Delta S_{Sys,V} + \Delta S_{WP} + \Delta S_{Sp})$$

4.7 Schichtungseffizienz

Die Berechnung der Schichtungseffizienz erfolgt nach der Methodik des Instituts für Solartechnik SPF der Ostschweizer Fachhochschule (Haller M. Y., Haberl, Persdorf, & Reber, 2018). Hierzu muss die Entropieproduktion eines vollständig durchmischten Speichers (worst case) als Vergleichswert berechnet werden. Es wird angenommen, dass durch die vollständige Durchmischung des Speichers die gesamte Wärme auf einem Temperaturniveau von 55 °C (typisches Warmwasser-Temperaturniveau) zur Verfügung gestellt werden muss. Die **Entropiezufuhr bei vollständiger Durchmischung** ergibt sich wie folgt:

$$\Delta S_{55^\circ C} = \frac{|Q_{WW} + Q_{RH}|}{328,15 \text{ K}} > 0 \frac{J}{K}$$

Die **irreversible Entropieproduktion eines vollständig durchmischten Speichers** ergibt sich dann nach:

$$\Delta S_{irr,mix} = -(\Delta S_{WW} + \Delta S_{RH} + \Delta S_{55^\circ C})$$

Die Berechnungen für den vollständig durchmischten Speicher erfolgen je nach der gewählten Bilanzgrenze mit den entsprechenden Wärmemengen und Entropieänderungen. Die oben gezeigten Rechnungen für den vollständig durchmischten Speicher gelten für die Bilanzgrenze Sp,0.

Die **Schichtungseffizienz** ergibt sich schließlich nach:

$$\psi = 1 - \frac{\Delta S_{irr,Mess}}{\Delta S_{irr,mix}}$$

Die Produktion von Entropie ist in der Thermodynamik ein Maß für die Irreversibilität eines Prozesses. Bei einem idealen thermischen Speichersystem gäbe es keine Entropieproduktion, weil von Wärmequelle zu Wärmesenke die Temperatur nicht durch Vermischungen der Temperaturschichten oder Wärmeverluste abnimmt. Der Be- und Entladeprozess könnte damit in beide Richtungen betrieben werden und wäre damit reversibel und die Entropieproduktion innerhalb des Systems gleich 0. Um eine Kennzahl zu erhalten, wird daher die gemessene Entropieproduktion in das Verhältnis zum vollständig durchmischten Speicher gesetzt (worst case). Bei einer Schichtungseffizienz von 80 % beträgt die tatsächliche Entropieproduktion nach der obenstehenden Formel 20 % von der im vollständig durchmischten Speicher.

4.8 Leistungsgemittelte Temperaturen und Temperaturverlust

Um mittlere Temperaturen im Speicherbehälter oder den Vor- und Rückläufen der hydraulischen Kreise zu berechnen, erfolgt hier eine leistungs- bzw. energiemengengewichtete Mittelung der Temperaturen. Zur Berechnung des Gewichtungsfaktors w wird je nach gewünschter mittlerer Temperatur die gesamte über die Bilanzgrenze oder den hydraulischen Kreis übertragene Energiemenge benötigt.

Die **mittlere Speichertemperatur** über den Auswertungszeitraum ergibt sich demnach über die untenstehende Berechnung. Die Indizes i und x stehen dabei wieder für den Zeitschritt und den jeweiligen hydraulischen Kreis.

$$\begin{aligned}\bar{T}_{Sp,0} &= \sum_x x_x \\ x_x &= \sum_i \left(\frac{T_{VL,x,i} + T_{RL,x,i}}{2} \cdot w_{x,i} \right) \\ w_{x,i} &= \frac{|Q_{x,i}|}{Q_{Ges}} \\ Q_{Ges} &= |Q_{WW}| + |Q_{RH}| + |Q_{WP,Heiz}| + |Q_{WP,Abtau}|\end{aligned}$$

Die **mittlere Vor- oder Rücklauftemperatur** eines hydraulischen Kreises x ergibt sich nach:

$$\bar{T}_{x,VL/RL} = \sum_i T_{VL/RL,x,i} \cdot \frac{Q_{x,i}}{Q_x}$$

Der **mittlere Temperaturverlust** wird, wie auch die Wärmeverluste und die Schichtungseffizienz, für die unterschiedlichen Bilanzgrenzen berechnet. Hierzu wird die mittlere Wärmesenken- bzw. Entladetemperatur von der mittleren Wärmequellen- bzw. Beladetemperatur subtrahiert. Für die mittlere Beladetemperatur wird hierbei nur der Heizbetrieb der Wärmepumpe berücksichtigt. Für die mittlere Entladetemperatur werden alle wärmeverbrauchenden Systemkomponenten, sowie die Abtauvorgänge der Wärmepumpe berücksichtigt. Für die Bilanzgrenze des Speicherbehälters $Sp,0$ ergibt sich damit folgende Berechnungsformel:

$$\begin{aligned} \Delta T_{Sp,0} &= \bar{T}_{Bel} - \bar{T}_{Ent} \\ \bar{T}_{Bel} &= \sum_i \frac{T_{WP,VL,i} + T_{WP,RL,i}}{2} \cdot \frac{Q_{WP,i}}{Q_{WP,Heiz}} \\ \bar{T}_{Ent} &= \sum_x \sum_i \left(\frac{T_{VL,x,i} + T_{RL,x,i}}{2} \cdot \frac{|Q_{x,i}|}{Q_{Ent}} \right) \\ Q_{Ent} &= |Q_{WW}| + |Q_{RH}| + |Q_{WP,Abtau}| \end{aligned}$$

Die **mittlere Außentemperatur** wird zum einen als arithmetisches Mittel über den Auswertungszeitraum angegeben. Zum anderen wird diese aber auch als gewichtete mittlere Außentemperatur angegeben. Hierzu werden tagesmittlere Außentemperaturen anhand der bereitgestellten täglichen Wärmeenergiemenge durch die WP gewichtet.

Anhang B: Plausibilitätsrechnungen

Plausibilität der Speicherwärmeverluste (Nach dem Umbau)

Theoretische Nachrechnung der Speicher- und Rohrleitungswärmeverluste

Speicherwärmeverluste			
Mittl. Speichertemperatur	36.0	°C	
Warmhalteverlust (dT 45 K)	99	W	
spez. Warmhalteverlust	2.2	W/K	
Warmhalteverlust (bei T Umg)	41.8	W	
Stillstandsverlust Sp. im Messzeitraum	4.9	kWh	
Stillstandszeit WP	23.6	h	
Stillstandszeit RH	0.0	h	
Stillstandszeit WW	113.9	h	
Anschlussverluste Einrohrzirkulation (nur im Stillstand)			
	T °C	qdot * W/K	Q kWh
WP VL WW	44.9	0.06	0.04
WP WW RL	39.1	0.06	0.03
WP RH VL	37.7	0.06	0.03
WP RH RL	33.8	0.06	0.02
RH VL	36.7	0.06	0.00
RH RL	34.7	0.06	0.00
WW VL	44.9	0.17	0.54
Verluste durch Einrohrzirkulation		0.66	kWh
Stillstandsverlust Speicher + Einrohrzirkulation		5.53	kWh

* Werte aus F. Kliem, J. Steinweg, G. Rockendorf: Wärmeverluste durch Einrohrzirkulation; Hameln / Emmerthal: Institut für Solarenergieforschung GmbH, 2014

