

**Hochtemperatur-Wärmepumpen
zur industriellen Wärmebereitstellung
als Alternative zu fossil befeuerten Dampfkesseln**

Masterarbeit
zur Erlangung des akademischen Grades
Master of Science in Engineering

Fachhochschule Vorarlberg
Studiengang Master Nachhaltige Energiesysteme

Betreut von
DI (FH) Gerhard Huber

Vorgelegt von
Mathias Huber BSc.

Dornbirn, am 08.08.2022

Kurzreferat

„Hochtemperatur-Wärmepumpen zur industriellen Wärmebereitstellung als Alternative zu fossil befeuerten Dampfkesseln“

Industriebetriebe wie auch jene der Lebensmittelbranche sind zunehmend auf der Suche nach umweltfreundlichen Alternativen zur Wärmebereitstellung. Wo bislang Gas oder sogar Öl als Brennstoff verwendet wurde, gewinnen Wärmepumpen langsam an Akzeptanz. In dieser Arbeit wird gezeigt, wie eine Hochtemperaturwärmepumpe am Beispiel eines Schokoladenherstellers effizient betrieben werden kann. Zur Beschreibung der Ausgangslage wird zunächst der Wirkungsgrad des gegebenen Kesselhauseses berechnet, um anschließend die nötigen Lastprofile festzulegen. Nach der thermischen Modellierung möglicher Wärmequellen und einer gegebenen Wärmepumpe werden vier Jahressimulationen mit der Programmiersprache Python durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen zum einen, mit welchen Wirkungsgraden und Verdichterleistungen zu rechnen ist und zum anderen wie sich diese auf die betrachteten Wärmequellen auswirken. Die abschließende Wirtschaftlichkeitsberechnung beinhaltet die Analyse monatlicher Betriebskosten unter Berücksichtigung der angekündigten CO₂-Bepreisung, sowie die Amortisationsdauern der betrachteten Szenarien. Die Sensitivitätsanalyse der Amortisationsdauer zeigt außerdem, in welchem Verhältnis sich Strom- und Gaspreis entwickeln dürfen, damit eine Wärmepumpe dieser Art wirtschaftlich konkurrieren kann. Die Ergebnisse der Simulationen zeigen darüber hinaus welche Reduktion der CO₂-Emissionen bezogen auf die Prozesswärmebereitstellung möglich ist.

Abstract

„Hightemperature-Heatpumps for Industrial Application as an Alternative to Fossil-Fuelled Steam-boilers“

Industrial enterprises, such as those in the food sector, are increasingly searching for ecological alternatives supply their process heat. In places where gas or even oil have been used, heat pumps gain credence. In this master thesis, it is show how high temperature heat pumps can be operated efficiently based on the example of a chocolate manufacturer. To describe the initial position, the efficiency of the boiler house is calculated. This is needed to compute the load profiles of the plant. After the thermal modelling of possible heat sources and a given heat pump, four simulations are carried out, with the programming language Python. The results show the efficiency and the electric power needed by the heat pump, as well as the effect it has on the used heat sources. As a final point the profitability calculations include monthly operating costs considering the announced CO₂-pricing, as well as the payoff time of the observed scenarios. Furthermore, the sensitivity analysis of the payoff time indicates, how electricity and gas prices are allowed to develop in order to keep the heat pump profitable. In addition, the results of the simulations show the possible reduction of CO₂-emissions related to the provision of process heat.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich die vorliegende Masterarbeit selbstständig und ohne Benutzung anderer, als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Stellen sind als solche kenntlich gemacht.

Die Arbeit wurde bisher weder in gleicher noch in ähnlicher Form einer anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch noch nicht veröffentlicht.

Dornbirn, am 11.09.2022

Unterschrift Verfasser

Inhalt

1	Einleitung	1
1.1	Stand der Forschung.....	3
1.2	Zielsetzung.....	4
2	Methodik	6
2.1	Ausgangslage des Industriebetriebes.....	7
2.1.1	Wirkungsgrad Kesselhaus.....	8
2.1.2	Auswirkungen eines neuen Economisers	10
2.1.3	Auswirkungen durch höheres Produktionsvolumen.....	10
2.2	Angestrebtes Ziel des Industriebetriebes	13
2.3	Wärmepumpe des Herstellers EQUANS	13
2.4	Jahressimulation.....	16
2.4.1	Wärmequelle Grundwasserbecken.....	16
2.4.2	Wärmequelle Prozesskälteanlage	20
2.4.3	Kombinierte Wärmequelle: Primäre Nutzung des Grundwasserbecken	22
2.4.4	Kombinierte Wärmequelle: Primäre Nutzung der Prozesskälteanlage.....	22
2.5	Wirtschaftlichkeitsberechnung	24
3	Ergebnisse	27
3.1	Ausgangslage des Industriebetriebes.....	27
3.1.1	Wirkungsgrad Kesselhaus.....	27
3.1.2	Lastprofile.....	28
3.1.3	Aufteilung des jährlichen Gasbedarfs	29
3.1.4	Auswirkungen eines neuen Economisers	30
3.1.5	Auswirkungen durch höheres Produktionsvolumen.....	30
3.2	Wärmepumpe des Herstellers EQUANS	33
3.3	Jahressimulation.....	35
3.3.1	Wärmequelle Grundwasser.....	35
3.3.2	Wärmequelle Prozesskälteanlage	37
3.3.3	Kombinierte Wärmequelle: Primäre Nutzung des Grundwasserbecken	38

3.3.4	Kombinierte Wärmequelle: Primäre Nutzung der Prozesskälteanlage.....	39
3.4	Wirtschaftlichkeitsberechnung	43
4	Diskussion und Ausblick.....	48
5	Literaturverzeichnis.....	51

1 Einleitung

In vielen Lebensmittelbetrieben ist aufgrund der hohen Bedarfe an Strom und Gas, die Reduktion ebendieser seit Jahrzehnten eine allgegenwärtige Aufgabe. So sind Funktion und Nutzen von Energiemanagementsystemen hinlänglich bekannt und der Begriff CO₂-Fußabdruck kein Fremdwort mehr. Der Einmarsch Russlands in die Ukraine hat die Debatte darüber neu entfacht, ob die Abhängigkeit zu fossilen Brennstoffen zu sehr in Kauf genommen wurde und setzt nun auch die letzten Industriebetriebe unter Druck, sich nach Alternativen umzusehen.

So setzt sich auch der Konzern Mondelēz International seit langem mit dieser Thematik auseinander. Mit der Unternehmensstrategie „Snacking Made Right“ bietet Mondelēz International [1] den richtigen Snack zur richtigen Zeit und auf die richtige Art und Weise hergestellt an. Denn was richtig für Konsument*innen ist, soll im Einklang mit dem stehen, was richtig für die Umwelt ist. Im Jahr 2021 ist Mondelēz einen entscheidenden Schritt weiter gegangen. Mit dem „Net-Zero“-Ziel hat sich der Konzern die ambitionierte Vorgabe gemacht, auf der gesamten Wertschöpfungskette bis 2050 eine CO₂-Neutralität zu erreichen. Dieses Ziel soll durch einen Stufenplan erreicht werden, der bis zum Jahr 2025 eine CO_{2eq}-Reduktion von 10 % gegenüber 2018 vorsieht. Nur was nicht gänzlich vermieden werden kann, soll mittels Zertifikate kompensiert werden. [1]

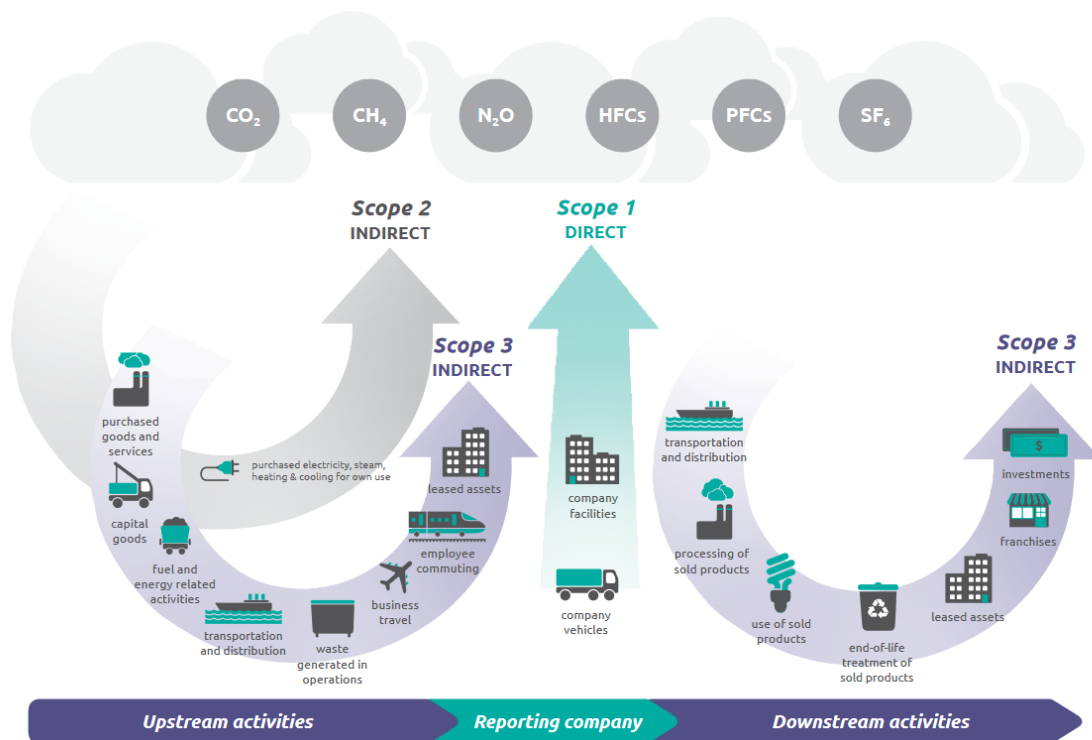


Abbildung 1: Zusammenfassung der Emissionen in der gesamte Wertschöpfungskette [2]

