

## Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

### Fakultät Life Sciences

Validierung der TRNSYS-Simulation eines regenerativen Heiz-, Kühl- und Lüftungssystems auf der Basis von Messdaten – Möglichkeiten und Grenzen des Modells

---

Bachelorarbeit  
Im Studiengang Umwelttechnik

Vorgelegt von

**Olmo Giring**

Matrikelnummer: 2003673

Hamburg,  
am 30. Januar 2015

- |    |                   |                              |                 |
|----|-------------------|------------------------------|-----------------|
| 1. | <b>Gutachter:</b> | Prof. Dr. Armin Gregorzewski | (HAW Hamburg)   |
| 2. | <b>Gutachter:</b> | Dipl.-Ing. Bernd Schwarzfeld | (Firma Ökoplan) |

Die Abschlussarbeit wurde betreut und erstellt in Zusammenarbeit mit dem Unternehmen  
Ökoplan

## Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis.....	2
Tabellenverzeichnis.....	3
1 Einleitung.....	4
2 GALAB Bergedorf.....	6
3 Ermittlung des Wärme- & Kältebedarfs mit dem Simulationsprogramm TRNSYS .....	8
4 Versorgungskonzept und technische Realisierung des energetischen Konzepts in TRNSYS ...	13
4.1 Beschreibung des energetischen Versorgungskonzepts.....	13
4.1.1 Wärme- und Kälteerzeuger Wärmepumpe.....	13
4.1.2 Heizung.....	14
4.1.3 Kühlung.....	15
4.1.4 Betriebsweisen des Systems .....	17
4.2 Aufbau der Techniksimation .....	18
4.3 Auswertung der Simulationsergebnisse.....	20
4.3.1 Heizseite .....	21
4.3.2 Kühlseite.....	22
4.3.3 Wärmepumpe .....	25
5 Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse zu GLT-Messdaten im Langzeitbetrieb.....	26
5.1 Wettereinfluss.....	27
5.2 Heizseite .....	29
5.2.1 Wärmebereitstellung gesamt.....	29
5.2.2 Wärmebereitstellung der einzelnen Komponenten .....	32
5.3 Kühlseite.....	34
5.3.1 Kältebereitstellung gesamt .....	34
5.3.2 Kältebereitstellung der einzelnen Komponenten .....	37
5.4 Lüftungsanlage .....	42
5.5 Wärmepumpe und Eisspeicher .....	46
6 Ausblick .....	50
7 Fazit .....	53
8 Literaturverzeichnis.....	54
9 Anhang .....	55
9.1 Datenblatt Vitocal 300-G Pro Typ BW 302.A120.....	55
9.2 Datenblatt Kaltwassersatz Aquaciat 2 Evolution 180 V .....	56

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Aufteilung des Endenergieverbrauchs 2012 (eigene Darstellung nach [BMWi]) .....	4
Abbildung 2: Gaschromatograph, Foto links und Thermografie rechts.....	7
Abbildung 3: Aufbau der TRNSYS-Gebäudesimulation in Simulation Studio.....	8
Abbildung 4: Zonenmodell des Gebäudes in SketchUp .....	9
Abbildung 5: Ergebnisse der Gebäudesimulation für Leistung und Arbeit der Heizung und Kühlung .....	11
Abbildung 6: Energetisches Konzept.....	14
Abbildung 7: Techniksimulation des Konzepts in Simulation Studio .....	18
Abbildung 8: Ergebnisse für die Wärmebereitstellung aus der Techniksimulation.....	21
Abbildung 9: Ergebnisse für die Kältebereitstellung aus der Techniksimulation.....	22
Abbildung 10: Unterteilung der Kältebereitstellung durch Wärmepumpe .....	23
Abbildung 11: Simulationsergebnisse für den Eisspeicher .....	24
Abbildung 12: Simulationsergebnisse der Wärmepumpe .....	25
Abbildung 13: Positionen der Wärme- und Kältemengenzähler der GLT.....	26
Abbildung 14: Auszug aus dem TMY2-Wetterdatensatz des TRNSYS-Referenzjahres für Hamburg- Fuhlsbüttel.....	27
Abbildung 15: Außentemperaturen im Vergleich .....	28
Abbildung 16: Wärmebereitstellung, Rohdaten aus GLT.....	29
Abbildung 17: Wärmebereitstellung im Vergleich.....	30
Abbildung 18: Wärmemengen im Vergleich, angepasster Zeitraum .....	31
Abbildung 19: Rohdaten der GLT für die Wärmebereitstellung .....	32
Abbildung 20: Verlauf der Wärmebereitstellung im Vergleich mit modifizierten Daten .....	33
Abbildung 21: gelieferte Kühlarbeit aus GLT, in Rohform und modifiziert.....	34
Abbildung 22: Verschiebung der gelieferten Kühlarbeit mittels Trendlinie .....	35
Abbildung 23: Gelieferte Kühlarbeit und Kältebedarf im Vergleich .....	36
Abbildung 24: Rohdaten der GLT für die Kältebereitstellung .....	37
Abbildung 25: Leistung des Kaltwassersatzes.....	37
Abbildung 26: Korrektur der Arbeit des Kaltwassersatzes.....	38
Abbildung 27: Kältebereitstellung des Kaltwassersatzes und des Eisspeichers .....	39
Abbildung 28: Vergleich der Kältebereitstellung durch Wärmepumpe und über Wärmetauscher	40
Abbildung 29: Abluft- und Fortlufttemperaturen aus GLT.....	42
Abbildung 30: Außenlufterwärmung durch WRG aus GLT.....	43
Abbildung 31: Temperaturen der Lüftungsanlage im August.....	44
Abbildung 32: Leistung des Kaltwassersatzes und des Erhitzers im August.....	44
Abbildung 33: Eisspeichertemperatur in Abhängigkeit von Kälteproduktion der Wärmepumpe...	45
Abbildung 34: COP der Wärmepumpe im Vergleich.....	46
Abbildung 35: Wärme- und Kältebereitstellung der Wärmepumpe im Vergleich .....	47
Abbildung 36: Mittlere Eisspeichertemperaturen im Vergleich .....	47
Abbildung 37: Ergebnisse der Gebäudesimulation für Leistung und Arbeit der Heizung und Kühlung mit reduzierten Luftmengen .....	51

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Quantitative Ergebnisse der Gebäudesimulation.....	12
Tabelle 2: Kennzahlen laut Hersteller (Datenblatt siehe Anhang 9.1) .....	15
Tabelle 3: Leistungskennzahlen der Wärmepumpe Vitocal 300-G Pro Typ BW 302.A120 (Datenblatt siehe Anhang 9.1).....	19
Tabelle 4: Anpassung der Rohdaten der Wärmemengen des Kessels.....	32
Tabelle 5: Veränderung der Bedarfskennwerte bei reduzierter Belüftung .....	51



# 1 Einleitung

Im Juli 2009 trafen sich die führenden G8-Staaten im italienischen L’Aquila, um zum ersten Mal eine Begrenzung der Erderwärmung auf zwei Grad Celsius im Vergleich zum vorindustriellen Zeitalter fest zu vereinbaren. Dazu müssten die Industriestaaten ihre Treibhausgasemissionen bis 2050 im Vergleich zu 1990 um 80-95% verringern. Die Bundesrepublik Deutschland hat daraufhin einen entsprechenden Fahrplan für das Erreichen der Ziele erstellt. Um ihren Beitrag am Klimaschutz zu leisten, sollen Treibhausgasemissionen im Vergleich zu 1990 um 40% bis 2020, bzw. um 80-95% bis 2050 reduziert werden. [UBA]

Ermöglicht werden soll dieses Ziel hauptsächlich über die Konzentration auf folgende Maßnahmen:

- Wechsel von fossilen Energieträgern auf erneuerbare Energien
- Steigerung der Effizienz von Prozessen und Umwandlungsketten
- Sanierung des Gebäudebestands

Die letzten beiden Punkte resultieren in einer Reduktion des Endenergiebedarfs. Um die Umwelt nicht mit Treibhausgasemissionen aus der Stromproduktion zu belasten, muss der verbleibende Endenergiebedarf durch erneuerbare Energien gedeckt werden

In Abbildung 1 ist zu sehen, dass allein der Anteil von Raumwärme- und Warmwasserbereitung am Endenergieverbrauch aller Wirtschaftssektoren Deutschlands in Jahre 2012 bei 34% lag. Im Sektor Gewerbe, Handel und Dienstleistungen (GHD) war der Anteil mit 53% sogar noch größer, wobei auch 1% Klimakälte mit berücksichtigt wurde. [BMW]i]

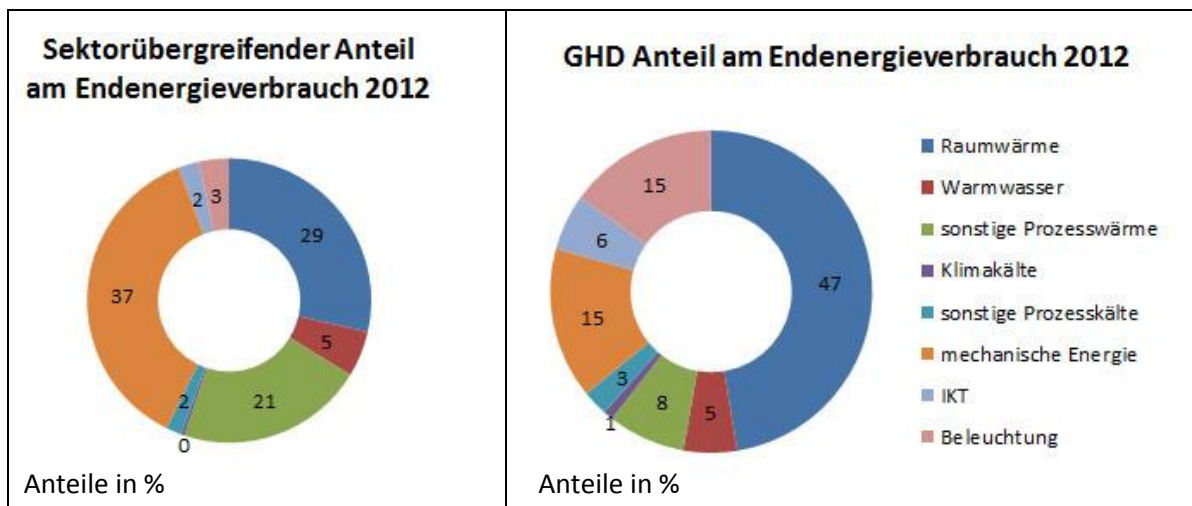


Abbildung 1: Aufteilung des Endenergieverbrauchs 2012 (eigene Darstellung nach [BMW]i)

Dabei machte der direkte Anteil fossiler Brennstoffe für die Bereitstellung des sektorübergreifenden Endenergiebedarfs 67% und im Sektor GHD 50% aus. Das heißt, in der Bereitstellung von Raumwärme und Warmwasserbedarf liegt ein großes Potenzial für die Reduzierung der Treibhausgase, wenn dies möglichst effizient und regenerativ erfolgt.

Eine Studie des Umweltbundesamtes quantifiziert die möglichen Endenergieeinsparungen und die Vermeidung von Treibhausgasemissionen, unter anderem im Sektor GHD. Je nach Ausbauszenario für erneuerbare Energien wurden Endenergieeinsparungen vom Referenzjahr 2008 mit 769 PJ auf 666-516 PJ im Jahre 2030 errechnet. Gleichzeitig reduzieren sich die Treibhausgasemissionen von 48.817 kt CO<sub>2</sub>-Äquivalente im Jahr 2008 auf 34.837-20.124 kt CO<sub>2</sub>-Äqui. im Jahr 2030. Dies entspricht einer Vermeidung von CO<sub>2</sub>-Äqui. Emissionen um 29-59%. [Öko-Institut, 2013]

Das Ingenieurbüro Fa. Ökoplan in Hummelsbüttel, Hamburg, hat es sich zur Aufgabe gemacht, möglichst regenerative und effiziente Energieversorgungskonzepte zu entwickeln. In jedem Projekt wird auf einen reduzierten Primärenergieeinsatz geachtet und dabei die verbleibenden Treibhausgasemissionen klein gehalten.

So leisten die Fa. Ökoplan und die Mitarbeiter/innen ihren persönlichen kleinen Beitrag zum Klimaschutz und treiben durch innovative Konzepte die Energiewende direkt voran.

Die Simulationssoftware TRNSYS dient in dieser Arbeit als Werkzeug zur energetischen Bedarfsermittlung und zur Simulation der Versorgungstechnik eines Gebäudes. Die Entwicklung der Simulationen war über den Zeitraum 2012 bis 2013 Aufgabe von Ökoplan, woraufhin das Gebäude inklusive Messtechnik im Jahre 2013 in Betrieb genommen wurde. In dieser Arbeit werden nun die Ergebnisse der Simulationen mit den Messdaten der Gebäudeleittechnik verglichen und Abweichungen hinterleuchtet. Ziel ist es, eine Aussage darüber zu treffen, wie sich das theoretisch simulierte Verhalten in den praktischen Messdaten widerspiegelt und woher Abweichungen zum simulierten Verhalten herkommen.

## 2 GALAB Bergedorf

Das 1992 gegründete Unternehmen GALAB GmbH Laboratories führt als Dienstleistungslabor Untersuchungen von Lebensmitteln, Konsumgütern und Umweltanalytik durch. 2011 begann die Planung eines neuen Laborkomplexes in Hamburg Bergedorf. Die Grundlage dafür waren konventionelle Berechnungen und Auslegungen nach VDI und DIN, ermittelt von ausführenden Handwerksbetrieben verschiedener Gewerke.

Ab dem Jahr 2012 wurde Ökoplan zur übergreifenden Generalplanung hinzugezogen, um das Projekt in eine umweltverträglichere und bezüglich der Betriebskosten kostengünstigere Richtung zu lenken. Daraufhin wurde eine thermische Gebäudesimulation erstellt und das energetische Konzept für das geplante Gebäude verändert und ergänzt. In enger Kooperation mit den Architekten und dem Bauherren sind die Ergebnisse in die gesamte Planung mit eingeflossen, sodass der Neubau im Dezember 2013 fertig gestellt werden konnte. Zu Beginn 2014 nahmen die ca. 120 Mitarbeiter des GALABs die tägliche Arbeit in dem neuen Laborkomplex auf.

Für Arbeitsstätten und Labore gelten in Deutschland Richtlinien und Vorschriften (Arbeitsschutzgesetz, Arbeitsstättenverordnung, Laborrichtlinien, etc.), um ein sicheres Arbeiten für die Mitarbeiter gewährleisten zu können. Daraus resultieren anspruchsvolle Vorgaben an die Temperierung, sowie die ausreichende Be- und Entlüftung der Räume hinsichtlich der Behaglichkeit und der Raumlufthygiene.

Die Laborprozesse ziehen oftmals eine starke Kontamination der umgebenden Luft mit sich. Zum Teil wird mit stark gesundheitsgefährdenden Analysemitteln gearbeitet. Die Lüftung muss also entsprechend dimensioniert sein, sodass die „verbrauchte“ und kontaminierte Luft ausreichend abgeführt wird und keine Gesundheitsgefährdung für die Mitarbeiter besteht.

Durch interne Lasten von Computern und Analysegeräten wie Gas-/Flüssigchromatographen, Destillationsanlagen, Inkubatoren, etc. und durch die Mitarbeiter selbst ergibt sich ein hoher Wärmeeintrag in das Gebäude während der Nutzungszeiten. In Abbildung 2 ist ein Gaschromatograph abgebildet. Links ein normales Foto einer Digitalkamera, rechts eine Thermografie im Infrarotspektrum, aufgenommen über eine Wärmebildkamera. Die Farbskala reicht von Blau mit 33 °C bis Hellrot mit 48 °C. Einige Bereiche des abgebildeten Analysegerätes strahlen Wärme im roten Bereich an die kältere Umgebung ab. An weißen Punkten im Bild liegt die Temperatur sogar über 48 °C.

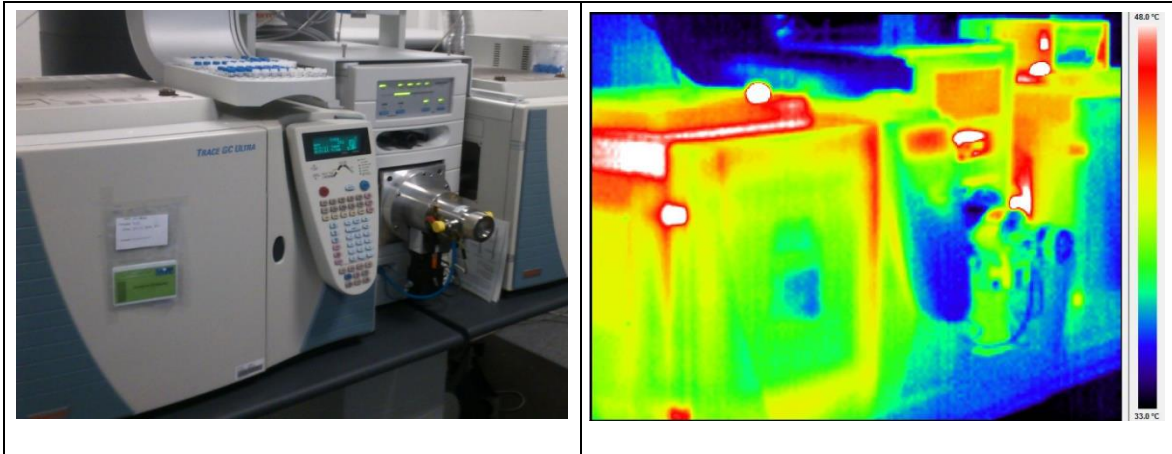


Abbildung 2: Gaschromatograph, Foto links und Thermografie rechts

Um die analytischen Nachweisverfahren nicht zu beeinträchtigen und den Anforderungen der Gesetze und Richtlinien zu genügen, muss die überschüssige Wärme zuverlässig abgeführt werden. Deshalb kommt zu der standardmäßigen Heizarbeit für die Gebäudebeheizung über das ganze Jahr verteilt eine erhebliche Kühlarbeit dazu.

Die Laborräume mit den Analysegeräten befinden sich im Gebäude verteilt im Erdgeschoss und im ersten Stock (1. OG). Der zweite Stock (2. OG) ist mit Büro- und Seminarräumen ausgestattet.

Das energetische Konzept für diesen Neubau umfasst das gesamte Heiz-, Kühl- und Lüftungssystem. Der Anspruch liegt neben der Erfüllung der gesetzlichen Vorgaben in der Entwicklung eines Konzeptes, welches die Investitionskosten, die Betriebskosten, den Primärenergieverbrauch und den Ausstoß von Treibhausgasemissionen möglichst gering hält. Dazu ist das Zusammenspiel der Komponenten als gut funktionierende Einheit entscheidend, um die Effizienz und den regenerativen Anteil des Gesamtsystems hoch zu halten. Konventionelle Heizkessel oder Kältemaschinen sollten möglichst wenig zur Spitzenlastabdeckung und im Falle eines Ausfalls als Redundanz einspringen.

Damit die Komponenten entsprechend ausgelegt werden können, wird zuerst das Gebäude anhand der architektonischen Pläne thermisch erfasst, sodass über eine Simulation mit TRNSYS der jährliche Wärme- und Kühlbedarf ermittelt werden kann. Diese Daten bilden die Grundlage für die Entwicklung der haustechnischen Versorgung und der anschließenden Simulation der Technik. Laufverhalten und Fahrweisen der Anlage können so abgebildet und optimiert werden.

### 3 Ermittlung des Wärme- & Kältebedarfs mit dem Simulationsprogramm TRNSYS

TRNSYS ist ein Simulationsprogramm, welches Energieströme berechnet und die Ergebnisse und deren Auswirkungen in Zahlen oder Graphen ausgeben kann. Die Berechnung erfolgt zeitlich aufgelöst und ist somit dynamisch. Zur Ermittlung des Wärme- und Kältebedarfs eines Gebäudes ist es sinnvoll die thermischen und energetischen Vorgänge eines ganzen Jahres, also über 8760 h, zu betrachten.

Eine Grundlage der Simulation bildet der Wetterdatensatz für den jeweiligen Standort. Hier wurde der Wetterdatensatz eines Testreferenzjahres für den Standort Hamburg gewählt, welcher dem Programm beiliegt und von der Firma Meteonorm entwickelt wurde. Stündlich aufgelöste Daten wie Außentemperatur, direkte und diffuse Strahlung, relative Luftfeuchtigkeit, etc. sind in dem Datensatz enthalten.

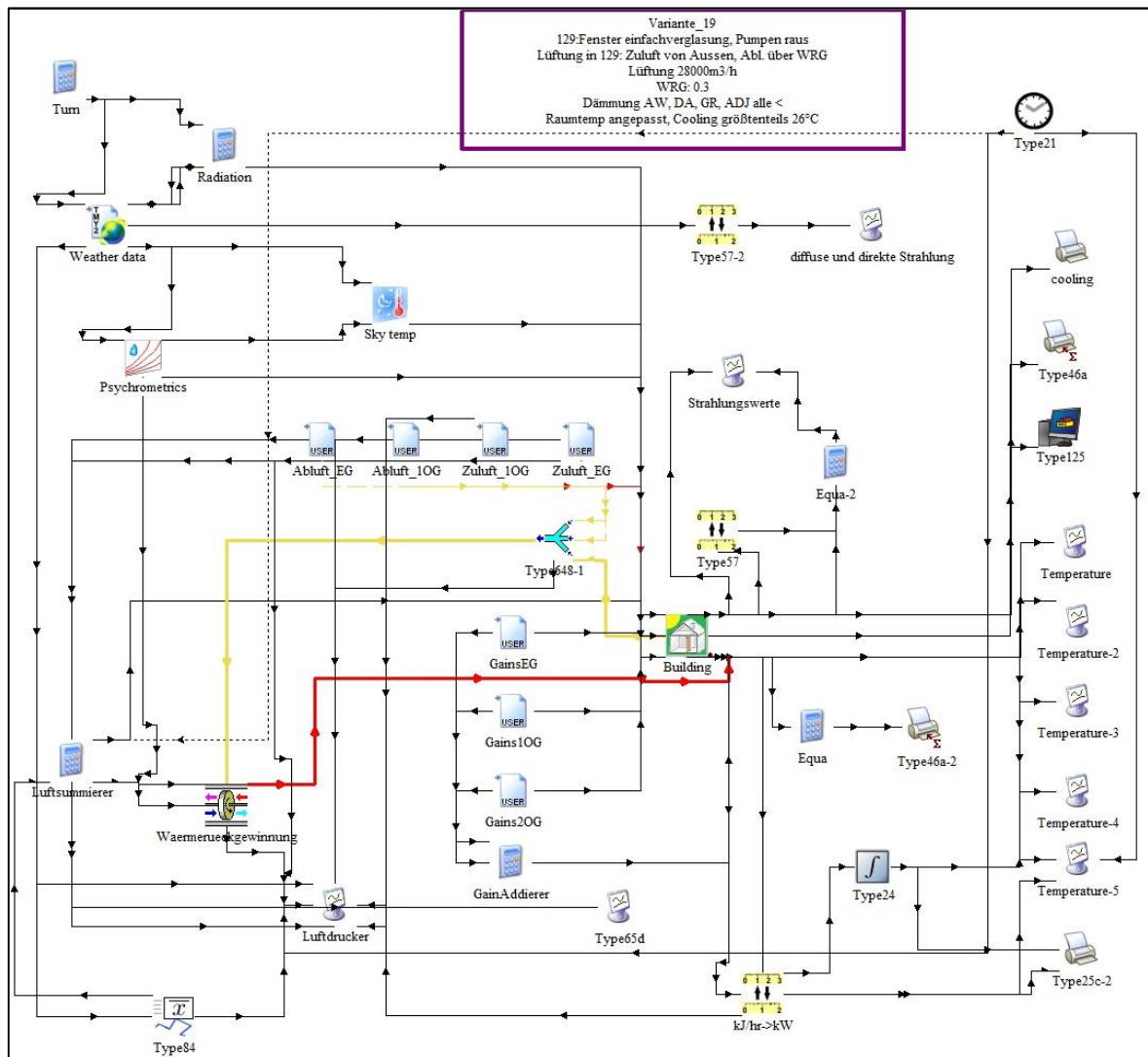


Abbildung 3: Aufbau der TRNSYS-Gebäudesimulation in Simulation Studio

Eine Komponente wie der Wetterdatensatz, aus welcher Daten herausgelesen werden, in welcher Berechnungsvorgänge ablaufen oder in welche Daten hineingeschrieben werden, nennt sich „Type“. Der Type „weather data“ hat beispielsweise die Außentemperatur als Output-Größe. Diese dient anderen Types, z.B. dem Gebäude, wiederum als Input-Größe. Zum Arrangieren und Verbinden von Types und deren Inputs und Outputs wird in der grafischen Benutzeroberfläche „Simulation Studio“ gearbeitet. Dort werden auch die Rahmenparameter der TRNSYS-Simulation konfiguriert sowie Gleichungen und Variablen programmiert.

Im Zentrum der Gebäudesimulation steht der „Building-Type“, in welchem das Gebäudemodell der GALAB Laboratories hinterlegt ist (Abbildung 4). Dieses ist in knapp 100 Zonen unterteilt und wurde in dem Programm „Google SketchUp“ mit dem speziellen „Trnsys3D Plug-In“ angefertigt. Inputs wie externe Wetterdaten, interne Wärmegewinne (engl.: gains) und Luftwechsel führen in den Building-Type. Dort werden anhand der Gebäudeparametrierung die Energieströme und Umwandlungsprozesse zonenweise berechnet. Die gewünschten Ergebnisse können dann als Output aus dem Building-Type geführt und in Dateien oder grafischen Darstellungen ausgegeben werden.