Randbedingungen	
Messzeitraum	116.3 h
WP-RH/Abt-Betrieb	70.27 % der Zeit
WP-WW-Betrieb	9.4 % der Zeit
WP-Stillstand	20.33 % der Zeit
RH-Betrieb	100 % der Zeit
RH-Stillstand	0 % der Zeit
WW-Betrieb	2.04 % der Zeit
Temperaturen	
Aufstellraum	17 °C
Speicher	36 °C
Stoffdaten	
Dichte Wasser	0.9938 kg/l
Cp Wasser	4190 J/kgK

Berechnung Wärmestrom je Rohrlänge (für Rohr mit d = 30 mm)
https://www.schweizer-fn.de/berechnung/waerme/rohrisol/rohrisol_sta
 (Für unisolierte Leitungen: Kupferrohr, 26 mm Innendurchmesser, 1,5 mm Wandstärke.
 Für isolierte Leitungen: Kupferrohr, 26 mm Innendurchmesser, 1,5 mm Wandstärke, 20 mm Mineralwolle ISOVER MD 100 Isolierung, Kunststoffmantel)

Rohrleitung (Startpunkt Zielpunkt VL/RL)	T °C	Vpkt l/min	(Schätzung) L m	Verlust im Betrieb (Vpkt > 0) W/m	Verlust im Betrieb (Vpkt > 0) kWh	Verlust im Stillstand (Vpkt ca. 3 l/min) W/m	Verlust im Stillstand (Vpkt ca. 3 l/min) kWh
Rohrleitungsverluste Bilanz SP,0 (unisoliert)							
WP SP VL	37.7	13.3	0.5	15.1	0.62	15	0.18
WP SP RL	33.8	13.3	0.5	11.7	0.48	11.6	0.14
WP SP WW VL	44.9	13.3	0.5	21.8	0.12	-	-
WP SP WW RL	39.1	13.3	0.5	16.4	0.09	-	-
SP RH VL	36.7	22.3	0.5	14.3	0.83		0.00
SP RH RL	34.7	22.3	0.5	12.5	0.73		0.00
Rohrleitungsverluste Bilanz SP,0 (isoliert)							
WP SP VL	37.7	13.3	3	4.1	1.02	4.1	0.29
WP SP RL	33.8	13.3	3	3.31	0.81	3.31	0.23
WP SP WW VL	44.9	13.3	3	5.72	0.19	-	-
WP SP WW RL	39.1	13.3	3	4.45	0.15	-	-
SP RH VL	36.7	22.3	3	3.93	1.37		0.00
SP RH RL	34.7	22.3	3	3.5	1.22		0.00
Verluste im Anlagenbetrieb					7.61		
Verluste im Anlagenstillstand							0.84
Summe Rohrleitungsverluste (Bilanz SP,0)					8.46		
Zusätzliche Verluste Bilanz Sys (Schätzung)							
RH-FBH VL (isoliert)	36.7	22.3	3	3.93	1.37		0.00
RH-FBH RL (isoliert)	34.7	22.3	3	3.5	1.22		0.00
RH-FBH VL (unisoliert)	36.7	22.3	0.6	14.3	1.00		
RH-FBH RL (unisoliert)	34.7	22.3	0.6	12.5	0.87		
Verluste im Anlagenbetrieb					4.46		
Verluste im Anlagenstillstand							0.00
Zusätzliche Rohrleitungsverluste (Bilanz Sys)					4.46		
Rohrleitungsverluste Sys Gesamt					12.92		

Gesamtverlust SP,0	13.98	kWh
Gesamtverlust Sys	18.45	kWh

Gemessener Verlust SP,0	26.6	kWh
Gemessener Gesamtwärmeverlust	40.2	kWh

Die hier getätigten Berechnungen sind überschlägig, die tatsächlichen Rohrleitungslängen können von den hier angegebenen Längen Abweichen.

Erklärungsversuch für abweichende theoretische und gemessene Wärmeverluste:

Verluste Zwischen RH und FBH-Messung

Verlust RH-FBH geschätzt	4.46 kWh
Verlust RH gemessen	16.50 kWh
Diskrepanz	12.04 kWh

Temperatur- & Durchflussmessung Flexim

Fehler (Temperatur & Durchfl.) 0.015 -

Energiemengen	Gemessen	Max	Min
RH	269.3	273.3	265.3 kWh
FBH	252.9	249.1	256.7 kWh
Verlust RH-Leitungen	16.4	24.233	8.567 kWh
Messunsicherheit		±	7.8 kWh

Verluste in SP,0-Bilanz

Verlust SP,0 geschätzt	13.98 kWh
Verlust SP,0 gemessen	26.60 kWh
Diskrepanz	12.62 kWh

Temperatur- & Durchflussmessung Flexim

Fehler (Temperatur & Durchfl.) 0.015 -

Energiemengen	Gemessen	Max	Min
WP	328.99	333.9	324.1 kWh
WW+RH	302.4	297.9	306.9 kWh
Verlust RH-Leitungen	26.6	36.06	17.12 kWh
Messunsicherheit		±	9.5 kWh

Theoretische und gemessene Verluste unterscheiden sich deutlich. Der Wärmeverlust ist allerdings die Größe, die am stärksten von Messunsicherheiten beeinflusst wird. Durch kleinere Messfehler und Messunsicherheiten in der Wärmemengenmessung lassen sich die Unterschiede zwischen theoretisch berechnetem Wert und gemessenem Wert nicht vollständig erklären. Neben der Messunsicherheit ist ein Grund für die Diskrepanz die Schätzung der Leitungslänge und der Isolierung. Als Isolierung wurde Mineralwolle angenommen, wobei diese in der Nachher-Messung teilweise nur provisorisch an den Leitungen angebracht war.

Nachrechnung der AZ der WP anhand von Herstellerdaten**Vor dem Umbau:**

		T_A °C	T_W °C	COP -	Carnotzahl -	Gütegrad -
RH WW	Betriebspunkte nach Hersteller	-7 2 7	35 35 35	3.14 4.61 5.41	7.34 9.34 11.01	0.43 0.49 0.49
	Mittelwert					0.47
	Extrapolation (Außentemperatur ungewichtet)	7.00 7.00	38.12 44.01	4.71 4.04	10.00 8.57	0.47 0.47
	RH Energieanteil	28%	Erwarteter COP bzw. AZ			
	WW Energieanteil	72%	4.23			

Nach dem Umbau:

		T_A °C	T_W °C	COP -	Carnotzahl -	Gütegrad -
RH WW	Betriebspunkte nach Hersteller	-7	35	3.14	7.34	0.43
		2	35	4.61	9.34	0.49
		7	35	5.41	11.01	0.49
	Mittelwert					0.47
	Extrapolation (Außentemperatur ungewichtet)	5.25	37.7	4.51	9.58	0.47
		5.25	44.9	3.78	8.02	0.47
	RH Energieanteil	79%	Erwarteter COP bzw. AZ			
	WW Energieanteil	21%	4.36			

Anhang C: Anpassungen der Messdaten

An folgenden Stellen musste der Messdatensatz angepasst werden:

Vorher-Messung:

Vorlauftemperatur Primärseite Frischwasserstation (WW)

Anhebung der Temperatur um 0,04 K im Zeitraum bis zum 30.01.2024, 10:40 Uhr. Da wurde die Messtelle noch einmal sorgfältig überisoliert, um eine genauere Temperaturmessung zu gewährleisten.

Nachher-Messung:

Keine Anpassung der Messdaten vorgenommen.