Wird der CO₂-Fußabdruck eines Unternehmens im Detail betrachtet, kann dieser in drei Teile unterteilt werden (siehe *Abbildung 1*). Scope 1 beinhaltet den Bereich der Unternehmensanlagen und -gebäude, sowie den Fuhrpark eines Unternehmens. Scope 2 betrachtet die indirekten Emissionen durch bezogene Energie in Form von Elektrizität, Dampf, sowie Fernwärme und -kälte am eigenen Standort. Weitaus größere Auswirkungen hat in den meisten Betrieben jedoch Scope 3. Obwohl dieser Bereich ungleich schwieriger ist, zu erfassen. Dazu zählen Rohstoffe und deren Transport,

genauso wie Geschäftsreisen, Arbeitswege der Mitarbeiter*innen sowie sämtliche nachgelagerten Aktivitäten bis hin zur Entsorgung eines Produktes am Ende der Lebensdauer. [2]

Bei Mondelēz International ist man sich seit vielen Jahren aller drei Scopes bewusst und hat umfangreiche Analysen und Berechnungen durchgeführt, um die gesamte Wertschöpfungskette abbilden zu können. Das Ergebnis: 1.527.318 Tonnen CO_{2eq} gehen pro Jahr zu Lasten von Scope 1 und 2. Dabei zeichnet sich in Scope 1 und 2 in den letzten Jahren eine sinkende Tendenz ab.

Zirka 23.000.000 Tonnen CO_{2eq} werden hingegen jährlich in Scope 3 emittiert. Dabei sind 71 % aller Emissionen auf die Rohwaren zurückzuführen (siehe *Abbildung 2*), wobei die Emissionen für den benötigten Kakao insgesamt 30,5 % ausmachen [1].

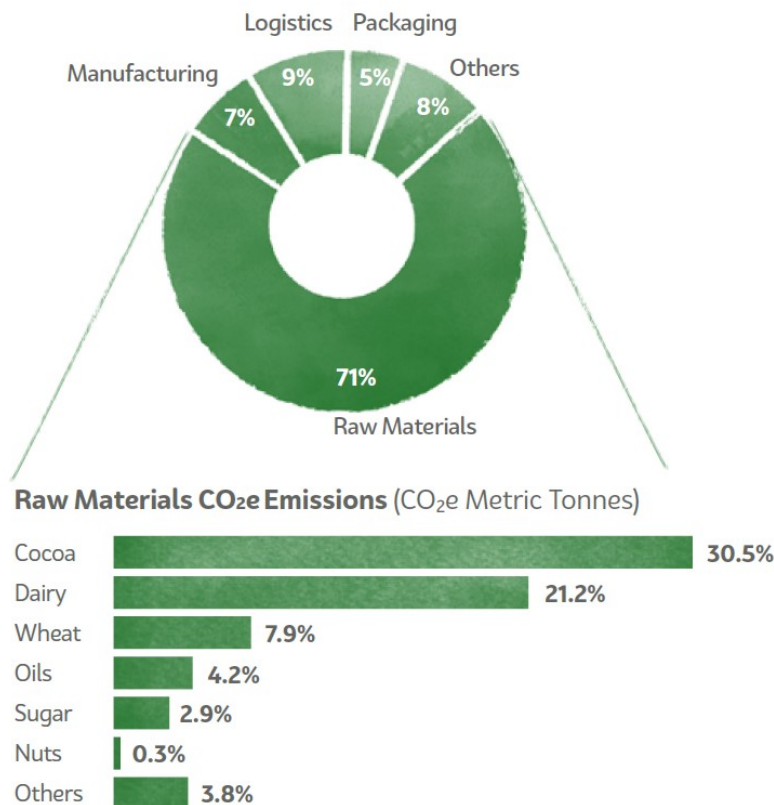


Abbildung 2: CO₂-Fußabdruck des Konzerns Mondelēz International, 2020 [1]

Heruntergebrochen auf den Produktionsstandort in Bludenz gibt es speziell in Scope 1 und 2 viel Potential – insbesondere bei der Wärmebereitstellung.

So ist der bestehende Großwasserraumkessel des Schokoladeproduzenten Mondelēz Production GmbH in Bludenz historisch bedingt stark überdimensioniert und daher ineffizient. 75 % des jährlich bezogenen Erdgases wird für den Dampfkessel benötigt und machte bis vor wenigen Jahren noch ca. $\frac{1}{3}$ des CO₂-Ausstoßes des Standortes aus. Das lag hauptsächlich am Strommix, der aber bereits deutlich verbessert wurde und ab Mitte dieses Jahres vollständig CO₂-neutral bezogen werden soll. Aus diesem Grund lag es auf der Hand, in gewissen Bereichen bereits frühzeitig eine Elektrifizierung zu planen, in denen bisher Erdgas als Energieträger verwendet wurde.

Es stellt sich also die Frage, welche Alternativen zum Dampfkessel geeignet sind. Ist eine Hochtemperatur-Wärmepumpe das geeignete Mittel, um die CO₂-Emissionen zu reduzieren, ohne ökonomische Nachteile mit sich zu bringen? Alternative Energieträger wie beispielsweise Biomasse sind

durch das beschränkte Platzangebot auf dem Firmengelände nicht möglich. Der benötigte Heizwärmebedarf liegt zum größten Teil auf den Temperaturniveaus von 65 °C und 90 °C. Ein kleiner Teil wird als Dampf mit einem Druck von 9 bar benötigt. Die tatsächliche Menge ist aufgrund fehlender Messeinrichtungen nicht direkt ablesbar und zunächst noch unbekannt.

Ein weiterer Punkt, der die Auswahl auf platzsparende Alternativen beschränkt, ist der ungünstige Standort des aktuellen Dampfkessels. Die gestiegenen Produktionsvolumen haben in den letzten Jahren gezeigt, dass unter anderem der Bereich der LKW-Be- und Entladung ein Flaschenhals darstellt. So führt das Kesselhaus mitten im Hof zu Komplikationen bei der Abfertigung. Ein Wegfall des oberirdischen Teils des Kesselhauses würde eine unschätzbare Entlastung im Bereich Logistik mit sich bringen.

1.1 Stand der Forschung

Die Thematik Hochtemperaturwärmepumpen (HTWP) auch zur Dampferzeugung zu nutzen ist in der Wissenschaft aktueller denn je. Arpagaus et al. [3] geht in der Literaturstudie auf den Stand der Technik, der Forschung und auf die Anwendungspotentiale in unterschiedlichen Branchen ein. Weiters werden in diesem Paper die am Markt erhältlichen HTWP im Detail beschrieben und Vor- und Nachteile diverser Kältemittel erläutert. Bei der Wahl des Kältemittels legt Arpagaus et al. [3] das Augenmerk auf die sogenannte F-Gas-Verordnung [4]. Denn ab 2030 dürfen, abgesehen von wenigen Ausnahmen, keine Kältemittel mit einem „Global Warming Potential“ (GWP) über 2.500 mehr verwendet werden. Dieser Grenzwert gilt für das Inverkehrbringen ortsfester Kälteanlagen allerdings schon seit dem 01.01.2020. Bei gewerblicher Verwendung von Kältemaschinen mit einer Nennleistung ab 40 kW ist für die Inverkehrbringung sogar ein GWP-Grenzwert von 150 definiert [4]. Drei der 19 von Arpagaus et al. [3] beschriebenen Industriewärmepumpen sind für eine genauere Analyse interessant. Nur sie erreichen die im industriellen Maßstab nötige Heizleistung bei gegebener Quellen- und Senktemperatur.

Dass die Verwendung von CO₂ als Kältemittel bei HTWP durchaus eine Option darstellt, beschreibt Talaba et al. [5]. In diesem Paper werden drei Wärmepumpenkreisläufe verglichen. Anhand der mathematischen Modelle wurde eine Simulation durchgeführt und unter anderem gezeigt, dass ein Temperaturhub von 60 K, bei einer Quelltemperatur von 30 °C möglich ist. In der Praxis wurde das bereits zehn Jahre zuvor durch den japanischen Hersteller Mayekawa eindrücklich bewiesen, wobei die mögliche Heizleistung nach wie vor mit 110 kW beschränkt ist [6]. Jedoch ist die Gegenüberstellung der unterschiedlichen Kreisläufe und die Modellierung der thermischen Systeme von Talaba et al. [5] von Interesse.