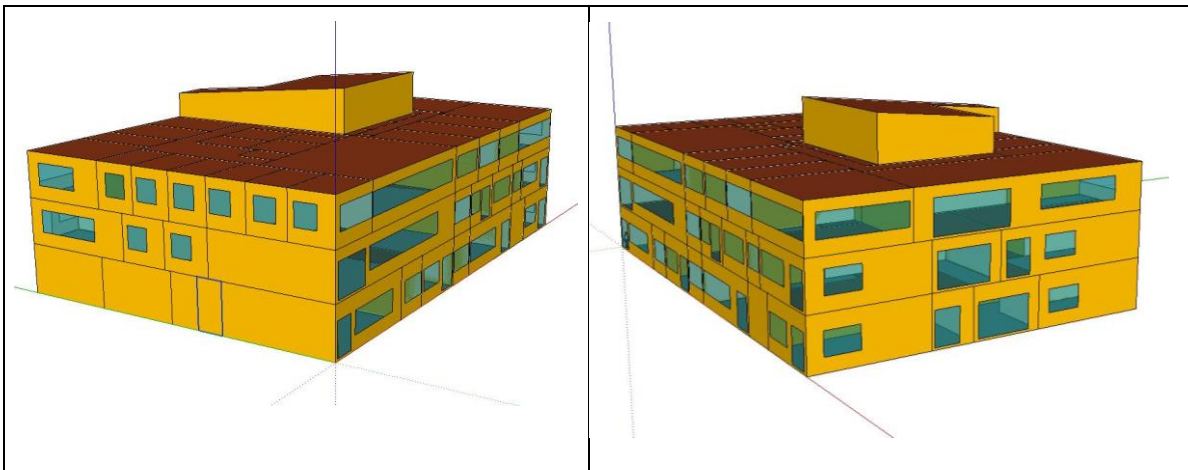


Abbildung 4: Zonenmodell des Gebäudes in SketchUp

Die Gebäudesimulation berechnet dynamisch die Temperaturen, die sich durch äußere und innere Einwirkungen in der Mitte der Zonen einstellen. An kalten Tagen wie im Winter herrschen niedrige Außentemperaturen, sodass es zu Transmissionswärmeverlusten in einer Zone kommt. Auch die Lüftungsanlage trägt mit dem kalten Lufteintrag zur Abkühlung der Zonentemperatur bei. Einen externen Wärmeeintrag gibt es durch solare Einstrahlung, welche die Zone geringfügig erwärmt. Den größeren Anteil an der Erwärmung haben die in Kapitel 2 beschriebenen internen Lasten. Deren Abwärme stellt einen internen Wärmeeintrag in die Zone dar.

Nach Verrechnung sämtlicher Wärmegewinne und –verluste ergibt sich eine Heizlast für die Zone, um die parametrisierte Temperatur von 20 °C zu erreichen. Da die Berechnungen zeitlich aufgelöst erfolgen, kann über die Zeit integriert aus den Heizlasten eine Heizarbeit errechnet werden.

Die Berechnung der Kühllast erfolgt analog dazu, abhängig von den parametrisierten maximalen Temperaturen für die einzelnen Zonen. Über die erforderliche Wärmeabfuhr zum Erreichen einer Zonentemperatur von beispielsweise 26 °C stellt sich die Kühllast ein. Zeitlich integriert ergibt sich die Kühlarbeit.



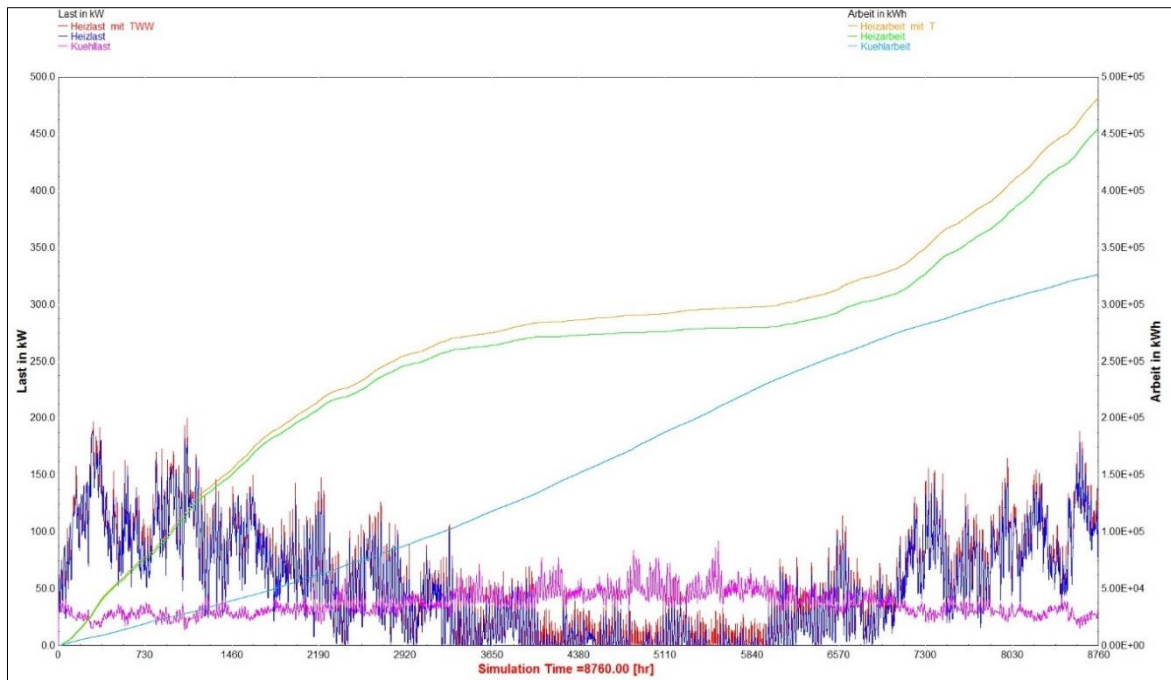
Nach dem Lüftungsanlagenplaner sollte zuerst ein konstanter Luftmengenwechsel von 60.000 m<sup>3</sup>/h gefahren werden. Ökoplan hat daraufhin den raumweisen Lüftungsbedarf genau untersucht, sodass ein gesamter Luftmengenwechsel von 28.000 m<sup>3</sup>/h ermittelt und die Anlage entsprechend kleiner ausgelegt werden konnte.

Ist die Temperatur der Frischluft niedriger als die Solltemperatur von 21 °C für die Zuluft, muss die Luft erwärmt werden, damit im Gebäude ein behagliches Raumklima gewährleistet ist. Um die Heizlast und die Wärmeverluste zu reduzieren, sorgt eine Wärmerückgewinnung (WRG) für die Übertragung von Wärme aus der Abluft auf den Frischluftstrom. Dies erfolgt über zwei Wärmetauscher in einem wassergeführten WRG-Kreislauf mit Bypass. Je mehr Wärme zurückgewonnen werden kann, desto weniger zusätzliche Heizleistung für die Lufterwärmung wird benötigt. Gleichzeitig ist das Verhältnis von ermitteltem Heizwärmebedarf zu Kühlbedarf für die Konzeption entscheidend. Deshalb ist die Lüftungsanlage schon an dieser Stelle für die Heizlastermittlung in der Simulation zu berücksichtigen.

Im Sommer kann es dazu kommen, dass die Außentemperatur über der Innentemperatur des temperierten Gebäudes liegen. Die Abluft weist dann eine niedrigere Temperatur als die Zuluft auf und die WRG funktioniert in dem Falle als „Kälterückgewinnung“. Die Kühllast reduziert sich also.

Problematisch ist allerdings die exakte Betrachtung dieser Prozesse in TRNSYS. Der Einsatz der WRG hat Auswirkungen auf die Zulufttemperatur in Abhängigkeit von der Ablufttemperatur aus den Zonen. Die Ablufttemperatur ist wiederum abhängig von der Zulufttemperatur, welche die Zonentemperatur beeinflusst. Es entsteht also ein Zirkelbezug. Dieser wäre zwar durch einen zeitlichen Versatz aufzulösen, allerdings ist die dynamische Berechnung der WRG von vielen wiederum dynamischen Parametern abhängig, was eine zeitechte Berechnung komplex macht. Um die Simulation in vertretbarem Maße „rechenbar“ zu halten, wurde hier ein statischer Wirkungsgrad von 30% festgelegt.

Die Höhe des Wirkungsgrades hat bei diesen großen Luftmengen gravierende Auswirkungen auf den Heizbedarf und somit auch auf dessen relatives Verhältnis zum Kühlbedarf. Simulatorische Untersuchungen haben ergeben, dass sich für den Einsatz einer Wärmepumpe in diesem Projekt ein Wirkungsgrad der WRG von 30% am besten eignet.



**Abbildung 5: Ergebnisse der Gebäudesimulation für Leistung und Arbeit der Heizung und Kühlung**

Das Diagramm in Abbildung 5 ist eine Ausgabeform der Ergebnisse der Simulation. Auf der linken Achse ist die Last (auch Leistung) in kW angegeben und die rechte Achse stellt die Arbeit in kWh dar, wobei auf die exponentielle Achsenbeschriftung zu achten ist. Die Daten sind zeitlich in Stunden h über die x-Achse aufgetragen. Die Achsenbeschriftung ist in 12 Schritten den Monaten entsprechend von Januar bis Dezember aufgeteilt und beginnt bei Stunde 0 des Referenzjahres. So kann der Verlauf der Heizung und Kühlung qualitativ gut erfasst werden.

Die Heizlast ohne Trinkwarmwassererwärmung (TWW) wird durch den blauen Graphen beschrieben, der rote Graph schließt die Wassererwärmung in der Heizlast mit ein. Die Kühllast ist in Pink abgebildet. Die Heizperiode erstreckt sich dabei gut erkennbar von etwa Oktober bis April. In den Sommermonaten entsteht die anfallende Heizlast fast ausschließlich durch die Warmwasserbereitung. Die Kühllast erstreckt sich wegen der durchgehenden Laborkühlung über das ganze Jahr und erreicht ihr Maximum zwischen Juni und August, wenn der externe Wärmeeintrag hinzukommt. Die Monate April, Mai, September und Oktober sind dabei Übergangsmonte.

Die Heizarbeit ohne TWW ist in Grün, die Heizarbeit inkl. der TWW in Hellbraun abgebildet. Die Kühlarbeit ist durch die Farbe Hellblau gekennzeichnet. Entsprechend der Integrale der Lasten über die Zeit steigt die Heizarbeit während der Heizperiode stark an und bleibt während des Sommers fast konstant, wodurch der Graph dort einen Sattelpunkt bildet. Wird die Warmwasserbereitung mit berücksichtigt, steigt die Heizarbeit auch im Sommer an und ist daher größer als die alleinige Heizarbeit. Anders herum zeigt die Kühlarbeit das gesamte Jahr über einen steigenden Verlauf mit einer maximalen Steigung während der Sommermonate.

Gleichzeitig zu der grafischen Ergebnisdarstellung werden die einzelnen Datenpunkte der Berechnungen über Datenschreiber ausgegeben. So lassen sich die einzelnen Größen auch quantitativ genau bestimmen.



Spitzenlast Heizung mit TWW in kW	199
Spitzenlast Heizung in kW	189
Spitzenlast Kühlung in kW	93
Jährliche Heizarbeit mit TWW in kWh	481907
Jährliche Heizarbeit in kWh	454916
Jährliche Kühlarbeit in kWh	327070

**Tabelle 1: Quantitative Ergebnisse der Gebäudesimulation**

Auf Grundlage dieser Ergebnisse wurde die Heiz- und Kühltechnik ausgelegt und ein energetisches Konzept entwickelt. Außerdem können so die Heiz- und Kühlcharakteristik des gesamten Gebäudes und die Verteilung von Heizung und Kühlung auf einzelne Zonen ermittelt werden. Auch lastgebende Kriterien wie Fensterflächen, Bauteilaufbauten, Lüftung, interne Lasten, etc. können identifiziert und quantifiziert werden.

Bei Vorlage der Ergebnisse während der Planungsphase eines Bauvorhabens bietet sich die Möglichkeit, die Architektur und Bauteilaufbauten noch zu verändern. Dadurch lassen sich Heiz- und Kühlbedarf des Gebäudes in die eine oder andere Richtung verändern oder noch optimieren. Der thermische Bedarf des Gebäudes und die Bereitstellung durch die Technik rücken näher zusammen, sodass die energetische Versorgung durch Einsparung von Primärenergie begünstigt wird.

## 4 Versorgungskonzept und technische Realisierung des energetischen Konzepts in TRNSYS

### 4.1 Beschreibung des energetischen Versorgungskonzepts

#### 4.1.1 Wärme- und Kälteerzeuger Wärmepumpe

Bei der Entscheidung für einen Wärmebereitsteller in einem Heizungssystem ist die Auslegungstemperatur entscheidend. Durch die Verwendung von Flächenheizung als Fußbodentemperierung und Trinkwarmwasserstationen (TWW-Stationen) in unmittelbarer Nähe zu den Zapfstellen, konnte die Heizseite auf ein Niedrigtemperaturniveau von 45 °C ausgelegt werden. Bei dieser niedrigen Auslegungstemperatur arbeitet eine Wärmepumpe effizienter als eine konventionelle Heizung mit fossilen Energieträgern als Brennstoff.

Außerdem wird hier neben der Heizarbeit der Wärmepumpe auch die Kältebereitstellung auf der Primärseite genutzt. Mit ein und derselben Stromaufnahme für den Heizprozess wird hier Kälte als Nebenprodukt produziert und für die Gebäudekühlung genutzt. Deshalb eignet sich der Einsatz einer Wärmepumpe an dieser Stelle ideal als Wärme- und Kältebereitsteller.

Die Wärmeleistung einer Wärmepumpe setzt sich ohne Berücksichtigung von Verlusten aus der zugeführten Kälteleistung und der aufgenommenen elektrischen Leistung für den Verdichtungsprozess zusammen. Dadurch ist die Wärmebereitstellung immer größer als die Kältebereitstellung für das System.

Aufgrund der Ergebnisse für die Heiz- und Kühllast durch die Gebäudesimulation wurde eine zweistufige Elektrowärmepumpe mit 117,2 kW Nennwärmeleistung laut Datenblatt in der Planung vorgesehen (Datenblatt siehe Anhang 9.1). Auf der Kühlseite (siehe Abbildung 6) werden 93,8 kW Wärmeleistung über einen Solekreislauf zugeführt, welche dem System über den Solerücklauf wiederum als Kälteleistung zur Verfügung steht. Durch die zwei Verdichterstufen ist das Laufverhalten der Wärmepumpe flexibler. Jede Stufe kann je nach Bedarf zu- oder abgeschaltet werden und läuft so möglichst unter Vollast.

Der etwa 1000 m<sup>3</sup> Wasser fassende Latentwärmespeicher (Eisspeicher) ist über die Kühlseite in das Versorgungssystem eingebunden. Über einen Solepufferspeicher und den Soleentzugskreislauf entzieht die Wärmepumpe dem zwischen 15 und 0 °C „warmen“ Eisspeicher Wärmeenergie. Die Sole kann bis zu -10 °C kalt sein und liefert dem Eisspeicher so Kälte. Die produzierte Kälte wird während der Heizperiode über den Soleentzugskreislauf im Eisspeicher gespeichert. Während der warmen Monate steht dem System diese Kälte dann über den Regenerationskreislauf zur Verfügung und der Eisspeicher wird so regenerativ erwärmt. Die eingebrachte Wärme steht in der nächsten Heizperiode wieder der Wärmepumpe auf der Primärseite zur Verfügung. Der Eisspeicher dient also sowohl als Wärmequelle für die Wärmepumpe als auch als Kältebereitsteller an Gebäude und Labor. Die Bezeichnungen „Regenerationskreislauf“ und „Entzugskreislauf“ stammen vom Hersteller ISOCAL und werden deshalb hier übernommen. Die Bereitstellung von Kälte und Wärme wird so saisonal verschoben und steht dann zur Verfügung, wenn der entsprechende Bedarf besteht.

Neben der hohen spezifischen Wärmekapazität von Wasser im flüssigen Zustand mit  $4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$  macht sich ein Latentwärmespeicher die viel größere spezifische Schmelzenthalpie von Eis mit  $333,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$  zu nutze. Auf einem Temperaturniveau von  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  kann die Wärmepumpe über den Entzugskreislauf dem Eisspeicher noch sehr viel Wärmeenergie entziehen während Wasser von der flüssigen in die feste Phase übergeht. [VDI, 2006]

#### 4.1.2 Heizung

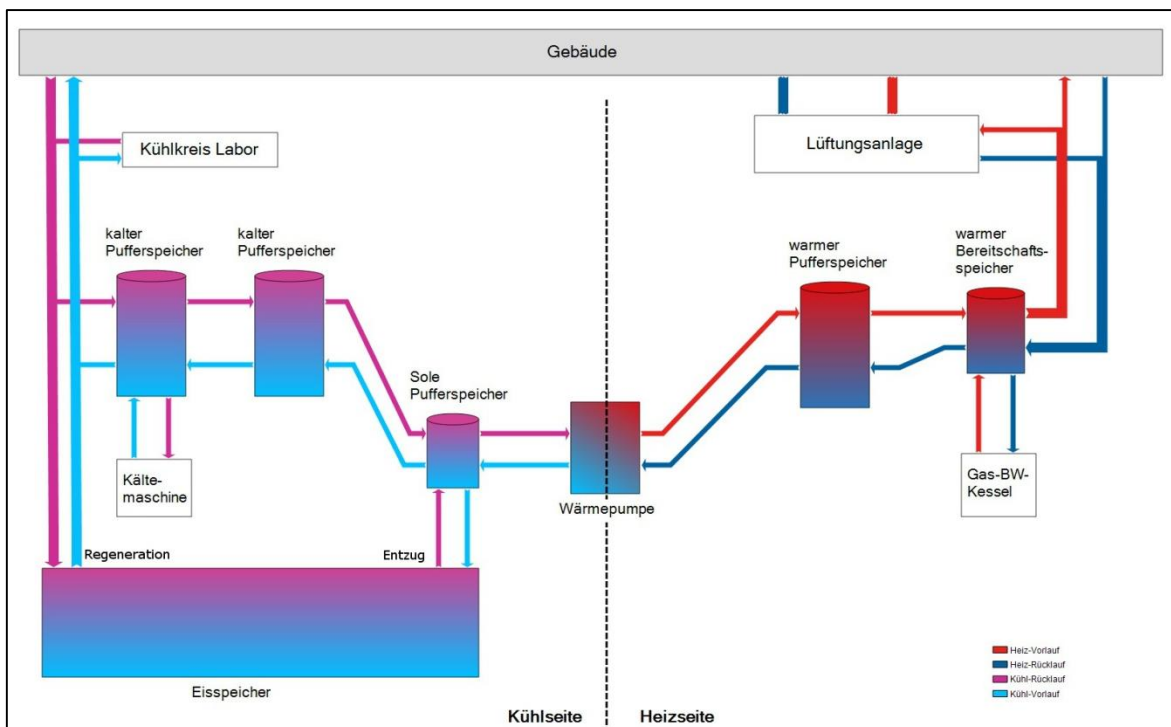


Abbildung 6: Energetisches Konzept

Zu Abbildung 6 wird zuerst die Heizseite der Wärmepumpe erläutert. Mit einer Auslegungstemperatur des Heizungsvorlaufs von  $45 \text{ }^\circ\text{C}$  werden ein  $1500 \text{ l}$  warmer Pufferspeicher und ein  $800 \text{ l}$  warmer Bereitschaftsspeicher beladen. Das Wärmeträgermedium ist Wasser.

Sollte der Heizbedarf des Gebäudes durch die Wärmepumpe und den Speichern nicht gedeckt werden, übernimmt ein Gas-Brennwertkessel die Abdeckung der Spitzenlast. Dieser steht außerdem mit  $200 \text{ kW}$  Auslegungsleistung zusätzlich als Redundanzwärmebereiter für die maximale Heizlast von  $199 \text{ kW}$ , die in der Gebäudesimulation ermittelt wurden, zur Verfügung. Der Laborbetrieb ist so von der Heizseite her zu jeder Zeit sichergestellt.

Von den Speichern ausgehend wird das Gebäude über die Fußbodenheizung mit Wärme versorgt. Jeder Raum wird individuell über die zentrale Gebäudeleittechnik automatisch geregelt. Ein Temperaturfühler nimmt die aktuelle Ist-Temperatur im Raum auf, gleicht diese mit dem hinterlegten Sollwert ab und über ein motorgesteuertes Ventil wird der Zufluss des Heizwassers in die Fußbodenheizung reguliert. Die meisten Räume sind mit einer Solltemperatur von  $21,5 \text{ }^\circ\text{C}$  parametrieren. Für ein gleichmäßigeres Laufverhalten des Heizsystems, ist eine Hysterese von

-1,5 K hinterlegt, sodass erst ab einer Raumtemperatur von 20 °C das Ventil für das Heizwasser öffnet und bei Erreichen der Sollwerttemperatur wieder schließt.

Ebenfalls ausgehend von den Speichern wird die Lüftungsanlage mit Wärme versorgt. Die interne Wärmerückgewinnung der Anlage reicht in der Regel nicht aus, um die Außenluft so weit zu erwärmen, dass die Behaglichkeit in den Räumen gewährleistet ist. Nach dem Wärmetauscher wird die erwärmte Außenluft über einen Erhitzer auf ein behagliches Temperaturniveau von 21 °C gebracht.

Da über die Lüftungsanlage ein Luftvolumenstrom von 28.000 m<sup>3</sup>/h temperiert wird, gibt es an der Stelle einen hohen Wärmemengenbedarf. Dieser bietet zu jeder Zeit Raum für die Optimierung des Gesamtsystems. Wird die WRG zurückgefahren entsteht ein erhöhter Wärmebedarf, verbessert sich die Leistung der WRG verringert sich der Wärmebedarf. Je nachdem zu welchen Außentemperaturen dies geschieht, sind die Auswirkungen entsprechend markant.

### 4.1.3 Kühlung

Auf der Kühlseite wird die Wärmepumpe über einen Sole-Pufferspeicher mit warmer Sole versorgt. In den Speicher läuft die kalte Sole der Wärmepumpen wieder zurück und steht dem System zur Kühlung zur Verfügung. Es wird hier nicht der Begriff des Primär-Rücklaufs benutzt. Besser eignet sich die Bezeichnung Kühl-Vorlauf, da es sich in dem System um nutzbare Kälte handelt.

Die Sole ist auf bis zu -10 °C ausgelegt und nimmt im Sole-Pufferspeicher meist eine positive Mischtemperatur an. Ein Teil der Kälte wird aus dem Sole-Pufferspeicher wieder herausgeführt und über einen Wärmetauscher an zwei etwa 15 °C kalte wassergeführte 1500 l Pufferspeicher weitergegeben. Ein direkter Wärmeaustausch zwischen dem Kältekreis und dem Solekreislauf ist nicht möglich. Es könnte sonst zur Vereisung des Wärmetauschers kommen, da die Kühl-Vorlauftemperatur von der Wärmepumpe kommend durchaus unter 0 °C liegt.

Die Kälte dient somit über die kalten Pufferspeicher als Wärmesenke für die Gebäudekühlung. Gleichzeitig kann über den warmen Kühl-Rücklauf aus dem Gebäude die Temperatur im Sole-Pufferspeicher wieder erhöht und dieser regeneriert werden. Eine höhere Soleeintrittstemperatur der Wärmepumpe verringert den Temperaturhub und wirkt sich somit positiv auf die Leistungszahl für den Heizbetrieb aus.

Soleeintritts-temperatur	Leistungszahl bei 45 °C Vorlauftemperatur
-5 °C	3,13
0 °C	3,62
5 °C	4,09
10 °C	4,63
15 °C	5,20

Tabelle 2: Kennzahlen laut Hersteller (Datenblatt siehe Anhang 9.1)

Der Kälteanteil, welcher nicht direkt über den Solepufferspeicher an die kalten Pufferspeicher weitergegeben wird, steht dem Eisspeicher zur Verfügung und kühlt dessen Inhalt.

Eine zusätzliche Kaltdampf-Kompressions-Kältemaschine (Kaltwassersatz) mit ca. 47 kW Nennkälteleistung ist mit einem kalten Pufferspeicher verbunden. Der Kaltwassersatz deckt Kühllastspitzen ab und steht als redundanter Kältebereiter bereit (Datenblatt siehe Anhang 9.2)

Die Kühlung des Gebäudes ist durch Wärmeabfuhr über die Fußbodentemperierung möglich (Kühlkreis). Durch den Verzicht auf die typische Trittschall- und Wärmedämmung während des Einbaus, übernimmt die Fußbodentemperierung so die Funktion einer thermischen Bauteilaktivierung. Gemäß dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik fließt Wärme stets von einem hohen zu einem niedrigeren Temperaturniveau. Eine aktivierte Geschossdecke kann deshalb die Wärme aus der darüber und der darunter liegenden Umgebung abführen. Es wird mit einer geringen Temperaturdifferenz gekühlt, sodass die Kühltemperatur in etwa auf dem Niveau der Raumsolltemperatur liegt. Dadurch wird ein konkurrierendes Heiz- und Kühlverhalten vermieden.

Im ganzen Gebäude sind neben den standardmäßigen Leitungen für Vor- und Rücklauf der Heizung auch für die Kühlung Vor- und Rücklaufleitungen verlegt worden. Jeder Raum ist über ein 6-Wege-Ventil mit der Fußbodentemperierung verbunden, um individuell temperieren zu können. Mittels der Ergebnisse der Gebäudesimulation für die betrachteten Zonen konnte die Flächentemperierung in den Räumen der simulierten Heiz- und Kühllast entsprechend ausgelegt werden. Der Großteil der anfallenden Kühllast wird so im Zusammenspiel mit der Lüftungsanlage gedeckt.

Neben der Flächentemperierung sind auf Grund der hohen internen Lasten an einigen Decken Kühlkassetten mit einer Kühlleistungen von bis zu 10 kW installiert. Diese sind auch in den Gebäudekühlkreis eingebunden und decken Spitzenlasten, vor allem im Laborbereich ab.

Um den internen Wärmeeintrag durch Pumpen im Laborbereich zu reduzieren, wurden diese eingehaust und wassergekühlt in den Gebäudekühlkreis integriert. So reduziert sich die Erwärmung der Raumluft, es muss weniger Wärme über die Lüftungsanlage abgeführt werden und die Abwärme steht als Kühl-Rücklauf zur Regeneration des Sole-Pufferspeichers oder des Eisspeichers bereit.

Gesondert betrachtet wird der „Kühlkreis Labor“, welcher vom Gebäudekühlkreis abzweigt. Er versorgt einige Geräte in den Laborräumen im Erdgeschoss und im 1. OG aktiv mit Kälte über den Kühl-Vorlauf. Als während der Planungsphase die Raumaufteilung und Gerätebestückung festgelegt wurde, konnte über Auswertung der Datenblätter die anfallende Kühllast der Analysegeräte ermittelt werden. Einige wurden daraufhin wegen der hohen Qualitätsanforderungen des Gerätekuhlwassers zu einem eigenen Kühlkreis zusammengeschlossen. Während der Nutzungszeit erbringt dieser eine Kühllast von 25 kW, welche dadurch nicht als Abwärme im Raum wirksam wird.