Für die Witterungskorrektur: Heizkennlinie der alpha-innotec WP

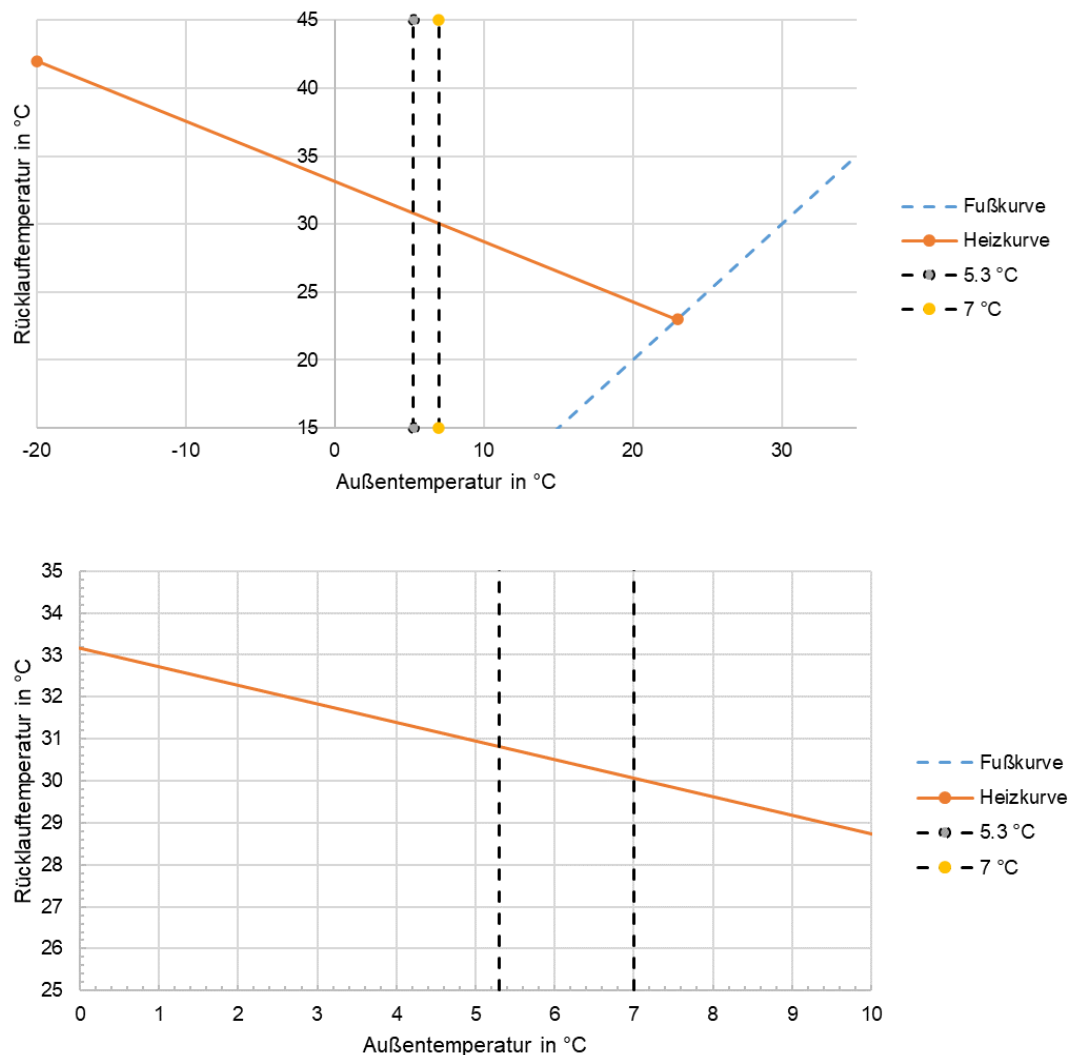
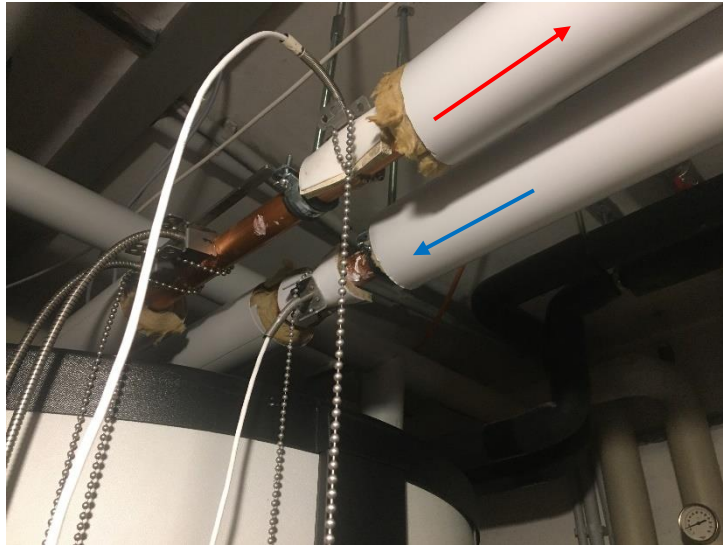


Abbildung 15 - Heizkennlinie der alpha-innotec-WP (linearisiert)

Anhang D: Fotodokumentation

Messstelle
WP



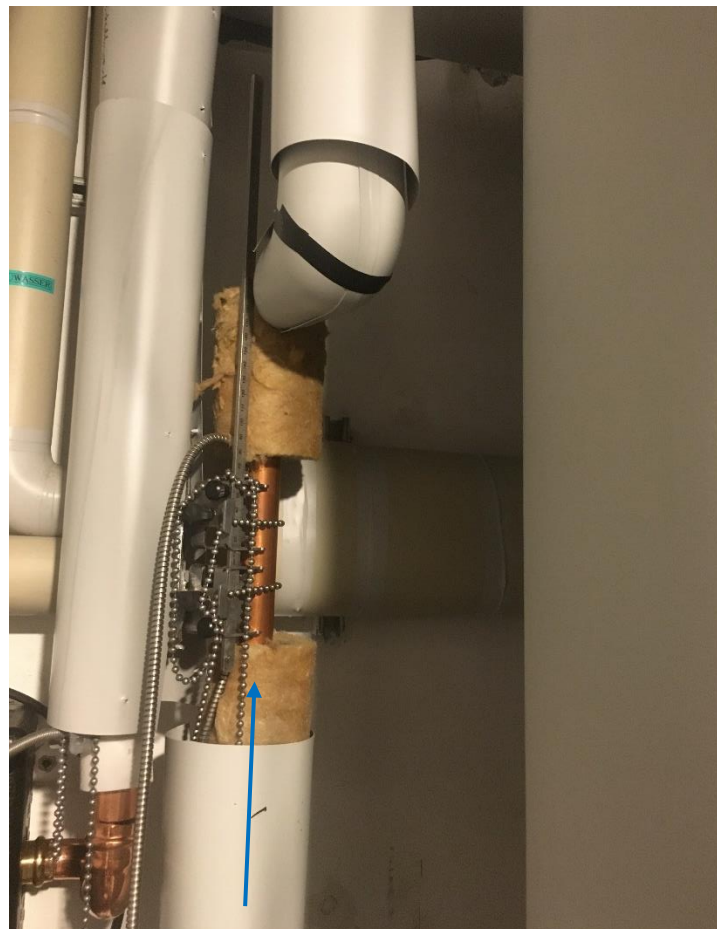
Messstelle
Raumheizung
hinten
Mischer
RH,M