Die Ziele der EU zur Reduktion der Treibhausgasemissionen sind hinlänglich bekannt. Auch Dänemark verfolgt die Strategie gänzlich unabhängig von fossilen Brennstoffen zu werden und führt in der Industrie eine Elektrifizierung in großem Maßstab durch. Bühler et al. [7] vergleicht Elektrifizierungsmaßnahmen anhand des Beispiels einer Milchpulverproduktion in Dänemark. In diesem Beispiel werden Senktemperaturen von bis zu 210 °C gefordert. Neben den ökologischen Aspekten werden die betrachteten Szenarien auch ökonomisch verglichen und mit möglichen Entwicklungen der Energiepreise gegenübergestellt. Verglichen werden dabei vier Strategien zur Elektrifizierung der Wärmebereitstellung. Die Strategien beinhalten unter anderem ein zentrales Wärmepumpensystem und einen dezentralen Ansatz zur Wärmebereitstellung. Durch diese Gegenüberstellungen wird

gezeigt, dass der geringste Energieeinsatz am Beispiel des Milchpulverproduzenten durch zentrale Wärmepumpen erzielt werden könnte. Bühler et al. [7] stellte außerdem fest, dass elektrisch betriebene Dampfkessel zwar effizienter als die bisher mit Gas befeuerten Dampfkessel sind, in den vier Szenarien schneidet diese Variante aber mit der niedrigsten Effizienz ab. Zudem wird festgehalten, dass ein Einsatz von elektrischen Dampfkesseln mit den damals prognostizierten Energiepreisen in Dänemark und Deutschland auch auf lange Sicht nicht rentabel wären. Bei Szenarien mit Wärmepumpen wäre hingegen mit einem positiven Nettobarwert zu rechnen. Darüber hinaus würden, durch den hohen Energieverbrauch einer Milchpulverproduktion, Investitionskosten keine große Bedeutung zukommen. Die Rentabilität würde letztlich durch das Verhältnis zwischen Strom- und Gaspreis entschieden werden, so Bühler et al. [7].

1.2 Zielsetzung

Die Verbreitung von Hochtemperaturwärmepumpen (HTWP) ist in der Industrie derzeit noch überschaubar. Als Gründe für die kommerziellen Barrieren fasst Arpagaus et al. [3] unter anderem die Skepsis aufgrund mangelnder Erfahrung und die niedrigen Energiepreise für fossile Brennstoffe zusammen. Im vergangenen Jahr sind letztere jedoch stark gestiegen, was die Argumentation für eine HTWP in der Industrie nicht zuletzt durch die kommende CO₂-Bepreisung in Österreich einfacher macht. Das Angebot an HTWP im industriellen Maßstab ist, obwohl in den letzten Jahren stetig gestiegen, ebenfalls noch klein. Bühler et al. [7] weist darauf hin, dass eine Elektrifizierung in der Industrie aufgrund der Heterogenität des Sektors große Herausforderungen mit sich bringt. Daher seien mehr detaillierte Fallstudien nötig, um den fossilen Brennstoff Gas noch besser substituieren zu können. Denn Literatur- und Marktstudien zeigen bereits eindrücklich was bei Prototypen im Labormaßstab bis hin zur 20 MW Hochtemperaturwärmepumpe möglich ist.

Diese Masterarbeit soll zeigen, bis zu welchem Grad eine Wärmepumpe geeignet ist, um den Heizbedarf eines Unternehmens in der Lebensmittelindustrie zu decken. Denn für verschiedenste hygienische Anwendungen werden Temperaturniveaus > 100 °C benötigt, die in den meisten Fällen wie im Beispiel des Unternehmens Mondelēz Production GmbH mit einem Großwasserraumkessel bereitgestellt werden. Die Brenner werden dabei meist mit Gas oder Öl betrieben, wobei die Verwendung von letzterem durch die aktuell sehr unsichere Lage wieder häufiger zur Diskussion steht. Auch wenn Öl nur als Backup fungiert.

Zwar geben Hersteller wie die Bosch Industriekessel GmbH [8] bei modernen Kessel durch diverse Energierückgewinnungen Wirkungsgrade über 95 % an, jedoch machen auch dann die Emissionen, wie im Fall des Schokoladeherstellers, einen nicht unerheblichen Anteil der Gesamtemissionen aus. Darüber hinaus ist der bestehende Kessel wie eingangs erwähnt, nicht mehr neu. Der tatsächliche Wirkungsgrad war zunächst unbekannt und wurde auf unter 80 % geschätzt.

Im Zuge dieser Masterarbeit soll analysiert werden, wie eine HTWP in diesem Beispiel effizient betrieben werden kann. Die technische Umsetzbarkeit hängt dabei maßgeblich vom Temperaturniveau der Wärmequelle, der benötigten Vorlauftemperatur und des Kältemittels ab.

Bei einer ausführlichen Analyse der Ausgangslage wird zunächst aufgezeigt, wie typische Heizlastprofile des Unternehmens aussehen.

Darauf aufbauend, sollen verschiedene Wärmequellen mithilfe eines thermischen Modells einer Wärmepumpe durch eine Jahressimulation miteinander verglichen werden. Ziel ist es, folglich

Aussagen zur (Spitzen-) Lastabdeckung, den Energiekosten und den Emissionen unter Berücksichtigung des Strommix zu treffen.

Am Beispiel des Schokoladeherstellers bestehen einige harte Nebenbedingungen, die Alternativen zum Dampfkessel, abgesehen von einer Wärmepumpe, ausschließen. Die Frage, ob eine Wärmepumpe aber wirklich geeignet ist, um die CO₂-Emissionen maßgeblich zu reduzieren, ist noch offen. Darüber hinaus ist nicht klar, welche Art eines HTWP-Kreislaufs tatsächlich für die Anforderungen der Lebensmittelindustrie und im speziellen jene der Schokoladeherstellung am geeignetsten ist.

2 Methodik

Wie bereits in *Kapitel 1.2* beschrieben, sollen verschiedene Wärmequellen mithilfe eines thermischen Modells einer Wärmepumpe miteinander verglichen werden. Das geschieht mithilfe einer Jahressimulation basierend auf den erhobenen Daten des Jahres 2021. Sämtliche Berechnungen, wie auch die Jahressimulation, werden mit der Programmiersprache Python programmiert.

In diesem Kapitel wird zunächst beschrieben, wie die Ausgangslage des Unternehmens analysiert wird. Dazu zählt in einem ersten Schritt die Berechnung des Kesselhaus-Wirkungsgrades, der zur vollständigen Bestimmung der Lastprofile dient.

Anschließend wird eine dem Unternehmen angebotene Wärmepumpe und deren mögliche Betriebspunkte analysiert bevor darauf aufbauend auf die Methodik der Simulationen eingegangen wird. Sie sind unterteilt in die möglichen Wärmequellen des Unternehmens. Das ist zum einen ein Grundwasserbecken und zum anderen die Abwärme einer bestehenden Prozesskälteanlage.

In *Abbildung 3* ist die Vorgehensweise in diesem Kapitel schematisch darzustellen. Dieses Schema ist nicht detailgenau, soll aber der besseren Übersicht dienen. Auf die Details der Methodik wird in den nachfolgenden Unterkapiteln näher eingegangen.