#### 4.1.4 Betriebsweisen des Systems

Im Winter kommt es aufgrund der kalten Außentemperaturen zu Transmissionswärmeverlusten des Gebäudes, sodass fortwährend ein Heizbedarf besteht. Die Wärmepumpe läuft nahezu durchgehend und speist über die warmen Pufferspeicher den Gebäudeheizkreis sowie die Lüftungsanlage zur Erwärmung der Zuluft. Falls die Wärmebereitstellung durch die Wärmepumpe nicht ausreicht, liefert der Gas-Brennwertkessel die restliche benötigte Wärme.

Die Wärmepumpe wird über den Sole-Pufferspeicher gespeist. Da es im Gebäude kaum zu Übertemperaturen kommt, ist die Wärmemenge im Kühlrücklauf gering. Um die Wärmepumpe effizient zu betreiben und den Eisspeicher abzukühlen, entzieht der Sole-Pufferspeicher die während der warmen Monate gespeicherte Wärme aus dem Eisspeicher. Die Wassertemperatur darin sinkt bis bei 0 °C der Phasenübergang eintritt.

Die Wärmepumpe läuft im Heizbetrieb auf Volllast um konstant hohe Heizvorlauftemperaturen zu liefern. Die dabei anfallende Kälte auf der Soleseite wird zuerst über die kalten Pufferspeicher direkt zur Kühlung verwendet. Ist der Kältebedarf gedeckt, wird die Kälte im Eisspeicher gespeichert.

In den Übergangsmontaten gibt es einen niedrigeren Heizbedarf und gleichzeitig steigt der Kältebedarf im Vergleich zum Winter. Idealerweise teilen sich die Wärme- und Kältebereitstellung der Wärmepumpe so auf, dass der Bedarf auf beiden Seiten gedeckt ist. Die Wärmepumpe arbeitet dann im Simultanbetrieb mit direkter Wärme- und Kälteabnahme.

Die aus dem Gebäude aufgenommene Abwärme in dem Kühl-Rücklauf speist über den Solepuffer die Wärmepumpe. Dem Eisspeicher wird dabei je nach Bedarf Energie in Form von Wärme entzogen oder zur Regeneration zugeführt.

Während des Sommers sind die Heizlasten geringer und die Kühllasten höher. Der Eisspeicher wird regeneriert, indem er Wärme aufnimmt und somit Kälte zur Verfügung stellt. Der Großteil der anfallenden Kühllast wird dadurch gedeckt.

Die Wärmepumpe stellt bei Wärmeanforderung für Luft- und Trinkwarmwasserversorgung zusätzlich Kälte bereit. Sie läuft dabei im Teillastbetrieb, in welchem die Funktion einer Verdichterstufe genügt. Gibt es keinen Wärmebedarf und die warmen Pufferspeicher sind auf Solltemperatur, kann keine Wärme abgeführt oder weiter gespeichert werden.

Die Kühlspitzenlasten werden von dem Kaltwassersatz abgedeckt. Dieser gibt seine Abwärme dann ungenutzt an die Umgebung ab.





$\dot{Q}_{\text{Kühl}}$	$P_{\text{el}}$	$\dot{Q}_{\text{Heiz}}$	$\text{COP}_{\text{Heiz}}$	Betriebspunkte Heizvorlauf/Solerücklauf
75,8	24,19	99	4,09	35/-5
93,8	24,4	117,2	4,80	35/0
109,4	24,7	133,1	5,39	35/5
129	25,33	153	6,04	35/10
153,6	26,4	178,9	6,78	35/15
66	30,32	94,8	3,13	45/-5
81,2	30,45	110,1	3,62	45/0
96,2	30,66	125,3	4,09	45/5
114,6	31,1	144,1	4,63	45/10
135,6	31,92	165,9	5,20	45/15
55,6	37,11	91,2	2,46	55/-5
68,8	37,19	104,5	2,81	55/0
81,8	37,29	117,6	3,15	55/5
97,8	37,58	133,9	3,56	55/10
11,62	38,19	152,9	4,00	55/15

Tabelle 3: Leistungskennzahlen der Wärmepumpe Vitocal 300-G Pro Typ BW 302.A120 (Datenblatt siehe Anhang 9.1)

Die Kennzahlen für die Kälteleistung ( $\dot{Q}_{\text{Kühl}}$ ), elektrische Stromaufnahme ( $P_{\text{el}}$ ) und die Wärmeleistung ( $\dot{Q}_{\text{Heiz}}$ ) bei den entsprechenden Betriebspunkten wurden dem Datenblatt der Wärmepumpe entnommen. Der COP für den Heizbetrieb ergibt sich aus der Formel:

$$\text{COP}_{\text{Heiz}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Heiz}}}{P_{\text{el}}} \quad (1)$$

Auf der Heizseite der Wärmepumpe werden der Massenstrom und die Temperatur des Vorlauf als Output an den Type warmer Speicher weitergegeben. In diesem sind die zwei warmen Speicher aus dem Versorgungskonzept (siehe Kapitel 4.1.2) zusammengefasst worden.

Die Versorgung der Wärmepumpe war zum Zeitpunkt der Entwicklung der Simulation noch ohne Sole-Pufferspeicher vorgesehen. Die Regelung steuert deshalb direkt den Wärmepumpenzufluss der Kälteseite. Diese berechnet wieviel Wärmeleistung dem Type „Eisspeicher“ bzw. dem Type „kalter Speicher“ über den Wärmetauscher Type „WP/Eisspeicher“ entzogen wird. Die Teilströme vereinen sich in dem Type „T-Stück 2“ und kommen als warme Sole an der Wärmepumpe an.

Die kalte Sole verlässt die Wärmepumpe und verteilt sich über den Type „Diverter 2“. Abhängig von den dynamischen Berechnungen der hinterlegten Gleichungssysteme in dem Type „T-Stücke“, fließt ein Teil des Kältestroms direkt wieder in den Entzugskreis des Eisspeichers. Der übrige kalte Teilstrom wird über den Wärmetauscher Type „WP/Eisspeicher“ dem Type „kalter Speicher“ zur Verfügung gestellt. Auch an dieser Stelle wurden die zwei kalten Pufferspeicher aus dem Versorgungskonzept (siehe Kapitel 4.1.3) in einem Type zusammengefasst.

Über einen weiteren Wärmetauscher-Type „Regeneration“ steht der Regelung die momentan mögliche Kältebereitstellung des Eisspeichers zur Verfügung. Gegebenenfalls wird durch den Type „Regeneration“ dem Eisspeicher noch Kälte entzogen und Wärme zugeführt.

Der Wetterdatensatz spielt hier nur eine untergeordnete Rolle und beeinflusst die Erdreichtemperatur, welche in den Type „Eisspeicher“ einfließt. Je nach Erdreichtemperatur ergeben sich Transmissionswärmeverluste oder –gewinne durch die Betonhülle des Eisspeichers.



### 4.3 Auswertung der Simulationsergebnisse

Die Simulation wurde für drei aufeinander folgende Jahre, also über einen Zeitraum von 26280 h, gerechnet. Der Wetterdatensatz ist für alle drei Jahre der gleiche. Im ersten Jahr der Simulation unterliegt das Systemverhalten allerdings noch sehr dem Einfluss von Initialwerten für die Berechnung. Manche sich sehr langsam verändernde Parameter, wie z.B. die Erdreichtemperatur oder auch das Temperaturverhalten des Eisspeichers aufgrund der großen Wärmekapazität schwingen sich erst mit einiger Zeit ein. Die Ergebnisse der letzten Stunde des ersten Jahres sind dann Grundlage für den Anfang des zweiten Jahres. Nach dem dritten Jahr verändert sich das Systemverhalten nicht mehr merklich. Deshalb werden im Folgenden die Ergebnisse des dritten Berechnungsjahres zur weiteren Untersuchung herangezogen.

Ziel dieser Techniksimation ist die Abbildung des charakteristischen Laufverhaltens von einzelnen Komponenten und des gesamten Systems. Nur so ist es möglich, eine zeitlich aufgelöste Prognose für das Laufverhalten schon während der Entwicklung des energetischen Versorgungskonzeptes zu stellen. Aufgrund der Ergebnisse können Anlagenkomponenten bedarfsgerechter ausgelegt werden als durch eine konventionelle statische Berechnung, beispielsweise nach DIN. In Zusammenarbeit mit dem Auftraggeber während der Planungsphase, können das System angepasst und Möglichkeiten der Optimierung herausgearbeitet werden.

Die quantitativen Ergebnisse dienen als grobe Erwartungswerte für die später gemessenen Verbrauchswerte über die Gebäudeleittechnik (GLT).

### 4.3.1 Heizseite

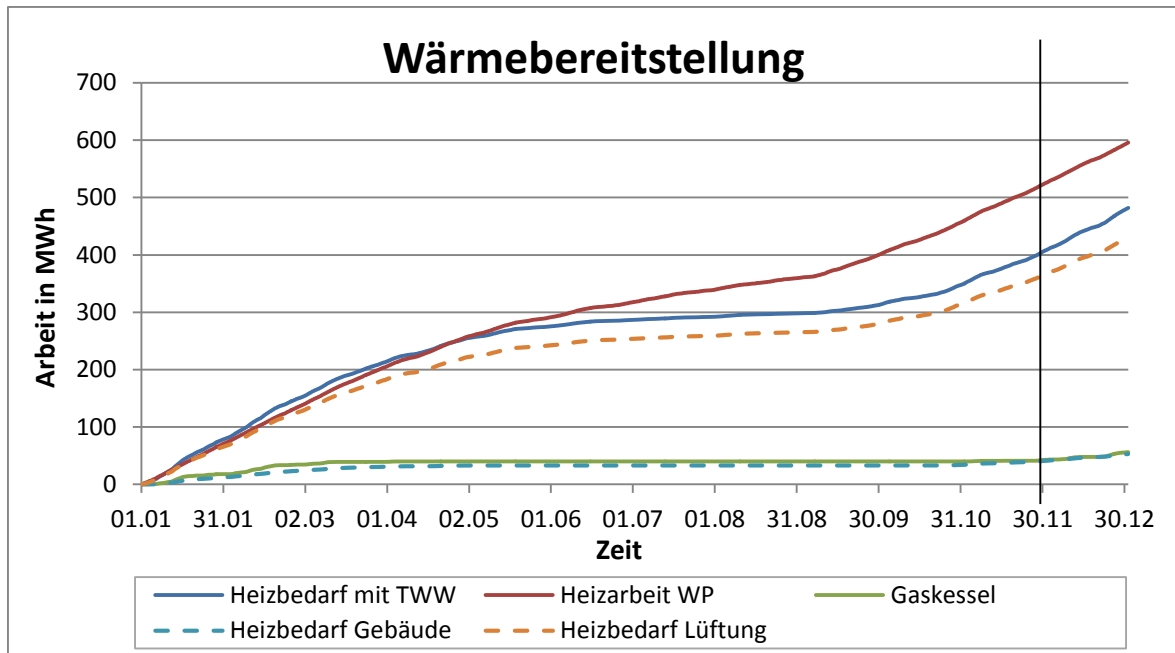


Abbildung 8: Ergebnisse für die Wärmebereitstellung aus der Techniksimation

In Abbildung 8 sind die Ergebnisse der Wärmebereitstellung auf der Heizseite für das dritte Berechnungsjahr dargestellt. Für spätere Untersuchungen ist der Betrachtungszeitraum bis zum 30. November von Bedeutung. Dieses Datum ist deshalb mit einer Senkrechten markiert.

Der Heizbedarf mit Trinkwarmwasser stammt aus der Gebäudesimulation und wurde hier noch einmal unterteilt. Der Heizbedarf für die Lüftung wird gesondert aufgeführt, da sich so zeigt, dass die Lüftungsanlage in etwa knapp den achtfachen Heizbedarf im Vergleich zum restlichen Heizbedarf des Gebäudes aufweist. Etwa 90% der bereitgestellten Heizarbeit müssten also alleine für die Lüftungsanlage aufgewendet werden.

Die Simulation zeigt, dass die Wärmepumpe in den kalten Monaten mit der höchsten Leistung arbeitet und deswegen der Graph für die bereitgestellte Heizarbeit dann am steilsten ist. Über den Sommermonaten flacht der Graph zwar etwas ab, aber die Heizarbeit nimmt immer noch stetig zu. Grund dafür ist die Unterschreitung der Solltemperatur von 45 °C in den warmen Pufferspeichern durch Trinkwarmwassererwärmung, Lufterwärmung oder Wärmeverluste der Speicher. In der Simulation wurde für die Speicher vereinfacht eine konstante Umgebungstemperatur von 15 °C angenommen. Zusätzliche Ungenauigkeiten in der zu Grunde gelegten Regelung ergeben insgesamt eine höhere Wärmebereitstellung als nötig.

Die Wärmebereitstellung der Wärmepumpe ist mit 596 MWh knappe 24% höher als der gesamte Heizbedarf mit TWW. Der Gaskessel liefert laut Simulation nur einen sehr kleinen Teil Heizarbeit. Er muss vor allem im Januar und Februar zur Spitzenlastabdeckung einspringen.

### 4.3.2 Kühlseite

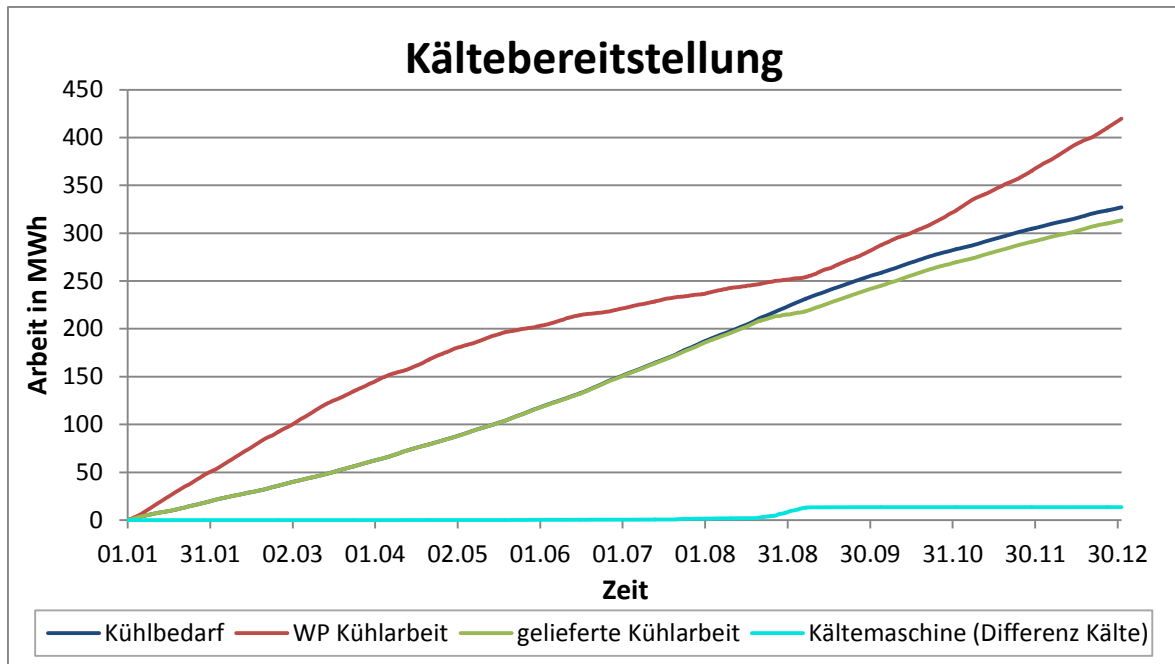


Abbildung 9: Ergebnisse für die Kältebereitstellung aus der Techniksimation

Die Ergebnisse der Simulation für die Kältebereitstellung sind in dem Diagramm in Abbildung 9 dargestellt. Die Wärmepumpe liefert ca. 420 MWh Kühlarbeit, welche als Output direkt von dem Type „Wärmepumpe“ ausgegeben werden. Davon werden aber nur etwa 314 MWh an Gebäude und Labor geliefert, d.h. ca. 25% der Kälteproduktion der Wärmepumpe gehen durch Verluste verloren. Vor allem im Eisspeicher wird gerade im Sommer durch die einfache Betonhülle viel Wärmeenergie eingetragen, wodurch Kälte verloren geht (siehe Abbildung 11). Der Kaltwassersatz springt Ende August nur kurz zur Spitzenlastabdeckung ein.

In dem Equation-Type „Regelung“ wird über den Massenstrom und die Vor- und Rücklauftemperatur für die Kühlung die gelieferte Kühlarbeit an das Gebäude berechnet. Die Differenz zur Deckung der Kühllast ergibt zeitlich integriert die Kühlarbeit des Kaltwassersatzes.

Die Kältebereitstellung der Wärmepumpe kann weiter unterteilt werden (Abbildung 10). Auf der einen Seite führt die Kälte über einen Wärmetauscher zu den kalten Pufferspeichern und damit direkt in den Kühlkreislauf. Die alternative Kälteführung läuft in den Eisspeicher und wird dort gespeichert. Sie wird erst später über den Regenerationskreislauf dem Kühlkreis zur Verfügung gestellt.

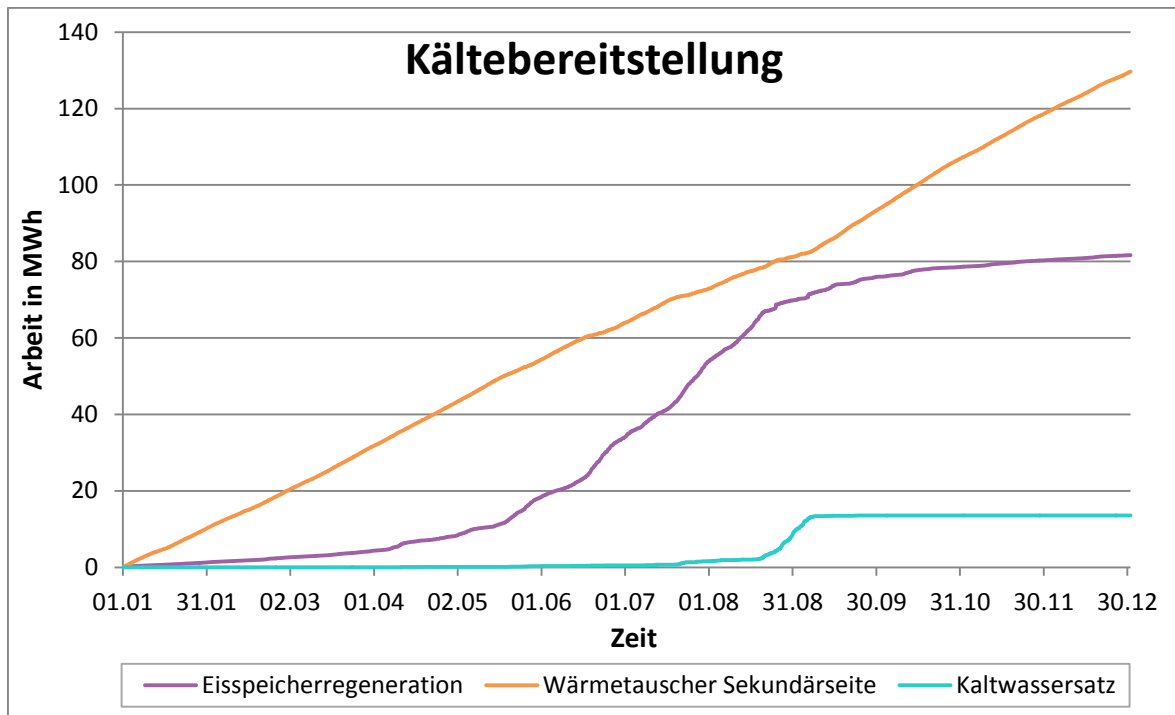


Abbildung 10: Unterteilung der Kältebereitstellung durch Wärmepumpe

Die Ergebnisse sind allerdings nicht ganz plausibel, denn am Ende des Jahres müsste die Summe dieser Kältemengen mit ca. 226 MWh dem Kühlbedarf von etwa 327 MWh entsprechen. Es ergibt sich hier allerdings eine Differenz von gut 100 MWh, welche in den Simulationsergebnissen in Abbildung 10 fehlen. Auch wenn hier beispielsweise die Sekundärseite des Wärmetauschers betrachtet wird sind 30% Kälteverluste unwahrscheinlich. Der Verlauf des Wärmetauschers ist laut Simulation das ganze Jahr über sehr konstant. Zu erwarten wäre allerdings ein steiler Verlauf während der Heizperiode, wenn die Wärmepumpe direkt kühlt. Über die Sommermonate stellt die Wärmepumpe kaum Kühlarbeit über den Wärmetauscher zur Verfügung, weswegen der Graph in der Zeit flach verlaufen müsste.

Im Zuge dieser Arbeit konnte keine Ursache gefunden und der Fehler nicht behoben werden. Vermutlich liegt der Fehler bei der Regelung in hinterlegten Berechnungen für die Massenströme.

Da die Verläufe bzw. Kältemengen über unterschiedliche Outputs (Massenströme, Temperaturen) aus der Simulation erstellt wurden, können hier Abweichungen in den Ergebnissen entstehen.

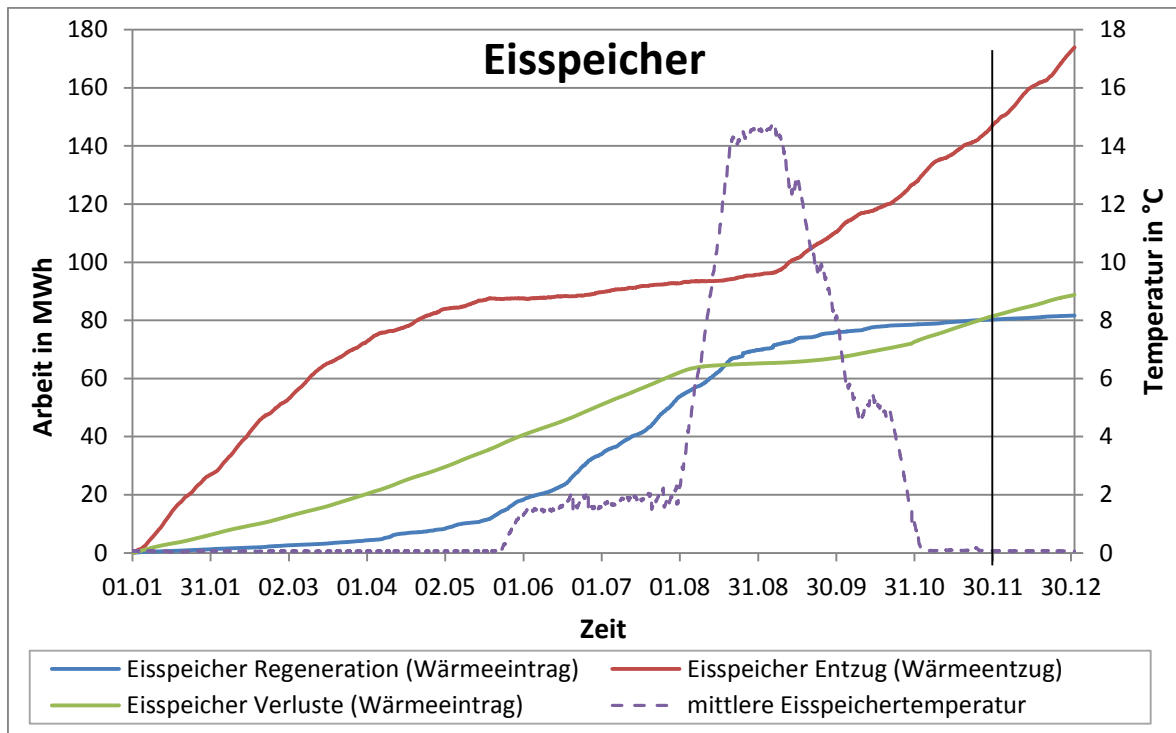


Abbildung 11: Simulationsergebnisse für den Eisspeicher

Die Ergebnisse des Eisspeichers in Abbildung 11 sind dagegen wieder plausibel. Der Eisspeicherentzug müsste eigentlich in den negativen Skalenbereich, da es sich um einen Kälteeintrag, bzw. Wärmeentzug handelt. Zur besseren Vergleichbarkeit wurde bei den Werten des Entzugs das Vorzeichen geändert. Der Wärmeentzug ist demnach während der Heizperiode am größten und im Sommer sehr gering.

Genau komplementär dazu verhält sich die Kältebereitstellung über den Regenerationskreislauf. Diese nimmt allerdings mit sinkendem Vereisungsgrad und Anstieg der sensitiven Wärme im Eisspeicher wieder deutlich ab.

Die Kälteverluste steigen bei kaltem Eisspeicherinhalt und warmen Erdreichtemperaturen. Die Temperaturdifferenz ist maßgeblich für die Verluste. Bei warmen Speicher findet kaum ein Wärme-/Kälteaustausch statt. Auffällig ist an dem Verlauf der Verluste, dass ein Kälteeintrag, also eine negative Steigung das ganze Jahr über nicht stattfindet.

Bilanziell betrachtet entspricht die Summe der Verluste und der Regeneration mit 170 MWh in etwa dem Kälteeintrag durch den Entzug mit 174 MWh.

Über das gesamte Jahr gesehen produziert die Wärmepumpe mehr Kühlarbeit, als an das Gebäude geliefert wird, weshalb der rote Graph über dem grünen liegt (Abbildung 9). Der Eisspeicher speichert die Überschusskälte. In den Sommermonaten flacht die Kältebereitstellung der Wärmepumpe ab. Einen Großteil der Kälte liefert nun der Eisspeicher und der grüne Graph für die gelieferte Kühlarbeit an das Gebäude wird steiler. Ab den Übergangsmonaten zum Winter hin flacht die gelieferte Kühlarbeit wieder etwas ab und die Kältebereitstellung der Wärmepumpe nimmt deutlich zu.

Die Wärmepumpe und der Eisspeicherregenerationskreislauf decken zusammen mit dem Kaltwassersatz die anfallende Kühllast. Die saisonal verschobene Kältebereitstellung durch den Eisspeicher wirkt dem Verlauf der Kältebereitstellung der Wärmepumpe entgegen. Dadurch glättet sich der Verlauf der zusammen gelieferten Kühlarbeit zu einem fast linearen Anstieg.

Von den 327 MWh Kühlbedarf werden demnach 96% von der Wärmepumpe und dem Eisspeicher geliefert. Die verbleibenden 14 MWh Kühlarbeit müssen über den zusätzlichen Kaltwassersatz erbracht werden.