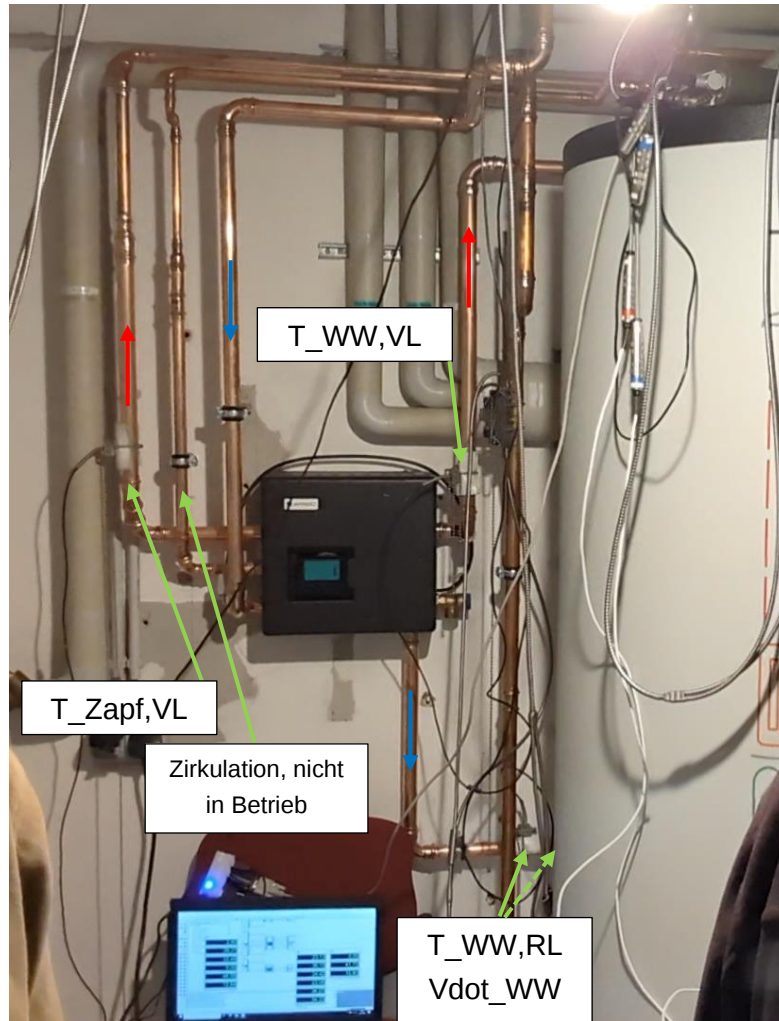
Messstelle
Temperatu-
ren Raumhei-
zung vor Mi-
scher RH



Messstelle
Durchfluss
Raumhei-
zung vor Mi-
scher RH



Messstellen
WW und Zap-
fung



Messstelle
Frischwasser
(Vorher-
(& Nachher-)
Messung)



Messstelle
Zapfung
(Vorher-Mes-
sung)



Anhang E: Messung nach Umbau mit hoher Taktung

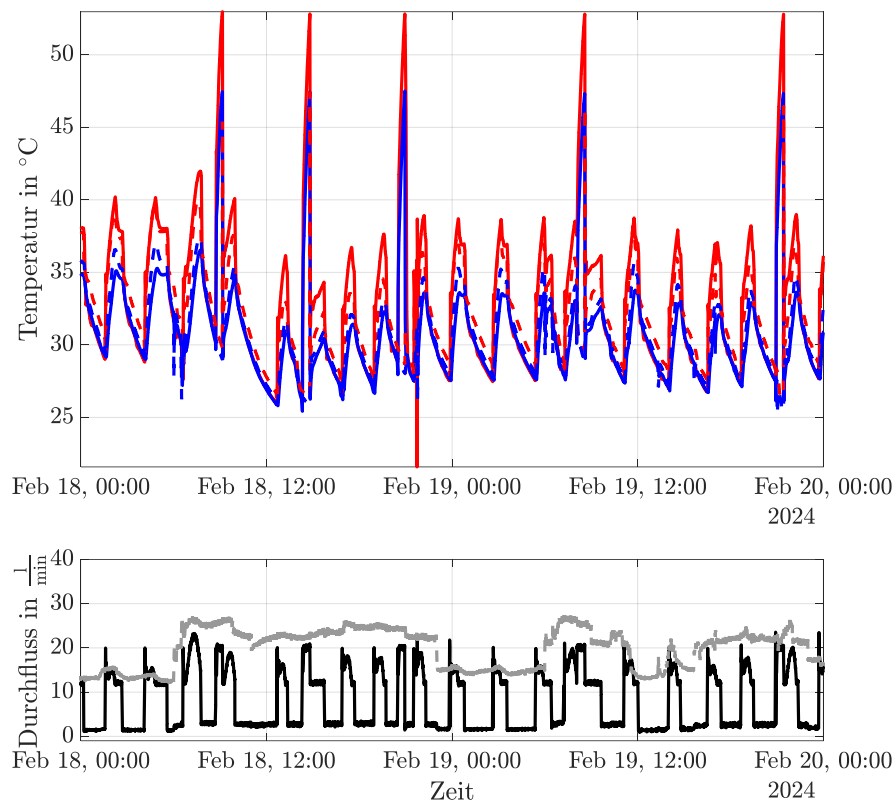
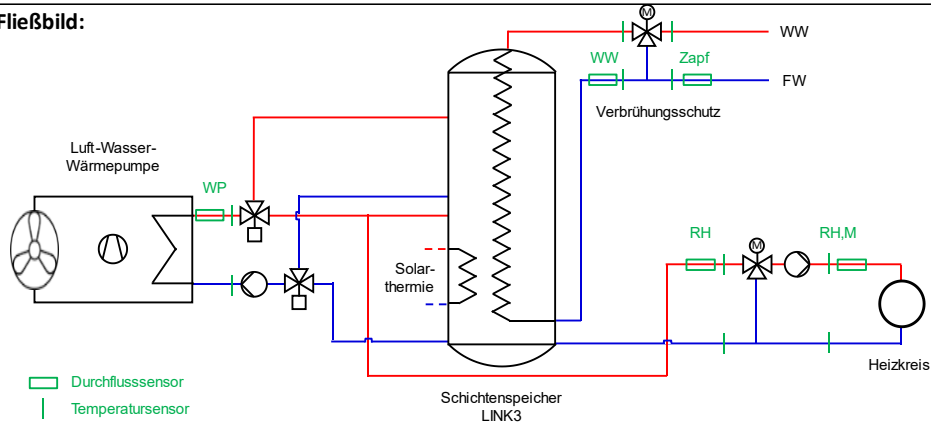


Abbildung 16 - Messung nach Umbau bei hoher WP-Taktung

Nach der Systeminstallation waren Speicher und WP noch nicht richtig aufeinander abgestimmt. Folgende Einstellungen wurden verändert, um die Taktung zu verringern:

Die Heizkurve wurde bei $T_A = -20\text{ °C}$ um 2 K angehoben. Damit wurde die Hysterese der WP um +1 K an der oberen Grenze und um -1 K an der unteren Grenze verändert.

Damit konnte die Taktrate der WP entscheidend verringert werden. Die Änderung hatte auch Änderungen der Schichtungseffizienz zur Folge. Ein weiterer Steckbrief für den Betrieb der Anlage bei hoher WP-Taktfrequenz folgt.