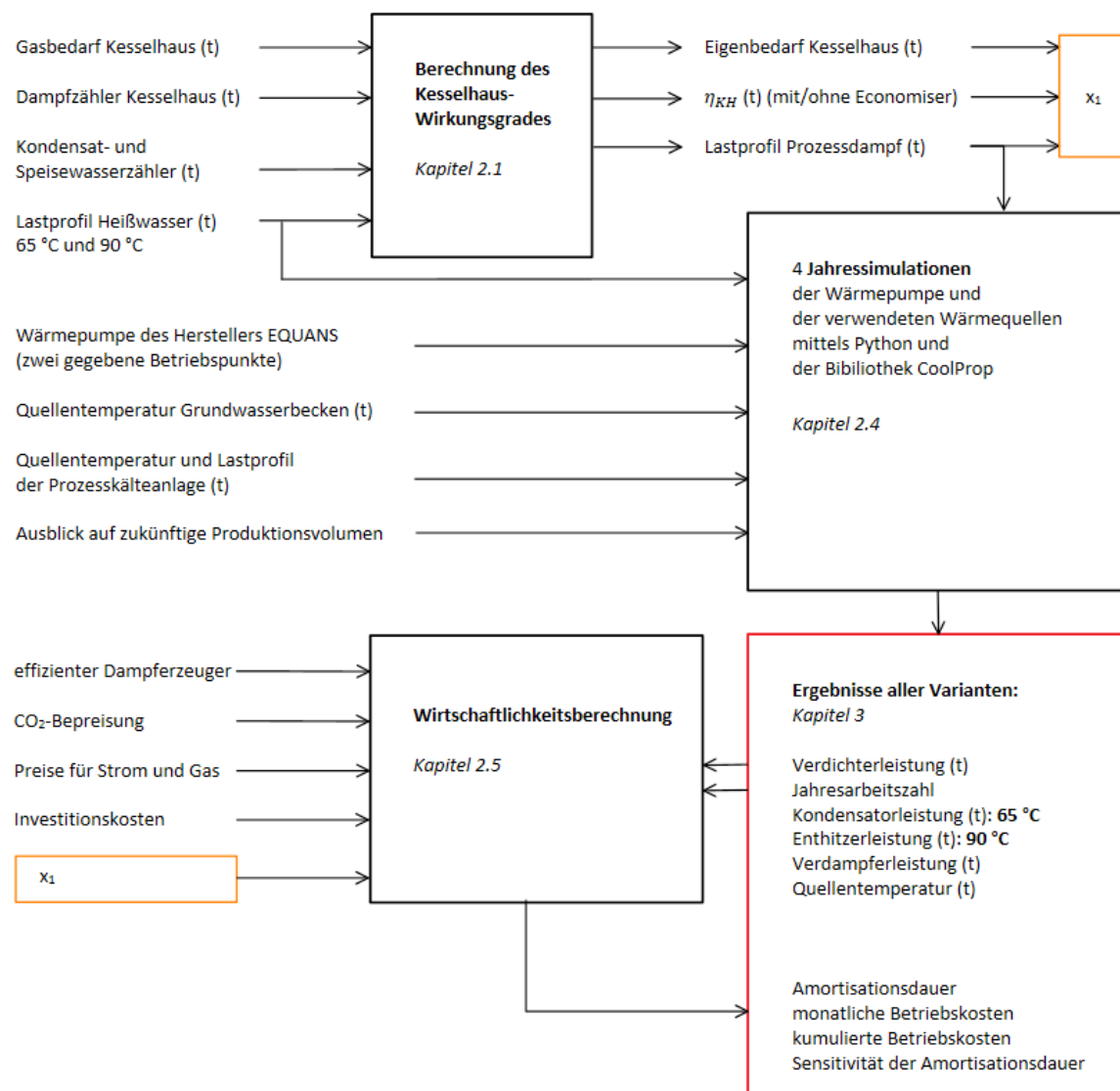


Abbildung 3: Schematische Darstellung der beschriebenen Methodik

2.1 Ausgangslage des Industriebetriebes

Das vereinfachte Heizsystem in *Abbildung 4* stellt die Ausgangslage des Unternehmens dar. Das bestehende Kesselhaus wird mit Gas versorgt und stellt damit Energie auf drei Temperaturniveaus zur Verfügung. Zum einen wird Heißwasser ($\dot{Q}_{\text{Heißwasser}}$) auf den Temperaturniveaus 65 °C und 90 °C benötigt. Zum anderen wird ein kleinerer Anteil der benötigten Energie in Form von Dampf bei 9 bar Druck bereitgestellt ($\dot{Q}_{\text{FD,V}}$).

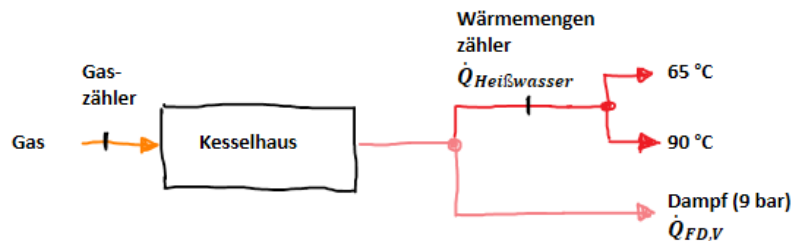


Abbildung 4: Ausgangslage des Unternehmens: Ist-Zustand des Heizsystems

Die bestehenden Messeinrichtungen sind ebenfalls in *Abbildung 4* eingezeichnet. Das ist einerseits die Messung des benötigten Gases und andererseits jene des gesamten Heißwasserbedarfs $\dot{Q}_{\text{Heißwasser}}$. Weitere Messeinrichtungen sind im Kesselhaus vorhanden. Die Menge des benötigten Dampfes und die Verluste des Kesselhauses sind unbekannt und müssen berechnet werden. Die Herangehensweise dieser Berechnung wird nachfolgend in Kapitel 2.1.1 erklärt.

Als Basis für sämtliche Untersuchungen werden die stündlichen Messwerte aus dem Betrachtungszeitraum vom 01.01.2021 bis 31.12.2021 herangezogen. In *Abbildung 5* sind die Aufzeichnungen des Heißwasserbedarfs und des Gasbedarfs dargestellt. Zur Berechnung des Gasbedarfs wird ein Brennwert von 11,29 kWh/Nm³ angenommen [9]. Die kurze Unterbrechung der Datenaufzeichnung Mitte Mai ist auf die jährliche Wartung des Dampfkessels und die zeitgleiche Wartung der Hochspannungsanlagen zurückzuführen.

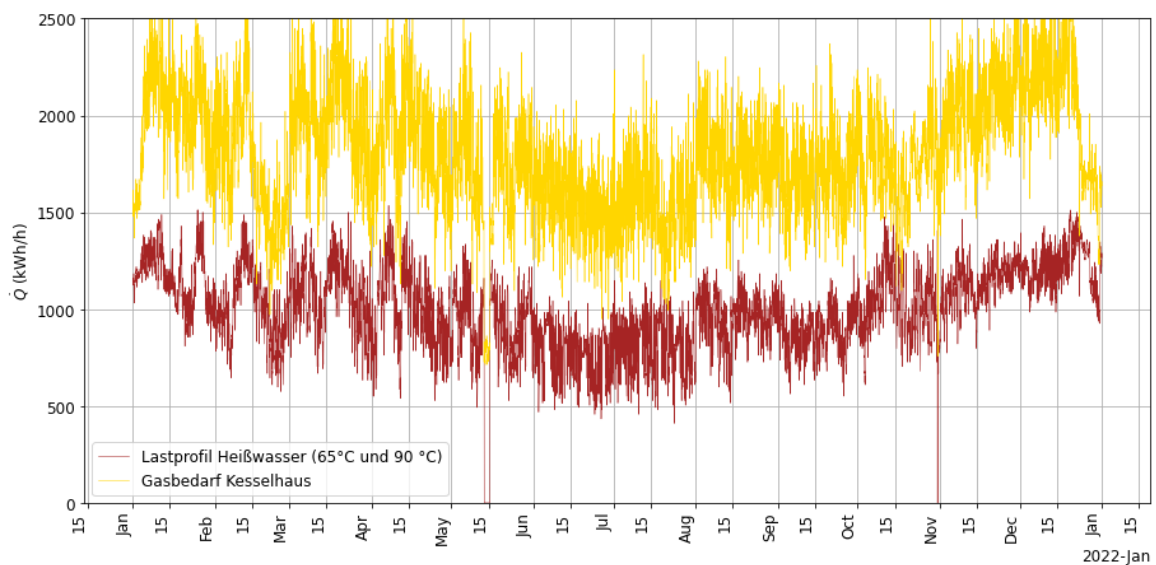


Abbildung 5: Lastprofil für Heißwasser und des Gasbedarfs des Kesselhauses

2.1.1 Wirkungsgrad Kesselhaus

Um später genauere Aussagen zur Wirtschaftlichkeit einer industriellen Wärmepumpe geben zu können, wird zunächst der Wirkungsgrad der aktuellen Wärmebereitstellung berechnet. Dabei wird nicht nur der Dampfkessel, sondern das gesamte Kesselhaus betrachtet.

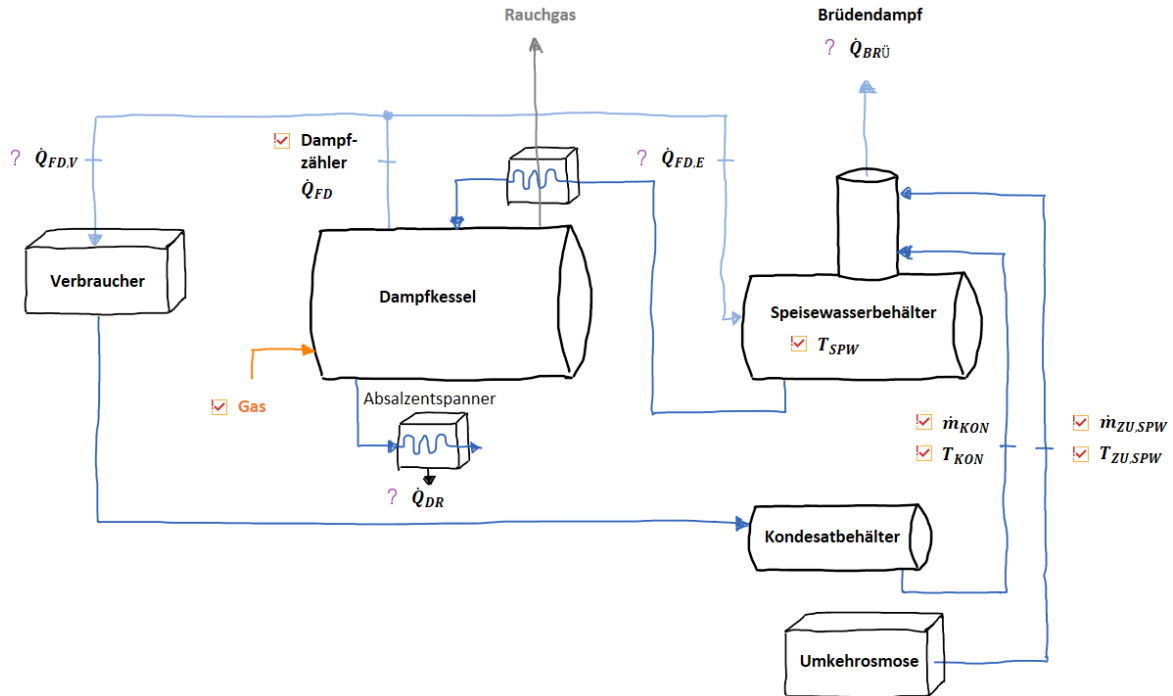


Abbildung 6: Schematische Darstellung des Kesselhauses

Die Schwierigkeit ergibt sich aus der gegebenen Platzierung der Messgeräte. Im Schema in *Abbildung 6* sind die bekannten Größen mit einem Hacken hervorgehoben. Jene Werte, die wiederum unbekannt sind, sind mit einem Fragezeichen markiert. Dampfseitig wird lediglich der Massenstrom, sowie Druck und Temperatur des Frischdampfs direkt am Ausgang des Dampfkessels aufgezeichnet. Damit lässt sich zwar die Leistung Q_{FD} bestimmen, nicht jedoch die Dampfmenge $Q_{FD,V}$ die den Verbrauchern des Unternehmens bereitgestellt wird. Allerdings werden zusätzlich die Volumenströme vom Kondensatbehälter (\dot{m}_{KON}) und von der Wasseraufbereitungsanlage in den Speisewasserkessel ($\dot{m}_{ZU,SPW}$) gemessen. Damit bestimmt werden kann, wie viel Dampf tatsächlich für die Verbraucher zur Verfügung steht, muss der Eigenbedarf des Kesselhauses bestimmt werden. Dieser ergibt sich zu