### 4.3.3 Wärmepumpe

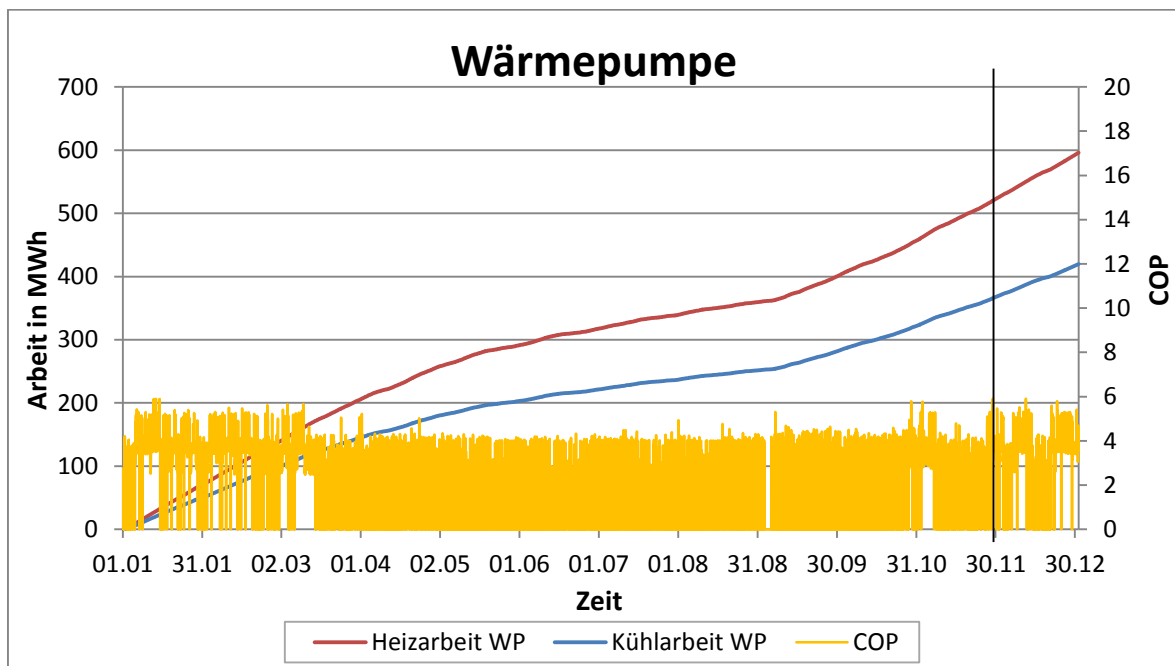


Abbildung 12: Simulationsergebnisse der Wärmepumpe

In Abbildung 12 ist zu sehen, dass die Graphen für die Heiz- und Kühlarbeit parallel versetzt zueinander verlaufen. Die Differenz der beiden Graphen ergibt die aufgewendete elektrische Arbeit des Verdichters. Am Ende der Simulation wurden 176 MWh elektrische Arbeit aufgenommen. Über Formel (1) ergibt sich ein durchschnittlicher jährlicher COP für den Heizbetrieb von 3,38.

Auf der Sekundärachse sind die Simulationsergebnisse des COPs aus dem Wärmepumpen-Type dargestellt. Betrachtet man nur die Zeit, in der die Wärmepumpe aktiv ist, der COP also größer als Null ist, ergibt sich für den Mittelwert ein Ergebnis von 3,41. Die Ergebnisse decken sich also gut.

## 5 Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse zu GLT-Messdaten im Langzeitbetrieb

Im Folgenden werden Messdaten aus der Gebäudeleittechnik des GALABs (durchgezogene Linien) ausgewertet und diese mit den simulierten Laufverhalten (gestrichelte Linien) verglichen. In Abbildung 13 sind die einzelnen Positionen der Wärme- und Kältemengenzähler (WMZ, bzw. KMZ) zu sehen. Es handelt sich dabei um errechnete Wärme-, bzw. Kältemengenangaben der verbauten Pumpen. Die Elektronik in den Pumpen errechnet diese über einen integrierten Durchflussmesser, zwei Temperaturfühler und die vom Benutzer einzustellende Dichte, sowie der spezifischen Wärmekapazität des Fluides. In der Gebäudeleittechnik laufen alle Messwerte zusammen und werden aufgezeichnet.

Einige Datenaufzeichnungen sind erst im Laufe des Jahres aufgenommen worden. Ohne Kenntnis des Startzeitpunkts der Datenaufzeichnung kann mit den absoluten Werten nur bedingt gearbeitet werden. Der Vergleich von Simulationsergebnissen und Messdaten der GLT ist deshalb in diesen Fällen nur relativ zueinander möglich. An manchen Stellen können durch Interpolation, Korrekturfaktoren oder Verschiebungen sinnvolle Korrekturen bzw. Ergänzungen an den GLT-Daten vorgenommen werden.

Es werden die Daten aus dem Zeitraum von 01.01.2014 bis einschließlich 30.11.2014 betrachtet. Gegebenenfalls werden kürzere Zeiträume gewählt um Vergleiche anstellen zu können.

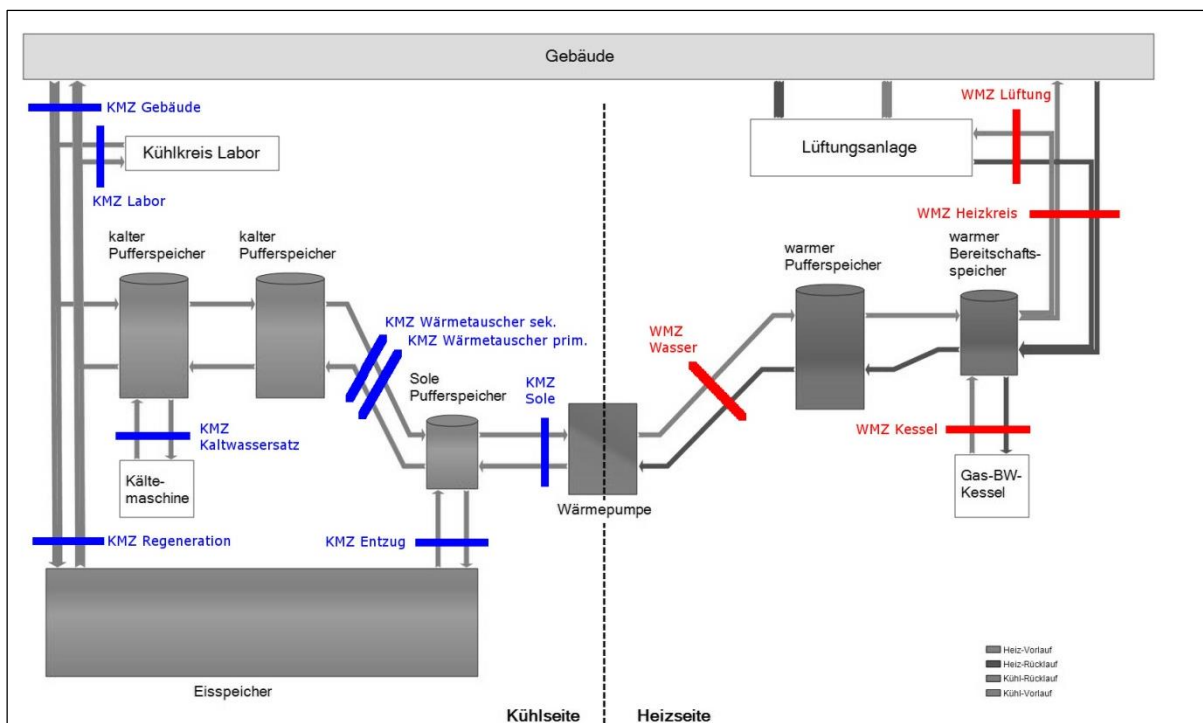


Abbildung 13: Positionen der Wärme- und Kältemengenzähler der GLT

## 5.1 Wittereinfluss

Das Wetter und speziell die Außentemperatur beeinflussen das Laufverhalten des Systems maßgeblich. Ist die gemessene Außentemperatur beispielsweise höher als die des Referenzjahres der TRNSYS-Simulation, verringert sich die Heizlast und die Kühllast erhöht sich. Dies setzt sich im Verlauf der Heiz- und Kühlarbeit fort.

Für den Temperaturverlauf im Jahr 2014 wurden die Tagesmitteltemperaturen des Deutschen Wetterdienstes (DWD) für die Wetterstation Hamburg-Fuhlsbüttel herangezogen. [DWD]

Die TRNSYS-Simulation wurde mit dem Referenzjahr für die Wetterstation Hamburg-Fuhlsbüttel gerechnet. Es handelt sich um einen TMY2-Datensatz, in welchem die stündlichen Temperaturmittel kodiert vorliegen. [Christoffer, et al., 2004]

1	101410Hamburg	1	N 53 39 E 10 07 49
2	950101010000000000000000?40000?40000?40000I40000I40000I499999?010E705E70090E70074E7090E71007E7		
3	950101020000000000000000?40000?40000?40000I40000I40000I499999?010E705E70088E70073E7091E71007E7		
4	950101030000000000000000?40000?40000?40000I40000I40000I499999?010E705E70085E70072E7091E71007E7		

Abbildung 14: Auszug aus dem TMY2-Wetterdatensatz des TRNSYS-Referenzjahres für Hamburg-Fuhlsbüttel

Der rot markierte Bereich in Abbildung 14 enthält die Informationen über die Außentemperatur. Das erste Zeichen markiert für positive Temperaturen eine „0“, bei negativen ein „-“. Darauf folgt eine dreistellige Zahl, welche die Temperatur als Zehntel Grad Celsius angibt. Die mittlere Temperatur der ersten Stunde des Referenzjahres beträgt demnach 9,0 °C. Nach dem Importieren der Daten in Excel wurden zuerst die stündlichen Mitteltemperaturen mit dem Faktor Zehn multipliziert, um Grad Celsius zu erhalten. Anschließend ist der Mittelwert über je 24 Stunden und somit die Tagesmitteltemperatur errechnet worden.

So konnten die beiden zugrunde liegenden Außentemperaturverläufe in Abbildung 15 gegenüber gestellt werden.



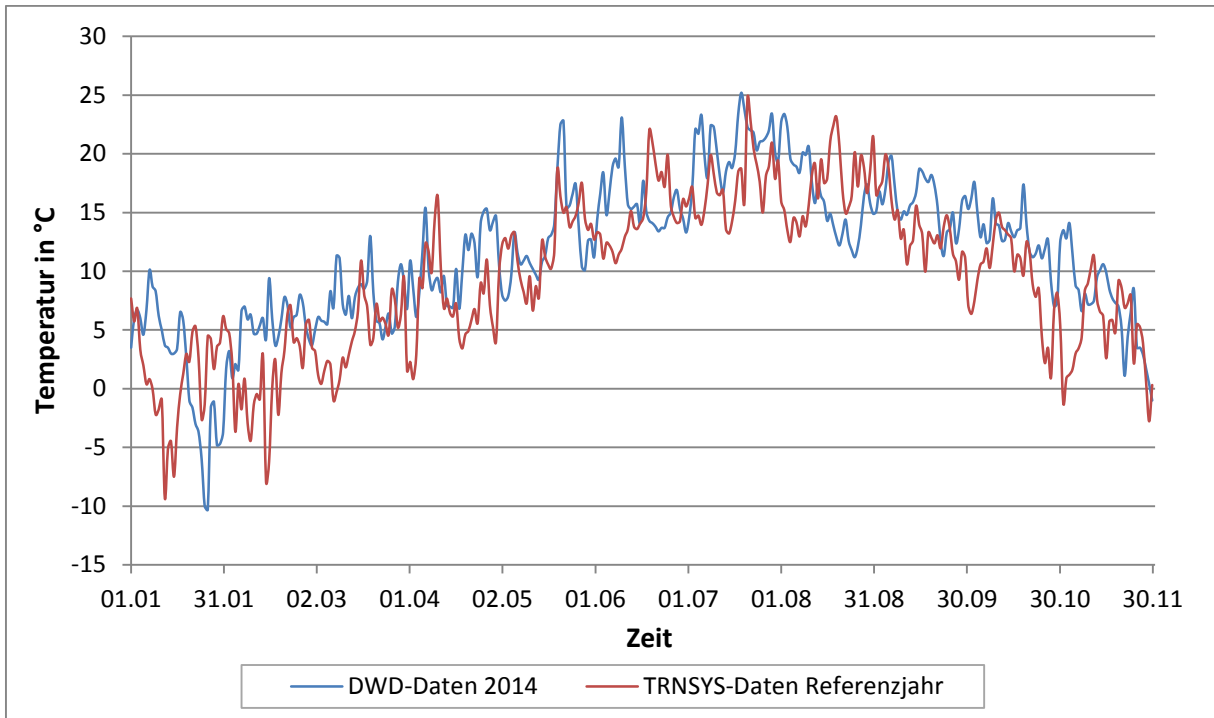


Abbildung 15: Außentemperaturen im Vergleich

Um den Einfluss der Temperaturabweichungen auch quantitativ bestimmen zu können, wurde die Möglichkeit einer Außentemperaturbereinigung nach VDI3807 untersucht. Darin wird ein bereinigter Heizenergieverbrauch ( $Q_{VH}$ ) über den außentemperaturabhängigen Heizenergieverbrauch ( $Q_{VgH}$ ) und der Verrechnung mit einem Korrekturfaktor ( $\frac{G_m}{G}$ ) ermittelt. [VDI, 2013]

$$Q_{VH} = Q_{VgH} \cdot \frac{G_m}{G} \quad (2)$$

Der Heizenergieverbrauch zwischen 01.01. – 30.11.2014 ( $Q_{VgH}$ ) ist dem WMZ Heizkreis aus der GLT zu entnehmen und beträgt etwa 446 MWh.

Der Korrekturfaktor (auch Klimafaktor genannt) dient als Maß für die Außentemperaturabweichung. Er errechnet sich aus den Gradtagen des mittleren Referenzjahrs ( $G_m$ ) und den Gradtagen des zu bereinigenden Jahres ( $G$ ). Die betrachteten Zeiträume müssen identisch sein.

$$G = (20 \text{ °C} - t_m) \cdot 1 \text{ d für } t_m < 15 \text{ °C} \quad (3)$$

Ein Gradtag ergibt sich aus der Differenz von der mittleren Raumtemperatur (hier 20 °C) zur Tagesmitteltemperatur ( $t_m$ ). Indem nur Tage mit einer Tagesmitteltemperatur unter 15 °C berücksichtigt werden, sollen möglichst nur Heitztage in die Berechnung mit einfließen.

Mittels der vorliegenden Temperaturdaten konnten über eine Excelkalkulation die Gradtage  $G_m$  für das TRNSYS-Referenzjahr und  $G$  für die DWD-Daten 2014 ermittelt werden. Für den Zeitraum 01.01. – 30.11.2014 ergibt sich folgende Berechnung:

$$\text{Klimafaktor}(01.01. - 30.11.2014) = \frac{G_m}{G} = \frac{3378,5 \text{ K}\cdot\text{d}}{2669,0 \text{ K}\cdot\text{d}} = 1,27 \quad (4)$$

Das Ergebnis besagt, dass der bereinigte Heizenergieverbrauch um den Faktor 1,27 größer ist, als der vom 01.01 – 30.11.2014 gemessene Heizenergieverbrauch. In dem untersuchten Zeitraum herrschten also deutlich wärmere Außentemperaturen als in dem Referenzjahr Simulation.

$$Q_{VH} = Q_{vGH} \cdot \frac{G_m}{G} = 446 \text{ MWh} \cdot \frac{3378,5 \text{ K}\cdot\text{d}}{2669,0 \text{ K}\cdot\text{d}} = 446 \text{ MWh} \cdot 1,27 = 566,42 \text{ MWh} \quad (5)$$

Sind die Temperaturen eines untersuchten Zeitraums wärmer als im zugrunde gelegten Referenzjahr, so ist der Heizenergieverbrauch niedriger. Um den niedrigen Verbrauch von dem Außentemperatureinfluss zu bereinigen, ist der Temperaturfaktor in diesem Falle größer als „1“ und korrigiert den Verbrauch nach oben. Es ergibt sich ein bereinigter Verbrauch von etwa 566 MWh.

## 5.2 Heizseite

### 5.2.1 Wärmebereitstellung gesamt

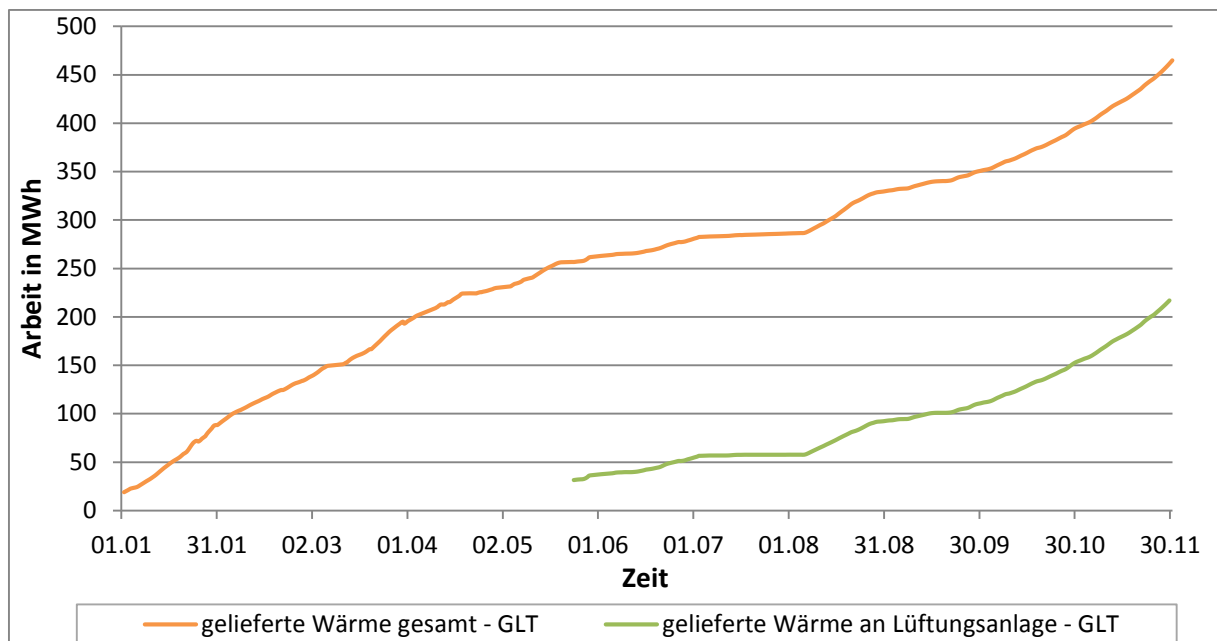


Abbildung 16: Wärmebereitstellung, Rohdaten aus GLT

In Abbildung 16 sind die unbearbeiteten Daten aus der GLT für die gesamt bereitgestellte Wärmemenge (WMZ Heizkreis) und die an die Lüftungsanlage bereitgestellte Wärmearbeit (WMZ Lüftung) dargestellt. Die Messreihen, bzw. der Betrachtungszeitraum müssen jeweils angepasst werden, damit ein aussagekräftiger Vergleich gezogen werden kann.

Die Messreihen „gelieferte Wärme gesamt – GLT“ weist zum 01.01 bereits einen Wert größer als 0 MWh auf, da die Aufzeichnung vermutlich schon einige Tage zuvor begann. Um die Wärmemenge des ersten Messpunktes im Januar wurde die Messreihen daraufhin reduziert. Dadurch verschiebt sich der Graph auf der Y-Achse nach unten und beginnt am 01.01. bei 0 MWh (siehe Abbildung 17).

Der WMZ der Lüftungsanlage gibt den ersten Datenpunkt erst für den 24.05.2014 um 19:09 Uhr aus und beginnt ebenfalls nicht bei 0 MWh. In diesem Falle ist der Vergleichszeitraum anzupassen, um

Daten der Simulation den GLT-Daten gegenüberstellen zu können. Die relevanten Daten werden ab dem 25.05. zum Vergleich in Abbildung 18 betrachtet. Zusätzlich wurden der jeweils erste Datenpunkt der Messreihen am 25.05. auf 0 MWh gesetzt, um die relativen Verläufe so gegenüberzustellen.

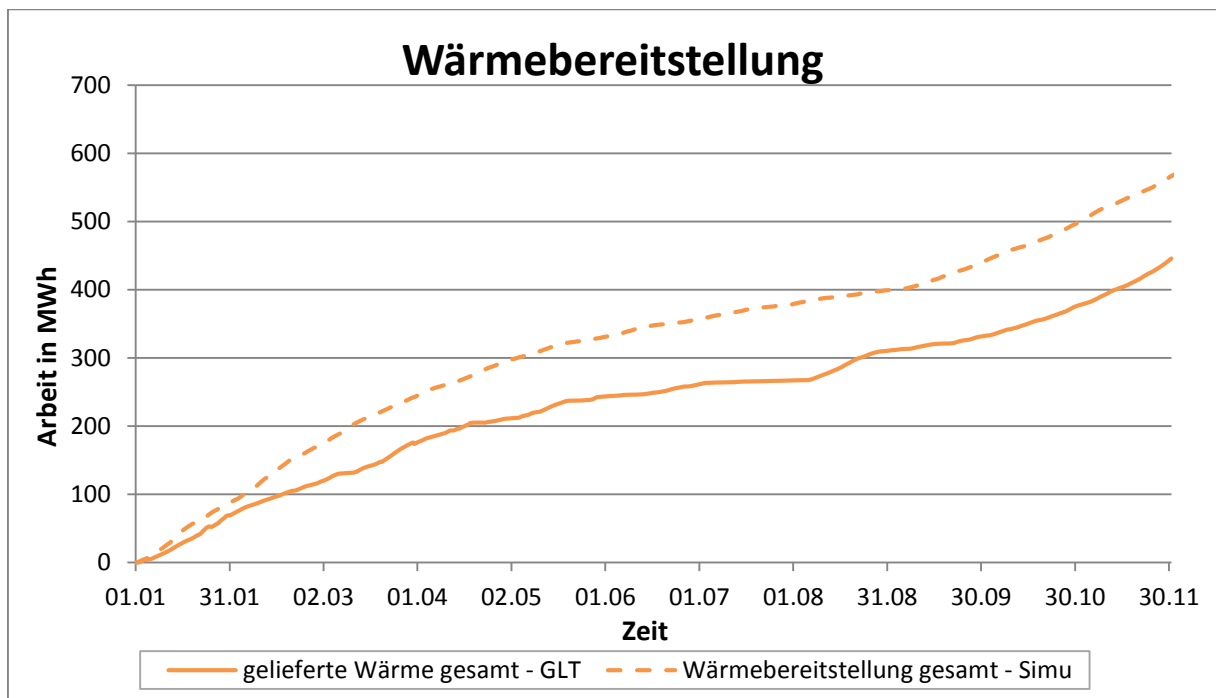


Abbildung 17: Wärmebereitstellung im Vergleich

Der Verlauf der gelieferten Wärme aus der GLT ist von Beginn an etwas flacher als die simulierte Wärmebereitstellung. Die Charakteristiken gleichen sich jedoch gut. Grund für die Abweichung sind die wärmeren Außentemperaturen.

Die erste auffällige Abweichung zeigt sich im Hochsommer von Anfang Juli bis Anfang August, wenn die gelieferte Wärme einen weitgehend horizontalen Verlauf aufweist. Im Gegensatz zur Simulation wurde während dieser Zeit keine Wärme im System benötigt bzw. bereitgestellt. Betrachtet man die Temperaturaufzeichnungen für diesen Zeitraum (siehe Abbildung 15), wird ersichtlich, dass die meiste Zeit die gemessene Außentemperatur über den Temperaturen des Referenzjahres der Simulation lagen. Die Wärmebereitstellung des Systems reduzierte sich daher auf ein Minimum und die bereitgestellte Wärmearbeit stieg kaum an.

Direkt danach ist ein gegenteiliger Verlauf zu erkennen. Die Messkurve der GLT-Daten steigt bis Ende August stark an. Die Ursache dafür liegt in der kurzzeitigen Kälteführung der Wärmepumpe und wird später bei der Betrachtung der Wärmebereitstellung (siehe Abbildung 20) genauer geklärt. Das Resultat dieses abweichenden Verhaltens war ein Anstieg der gelieferten Wärmemenge um knapp 40 MWh und eine Annäherung an die Werte der Simulation.

Im weiteren Verlauf drifteten die Graphen wieder etwas auseinander.

Zum 30.11. wurde eine gelieferte Wärmemenge von 446 MWh gemessen, während in der Simulation eine Wärmebereitstellung von 567 MWh errechnet wurde. Die simulierte Wärmebereitstellung liegt um den Faktor 1,27 über den gemessenen Werten der GLT. Dies entspricht genau dem für diesen Zeitraum ermittelten Klimafaktor (siehe Kapitel 5.1).

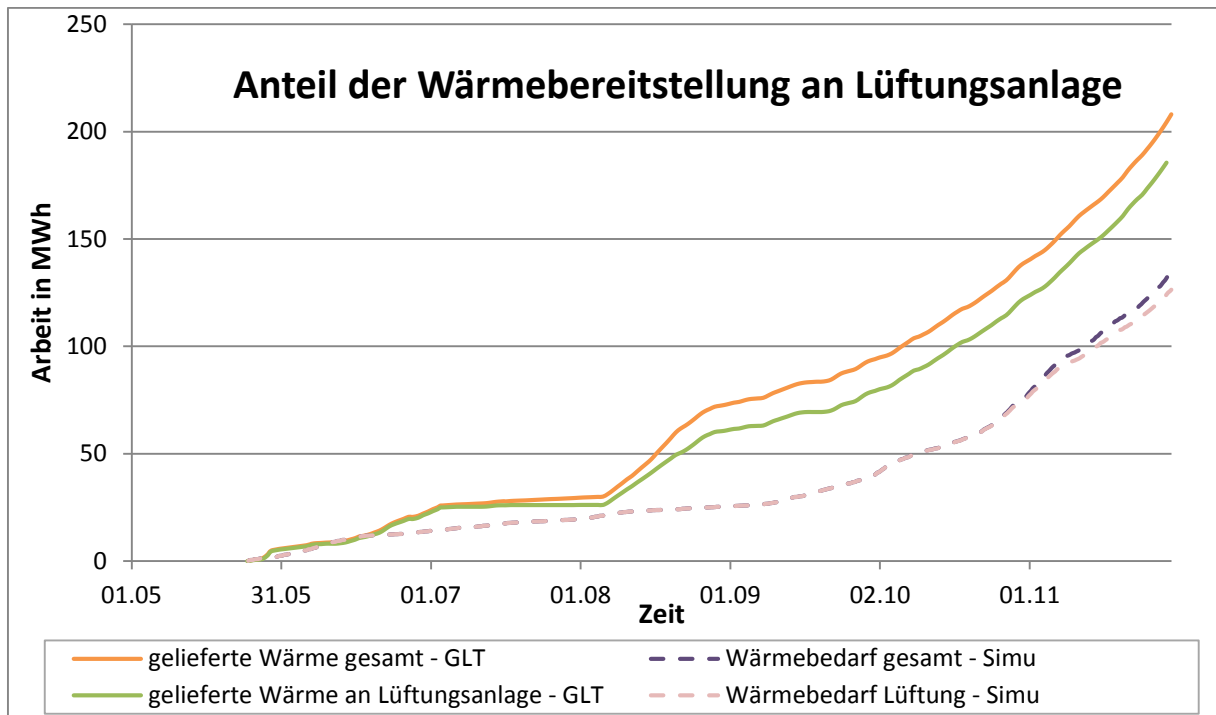


Abbildung 18: Wärmemengen im Vergleich, angepasster Zeitraum

Für den Zeitraum vom 25.05. bis 30.11. kann auch der Anteil der Lüftungsanlage am Gesamtwärmebedarf verglichen werden (siehe Abbildung 18). Die Differenz zwischen der gesamten Heizarbeit und der Arbeit der Lüftung, ergibt die von der Fußbodenheizung und der TWW-Erwärmung verrichtete Heizarbeit.