Fließbild:


Auswertung		Temperaturniveaus	Vorlauf °C	Rücklauf °C
Zeitraum	93.0 h	WP Warmwasser	46.7	40.4
von	17.02.2024	WP Raumheizung	36.3	31.3
bis	21.02.2024	WP Abtau	31.5	27.5
Außentemperatur	6.80 °C	RH vor Mischer	34.6	32.4
Gewichtete Außent.	6.73 °C	Heizkreis	34.4	32.2
Bandbreite	1.4 ... 12.0 °C	WW vor Mischer	45.6	10.0
		WW Zapfseite	45.4	9.1
Energiebilanz		Speicher im Mittel	34.3 °C	
WP Warmwasser	43.6 kWh			
WP Raumheizung	171.9 kWh			
WP Abtau	-1.9 kWh			
WP Stromverbrauch	54.8 kWh			
RH vor Mischer	-168.0 kWh	Schichtungseffizienz		<i>Referenz SPF</i>
RH,M hinter Mischer	-159.4 kWh	Speicher (o. WW-Mischer)	81.5 %	
WW Mischer	-25.4 kWh	Speicher (m. WW-Mischer)	81.0 %	(83.6 %)
WW Zapfung	-28.5 kWh	System	80.4 %	(81.2 %)
Verlust Speicher	-17.8 kWh	Temperaturverlust		
Verlust WW-Mischer	3.1 kWh	Speicher (o. WW-Mischer)	3.34 K	
Verlust RH-Leitungen	-8.6 kWh	Speicher (m. WW-Mischer)	3.50 K	
Arbeitszahl WP	3.90 -	System	3.71 K	

Anhang F: Diagramme

Vor dem Umbau:

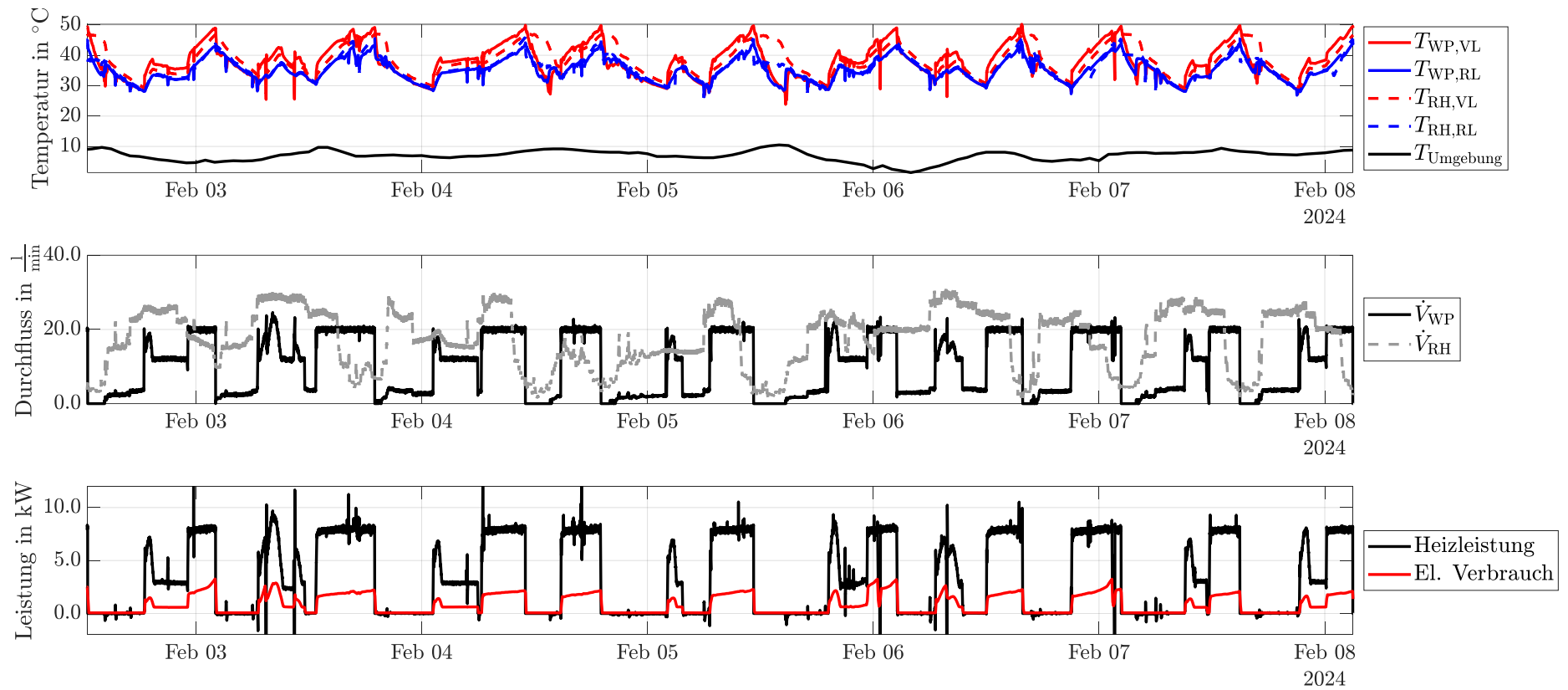


Abbildung 17 - Zeitverlauf Wärmepumpe mit Leistungsverläufen (und Raumheizung) – Vor dem Umbau