$$\dot{Q}_{FD,E} = \dot{Q}_{KON} + \dot{Q}_{ZU,SPW} + \dot{Q}_{BRÜ} - \dot{Q}_{DR}, \quad (1)$$

und setzt sich aus dem Wärmestrom zur Erwärmung des Kondensats (\dot{Q}_{KON}), sowie des Speisewassers ($\dot{Q}_{ZU,SPW}$) und aus den Verlusten durch den Brühdampf ($\dot{Q}_{BRÜ}$) zusammen. Außerdem kann mit \dot{Q}_{DR} die Wärmerückgewinnung aus einem möglichen Absalzentspanner berücksichtigt werden [10]. Diese ist im gegebenen Fall jedoch vernachlässigbar. Als Betrachtungszeitraum werden wieder stündliche Messwerte vom 01.01.2021 bis 31.12.2021 herangezogen.

Der Wärmestrom zur Erwärmung des Kondensats ergibt sich zu

$$\dot{Q}_{KON} = \dot{m}_{KON} * c_p * (T_{SPW} - T_{KON}). \quad (2)$$

Analog dazu ergibt

$$\dot{Q}_{ZU,SPW} = \dot{m}_{ZU,SPW} * c_p * (T_{SPW} - T_{ZU,SPW}) \quad (3)$$

jene Wärmemenge die zur Erwärmung des Speisewassers notwendig ist. Zur Berechnung der Verluste am Speisewasserbehälter durch den Brüdendampf gibt Sattler und Schibel [10] den Zusammenhang

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{BRÜ} &= \dot{m}_{D/B} * (h''_{BRÜ} - c_p * T_{SPW}) \\ &= \lambda_{B/m} * \left[\dot{m}_{FD} * \left(1 + \frac{A}{100} \right) \right] * (h''_{BRÜ} - c_p * T_{SPW}) \end{aligned} \quad (4)$$

an. Zur Bestimmung des Massenstroms $\dot{m}_{D/B}$ sind jedoch Annahmen zu treffen. Die Variable „A“ gibt die Absalzrate in % an und kann prinzipiell berechnet werden. Durch den Einsatz einer Umkehrosmose-Anlage kann für die Absalzrate aber ein Wert von < 1 % angenommen werden [10].

Die Speisewassertemperatur aus der Wasseraufbereitungsanlage hat das ganze Jahr über eine konstante Temperatur von 12 °C. Die Temperatur des Kondensats wird als konstant bei 78 °C angenommen.

Der Einheitenlose Faktor $\lambda_{B/m}$ dient der Ermittlung der Mindestbrüdendampfmenge. Er kann zwischen 0,005 und 0,01 angenommen werden, wobei höhere Werte für einen Kondensatrücklauf < 40 % angenommen werden können [10].

Aus den aufgezeichneten Messwerten ergeben sich die relativen Tagesmittelwerte des Kondensatrücklaufs in *Abbildung 7*. Die Leckagen werden im Unternehmen als sehr gering eingeschätzt. Jedoch gibt es einen Verbraucher in der Produktion, bei dem der benötigte Dampf stark verunreinigt wird und das Kondensat daher nicht mehr zurückgeleitet werden kann.

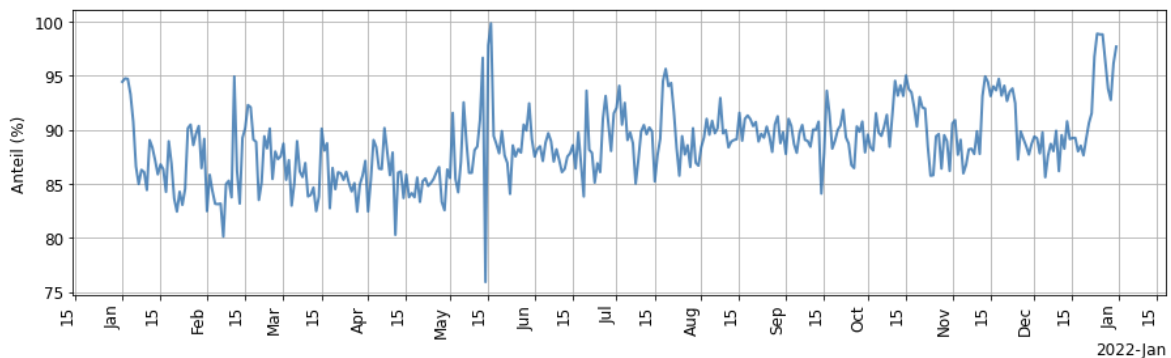


Abbildung 7: Prozentueller Kondensatrücklauf im Tagesmittel

Für die Berechnung der Brüdendampfverluste am Speisewasserkessel werden daher folgende Annahmen getroffen:

$$A = 1 \%$$

$$\lambda_{B/m} = 0,006 [-]$$

$$h''_{BRÜ} = 2.675.400 \text{ J/kg [10]}$$

Mit dem Ergebnis der Berechnung der Brühdampfverluste und den gemessenen Temperaturen des Speisewassers (12 °C) und des Kondensats (78 °C) kann der Frischdampf-Eigenbedarf ($\dot{Q}_{FD,E}$) des Kesselhauses bestimmt werden.

Der Wirkungsgrad des Kesselhauses berechnet sich abschließend durch

$$\eta_{KH} = \frac{\dot{Q}_{FD} - \dot{Q}_{FD,E}}{\dot{V}_{Erdgas} * H_{i,Erdgas}}. \quad (5)$$

Für das Marktgebiet Vorarlberg kann ein Brennwert ($H_{i,Erdgas}$) von 11,29 kWh/Nm³ angenommen werden [9].

2.1.2 Auswirkungen eines neuen Economisers

Noch bevor im Zuge dieser Masterarbeit Überlegungen zu einer alternativen Wärmebereitstellung angestellt wurden, wurde zur Verbesserung des Kesselwirkungsgrades der Austausch des defekten Economisers in Auftrag gegeben. Aufgrund einiger Verzögerungen konnte dieser erst im April 2022 ausgetauscht und in Betrieb genommen werden. Um abschätzen zu können, in welcher Größenordnung der neue Economiser den Wirkungsgrad beeinflusst, werden die Berechnungen aus *Kapitel 2.1.1* für den Zeitraum vom 11.04.22 bis 11.05.22 noch einmal durchgeführt. Das Ergebnis dient auch der späteren Wirtschaftlichkeitsberechnung.

2.1.3 Auswirkungen durch höheres Produktionsvolumen

Der zukünftige Energiebedarf eines Industriebetriebs hängt von vielen Faktoren ab. Einer der wichtigsten Faktoren ist meist das Produktionsvolumen. Es wird daher versucht die Auswirkungen eines höheren Produktionsvolumens auf die beschriebenen Lastprofile zu analysieren. Diese beeinflussen in weiterer Folge die nötige Dimensionierung der Wärmebereitstellung. So sehen die derzeitigen Werksziele ein kontinuierliches Wachstum des Produktionsvolumens in den nächsten 10 Jahren vor. Als Vorbereitung auf diese Masterarbeit, wurde in der Projektarbeit „Effiziente Systeme“ eine Extrapolation durchgeführt, um abschätzen zu können, in welcher Größenordnung sich zukünftige Bedarfe entwickeln können. In dieser Projektarbeit wurde versucht, den Strom- und Gasverbrauch des Betriebes anhand von Produktionsplänen vorherzusagen. Diese Machbarkeitsstudie hatte dabei zwei Ziele. Zum einen sollte gezeigt werden, mit welcher Genauigkeit eine Bedarfsvorhersage möglich ist, wenn das Verbrauchsniveau bis dahin noch nicht erreicht wurde. Zum anderen sollten damit die größten Einflussfaktoren des Gasbedarfs aufgezeigt werden. Dadurch wurde auch der Einfluss eines steigenden Produktionsvolumens analysiert. Im Datensatz (siehe Ausschnitt in *Abbildung 8*) sind zu den Messwerten für Strom, Gas und der Außentemperatur auch die Produktions- und Revisionsplanung für jede Produktionslinie enthalten. Durch binäre Werte ist vorgegeben, ob eine Linie zu einer bestimmten Stunde in Produktion bzw. Revision war.