In der Simulation sinkt der Anteil der Lüftung am Wärmebedarf erst im November merkbar unter 100%. Vorher wird fast die gesamte Heizarbeit für die Lüftung aufgebracht und die verbleibende Gebäudebeheizung samt Trinkwarmwassererwärmung stellt keinen nennenswerten Wärmebedarf. Erst ab Anfang November muss auch die Fußbodenheizung Wärme liefern, da die niedrigen Außentemperaturen des Referenzjahres das Gebäude auskühlen (siehe Abbildung 15).

Die GLT-Daten zeigen, dass bereits ab Mitte Juli Wärmearbeit für die Gebäudebeheizung, bzw. TWW-Erwärmung aufgewendet wurde. Deutlich wird die Differenz in der zweiten Augushälfte. Betrachtet man den Temperaturverlauf in Abbildung 15, erklären die mehrtägig niedrigen Außentemperaturen den Einsatz der Fußbodenheizung. Zusätzlich waren die Temperaturen der Zuluft ins Gebäude zu der Zeit sehr niedrig, sodass die Fußbodenheizung eine höhere Heizlast abdecken musste (vgl. Kapitel 5.4). Danach laufen beide Graphen wieder parallel bis zum Ende des Betrachtungszeitraums. Ab September ist in der GLT und der Simulation der Beginn der Heizperiode durch steigende Verläufe zu erkennen.

Dass die GLT-Daten für die gesamte Wärmebereitstellung höher sind als der Gesamtwärmebedarf laut der Simulation, liegt an der Wärmebereitstellung der Wärmepumpe während der kurzzeitigen Kälteführung und den Wärmeverlusten in der Praxis. Ansonsten stimmen die Charakteristiken der Verläufe mit den Ergebnissen der Techniksimation sehr gut überein.

## 5.2.2 Wärmebereitstellung der einzelnen Komponenten

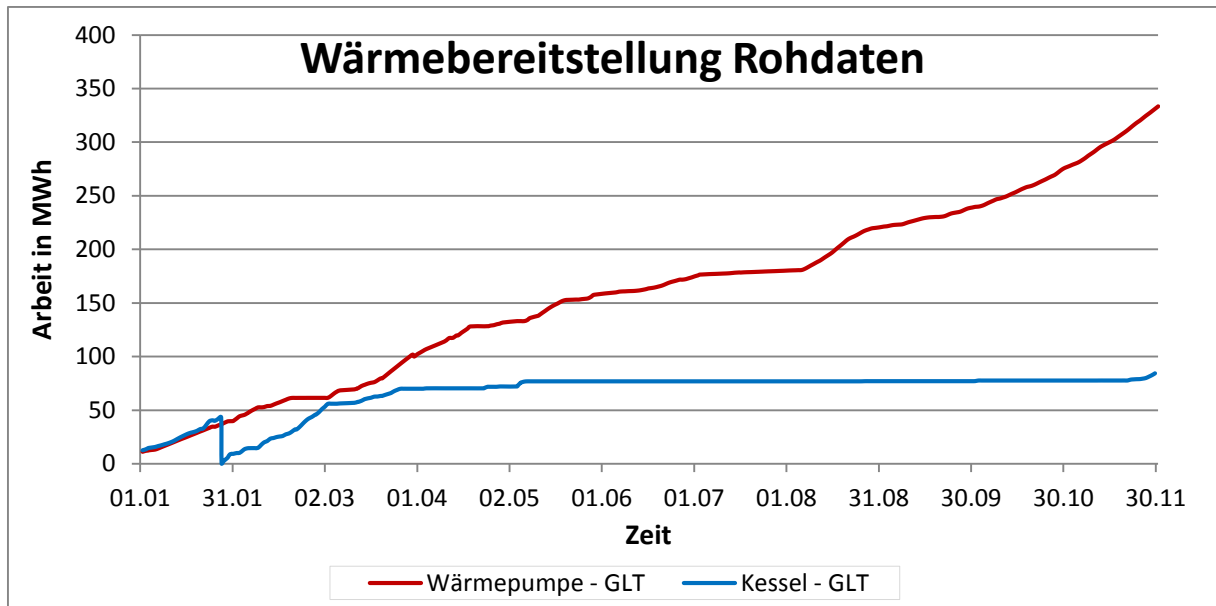


Abbildung 19: Rohdaten der GLT für die Wärmebereitstellung

In Abbildung 19 sind die Rohdaten der Arbeit von Kessel (WMZ Kessel) und Wärmepumpe (WMZ Wasser) aus der GLT als Graphen dargestellt. Offensichtlich ist kurz vor dem 31.01. der WMZ des Kessels wieder auf null zurückgesetzt worden. Grund hierfür könnte ein manueller Reset oder ein Austausch der Pumpe sein.

Zeit	WMZ Kessel – GLT	WMZ Kessel – GLT, angehoben
in TT.MM.JJ hh:mm	in kWh	in kWh
26.1.14 13:42	41889,63	41889,63
27.1.14 14:03	43391,09	43391,09
27.1.14 17:27	343,56	43734,65
28.1.14 8:26	2396,75	45787,83

Tabelle 4: Anpassung der Rohdaten der Wärmemengen des Kessels

Numerisch wurde die Messreihe der Wärmemenge in Excel so bearbeitet, dass die Werte des „WMZ Kessel – GLT“ ab dem 27.1.14 17:27 zu dem letzten nachvollziehbaren Wert des 27.1.14 14:03 hinzuaddiert wurden. Die Messreihe läuft in „WMZ Kessel – GLT, angehoben“ dann wieder kontinuierlich durch.

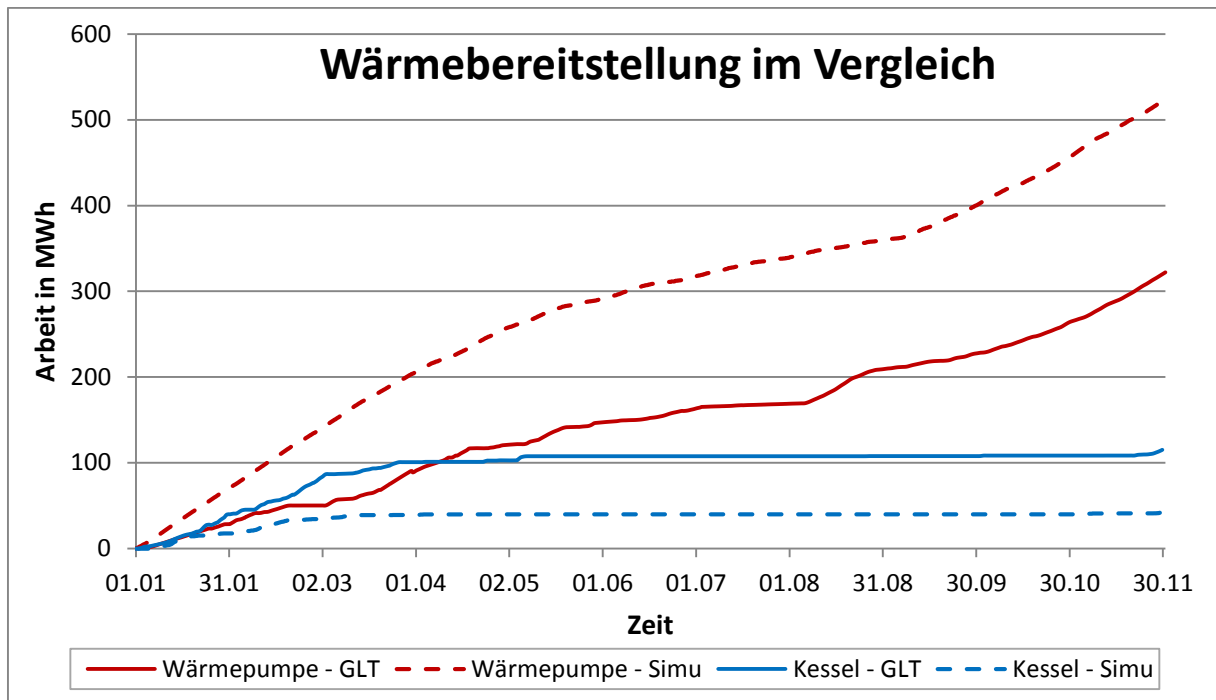


Abbildung 20: Verlauf der Wärmebereitstellung im Vergleich mit modifizierten Daten

Mit den beschriebenen Anpassungen ist der Vergleich mit den Simulationsdaten über den gesamten Zeitraum zulässig (Abbildung 20). Zu Beginn des Jahres gab es Probleme mit der Wärmepumpe. Die meiste Zeit arbeitete lediglich eine der zwei Verdichterstufen, sodass von Anfang an eine geringere Wärmemenge durch die Wärmepumpe bereitgestellt wurde als in der Simulation. Dazu kommt der Einfluss des Klimafaktors, wodurch der rote Graph insgesamt nicht ganz so steil verläuft wie der rot gestrichelte. Zusätzlich kam es am 19.02. zum Totalausfall der Wärmepumpe, woraufhin bis zum 03.03. Reparaturen durchgeführt wurden. Während dieser Zeit konnte von der Wärmepumpe keine Wärme bereitgestellt werden und der Graph verläuft deshalb horizontal. Bis zum bestimmungsgemäßen Betrieb ergibt sich daher eine große Abweichung nach unten für die Wärmepumpe.

Einen ähnlich horizontalen Verlauf erfährt die Wärmepumpenwärmemenge Ende April. Der Grund dafür lag diesmal aber nicht in einer Funktionsstörung, sondern in den wärmeren Außentemperaturen. Einige Tage lagen diese laut den DWD-Daten 2014 zwischen 5 und 10 °C höher als im Vergleich zum Referenzjahr (siehe Abbildung 15). Entsprechend weniger Wärme wurde von der Wärmepumpe angefordert und die Abweichung nach unten vergrößert sich.

Die mehrtägigen sehr warmen Außentemperaturen von Juli bis August sorgen für den fast horizontalen Verlauf. Vom 07.08. bis zum 21.08. ist die Wärmepumpe dann zwecks Kältebereitstellung manuell gesteuert unter Vollast gelaufen und hat dabei knapp 40 MWh Wärme bereitgestellt (Kapitel 5.4). Durch den steilen Anstieg des Graphen der GLT nähern sich die beiden Graphen wieder etwas an.

Im weiteren Verlauf sorgten die Außentemperaturen für eine immer größer werdende Differenz zwischen beiden. Zum 30.11. hat die Wärmepumpe 202 MWh weniger Wärme bereitgestellt, was einer negativen Abweichung von 39% zu der simulierten Wärmemenge entspricht.

Der Kessel ist bis zum bestimmungsgemäßen Laufverhalten der Wärmepumpe Mitte März als Redundanzwärmebereiter eingesprungen. Bereits zu diesem Zeitpunkt weist der Wärmemengenzähler etwa 100 MWh Wärme auf. Danach nahm die Wärmebereitstellung nicht mehr bedeutend zu, was sich mit der Simulation deckt.

Ende November springt in beiden Verläufen der Kessel ergänzend zu der Wärmepumpe ein. Dies bedeutet, dass die Wärmepumpe die erforderliche Heizleistung und Vorlauftemperaturen nicht mehr alleine erreichen kann. Der Grund dafür ist die geringe Vorlauftemperatur auf der Primärseite der Wärmepumpe. Der Temperaturhub vergrößert sich und der COP wird dadurch schlechter. Die geringen Temperaturen auf der Primärseite hängen eng mit den Eisspeichertemperaturen zusammen, aus welchem die Sole entzogen wird (siehe Abbildung 36).

Insgesamt hat der Kessel 85 MWh mehr Wärme geliefert als in der Simulation für diesen Zeitraum berechnet. Der Grund für diese Abweichung liegt vor allem in der Fehlfunktion der Wärmepumpe. Solch einen Ausfall kann in der Simulation im Vorhinein nicht berücksichtigt werden. Die Charakteristiken der beiden Kurven sind, abgesehen von Außentemperaturunterschieden, Ausfallzeiten und absichtlichen Eingriffen, gut übereinstimmend.

## 5.3 Kühlseite

### 5.3.1 Kältebereitstellung gesamt

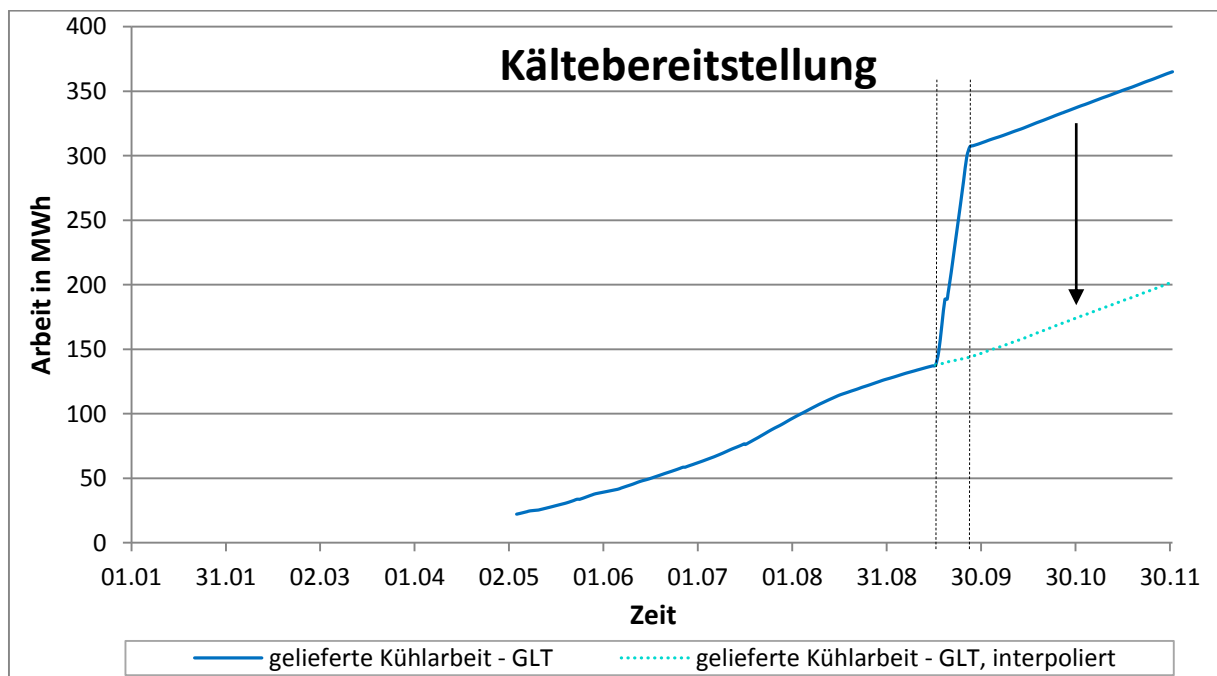


Abbildung 21: gelieferte Kühlarbeit aus GLT, in Rohform und modifiziert

Der blaue Graph in Abbildung 21 zeichnet den Verlauf der gelieferten Kühlarbeit aus der GLT nach. Dazu wurden die Werte der beiden KMZ Gebäude und Labor addiert. Vom 17.09. bis zum 27.09. ist ein plötzlicher Anstieg um ca. 170 MWh verzeichnet. Da dieses Laufverhalten völlig unrealistisch ist,

handelt es sich wohl um einen Fehler des KMZ. Um mit den Daten weiterarbeiten zu können, wurde für diesen Zeitraum eine Interpolation vorgenommen.

Für diesen Zeitraum muss eine Steigung für die Arbeit angenommen werden. Dazu wurde die Steigung des Graphen jeweils drei Tage vor und nach dem Messfehler berücksichtigt und eine tägliche mittlere Steigung arithmetisch ermittelt. Für die Tage vom 14.09. bis 16.09. betrug die mittlere Arbeitssteigerung  $362,1 \frac{\text{kWh}}{\text{d}}$ . Der Arbeitszuwachs in dem Zeitraum 27.09. bis 29.09. betrug  $472,9 \frac{\text{kWh}}{\text{d}}$ .

Aus den beiden Werten wurde dann erneut der arithmetische Mittelwert gebildet, wodurch sich eine mittlere tägliche Steigerung der Arbeit von  $417,5 \frac{\text{kWh}}{\text{d}}$  für den Zeitraum der Interpolation vom 17.09. bis zum 27.09. ergibt.

Die Werte ab dem 27.09. wurden dann entsprechend nach unten verschoben, sodass sich ein plausibler relativer Verlauf abbildet. Mit den absoluten Werten kann aber so noch nicht gearbeitet werden, da die Kältemengenzählung nicht am 01.01. begann.

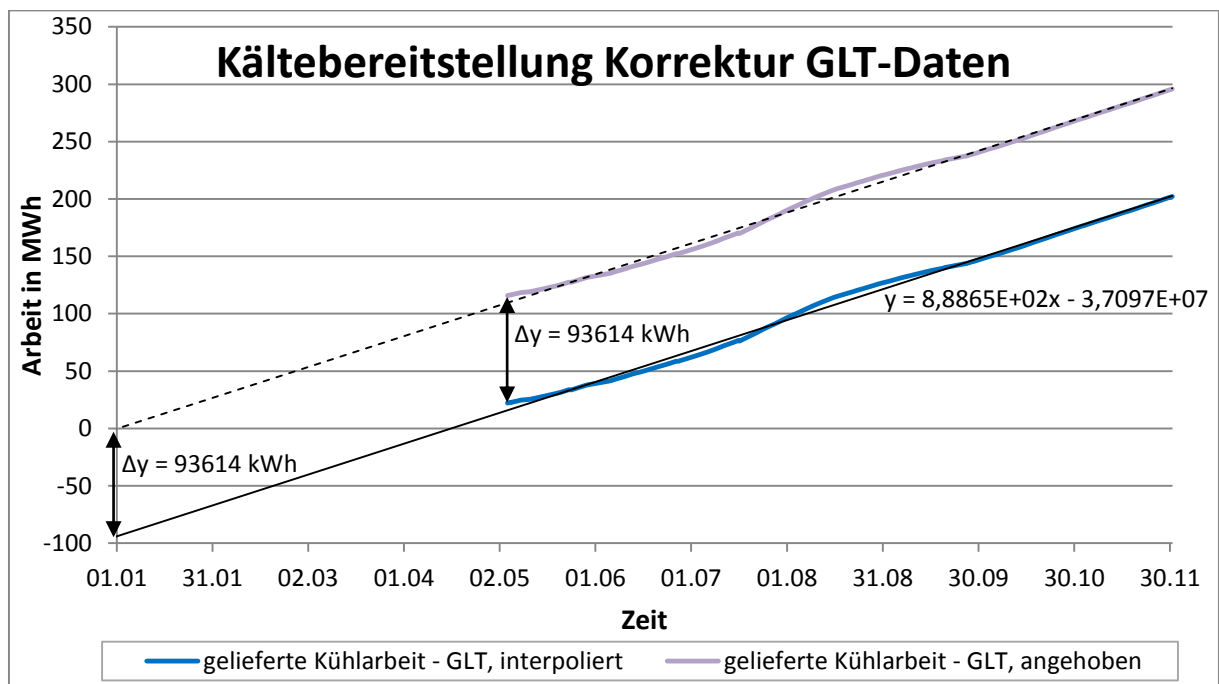
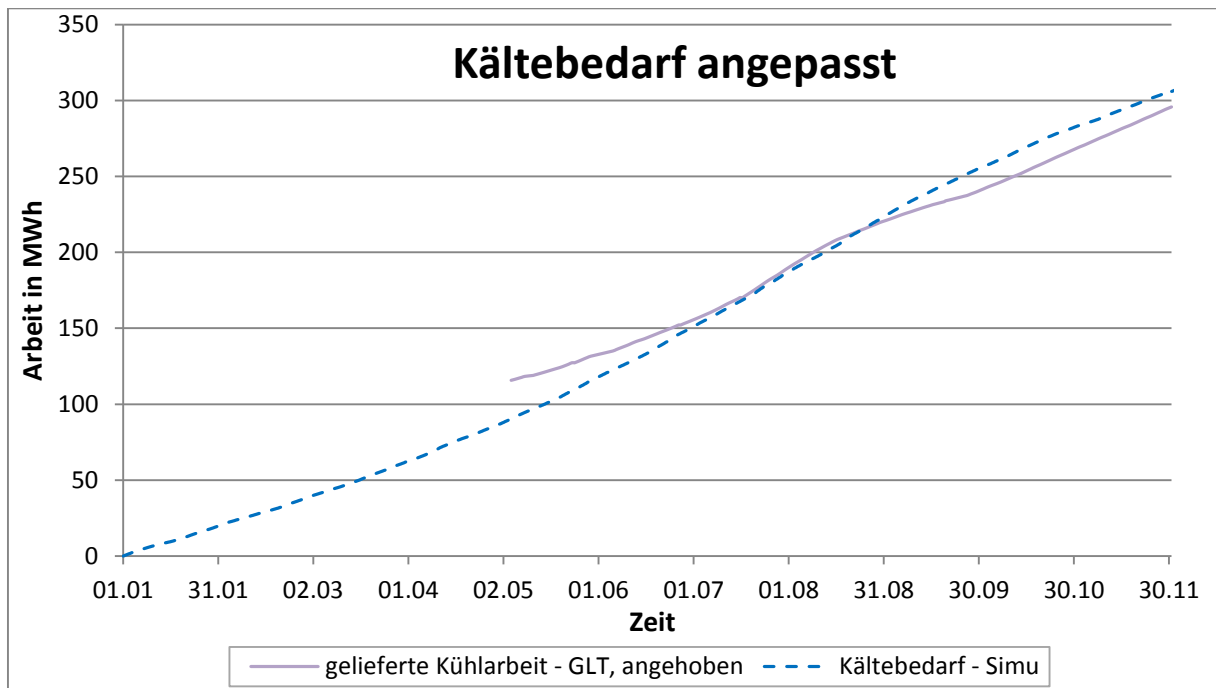


Abbildung 22: Verschiebung der gelieferten Kühlarbeit mittels Trendlinie

Weil der Verlauf der interpolierten gelieferten Kühlarbeit wenigen Schwankungen unterliegt, eignet sich eine lineare Regressionsgerade, um sich über Excel eine Funktion ausgeben zu lassen (Abbildung 22). In diese muss dann für den x-Wert der entsprechende Tag für den 01.01.2014 eingegeben werden, um den ungefähren Schnittpunkt des Graphen mit der y-Achse zu bestimmen. Dabei ist zu beachten, dass die x-Achse hier als Datum ausgegeben wird, intern in Excel aber eine fortlaufende Dezimalzahl hinterlegt ist. Es werden dabei die Tage seit dem 01.01.1900 hochgezählt, sodass sich für das Datum 01.01.2014 00:00 Uhr die Dezimalzahl 41640,0 errechnet. Das Ergebnis liefert eine Kühlarbeit von -93614 kWh zum 01.01.2014.



Um diese Differenz wurden die Werte der gelieferten interpolierten Kühlarbeit angehoben und das Ergebnis durch den Graphen „gelieferte Kühlarbeit – GLT, angehoben“ dargestellt. So lassen sich nun auch die absoluten Werte der GLT mit denen der Simulation vergleichen (Abbildung 23).



**Abbildung 23: Gelieferte Kühlarbeit und Kältebedarf im Vergleich**

Die Graphen für die gelieferte Kühlarbeit laut GLT und für den Kältebedarf laut Simulation steigen beide über den gesamten Zeitraum sehr konstant an. Bei den Daten der GLT sind etwaige Schwankungen noch deutlicher.

Während im Mai die gelieferte Kühlarbeit noch größer ist als simuliert, schneiden sich die beiden Graphen im August. Danach übersteigt der Kühlbedarf aus der Simulation die gelieferte Kühlarbeit.

Die Graphen gleichen sich in Höhe und Verlauf sehr gut. Aufgrund der wärmeren Außentemperaturen 2014 wäre allerdings eine höhere gelieferte Kühlarbeit zu erwarten gewesen. Da das GALAB im ersten Betriebsjahr noch nicht vollständig ausgebaut war, fiel weniger Abwärme durch interne Wärmelasten an, als für die Simulation angenommen. Dazu wurden die Annahmen großzügig gewählt um den Kältebedarf nicht zu knapp zu berechnen. Die Auswirkungen der wärmeren Außentemperaturen und der unvollständigen Geräteausstattung sind schwer zu quantifizieren. Anscheinend kompensierten sich die Effekte weitgehend. Mit höheren Lasten steigt die gelieferte Kühlarbeit voraussichtlich noch an.

Aufgrund der Korrekturen ist daher eine Aussage zu den absoluten Werten der gelieferten Kühlarbeiten nur unter Vorbehalt möglich.