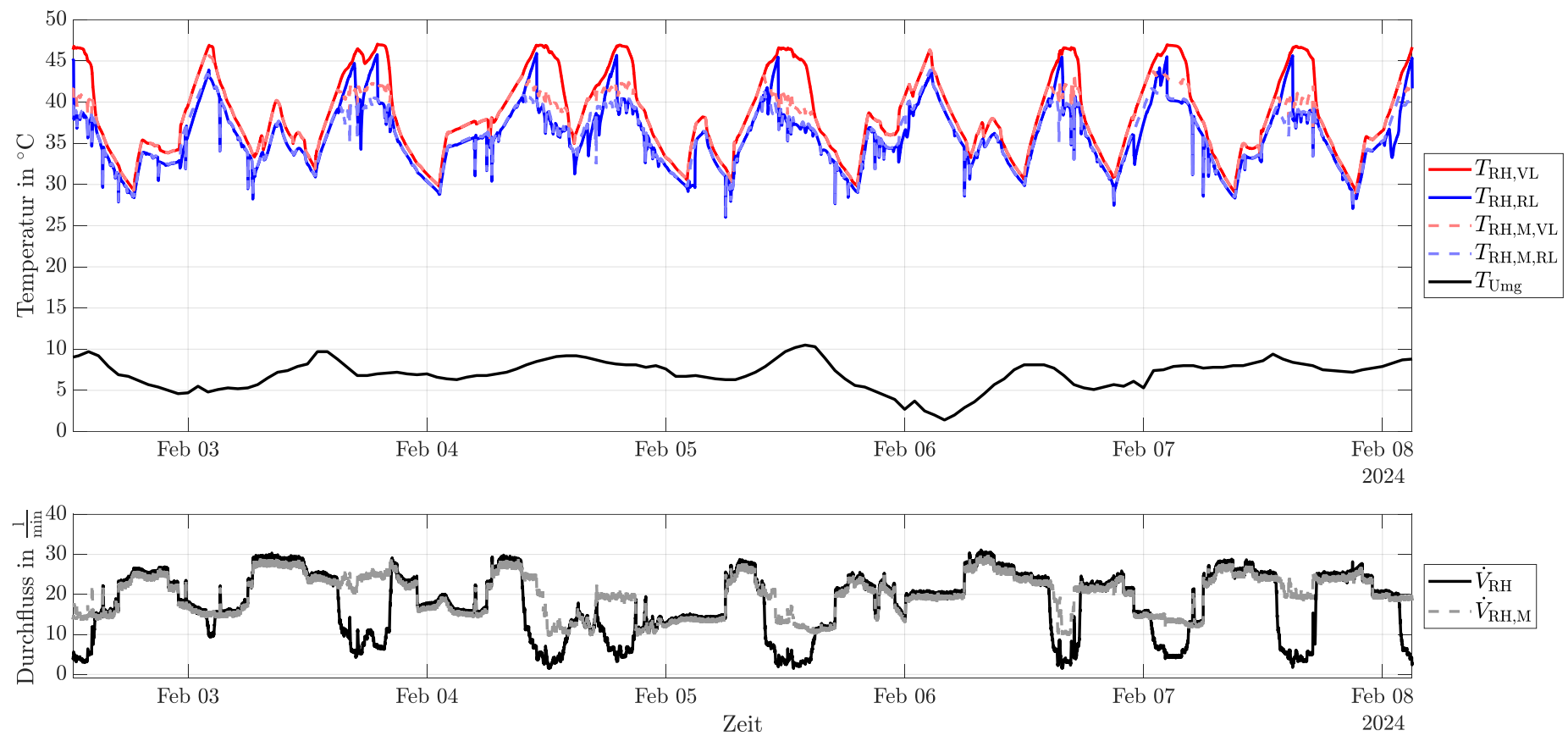


Abbildung 18 - Zeitverlauf der Raumheizung - Vor dem Umbau

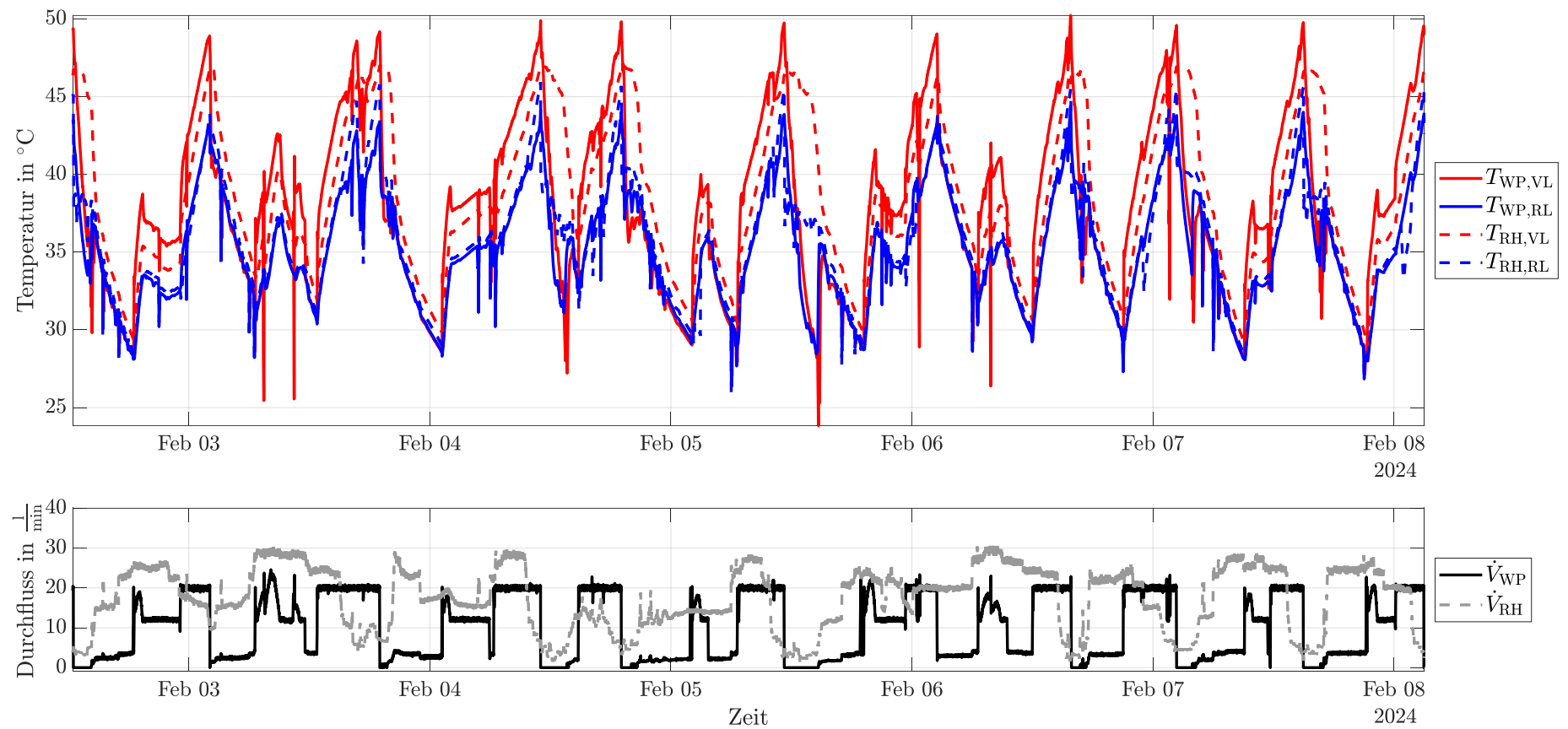


Abbildung 19 - Zeitverlauf Wärmepumpe (und Raumheizung) ohne Leistungen und Umgebungstemperatur - Vor dem Umbau

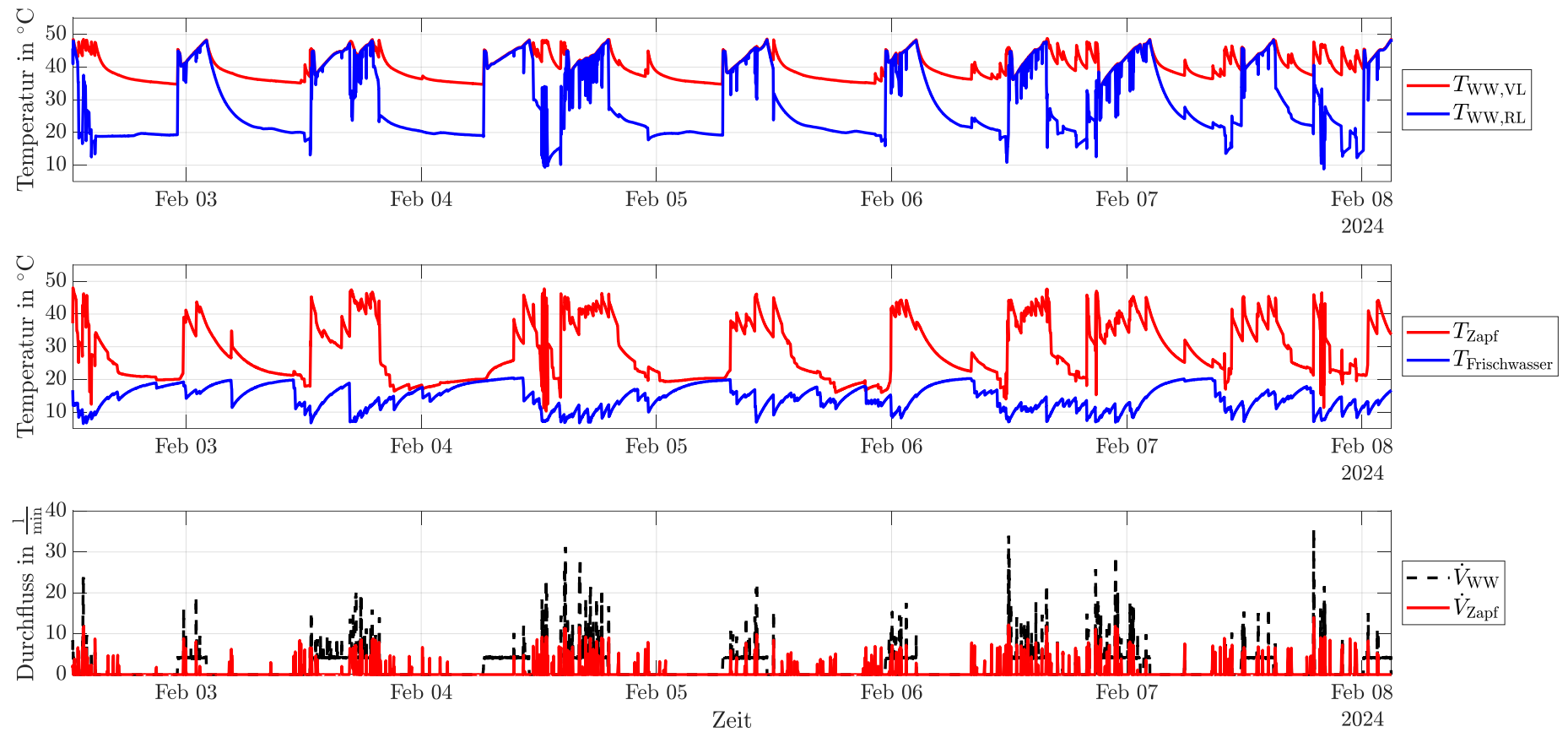


Abbildung 20 - Zeitverlauf der Warmwasserbereitung - Vor dem Umbau

Nach dem Umbau:

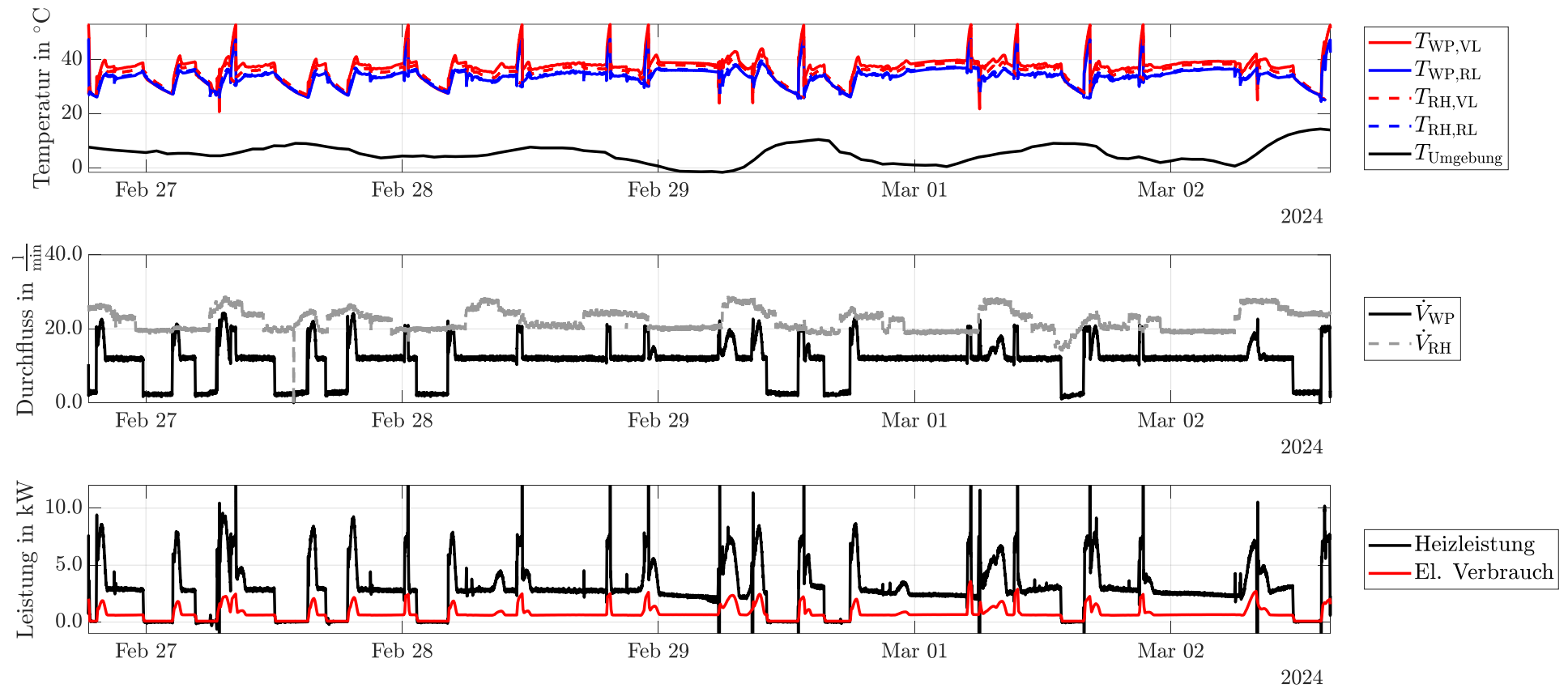


Abbildung 21 - Zeitverlauf Wärmepumpe mit Leistungsverläufen (und Raumheizung) – Nach dem Umbau