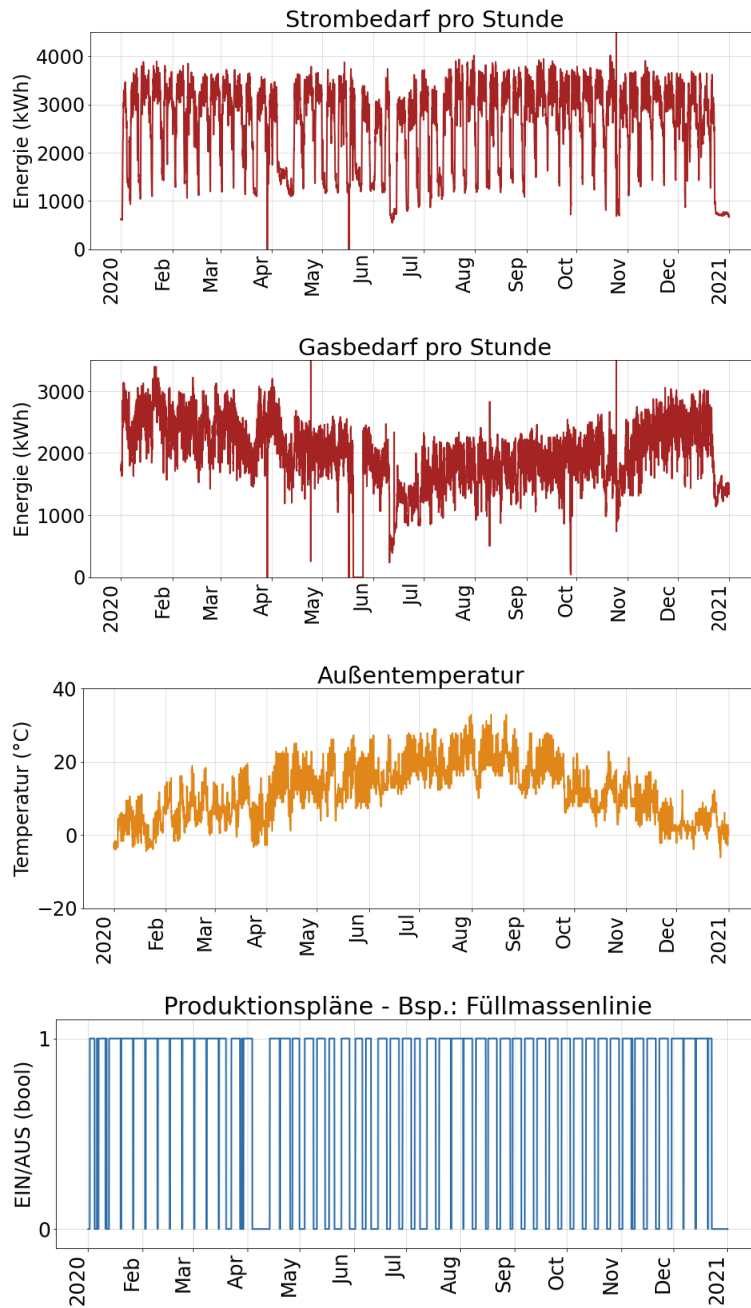


Abbildung 8: Ausschnitt aus dem Datensatz als Basis für die Vorhersage

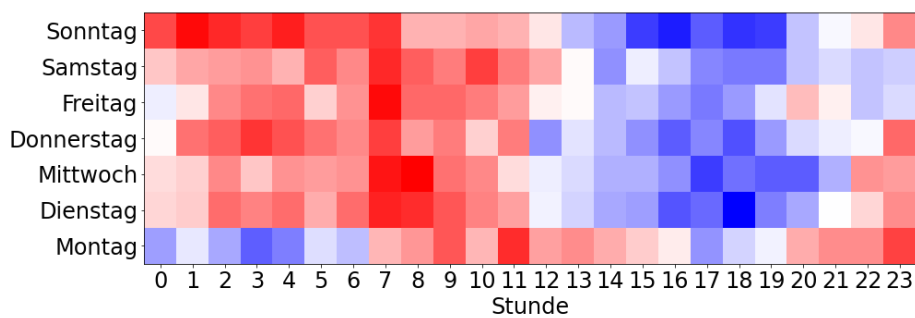


Abbildung 9: Gasbedarf verglichen zum Tagsmittelwert (rot: überdurchschn./ blau: unterdurchschn.)

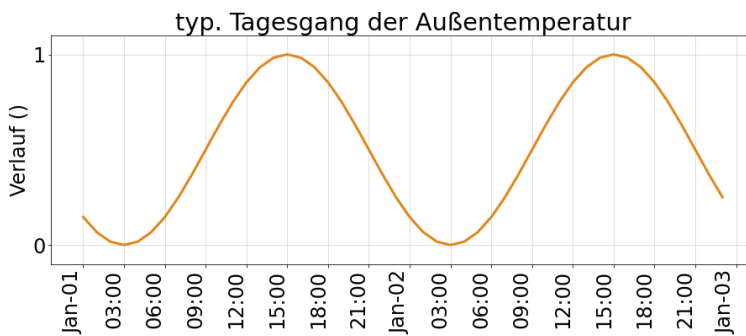


Abbildung 10: Zusätzliches Feature: typischer Tagesgang der Außentemperatur

Bei einer ersten Analyse der Verbrauchsdaten wurde bereits ein wiederkehrendes Muster erkannt. In *Abbildung 9* ist zu sehen, dass der Gasbedarf im Tagesverlauf vor dem Mittag tendenziell überdurchschnittlich hoch ist (rot hinterlegte Bereiche), das Tagesminimum jedoch in den frühen Abendstunden liegt. Dabei sind unterdurchschnittliche Werte blau hinterlegt. Dieses Muster könnte grundsätzlich dem Verlauf der Außentemperatur geschuldet sein. Ein möglicher zeitlicher Versatz resultiert aus der Trägheit des thermischen Systems.

Bevor mithilfe des Gradient Boosting Regressors aus der scikit-learn-Bibliothek [11] eine Vorhersage möglich war, mussten diverse trigonometrischen Funktionen als zusätzliche Features angegeben werden. Diese helfen die Zuverlässigkeit der Vorhersage zu erhöhen, weil der Algorithmus auf klar definierte Funktionen zurückgreifen kann. So wurden z. B. zwei einheitslose Sinusfunktionen als Hilfestellung erstellt, die den Temperaturverlauf eines Tages (siehe *Abbildung 10*) und eines Jahres abbilden sollen.

Sowohl für die Prognose des Strombedarfs als auch für jene des Gasbedarfs wurde der Algorithmus an den Daten des Jahres 2020 gelernt und das Jahr 2021 vorhergesagt. Anschließend wurden die Prognosen mit den tatsächlichen Messdaten validiert.

Allerdings stellte die Verfügbarkeit an Produktionsdaten Schwierigkeiten dar. So ist das tatsächliche Produktionsvolumen nur in monatlichen Werten verfügbar und konnte in der kleinen zeitlichen Auflösung der Projektarbeit nicht direkt verwendet werden. Die Produktionsauslastung konnte lediglich durch Veränderung der Schichtmodelle mehrerer Linien verändert werden. Eine genaue Vorgabe eines Produktionsvolumens war daher in der Projektarbeit nicht möglich. In dieser Masterarbeit sollen zu den bereits vorliegenden Ergebnissen der Projektarbeit, die Auswirkungen des Produktionsvolumens noch einmal aus einer anderen Richtung betrachtet werden.

In *Abbildung 11* sind dazu Aufzeichnungen des Gasbedarfs sowie das Produktionsvolumen im jeweiligen Monat dargestellt.

Aus diesem Verlauf sollen Zusammenhänge abgeleitet werden, die Aufschluss darüber geben, wie sich der Heizbedarf bei steigendem Produktionsvolumen ändert. Produktionsspitzen von ca. 8.500 t sind im Datensatz enthalten. Hier scheint eine gewisse Auslastungsgrenze der bestehenden Anlagen zu sein. Das heißt wiederum, dass eine Produktionserhöhung nur in den Monaten möglich ist, in denen bisher weniger produziert wurde. Das lässt die Annahme zu, dass sich damit ein Jahresproduktionsvolumen von bis zu $12 \cdot 8.500 \text{ t} = 102.000 \text{ t}$ erreichen ließe. Darüber hinaus müssten die bestehenden Anlagen vermutlich angepasst werden.