### 5.3.2 Kältebereitstellung der einzelnen Komponenten

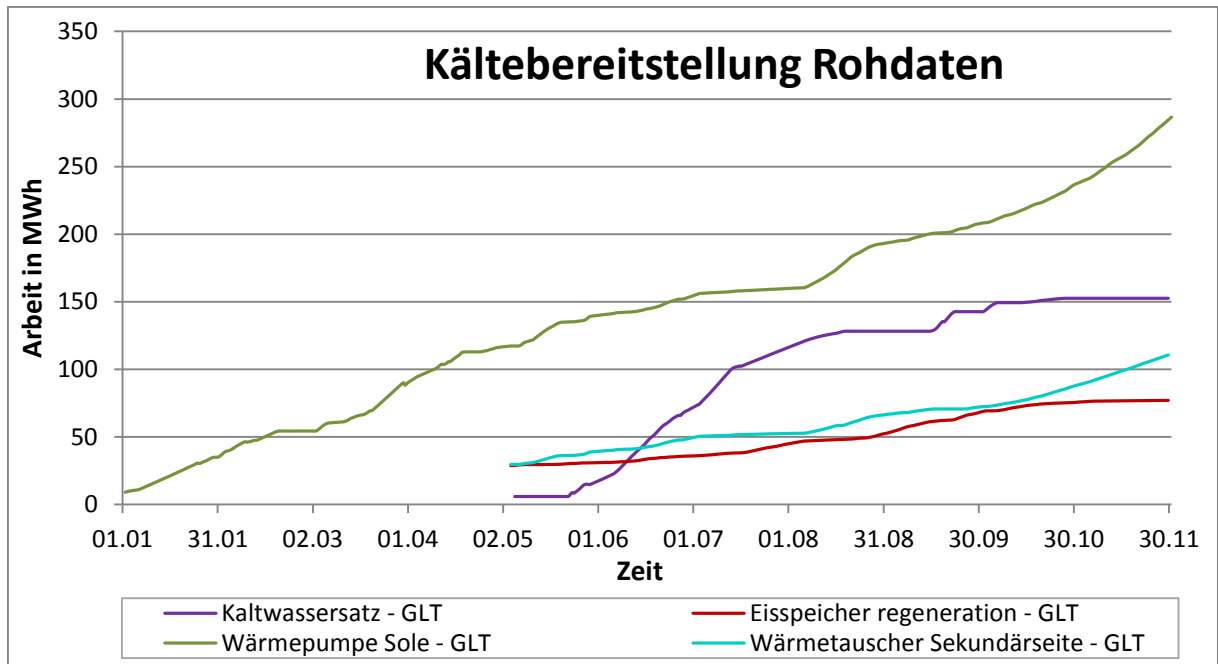


Abbildung 24: Rohdaten der GLT für die Kältebereitstellung

Die Daten der Kältemengenzähler des Wärmetauschers auf der Sekundärseite (KMZ Wärmetauscher sek.), des Eisspeichers im Regenerationskreislauf (KMZ Regeneration) und des Kaltwassersatzes (KMZ Kaltwassersatz) sind erst zum 05.05. geschrieben worden (Abbildung 24). Der betrachtete Zeitraum für Vergleiche mit diesen Daten beginnt daher erst zu diesem Datum. Der Kältemengenzähler der Wärmepumpe auf der Solesseite (KMZ Sole) liefert Daten vom 01.01. an.

Der Verlauf des Kaltwassersatzes ist sehr steil und wird daher noch einmal gesondert untersucht.

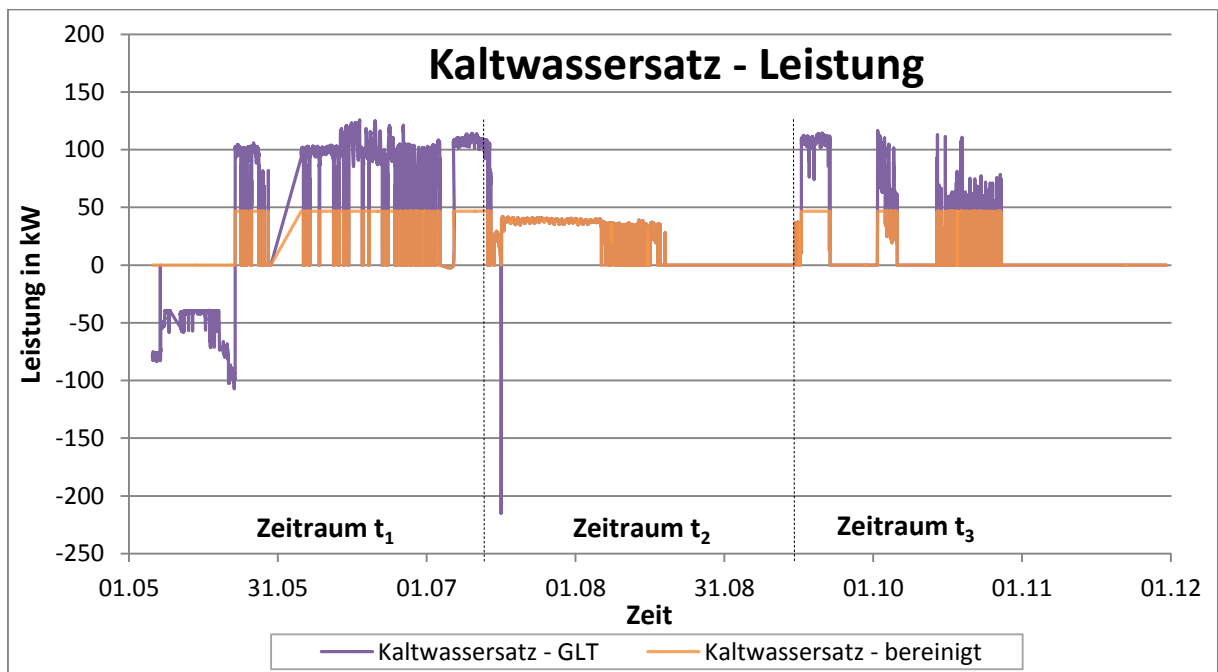


Abbildung 25: Leistung des Kaltwassersatzes

In Abbildung 25 stellt der lilafarbene Graph die Rohdaten für die Leistung des Kaltwassersatzes aus der GLT dar. Im Zeitraum  $t_1$ , vom 05.05. bis zum 15.07. und im Zeitraum  $t_3$ , vom 15.09. bis zum 30.11. erbringt der Kaltwassersatz oftmals und längerfristig eine Leistung im Bereich von 100 kW. In der Zeit dazwischen, Zeitraum  $t_2$ , liegt die Kälteleistung bei etwa 40 kW. Da der Kaltwassersatz allerdings laut Datenblatt lediglich eine Nennkälteleistung von 46,2 kW erbringen kann, liegt in den Daten des KMZ für die Leistung und Arbeit zumindest zeitweise ein Fehler vor. (Datenblatt siehe Anhang 9.2)

Um den Fehler zu korrigieren wurden die Datenpunkte für die Leistung in Excel bearbeitet. Im ersten Schritt wurden in der Datenreihe negative Leistungswerte auf 0 W gesetzt. Im zweiten Schritt wurde überprüft, ob die Leistungswerte der Datenpunkte über der Nennkälteleistung liegen. In diesem Falle wurde der Leistungswert auf 46,7 kW begrenzt. Andernfalls blieb der Datenpunkt unverändert. Somit ergibt sich ein bereinigter Verlauf für die Leistung des Kaltwassersatzes.

Aus dem Verlauf der Leistung lässt sich nun die Arbeit ermitteln.

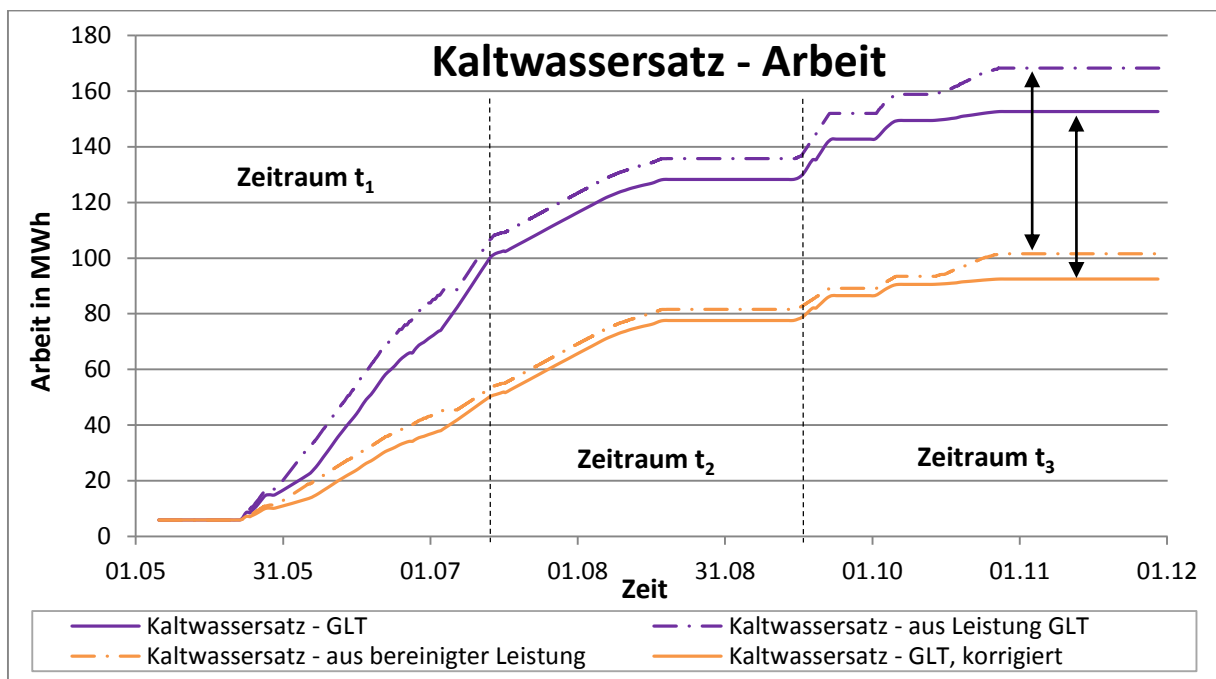


Abbildung 26: Korrektur der Arbeit des Kaltwassersatzes

Die unbearbeiteten GLT-Datenpunkte für die gelieferte Kältearbeit des Kaltwassersatzes sind durch die durchgezogene lilafarbene Linie in Abbildung 26 dargestellt. Die unbearbeitete gelieferte Kälteleistung aus der GLT über die Zeit multipliziert ergibt den gestrichelten lilafarbenen Graphen. Werden die bereinigten Leistungswerte aus Abbildung 25 über die Zeit multipliziert, ergibt sich der flachere orange-gestrichelte Graph. Der orangene durchgezogene Graph muss erst ermittelt werden.

Die über die Leistung ermittelte Kältearbeit liegt laut den GLT-Daten über der direkt vom KMZ ausgegebenen Kältearbeit. Dies wird auch entsprechend für die bereinigten Daten angenommen. Dazu wurde jeweils ein mittlerer Korrekturfaktor (KF) für die drei Zeiträume errechnet. Die Differenzen der aus den Leistungen abgeleiteten Arbeiten wurden dazu für jeden Zeitraum ins Verhältnis gesetzt. Auf die Datenreihe „Kaltwassersatz – GLT“, also die unbearbeiteten Werte des KMZ Kältemaschine, wurde dann der jeweilige Korrekturfaktor angewendet. So ergibt sich der

korrigierte Verlauf für die Arbeit des Kaltwassersatzes aus den GLT-Daten „Kaltwassersatz – GLT, korrigiert“.

$$KF_{t_1} = \frac{\Delta Q_{t_1}(\text{Kaltwassersatz aus bereinigter Leistung})}{\Delta Q_{t_1}(\text{Kaltwassersatz aus Leistung GLT})} = \frac{48172 \text{ kWh}}{102358 \text{ kWh}} = 0,4706 \quad (6)$$

$$KF_{t_2} = \frac{\Delta Q_{t_2}(\text{Kaltwassersatz aus bereinigter Leistung})}{\Delta Q_{t_2}(\text{Kaltwassersatz aus Leistung GLT})} = \frac{28453 \text{ kWh}}{28453 \text{ kWh}} = 1,0 \quad (7)$$

$$KF_{t_3} = \frac{\Delta Q_{t_3}(\text{Kaltwassersatz aus bereinigter Leistung})}{\Delta Q_{t_3}(\text{Kaltwassersatz aus Leistung GLT})} = \frac{19022 \text{ kWh}}{31563 \text{ kWh}} = 0,6027 \quad (8)$$

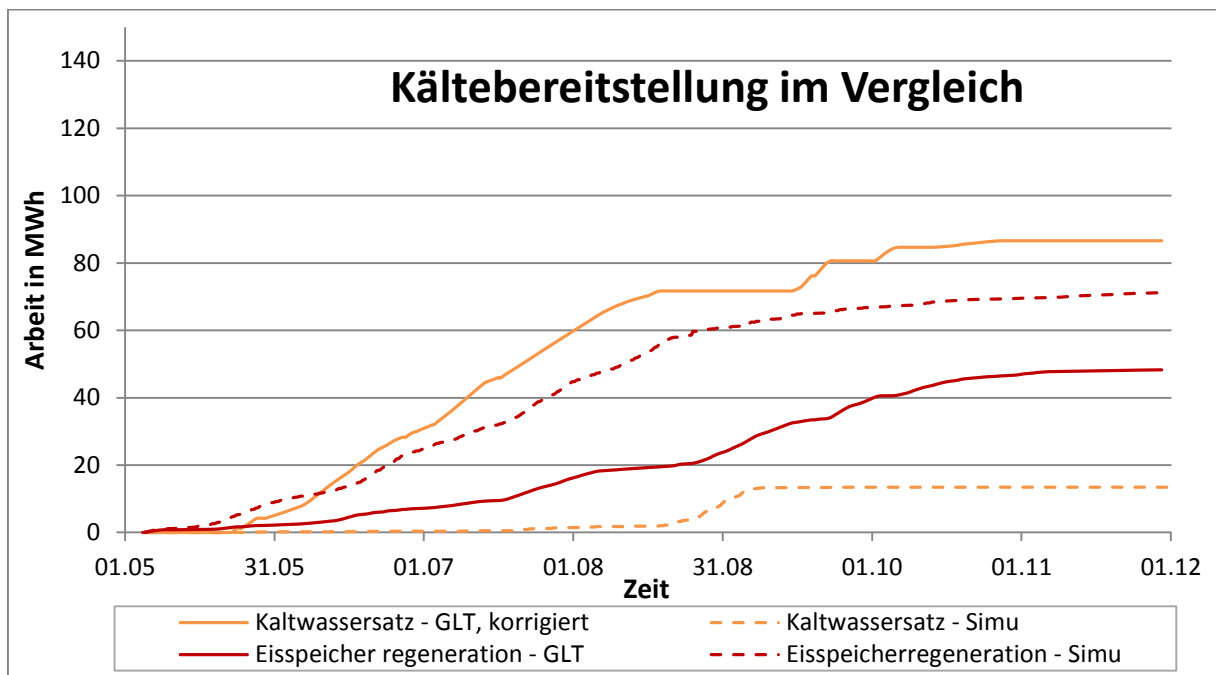


Abbildung 27: Kältebereitstellung des Kaltwassersatzes und des Eisspeichers

Der so korrigierte Verlauf der Kältebereitstellung durch den Kaltwassersatz kann nun in Abbildung 27 betrachtet werden. Damit die Verläufe vergleichbar sind, wurden alle Graphen zum 05.05. auf 0 MWh gesetzt.

Die Kältebereitstellung über den Regenerationskreislauf des Eisspeichers blieb von Beginn an der Aufzeichnung weit hinter dem simulierten Verhalten zurück. Wegen der Probleme mit der Wärmepumpe am Anfang des Jahres wurde dem Eisspeicher nicht die erwartete Wärmemenge entzogen, um in diesem sehr warmen Sommer genug Kühlarbeit liefern zu können.

Bis Mitte Juli verläuft der Graph der Eisspeicherregeneration deshalb konstant flach. Dann steigt er aufgrund der lang währenden sehr warmen Außentemperaturen steiler an. Zur Mitte August war der Eisspeicher schon knapp 16 °C warm, sodass dieser praktisch keine Kühlleistung mehr liefern konnte (siehe Abbildung 36). Die Temperaturdifferenz reichte zum effektiven Kühlen nicht mehr aus. Die Regenerationskurve verläuft fast horizontal bis Ende August und die Wärmepumpe wurde in dieser Zeit manuell gesteuert zur Kälteproduktion eingesetzt (siehe Abbildung 28). Dabei sank die Temperatur im Eisspeicher, sodass der Regenerationskreislauf ab dann für den restlichen Sommer den Großteil der geforderten Kühllast deckte. Von Mitte September bis in den Oktober hinein kam

der Eisspeicher noch einmal kurz an seine Grenzen der Kältebereitstellung, da die Speichertemperatur wieder sehr hoch war. Danach geht der Verlauf in die Horizontale über und die Wärmepumpe übernahm die Kältebereitstellung während der Heizperiode. Die GLT-Daten liegen am 30.11. etwa 23 MWh unterhalb der simulierten Werte.

Aufgrund der hohen Außentemperaturen und der ausbleibenden Kältebereitstellung des Eisspeichers stieg die Kühlarbeit des Kaltwassersatzes ab Juni stark an. Er arbeitete als Redundanzkältebereitsteller und weicht daher deutlich von den simulierten Werten ab. Verglichen mit der Simulation wurde von dem Kaltwassersatz bis Mitte August etwa 70 MWh mehr Kältearbeit geliefert als simuliert. In der Simulation werden um den 31.08. die Spitzenkühllasten bei langfristig warmen Außentemperaturen abgedeckt. Etwa 15 MWh Kühlarbeit werden dabei geliefert.

Die GLT-Daten zeigen einen ähnlichen Verlauf zeitlich versetzt zum Ende des Septembers. Danach flachen beide Graphen fast zu einem horizontalen Verlauf ab, da die Heizperiode beginnt und die Wärmepumpe simultan zur Heizung die Kühlung übernimmt. Die Differenz zwischen simulierten und gemessenen Werten beträgt am Ende des Betrachtungszeitraums etwa 73 MWh.

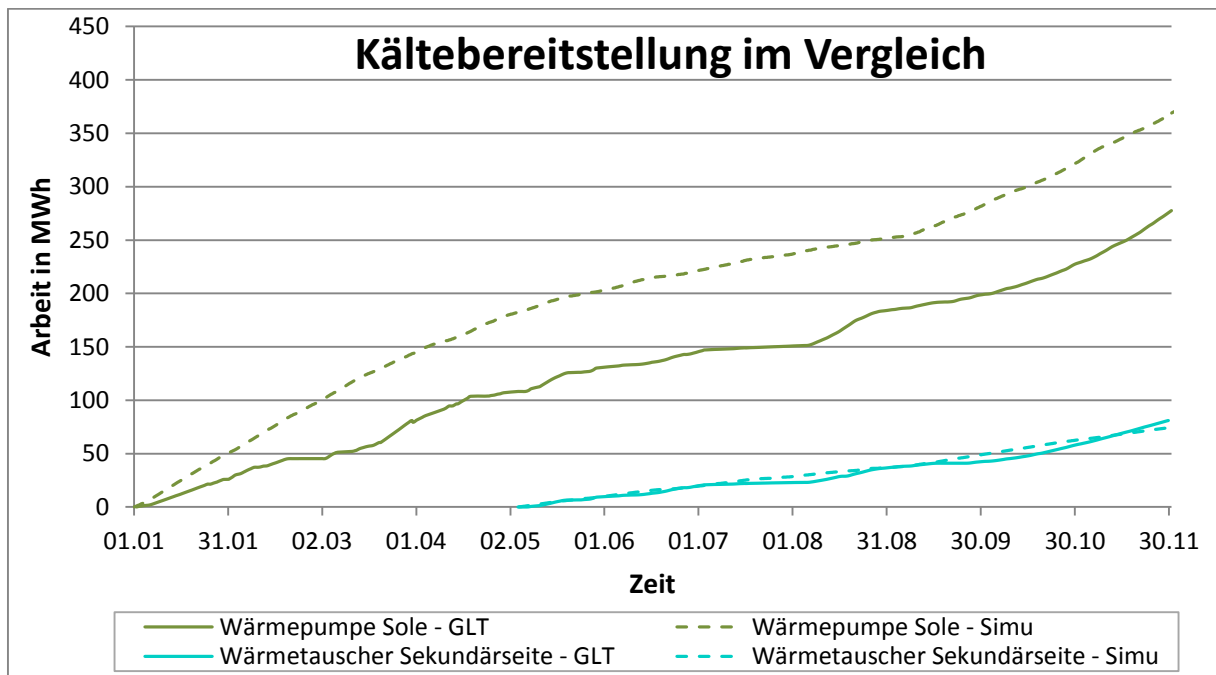


Abbildung 28: Vergleich der Kältebereitstellung durch Wärmepumpe und über Wärmetauscher

In Abbildung 28 ist die gesamte Kältebereitstellung der Wärmepumpe und die Kühlarbeit, welche direkt an die kalten Puffer geliefert wird, dargestellt. Letztere wird dann unmittelbar dem Kältekreislauf zur Verfügung gestellt und nicht im Eisspeicher gespeichert. Es wurde der KMZ der Sekundärseite des Wärmetauschers gewählt, da sich als Wärmeträgermedium auf dieser Seite Wasser befindet. Die Temperaturabhängigkeiten der Stoffeigenschaften von Wasser sind bei diesen Betriebstemperaturen geringer, als die der Sole auf der Primärseite. Die Einwirkung dieser Messungenauigkeiten soll hier möglichst verhindert werden.

Der Verlauf der Kühlarbeit durch die Sole der Wärmepumpe ist äquivalent zu der Heizarbeit auf der Heizseite und wurde anhand von Abbildung 20 beschrieben. Während der manuellen Steuerung im August wurden etwa 32 MWh Kühlarbeit verrichtet.

Am Ende der Betrachtung ergibt sich eine negative Abweichung der GLT-Daten zu den simulierten Werten von knapp 91 MWh. Dies entspricht ca. 25% und stellt somit eine deutlich geringere Abweichung als auf der Heizseite dar.

Bei der gelieferten Kühlarbeit über den Wärmetauscher stimmen die GLT-Daten sehr genau mit dem simulierten Verhalten überein. Ab Oktober gibt es eine etwas steigende Abweichung nach oben für die Daten aus der GLT. Die konstante Charakteristik des simulierten Verhaltens erscheint nicht plausibel. Im November, wenn die Wärmepumpe im Simultanbetrieb kühlt, müsste sich dies auch hier im Verlauf sichtbar machen. Das sichtbar abweichende Verhalten bleibt jedoch gering.

Bilanziell können die Werte der entsprechenden Zeiträume auf Plausibilität hin untersucht werden. Vom 05.05 – 30.11.2014 lag der Kältebedarf bei 180 MWh. Bereitgestellt wurde die Kälte von dem Kaltwassersatz (81 MWh), dem Regenerationskreislauf des Eisspeichers (48 MWh) und über den Wärmetauscher zu den kalten Puffern (74 MWh). Die Bereitstellung betrug also 203 MWh, womit sich ein Kälteüberschuss von 23 MWh ergibt. Kälteverluste über die kalten Pufferspeicher oder die Rohrleitungen sind in der Rechnung nicht berücksichtigt und würden die Differenz schmälern.

Im Zeitraum 01.01. – 30.11.2014 wurde ein Kältebedarf von 296 MWh ermittelt. Dieser müsste über den Kaltwassersatz (81 MWh) und die Kältearbeit der Wärmepumpe (278 MWh) gedeckt worden sein. Zu berücksichtigen sind hier die hohen Kälteverluste des Eisspeichers, welche aufgrund der unzureichenden GLT-Daten für diese Berechnung der Simulation entnommen werden (82 MWh). Es ergibt sich eine Differenz von 19 MWh, welche auf der Bereitstellungsseite fehlen.

Bei der Betrachtung der Kühlseite mussten einige GLT-Daten aufbereitet werden und die meisten KMZ lieferten erst zum Sommer Daten. Die Korrekturen und Interpolationen oder auch systematische Fehler der Kältemengenzähler lassen keine absolut verlässlichen Aussagen zu. Dennoch sind die aus den Abweichungen entstehenden Verläufe plausibel und gut nachvollziehbar.

## 5.4 Lüftungsanlage

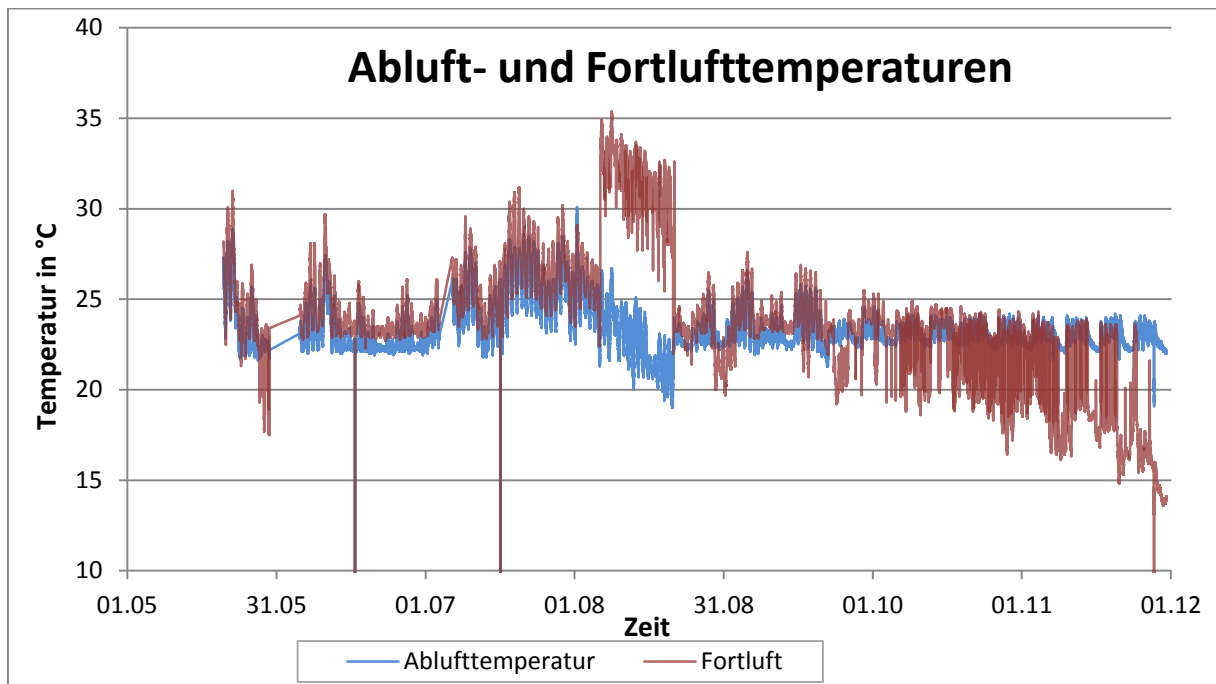


Abbildung 29: Abluft- und Fortlufttemperaturen aus GLT

Das Laufverhalten der Lüftungsanlage soll qualitativ bewertet werden. In Abbildung 29 sind die Daten der GLT für die Ablufttemperatur aus dem Gebäude und die Fortlufttemperatur an die äußere Umgebung abgebildet. Von Beginn der Datenreihe Mitte Mai bis Anfang August war das Laufverhalten weitgehend konstant. Die Fortlufttemperatur lag etwa 1 K über der Ablufttemperatur. Die WRG sollte im planmäßigen Betrieb Wärme aus der Abluft entziehen, sodass deren Temperaturniveau unter das der Fortluft sinken müsste. Folglich war die WRG für diese Zeit nicht aktiv. Dass das Temperaturniveau der Abluft noch etwas ansteigt, kann auf den Eintrag der Abwärme durch das Lüftungsgerät selbst zurückgeführt werden.