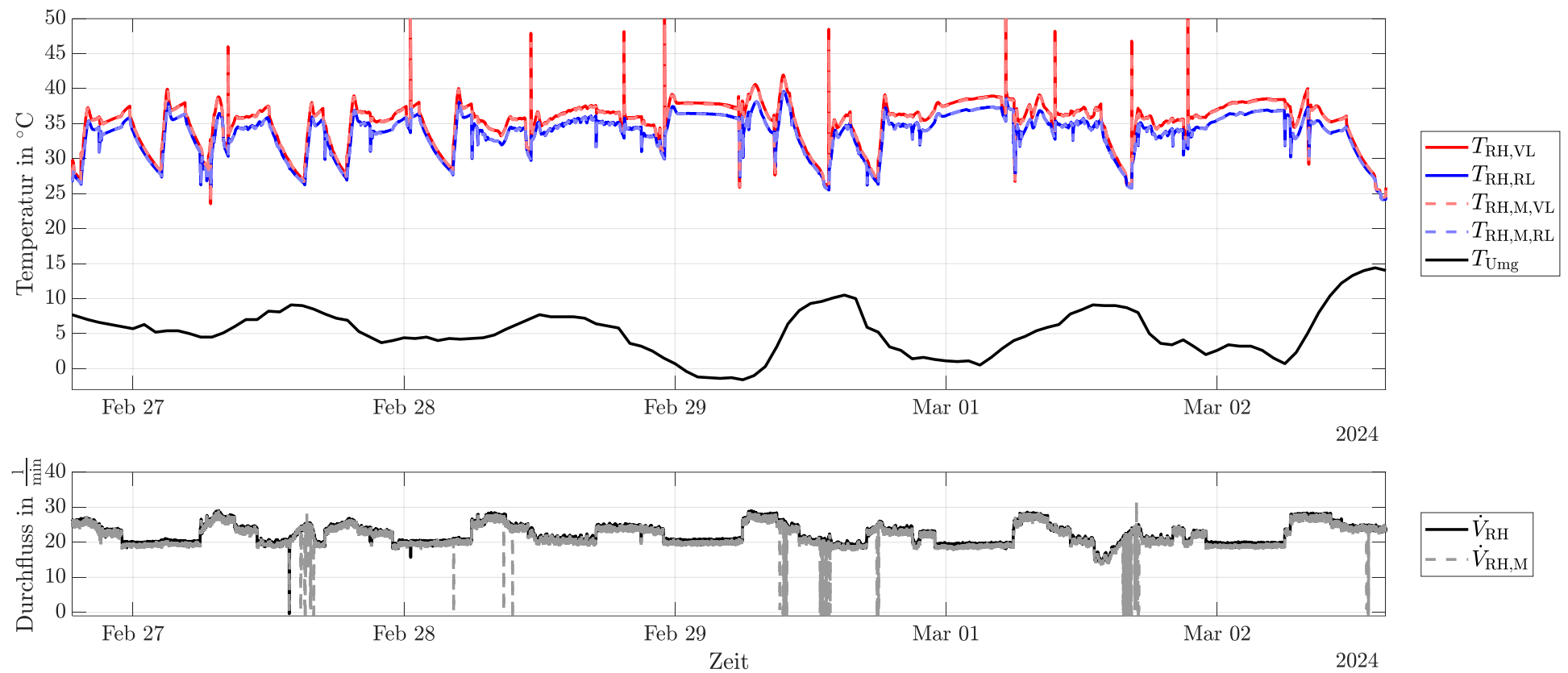


Abbildung 22 - Zeitverlauf der Raumheizung - Nach dem Umbau

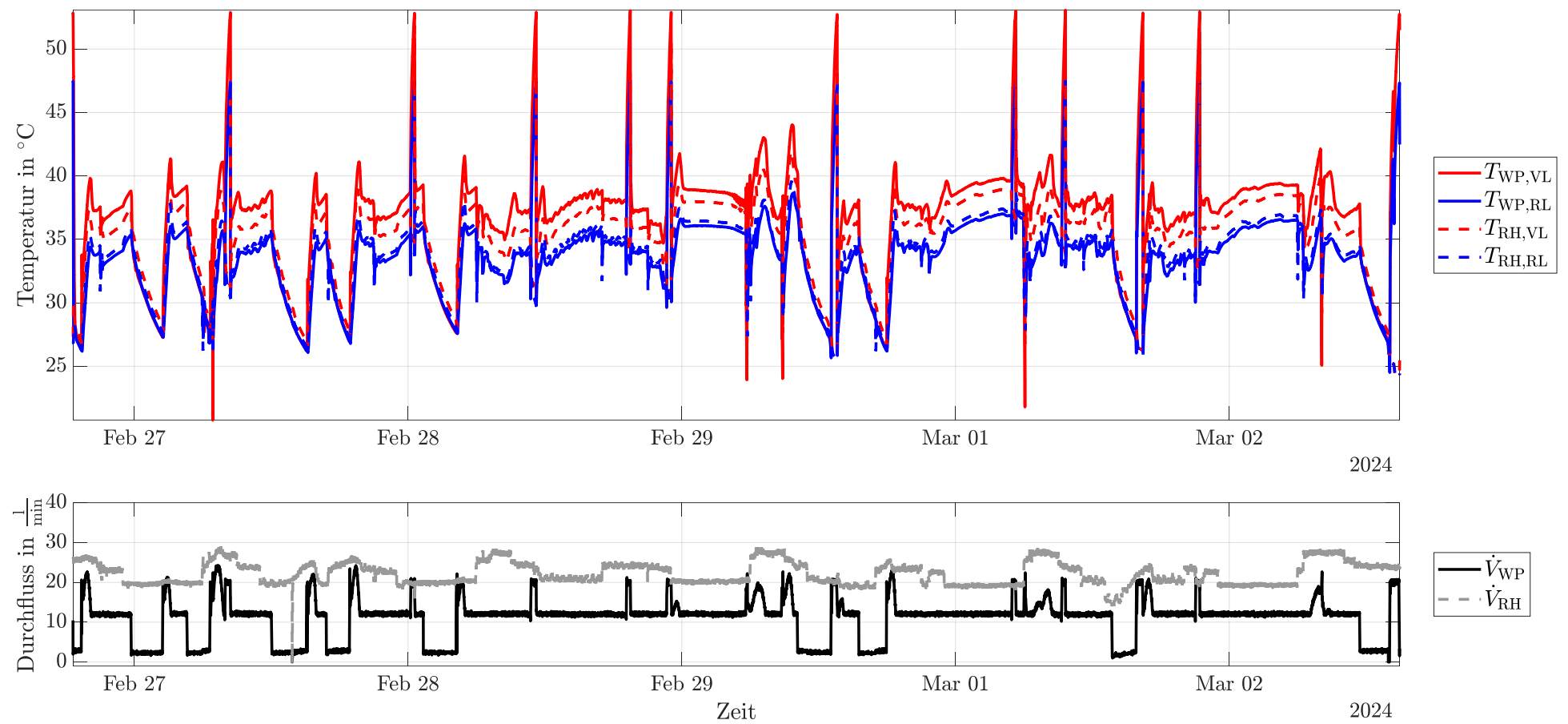


Abbildung 23 - Zeitverlauf Wärmepumpe (und Raumheizung) ohne Leistungen und Umgebungstemperatur - Nach dem Umbau

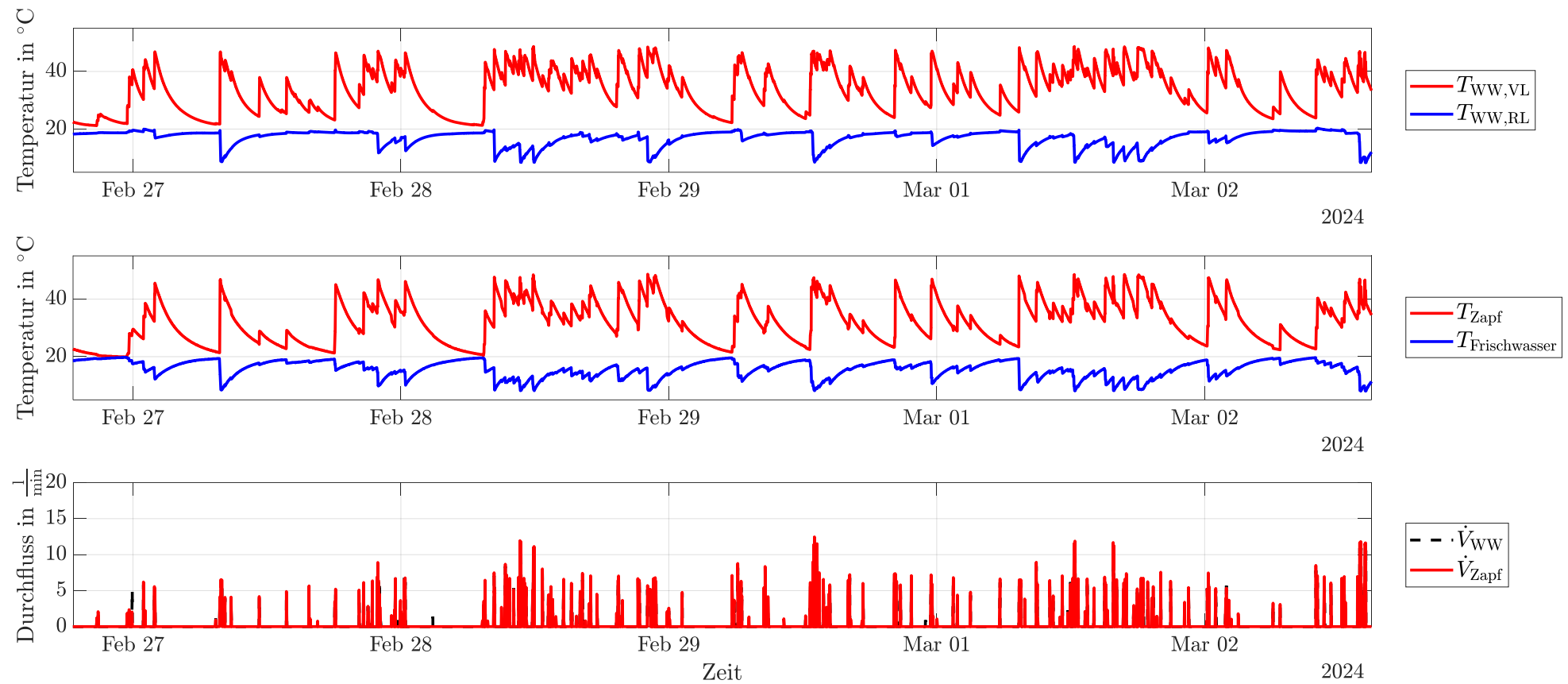


Abbildung 24 - Zeitverlauf der Warmwasserbereitung - Nach dem Umbau