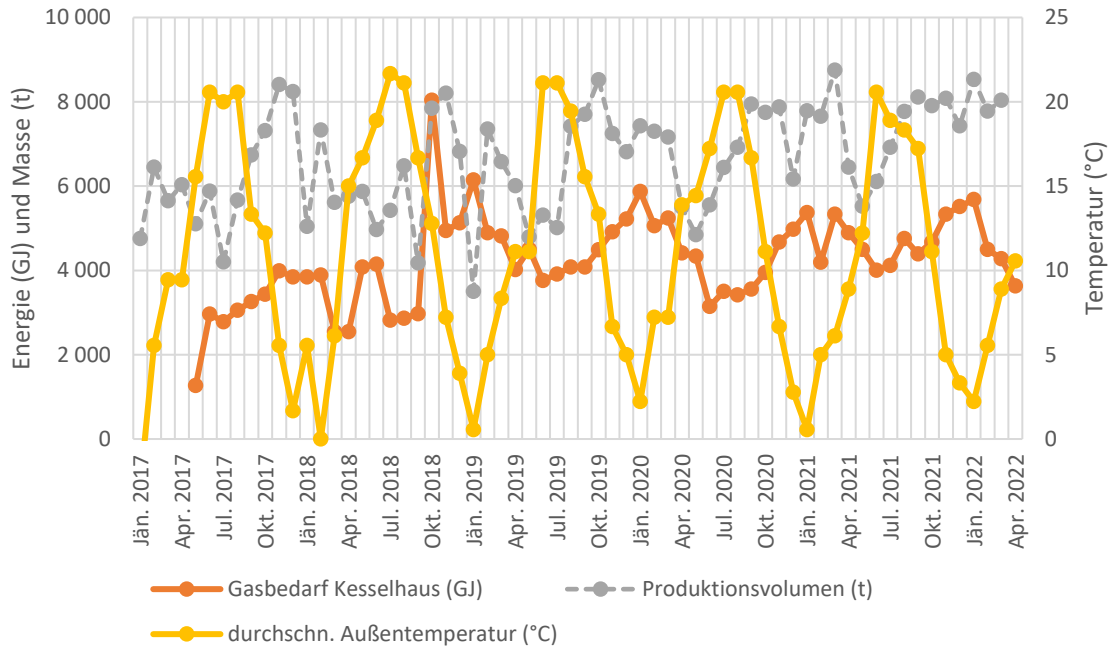


Abbildung 11: Monatlicher Gasbedarf des Kesselhauses verglichen mit dem Produktionsvolumen

2.2 Angestrebtes Ziel des Industriebetriebes

Schematisch dargestellt, zeigt sich das Ziel des Unternehmens wie folgt. Wie in *Abbildung 12* dargestellt, soll künftig eine Wärmepumpe den Heißwasserbedarf auf dem 65 °C-Temperaturniveau vollständig bereitstellen. Außerdem soll sie, soweit möglich, einen Teil der benötigten Energie auf einem Niveau von 90 °C zur Verfügung stellen. Nur was technisch nicht möglich ist, soll letztlich mit einem wesentlich kleineren Dampferzeuger bedient werden. Darunter fallen auch sämtliche Dampf-Verbraucher. Der Dampferzeuger wird in dieser Arbeit nicht behandelt. Vielmehr geht es um eine ausführliche Simulation möglicher Wärmepumpensysteme, für die beiden kleineren Temperaturniveaus.

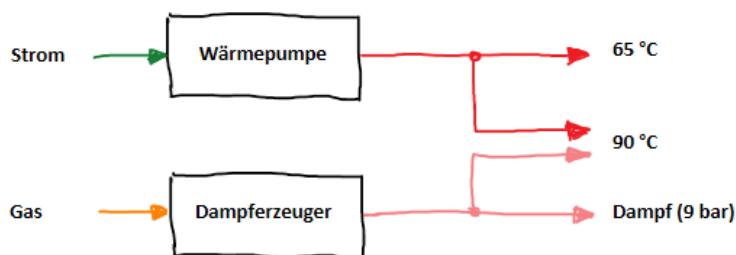


Abbildung 12: Angestrebtes Ziel des Unternehmens: Soll-Zustand des Heizsystems

2.3 Wärmepumpe des Herstellers EQUANS

Gegeben ist eine Wärmepumpe der Firma EQUANS (siehe Schema in *Abbildung 13*). Sie soll aus Gründen der Ausfallsicherheit zwei parallele Verdichter besitzen. Außerdem bietet ein Enthitzer die Möglichkeit einen Teil der bereitgestellten Heizleistung auf einem Temperaturniveau von bis zu 95 °C bereitzustellen. Aufgrund der gegebenen Anforderungen an die Wärmepumpe wurden die meisten natürlichen Kältemittel vorab vom Hersteller ausgeschlossen.

Inzwischen bieten zwar gleich mehrere Hersteller Großwärmepumpen mit CO_2 (R744) an, allerdings müssen die Kompressoren für ca. 120 bar ausgelegt werden [3]. Darüber hinaus sind für Heizleistungen um 1 MW gleich mehrere Verdichter notwendig, die die Kosten einer derartigen Wärmepumpe zusätzlich in die Höhe treiben. Kohlenwasserstoffe wie n-Butan (R600), Isobutan (R600a) oder auch Pentan (R601) schließt Arpagaus et. al. [3] aufgrund der hohen Entzündlichkeit in Verbindung mit derart großen Füllmengen ebenfalls aus. Wärmepumpen mit anderen von Arpagaus et. al. [3] beschriebenen alternativen Kältemitteln wie R1336mzz(Z), R1233zd(E) oder R1234ze(Z) sind nach wie vor nur eingeschränkt kommerziell erhältlich. Sie erreichen zwar Temperaturniveaus von bis zu 160 °C, niedrige Quellentemperaturen stellen jedoch ein Problem dar.

Aus diesen Gründen kristallisiert sich im industriellen Maßstab und speziell am Beispiel des Schokoladenherstellers zurzeit nur Ammoniak (R717 bzw. NH_3) als zuverlässiges Kältemittel heraus. So ist Ammoniak auch bei der gegebenen Wärmepumpe geplant. Zur weiteren Analyse sind zwei Betriebspunkte gegeben. Die entsprechenden Temperaturen am Kondensator und am Verdampfer sind in *Tabelle 1* aufgelistet. Die Nummerierungen der Zustände beziehen sich auf das Schema in *Abbildung 13*. Der „Coefficient of Performance“ (COP), sowie Leistung der Verdichter und die zu- und abgeführte Heizleistung sind in *Tabelle 2* zusammengefasst.

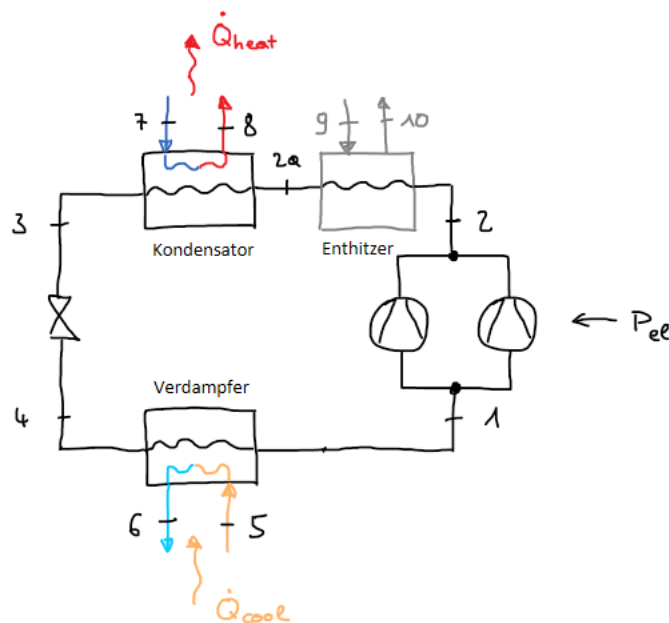


Abbildung 13: Schema - EQUANS Wärmepumpe (Kältemittel: R 717)

Tabelle 1: EQUANS-Wärmepumpe: Zustände der gegebenen Betriebspunkte

	Zustand 5	Zustand 6	Zustand 7	Zustand 8
Betriebspunkt 1	38 °C	32 °C	50 °C	65 °C
Betriebspunkt 2	17 °C	11 °C	50 °C	65 °C

Tabelle 2: EQUANS-Wärmepumpe: gegebene Leistungen in den Betriebspunkten

	COP	\dot{Q}_{heat}	\dot{Q}_{cool}	P_{el}
Betriebspunkt 1	6,43	1.390,6 kW	1.189,2 kW	216,33 kW
Betriebspunkt 2	3,82	715,6 kW	541,4 kW	187,11 kW

Im Betriebspunkt 1 könnten bis zu 145 kW bei 95 °C am Enthitzer abgegeben werden. Diese Leistung stünde in diesem Fall aber am Kondensator nicht mehr zur Verfügung, dessen Heizleistung bei voller Auslastung des Enthitzers mit $\dot{Q}_{heat} \leq 1.245,6 \text{ kW}$ begrenzt wäre. Umgekehrt ist der Kondensator aber in der Lage die gesamte angegebene Heizleistung abzuführen, wenn am Enthitzer kein Bedarf besteht. Die elektrische Verdichterleistung entspricht der Gesamtleistung beider Verdichter. Eine Leistungsregelung ist dabei in einem Bereich von 25-100 % möglich. Wobei die maximale Verdichterleistung mit $P_{el,max} = 230 \text{ kW}$ gegeben ist. Größere Verdichter mit Leistungen bis zu 1 MW sind laut Hersteller umsetzbar.

Auf Basis der gegebenen Eckdaten wird mit einigen Annahmen (siehe *Tabelle 3*) ein log-ph-Diagramm mit den Zustandsänderungen erstellt. Zur Bestimmung der Zustände wird die von Bell et. al [12] entwickelte Programmbibliothek CoolProp verwendet.