Im Laufe des Augusts wurde Wärme über Fortluft abgegeben, was an späterer Stelle genauer untersucht wird.

Ab Ende August ist dann die WRG nur noch zeitweise außer Betrieb. Um den 31.08. herum wird der Abluft erstmals Wärme entzogen, sodass die Fortlufttemperatur unterhalb der Ablufttemperatur liegt. Danach wird die WRG zeitweise wieder deaktiviert, bis sich ab Mitte Oktober ein kontinuierlicher Betrieb der WRG abzeichnet.

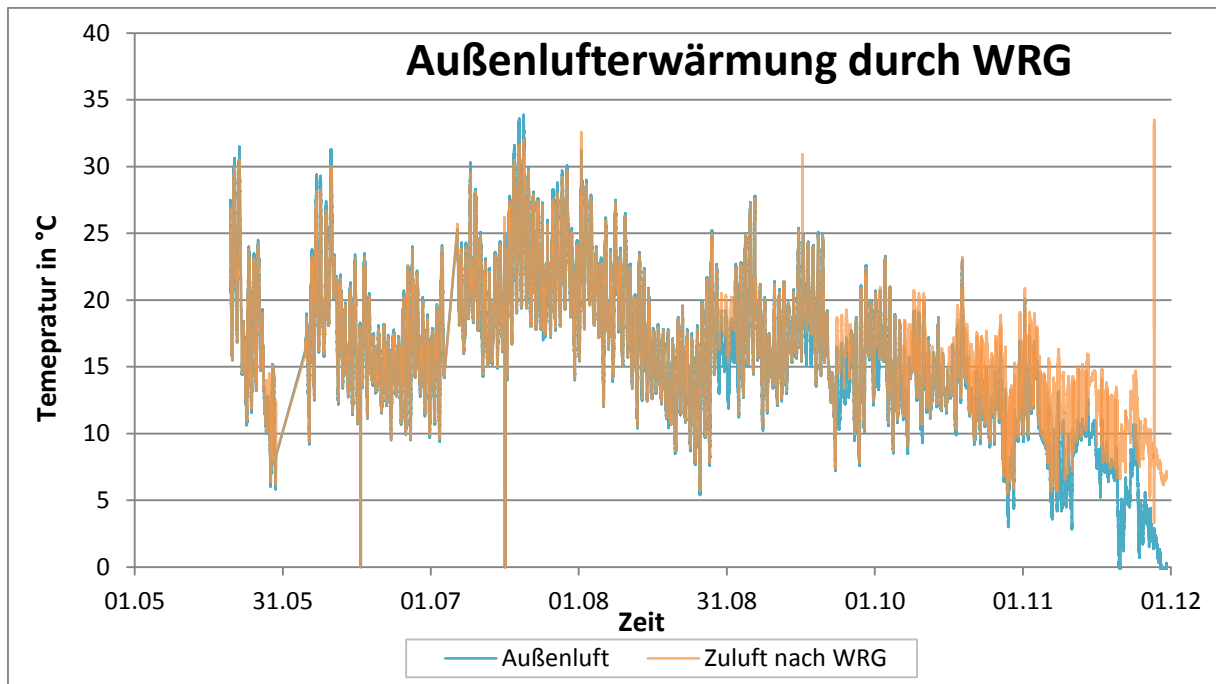


Abbildung 30: Außenlufterwärmung durch WRG aus GLT

In Abbildung 30 bestätigt sich der Verlauf. Das Temperaturniveau der Außenluft und der Zuluft nach der WRG sind identisch bis um den 31.08. herum. Zu dem Zeitpunkt wird der Außenluft erstmals Wärme über die WRG zugeführt und die Temperatur der „Zuluft nach WRG“ erhöht sich.

Auch hier zeichnet sich eine kontinuierliche WRG erst ab Mitte Oktober ab.

Da in der Bedarfssimulation ein statischer Wirkungsgrad der WRG von 30% parametrisiert wurde, weichen die GLT-Daten von dem simulierten Verhalten ab. Allerdings hat hier die deaktivierte WRG einen durchaus positiven Effekt auf das Laufverhalten des Systems und stellt daher eventuell auch einen manuellen Eingriff dar. Denn so erhöht sich der Heizbedarf, wodurch die Wärmepumpe gerade im Sommer mehr arbeitet und simultan Kälte bereitstellt. Bei dem warmen Sommer 2014 und dem geringen Grad der Vereisung des Eisspeichers war dies vermutlich nützlich. Wenn sich allerdings in der Heizperiode der Heizbedarf wegen der schlechten WRG erhöht und der Gaskessel dafür einspringen muss, hat dies negative Auswirkungen auf den Primärenergieeinsatz und die Betriebskosten.

Die Wärmeabgabe über die Lüftungsanlage im August und die Folgen sollen hier noch einmal genauer betrachtet werden.



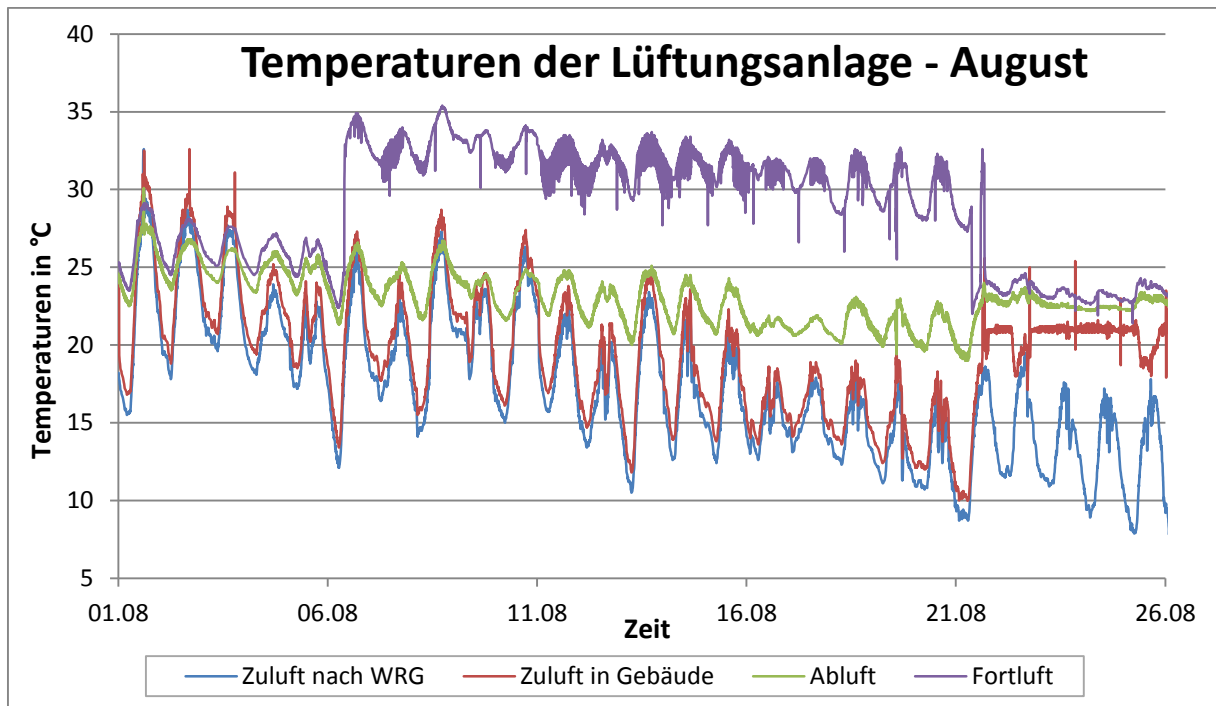


Abbildung 31: Temperaturen der Lüftungsanlage im August

Ab dem 06.08. 09:25 Uhr stieg die Fortlufttemperatur in Abbildung 31 rapide an. Um Wärme direkt über die Lüftungsanlage an die Umgebung abzuführen, wurde vorort die Verrohrung für die Zeit bis zum 22.08. verändert. Die Lüftungsheizung (WMZ Lüftung) war dann mit der Abluft verbunden. Während die Abluft aus dem Gebäude meist zwischen 20 °C und 25 °C schwankte, war die Fortlufttemperatur aufgrund der Erwärmung etwa 10 K höher.

Die WRG war währenddessen deaktiviert. Die Zuluft nach der WRG wurde durch die Abwärme des Ventilators wieder minimal erwärmt und kam dann als Zuluft ins Gebäude.

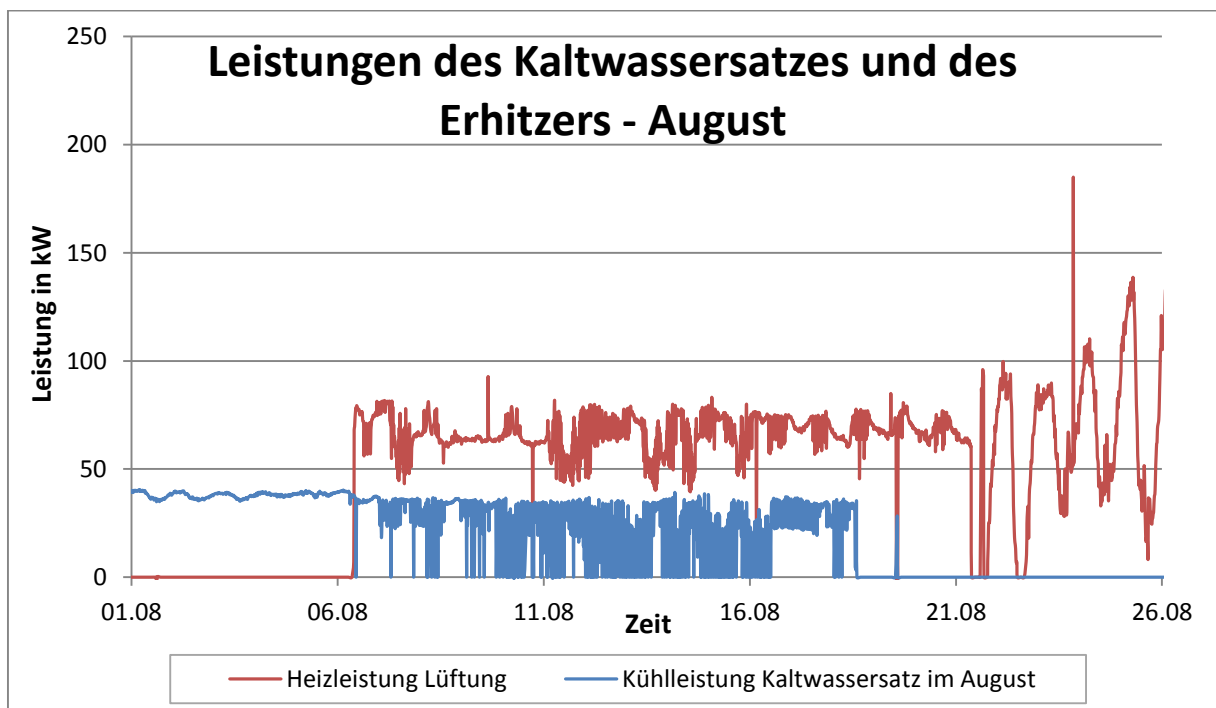


Abbildung 32: Leistung des Kaltwassersatzes und des Erhitzers im August

In Abbildung 32 ist zu sehen, dass die Heizung über die Lüftungsanlage und die Kälteproduktion über den Kaltwassersatz simultan erfolgte. Der Kaltwassersatz deckte dabei den Großteil der anfallenden Kältelast. Gleichzeitig arbeitete die Wärmepumpe, indem sie dem Eisspeicher Wärme entzog und diese über die Lüftungsanlage abgab.

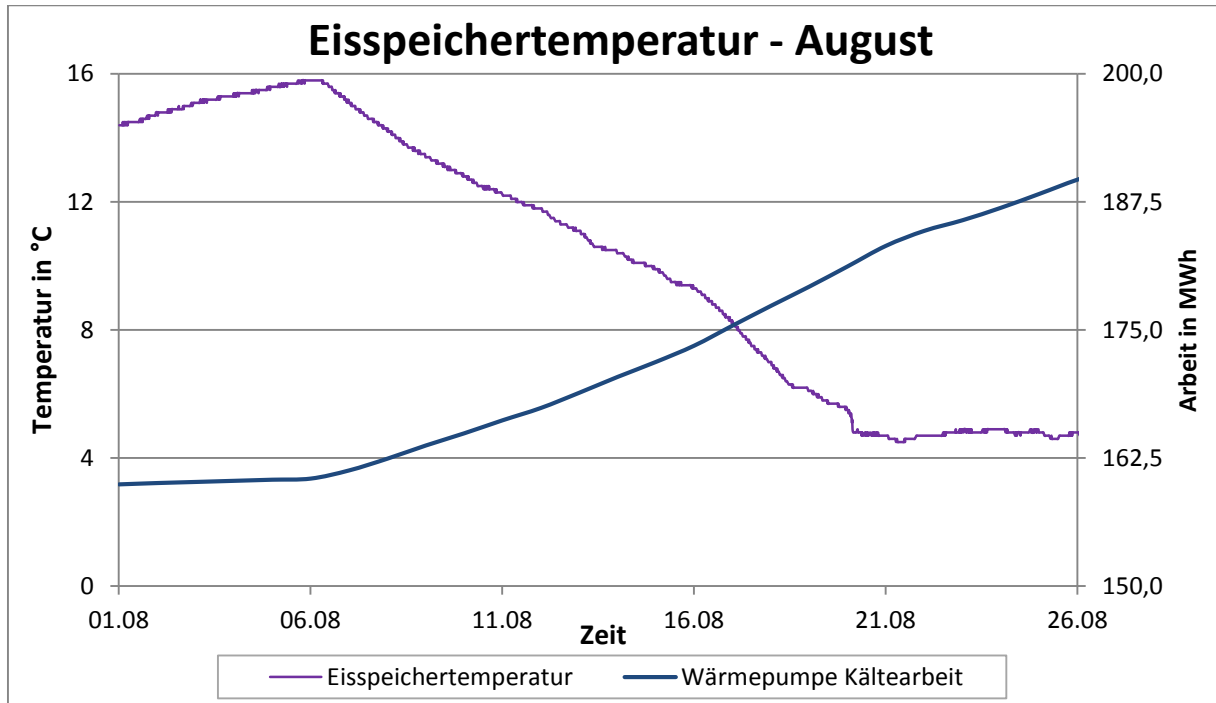


Abbildung 33: Eisspeichertemperatur in Abhängigkeit von Kälteproduktion der Wärmepumpe

Im Eisspeicher sank die Temperatur von 16 °C auf etwa 4 °C. Ab dieser Temperatur kommt es zur Umschichtung der Wassermassen im Eisspeicher aufgrund der Dichteanomalie von Wasser und der Temperaturverlauf wird horizontaler.

Deutlicher quantifizieren lässt sich die Kältebereitstellung über den Kältemengenzähler auf der Solesseite der Wärmepumpe. Vom 06.08. bis zum 22.08. wurden demnach etwa 24 MWh Kälte produziert, welche hauptsächlich zur Abkühlung des Eisspeichers genutzt wurden. So konnte die fehlende Kühlarbeit der Wärmepumpe zu Beginn des Betriebs wieder ausreichend kompensiert werden, um die Kälteversorgung des Systems ab dem 22.08. sicherzustellen.

## 5.5 Wärmepumpe und Eisspeicher

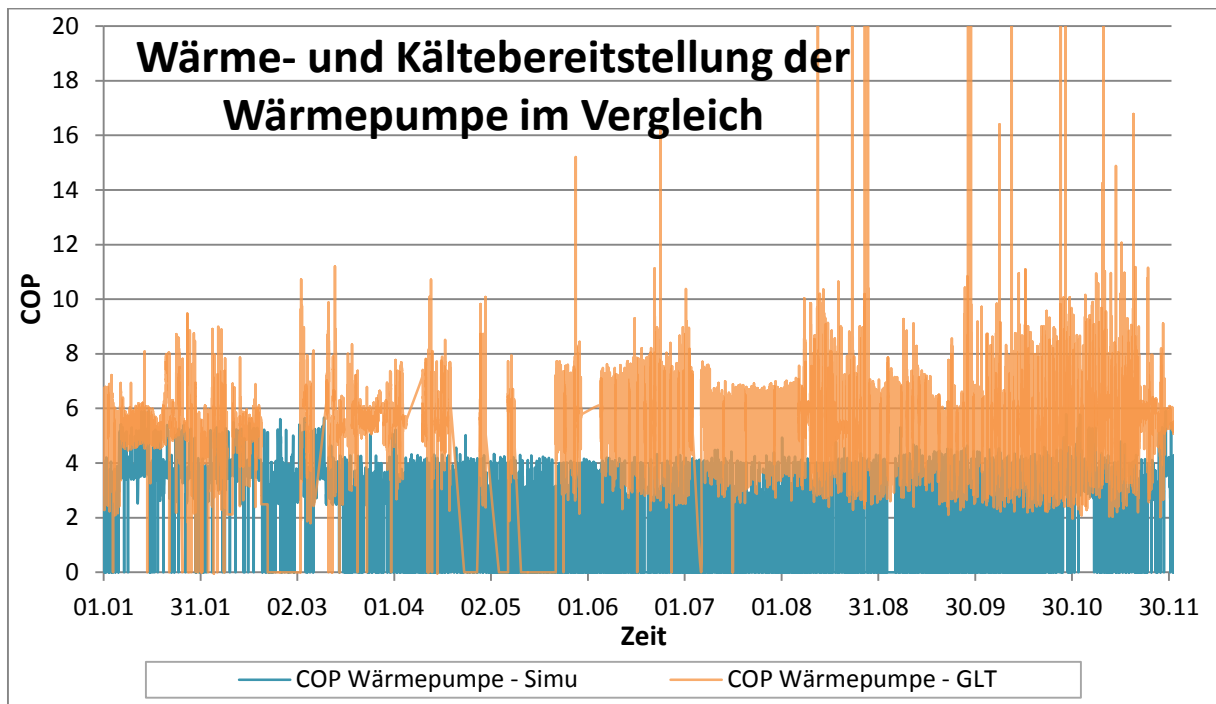


Abbildung 34: COP der Wärmepumpe im Vergleich

Der COP der Wärmepumpe lag laut den GLT-Daten über dem berechneten COP aus der Simulation (Abbildung 35). In der Simulation liegt er bei maximal 4,9 und ist abhängig von dem hinterlegten Datensatz zu Vor- und Rücklauftemperaturen (siehe Kapitel 4.2).

Der COP aus der GLT lag die meiste Zeit darüber und wird errechnet über die gelieferten Wärme- und Kälteleistungen der Pumpen.

$$\text{COP}_{\text{GLT}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Heiz}}}{\dot{Q}_{\text{Heiz}} - \dot{Q}_{\text{Kühl}}} \quad (9)$$

Da die Leistungen jeweils auch nur rechnerisch über einige Messfühler ermittelt werden, wirken sich Messfehler direkt auf den COP aus. Dabei treten vor allem bei Anfahren und Abschalten der Wärmepumpe Verzögerungen in den Temperaturmessungen auf und sorgen kurzzeitig für unrealistisch hohe COP-Werte. Es handelt sich um zufällige Fehler.

Systematische Fehler in der Leistungsermittlung wirken sich auch direkt auf den COP aus. Ein höherer parametrierter  $c_p$ -Wert oder ein nach oben abweichender Durchflusssensor würden dauerhaft die errechnete Kälteleistung erhöhen und den COP so anheben.

Die Werte aus der GLT für den COP sind also einigen Fehlerquellen unterlegen und sind daher mit einer gewissen Unsicherheit behaftet.

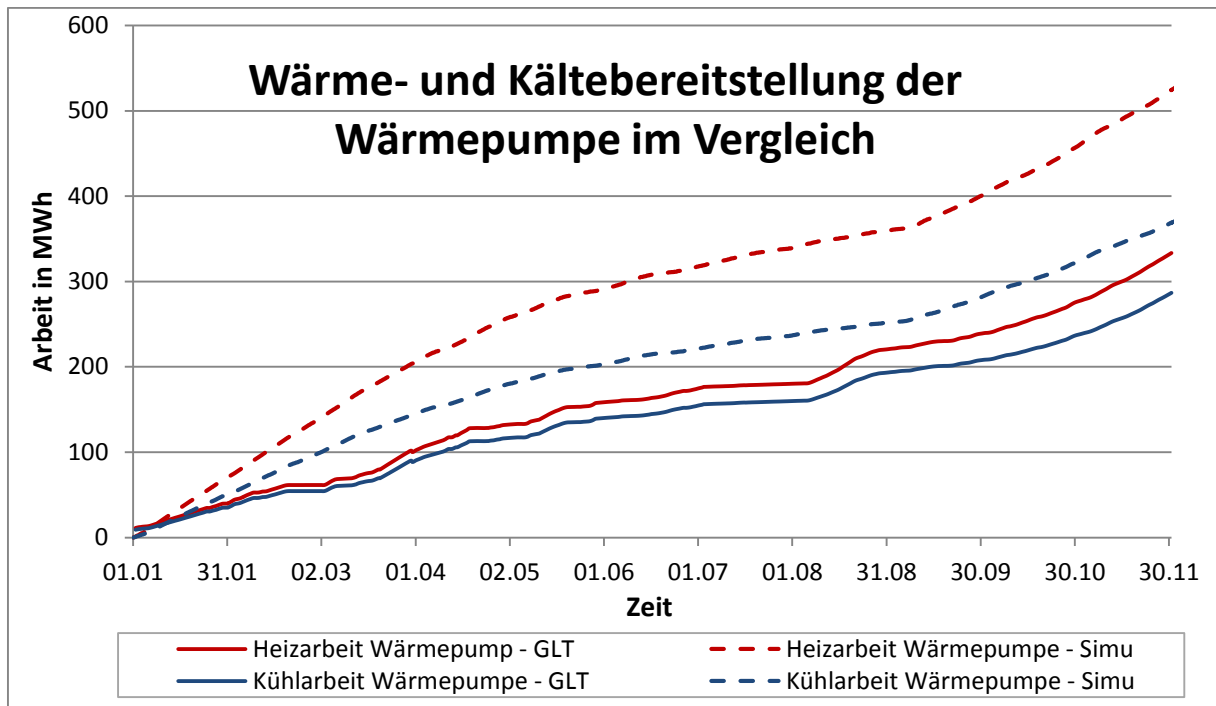


Abbildung 35: Wärme- und Kältebereitstellung der Wärmepumpe im Vergleich

Die Wärmepumpe hat über den gesamten Zeitraum weniger Wärme und Kälte zur Verfügung gestellt als simuliert (Abbildung 35). Sie ist also weniger gelaufen, aber dafür mit einer höheren Kälteleistung als in der Simulation. Der höhere COP lässt schon darauf schließen, dass die Spreizung zwischen Heiz- und Kühlarbeit deshalb bei den GLT-Daten geringer ist.

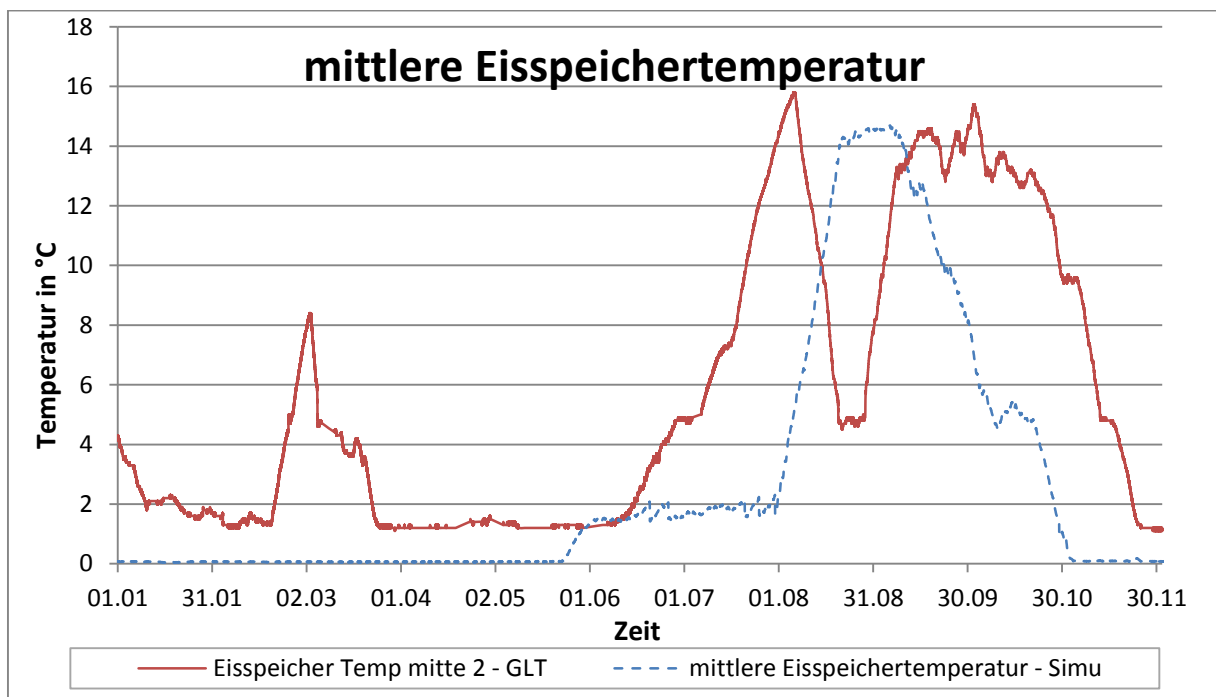


Abbildung 36: Mittlere Eisspeichertemperaturen im Vergleich

Das Laufverhalten der Wärmepumpe beeinflusst die Temperaturen im Eisspeicher maßgeblich (Abbildung 36).

Der Totalausfall der Wärmepumpe Ende Februar bedeutete, dass neben der Wärme gleichzeitig auch die Kältebereitstellung ausfiel. Die gesamte Kühllast musste über den Eisspeicherregenerationskreislauf gedeckt werden. Da dem Eisspeicher zu dem Zeitpunkt erst wenig Wärmeenergie entzogen worden war, stieg die Temperatur rapide auf über 8 °C.

Danach lief die Wärmepumpe unter hoher Last im Simultanbetrieb. Dem Eisspeicher wurde über den Entzugskreislauf Wärme entzogen und der Wärmepumpe über die Sole zur Verfügung gestellt. Diese stellte neben der Wärme auch ausreichend Kälte bereit, um die Kühllast zu decken. Da dem Eisspeicher über den Regenerationskreislauf keine Wärme zugeführt wurde, sank die Temperatur in der Mitte des Speichers auf knapp über 1 °C gegen Ende März.

Bis Mitte Juni blieb die Temperatur relativ konstant, was eventuell an manchen Stellen schon auf das Einsetzen des Phasenwechsels schließen lässt. Dann stieg die Temperatur rapide auf knapp 16 °C am 05.08. an. Der Anstieg ist deshalb so steil, weil die Wärmepumpe im Hochsommer kaum arbeitete und somit keine Kälte lieferte. Der Kaltwassersatz in Kombination mit dem Regenerationskreislauf des Eisspeichers deckte die gesamte Kühllast. Mit 16 °C im Eisspeicher hatte dieser bereits seine Maximaltemperatur erreicht, da sich die Kühlleistung durch kleinere Temperaturdifferenzen beim Kühlen verringert.

Um den Eisspeicher wieder abzukühlen wurde die Wärmepumpe im August für einige Tage in Betrieb genommen, die Wärme über die Abluft abgeführt und so Kälte dem System bereitgestellt (vgl. Kapitel 5.4).

Im Laufe des Septembers wurde die gespeicherte Kühlarbeit dann genutzt, sodass die Temperaturen im Eisspeicher wieder stiegen. Die Maximaltemperatur wurde ein zweites Mal erreicht, allerdings diesmal erst zum Ende des Sommers im September. Die Außentemperaturen sanken und die Wärmepumpe lieferten wieder mehr Wärme- und Kälteleistung.

Da die Wärmepumpe im Oktober und November schon unter hoher Last liefen, wurde dem Eisspeicher viel Wärme entzogen und die produzierte Kälte direkt dem Kühlkreislauf beigesteuert. Der Regenerationskreislauf musste keine Last mehr decken und die Eisspeichertemperaturen sanken auf etwa 1 °C Ende November.

Im Gegensatz zur Simulation befand sich der Eisspeicher 2014 im ersten Jahr des Betriebs und startete deshalb mit 4 °C den Betrieb. In der Simulation dauert die vollständige Vereisung bis Ende Mai an. Erst Ende Juli ist der Phasenübergang von fest zu flüssig komplett abgeschlossen und die sensible Wärme nimmt zu. Die zwischenzeitliche Abkühlung im August stellt einen manuellen Eingriff dar und war in der Simulation nicht vorgesehen.

Nur für eine kurze Zeit um den 31. August herum sollte der Eisspeicher seine Maximaltemperatur erreicht haben und der Kaltwassersatz liefert in dieser Zeit Kälte. Hier wurde 2014 in erster Linie auf die Sicherstellung der Kälteversorgung über die Sommermonate geachtet, weswegen der Kaltwassersatz schon im Juni in Betrieb genommen wurde. Dadurch wurde die Eisspeicherregeneration noch etwas hinausgezögert, sonst wäre die Maximaltemperatur schon früher erreicht worden.

Da die Außentemperaturen auch von September bis November noch wärmer waren als in der Simulation, läuft die Wärmepumpe weniger und entzieht dem Eisspeicher weniger Wärmeenergie.

---

Die simulierten Werte zeigen schon Anfang November den Beginn der Vereisung an, während die GLT-Daten dies erst Ende November vermuten lassen. Je nach Verlauf des Winters hat dies Auswirkungen auf die Kältebereitstellung im nächsten Sommer.

## 6 Ausblick

In der Gegenüberstellung der Ergebnisse im vorhergehenden Kapitel hat sich gezeigt, dass die beiden Simulationen unter Berücksichtigung der Störgrößen wie Temperaturabweichungen und Defekte das reale Laufverhalten des Systems gut abbilden. Mit dieser Erkenntnis bietet sich nun die Möglichkeit, die Simulationen mit veränderten Inputs zu rechnen und deren Auswirkungen zu ermitteln.

Daraufhin kann analysiert werden, wie das gesamte energetische Versorgungssystem auf diese Veränderungen reagiert. Am Ende der Untersuchung erhält man eine Aussage darüber, ob sich die Komponenten und deren Auslegung für diese Variante noch gut eignen oder Anpassungen vorgenommen werden müssen. In einem iterativen Prozess können so Veränderungen im simulierten Laufverhalten bewertet und eine Optimierung des Systems entwickelt werden. Zur Anregung sollen in diesem Kapitel weitere Schritte angedeutet werden.

Die Gebäudebedarfssimulation in Kapitel 3 hat ergeben, dass sich für das Referenzjahr ein Heizbedarf von 482 MWh ergibt. Auch die Abhängigkeit des gesamten Heizbedarfs von der Lüftungsanlage wurde kurz angesprochen. Im nächsten Schritt bietet sich deshalb die Untersuchung einer Variante an, in welcher der Heizbedarf der Lüftungsanlage reduziert wird.

Bisher wurde eine durchgehende Belüftung des gesamten Gebäudes mit 28.000 m<sup>3</sup>/h betrachtet. Es gäbe die Möglichkeit, die Belüftung zum Wochenende oder sogar täglich außerhalb der Betriebszeiten stark zu reduzieren. Außerhalb der täglichen Betriebszeiten sind manche Geräte weiterhin aktiv, weswegen ein Mindestluftwechsel verbleibt.

Der Input für den Luftwechsel wurde für jeden Raum stündlich über den Verlauf einer Referenzwoche aufgelöst (Schedule). Die Betriebszeit erstreckt sich montags bis freitags von 7 - 18 Uhr. Außerhalb dieser Zeiten und am Wochenende wird die Zuluftmenge um 70% auf ca. 8400 m<sup>3</sup>/h reduziert.

Mit diesen veränderten Werten wird die Gebäudebedarfssimulation erneut gerechnet.

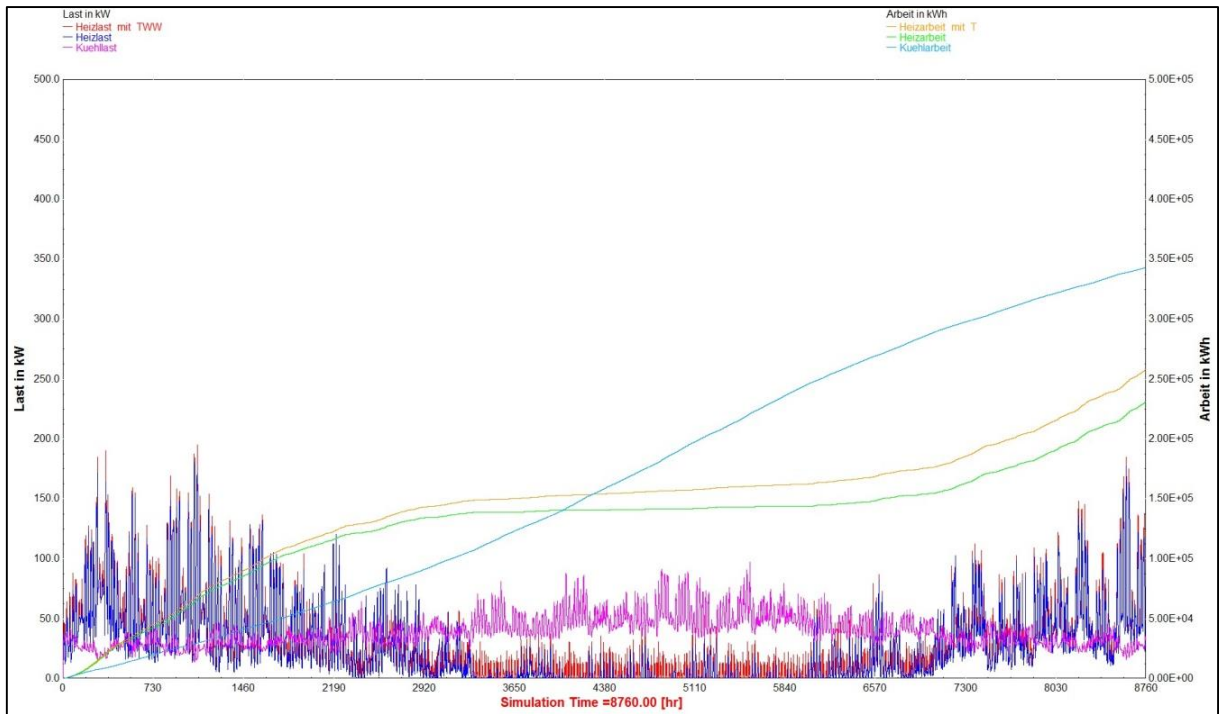


Abbildung 37: Ergebnisse der Gebäudesimulation für Leistung und Arbeit der Heizung und Kühlung mit reduzierten Luftmengen

Bereits die grafischen Ergebnisse mit reduzierten Luftmengen in Abbildung 37 zeigen für den Heizbedarf mit TWW (hellbrauner Graph) und den Kühlbedarf (hellblauer Graph) eine umgekehrte Charakteristik als in Abbildung 5. Die Heizlasten sind geringer, da vor allem nachts weniger kalte Außenluft erwärmt werden muss. Dadurch sinkt der jährliche Heizwärmebedarf mit TWW erheblich. Der Kühlbedarf erhöht sich geringfügig.

Dieses qualitative Ergebnis lässt bereits einen ersten Rückschluss zu. Da eine Wärmepumpe mehr Wärme als Kälte produziert und diese aber wärmegeführt läuft, wird im Laufe eines Jahres nicht ausreichend Kälte bereitgestellt. Als alleiniger zentraler Kältebereitsteller ist die Wärmepumpe für diese Variante vermutlich nicht mehr ausreichend.

	Maximale Lüftung	Reduzierte Lüftung	Differenz
Spitzenlast Heizung mit TWW in kW	199	195	-4 (2,0%)
Mittlere Heizlast mit TWW in kW	55	30	-25 (45,5%)
Spitzenlast Kühlung in kW	93	98	+5 (5,4%)
Jährliche Heizarbeit mit TWW in MWh	482	258	-224 (46,5%)
Jährliche Kühlarbeit in MWh	327	343	+16 (4,9%)

Tabelle 5: Veränderung der Bedarfskennwerte bei reduzierter Belüftung

Die Betrachtung der genauen Werte für den jährlichen Heiz- und Kühlbedarf zeigt, dass in dieser Variante 85 MWh mehr Kühlarbeit als Heizarbeit benötigt wird. Die Wärmepumpe wird bei diesem geringen Wärmebedarf allerdings viel zu wenig Kälte liefern, um den Kühlbedarf zu decken. In der



Techniksimulation kann untersucht werden, ob der Kaltwassersatz dieses Defizit an Kälte liefern kann, oder sich ein zusätzlicher Freiluftkühler besser eignet. Dieser führt die Abwärme aus Labor und Gebäude vor allem bei niedrigen Außentemperaturen effizient an die Umgebung ab.

Eine andere oder ergänzende Variante wäre die Untersuchung einer sommerlichen Nachtlüftung des Gebäudes. Bauteile kühlen über Nacht aus und aufgrund deren kapazitiver Wirkung auf die Raumtemperaturen, sinkt die Kühllast während des Betriebs. Der jährliche Kühlbedarf reduziert sich voraussichtlich.

## 7 Fazit

Durch die Arbeit mit dem Simulationsprogramm TRNSYS lassen sich thermodynamische Prozesse und komplexe Abhängigkeiten simulieren. Die Ergebnisse einer jeden Simulation schaffen Erkenntnisse, welche die Planung für ein Bauvorhaben und die Entwicklung eines geeigneten energetischen Konzepts vorantreiben können.

Die in Kapitel 3 beschriebene Gebäudebedarfssimulation ist aus vielen vorhergehenden Varianten entwickelt worden und bildet den energetischen Bedarf des Gebäudes bei einer bestimmten Nutzung ab. Der ermittelte Bedarf für Wärme und Kälte passt nach der Berücksichtigung des Witterungseinflusses und der noch unvollständigen Geräteausrüstung sehr gut mit den GLT-Daten überein. Für den untersuchten Zeitraum bildet die Simulation das reale thermische Verhalten des Gebäudes hinreichend ab.

Auf diesen Grundlagen wurde das energetische Konzept entwickelt und realisiert. Dabei diente die Techniksimation der Ermittlung des Sollverhaltens des energetischen Versorgungssystems. Abweichende Witterungsbedingungen und einzelne Defekte beeinflussen das reale Laufverhalten der Komponenten zum Teil stark. Dadurch geben die GLT-Daten das Sollverhalten nicht genau wieder. Jedoch lassen sich abweichende Laufverhalten nachvollziehen, sodass die planmäßige Funktionsweise des Versorgungssystems in den charakteristischen Verläufen der GLT-Daten gut zu erkennen ist.

Dem untersuchten Zeitraum liegen Daten aus dem ersten Jahr der Inbetriebnahme des Systems zugrunde. Gerade zu Anfang treten zufällige Messfehler häufiger auf und Datenreihen sind noch unvollständig. Ein Vergleich zwischen simulierten und gemessenen Daten ist deshalb in entsprechenden Fällen nur unter Vorbehalt möglich. Systematische Fehler sind schwerer zu identifizieren und sorgen für eine gewisse Ungenauigkeit der GLT-Daten. Die Abweichungen bei der Gegenüberstellung mit der Simulation sind deshalb mit einer gewissen Toleranz zu bewerten.

Die Untersuchungen in dieser Arbeit zeigen und belegen, dass die TRNSYS-Simulation ein gut geeignetes Werkzeug ist, um den energetischen Bedarf des Gebäudes zu ermitteln und das Laufverhalten des energetischen Versorgungssystems abzubilden. Die Simulationsergebnisse gründen auf objektiven thermodynamischen Berechnungen. Diese stützen sich auf Inputs und Abhängigkeiten, welche der Nutzer zu Grunde legt. Die Möglichkeiten in der Parametrierung sind dabei fast grenzenlos. Der Benutzer muss dabei jedoch sicherstellen, dass die Plausibilität der Parameter gegeben ist.

Dies bildet gleichzeitig die Grenze der Simulationsrechnung. Eine Simulation bildet genau das Ergebnis für die nutzerseitige Parametrierung ab. Für jede Änderung der Gegebenheiten muss die Simulation angepasst werden, um passende Ergebnisse zu liefern.

Daraus ergibt sich wiederum die Möglichkeit, die Ausgaben einer Simulation als Grundlage für eine Darauffolgende zu nutzen. Diese iterative Arbeitsweise führt zu wertvollen Erkenntnissen über das abgebildete System. Erst die Ergebnisse mehrerer Simulationen auf unterschiedlichen Grundlagen offenbaren Einflussfaktoren und Sensibilitäten. Es liegt am Benutzer diese zu erkennen und zu interpretieren.

## 8 Literaturverzeichnis

**BMWi, Bundesministerium für Wirtschaft und Energie.** Energiedaten - Energiegewinnung und Energieverbrauch; 21.10.2014. [Online] download unter:  
<http://www.bmwi.de/DE/Themen/Energie/Energiedaten-und-analysen/Energiedaten/energiegewinnung-energieverbrauch.html>.

**Christoffer, Jürgen, Deutschländer, Thomas und Weber, Monika. 2004.** *Testreferenzjahre von Deutschland für mittlere und extreme Witterungsverhältnisse TRY*. Offenbach a. M. : Selbstverlag des Deutschen Wetterdienstes, 2004.

**DWD, Deutscher Wetterdienst.** WESTE-XL; 3.12.2014. [Online]  
[https://kunden.dwd.de/weste/xl\\_login.jsp](https://kunden.dwd.de/weste/xl_login.jsp).

**Öko-Institut. 2013.** *Politiksznarien für den Klimaschutz VI - Treibhausgasemissionsszenarien bis zum Jahr 2030*. Dessau-Roßlau : Umweltbundesamt, 2013.

**UBA.** Ziele der Energiewende; 23.10.2014. [Online]  
<http://www.umweltbundesamt.de/daten/energiebereitstellung-verbrauch/ziele-der-energiewende>.

**VDI. 2013.** *Richtlinie 3807 Blatt 1*. Deutschland, Juni 2013.

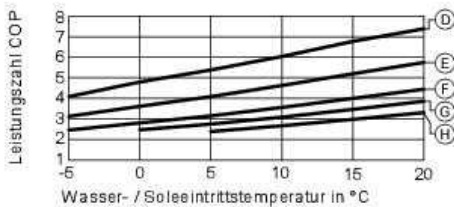
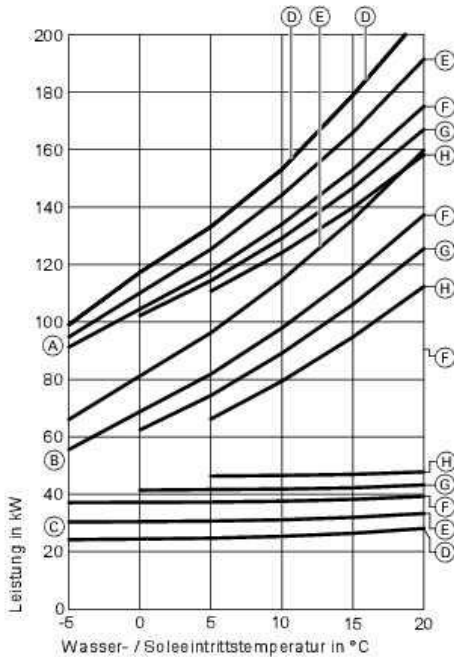
—. **2006.** *VDI Wärmeatlas 10. Auflage*. Heidelberg : Springer, 2006.

## 9 Anhang

### 9.1 Datenblatt Vitocal 300-G Pro Typ BW 302.A120

#### Vitocal 300-G Pro, Typ BW 301.A090 bis BW 302.A250 (Fortsetzung)

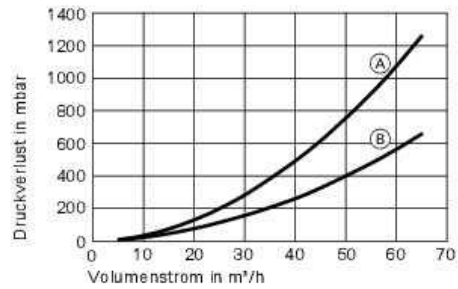
Typ BW 302.A120



- (A) Heizleistung
- (B) Kälteleistung
- (C) Elektrische Leistungsaufnahme
- (D)  $T_{HV} = 35\text{ °C}$
- (E)  $T_{HV} = 45\text{ °C}$
- (F)  $T_{HV} = 55\text{ °C}$
- (G)  $T_{HV} = 60\text{ °C}$
- (H)  $T_{HV} = 65\text{ °C}$
- $T_{HV}$  Vorlauftemperatur Heizkreis

#### Hinweis

- Die Daten für COP wurden in Anlehnung an EN 14511 ermittelt.
- Leistungsdaten gelten für neue Geräte mit sauberen Plattenwärmtauschern.



- (A) Sekundärkreis
- (B) Primärkreis

#### Leistungsdaten

Betriebspunkt	W B	°C °C	35				
			-5	0	5	10	15
Heizleistung		kW	99,0	117,2	133,1	153,0	178,9
Kälteleistung		kW	75,8	93,8	109,4	129,0	153,6
Elektr. Leistungsaufnahme		kW	24,19	24,40	24,70	25,33	26,40
Leistungszahl $\epsilon$ (COP)			4,09	4,80	4,80	6,04	6,78

Betriebspunkt	W B	°C °C	45				
			-5	0	5	10	15
Heizleistung		kW	94,8	110,1	125,3	144,1	165,9
Kälteleistung		kW	66	81,2	96,2	114,6	135,6
Elektr. Leistungsaufnahme		kW	30,32	30,45	30,66	31,10	31,92
Leistungszahl $\epsilon$ (COP)			3,13	3,62	4,09	4,63	5,20

Betriebspunkt	W B	°C °C	55				
			-5	0	5	10	15
Heizleistung		kW	91,2	104,5	117,6	133,9	152,9
Kälteleistung		kW	55,6	68,8	81,8	97,8	116,2
Elektr. Leistungsaufnahme		kW	37,11	37,19	37,29	37,58	38,19
Leistungszahl $\epsilon$ (COP)			2,46	2,81	3,15	3,56	4,00

Betriebspunkt	W B	°C °C	60				
			-5	0	5	10	15
Heizleistung		kW		102,2	114,4	129,1	146,5
Kälteleistung		kW		62,4	74,4	89	106
Elektr. Leistungsaufnahme		kW	nicht möglich	41,41	41,62	41,82	42,23
Leistungszahl $\epsilon$ (COP)				2,47	2,75	3,09	3,47

5811 548

VITOCAL

VIEBEMANN 13

## 9.2 Datenblatt Kaltwassersatz Aquaciat 2 Evolution 180 V



### Kaltwassersätze Wärmepumpen

#### TECHNISCHE DATEN – NUR KÜHLBETRIEB



Aquaciat LD - LDC - LDH		80V	90V	100V	120V	150V	180V	200V	240V	300V
<b>Netto-Kälteleistung (1)</b>	<b>kW</b>	<b>20,50</b>	<b>23,37</b>	<b>27,28</b>	<b>30,43</b>	<b>38,24</b>	<b>46,18</b>	<b>53,20</b>	<b>60,10</b>	<b>75,73</b>
Netto-Leistungsaufnahme	kW	6,73	7,73	8,74	10,10	13,88	14,77	17,74	20,44	28,07
Netto-EER-Wert (2)		3,04	3,02	3,12	3,01	2,75	3,12	2,99	2,93	2,69
Netto-Energieeffizienz bei Teillast ESEER LN		3,68	3,66	3,78	3,63	3,18	4,26	4,28	4,10	4,01
Netto-Energieeffizienz bei Teillast ESEER HP		3,62	3,63	3,81	3,69	3,29	4,36	4,31	4,01	4,01
Lw / Lp (3) (Hochleistungsausführung - HP)	dB(A)	75/43		77/45		78/46	79/47		84/52	87/55
Lw / Lp (3) (Ausführung Low Noise - LN)	dB(A)	71/39		73/41		75/43	77/45	76/44	80/48	81/49
<b>Verdichter</b>		SCROLL hermetisch 2900/min								
Anlaufmodus		Direkt, in Reihe, in Kaskadenschaltung								
Anzahl		1				2				
Leistungsregelung	%	100-0				100-50-0				
Ölorte für Kältekreis		Polyester POE 3MAF (32cst)								
Ölmenge	l	2,50	3,25	3,25	3,25	4,14	6,50	6,50	6,50	8,30
<b>Anz. Kältekreisläufe</b>		1								
Kältemittel (GWP)		R410A (GWP = 2088)								
Kältemittelfüllung	kg	3,7	3,9	5,5	5,5	5,2	10,0	10,5	10,2	11,0
Tonne Kohlendioxidäquivalent	TCO <sub>2</sub> Eq	7,72	8,14	11,48	11,48	10,85	20,88	21,92	21,29	22,96
<b>Stromversorgung</b>	Ph/Hz/V	3~50 Hz 400 V (+10 % / -10 %) + Erde								
Geräteschutzklasse		IP 44								
Spannung Steuerkreis	Ph/Hz/V	1~50 Hz 230V (+10 %/-10 %) - Transformator montiert								
<b>Verdampfer</b>		Gefötte(r) Plattenwärmetauscher								
Wasserinhalt	l	1,78	1,78	2,22	2,22	3,11	3,55	4,22	4,77	7,71
Kaltwasseraustritt min. / max.	°C	-12 / +18								
Min. Wasserdurchsatz	m <sup>3</sup> /h	2,4	2,7	3,1	3,5	4,4	5,4	6,1	6,9	8,8
Max. Wasserdurchsatz	m <sup>3</sup> /h	7,2	8,3	9,6	10,8	13,4	16,2	18,7	21,3	26,3
Wasseranschlüsse	Ø	G 1"1/4 Außengewinde		G 1"1/2 Außengewinde			G 2" Außengewinde			
Max. wasserseitiger Druck	bar	LD 10 Bar / LDC-LDH 4 Bar								
<b>Luftgekühlter Verflüssiger</b>		Rippenrohrwärmetauscher								
Ventilator Ø	mm	800								
Anz x Motorleistung Hochleistungsausführung - HP	Anz. x kW	1x0,8	1x0,8	1x0,8	1x0,8	1x0,8	1x0,8	1x0,8	1x1,6	1x1,6
Anz. x Motorleistung Ausführung Low noise - LN	Anz. x kW	1x0,5	1x0,5	1x0,5	1x0,5	1x0,5	1x0,5	1x0,5	1x1,1	1x1,1
Luftdurchsatz Hochleistungsausführung - HP	m <sup>3</sup> /h	15500	15500	16100	16100	16100	16200	16200	21700	21700
Luftdurchsatz Low Noise - LN	m <sup>3</sup> /h	12300	12300	13100	13100	13100	13200	13200	17600	17600
Min. Wasservolumen(ILD - ILDC)	l	114	130	155	173	229	131	149	173	209
Fassungsvermögen Speicher, Modell H	l	100			150			200		
Ausdehnungsgefäß C & H	l	6			18					
Standardpumpe	Nr.	44	44	44	44	45	40	40	40	41
Höhe ohne Füße	mm	1170			1393			1743		
Länge Standardausführung	mm	1995			1995			1995		
Länge Ausführung C	mm	1995			1995			1995		
Länge Ausführung H	mm	1995			1995			2676		
Tiefe	mm	1055			1055			1055		
Leergewicht Standardausführung	kg	347	350	365	367	449	569	575	581	711
Leergewicht Ausführung C	kg	365	368	383	385	467	616	619	625	756
Leergewicht Ausführung H	kg	390	393	407	409	492	813	816	822	953
Lagerungstemperatur	°C	+ 50 °C								

(1) Leistungen in der HOCHLEISTUNGS-AUSFÜHRUNG basieren auf: Nettobedingungen KÜHLBETRIEB: +12 °C / +7 °C Lufteintrittstemperatur Verflüssiger +35 °C Bedingungen nach der Norm EN14511-2013 EUROVENT

(2) EER-Nettwert (ohne Pumpe)

(3) Lw: Gesamtleistung entsprechend der Norm ISO 3744

Lp: Gesamtschalldruckpegel in 10 m Entfernung und im freien Feld berechnet nach der Formel  $L_p = L_w - 10 \log S$

(4) Typ abhängig von Gerätebaugröße