Tabelle 3: Getroffene Annahmen zur Bestimmung der Zustandsänderungen im Kältemittelkreislauf

Variable	Wert	Beschreibung
p ₆	2 bar	
p ₈	2 bar	Für die Bestimmung der Wasserdichte und folglich des Massenstromes wird ein Systemdruck von 2 bar angenommen.
p ₁₀	2 bar	
x ₁	1	Verdampfer: keine Überhitzung
x ₃	0	Kondensator: keine Unterkühlung
T ₆	T ₅ - 6 °C	konstante Temperaturdifferenz am Verdampfer
T ₁	T ₆ - 2 °C	Grädigkeit
T ₃	T ₈ - 2 °C	
T _{2a}	> T ₉ + 10 °C	bei Betrieb des Enthitzers um Wärmeübergang am Kondensator zu gewährleisten
h ₄	h ₃	isenthalpes Expansionsventil
\dot{W}_c	P _{el}	keine Verluste zwischen Elektromotor und Verdichter

2.4 Jahressimulation

Aus den gegebenen Betriebspunkten des Wärmepumpen-Herstellers wird ein digitaler Zwilling erstellt. Dabei ergibt sich der COP stets aus dem Druckniveau am Verdampfer (siehe *Abbildung 13*). Dieses ist wiederum abhängig von der Temperatur T_5 , jener Temperatur, die das Wasser von der entsprechenden Wärmequelle hat. Da die Temperatur und somit auch das Druckniveau am Kondensator konstant bleibt, haben diese keinen Einfluss auf den COP der Wärmepumpe. Für die Berechnung weiterer Betriebspunkte wird daher angenommen, dass sich der COP linear zwischen den bereits bekannten Betriebspunkten (BP) bewegt. Werden in die Geradengleichung

$$COP = \frac{COP_{BP1} - COP_{BP2}}{T_{5,BP1} - T_{5,BP2}} * T_5 + COP_{BP2} - T_{5,BP2} * \frac{COP_{BP1} - COP_{BP2}}{T_{5,BP1} - T_{5,BP2}} \quad (6)$$

die COP-Werte aus *Tabelle 2* und die entsprechenden Temperaturen $T_{5,BP1}$ und $T_{5,BP2}$ aus *Tabelle 1* sowie die aktuelle Temperatur T_5 eingesetzt, ergibt sich daraus der COP am aktuellen Betriebspunkt. Auf diese Weise können sämtliche Zustände der Wärmepumpe entsprechend der aktuellen Heizlast sowie der Quelltemperatur berechnet werden.

Als mögliche Quellen wurde zum einen ein Grundwasserbecken und zum anderen eine bestehende Prozesskälteanlage identifiziert. Die Simulation der Wärmepumpe auf Basis dieser Quellen wird nachfolgend beschrieben.

Die Kondensatorleistung (\dot{Q}_{heat}) entspricht prinzipiell jener Leistung, die im Jahr 2021 vom Heißwassersystem bezogen wurde. Allerdings wurde aufgrund von Energieeffizienzmaßnahmen Anfang des Jahres 2022 der 90 °C-Heizstrang (siehe *Abbildung 4*) derart umgebaut, dass jene Verbraucher die tatsächlich dieses hohe Temperaturniveau brauchen im Moment mit Dampf versorgt werden. Diese Maßnahme war aufgrund der großen Verluste im Heizsystem notwendig. Alle anderen Verbraucher in diesem Heizkreis können seither ebenfalls mit 65 °C betrieben werden. Durch diesen Umstand lassen aktuelle Messergebnisse die Annahme zu, in der Simulation von einer konstanten Reduktion von 150 kW Heizleistung auszugehen, welche rein auf Verluste zurückzuführen sind. Langfristig sollen die Verbraucher des 90 °C-Strangs aber zumindest teilweise über eine Wärmepumpe versorgt werden. Da für den Betrachtungszeitraum 2021 keine Messwerte für den 90 °C-Strang verfügbar sind und die Heizleistung nach neunen Erkenntnissen binnen weniger Sekunden zwischen 25 und 200 kW schwankt, wird für die Simulation vereinfacht eine konstante mittlere Heizleistung von $\dot{Q}_{90^\circ C} = 80 \text{ kW}$ angenommen. Aufgrund der kurzfristigen Schwankungen könnte zukünftig eine Speicherlösung in Betracht gezogen werden, die die Heizleistung auf einem konstanten Niveau hält. So gilt für die Simulation

$$\dot{Q}_{heat} = \dot{Q}_{\text{Heißwasser}} - \dot{Q}_{90^\circ C} - 150 \text{ kW}. \quad (7)$$

2.4.1 Wärmequelle Grundwasserbecken

Das Grundwasserbecken des Unternehmens wird ausschließlich für Kühlzwecke verwendet. Ein Schema dieses Beckens ist in *Abbildung 14* abgebildet. Die Funktionsweise ist denkbar einfach. Erwärmtes Grundwasser, das für Kühlzwecke bereits verwendet wurde, wird in das Becken mit einem Volumen von 330 m³ geleitet. Weitere Verbraucher beziehen dieses Kühlwasser ebenfalls zur Kühlung und leiten es anschließend wieder zurück. Der Füllstand wird durch eine frequenzgeregelt

Pumpe, die das überschüssige Kühlwasser zur Versickerung pumpt, konstant gehalten. Aufgrund von unregelmäßigen Strömungen im Becken ist keine Schichtung gegeben.

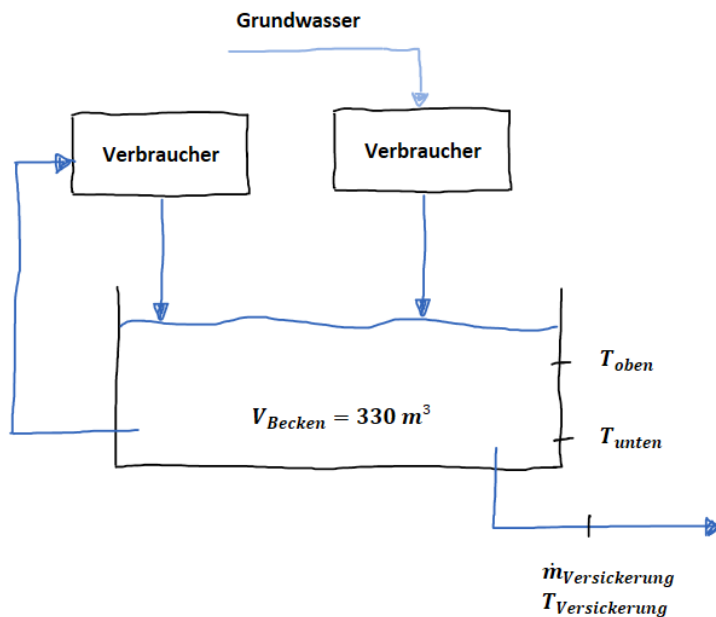


Abbildung 14: Schema – Grundwasserbecken

Die Wassertemperatur im Becken beträgt etwa $20 \text{ }^\circ\text{C}$, ist jedoch abhängig von der Jahreszeit und der Auslastung der Produktion. Die Temperaturen im oberen und unteren Bereich (T_{oben} , T_{unten}) des Beckens sowie am Auslass zur Versickerung ($T_{\text{Versickerung}}$) werden gemessen und aufgezeichnet. Außerdem ist der Massenstrom $\dot{m}_{\text{Versickerung}}$ (in den nachfolgenden Formeln mit $\dot{m}_{\text{Vers.}}$ abgekürzt) des abgeführten Wassers bekannt (siehe *Abbildung 15*). Dabei ist eine Reduktion des Massenstroms an Wochenenden und an Feiertagen erkennbar. Aufgrund teilweise fehlerhafter Temperaturwerte wird aus den drei gegebenen Temperaturwerten eine mittlere Beckentemperatur \bar{T} errechnet.

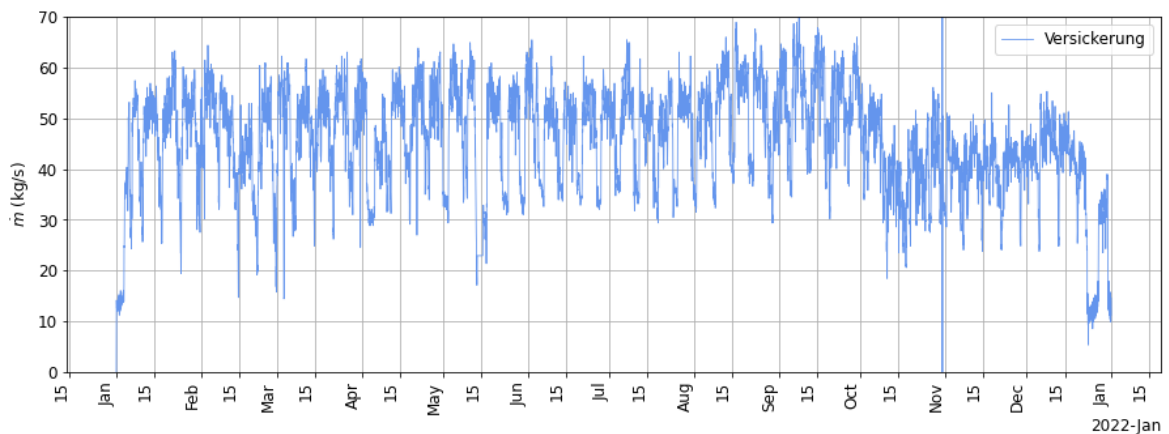


Abbildung 15: Massenstrom der Grundwasserversickerung

In einem vereinfachten Modell wird angenommen, dass Wasser mit dem gegebenen Massenstrom $\dot{m}_{\text{Versickerung}}(t)$ und der berechneten mittleren Temperatur \bar{T} in das Becken fließt. Im Becken wird die Temperatur anschließend durch die von der Wärmepumpe entzogene Energie verringert und anschließend mit dem gleichen Massenstrom versickert (siehe *Abbildung 16*). Die

Versickerungstemperatur $T_{Versickerung}(t)$ entspricht also der Beckentemperatur $T_{Becken}(t)$, folglich mit $T_B(t)$ abgekürzt.

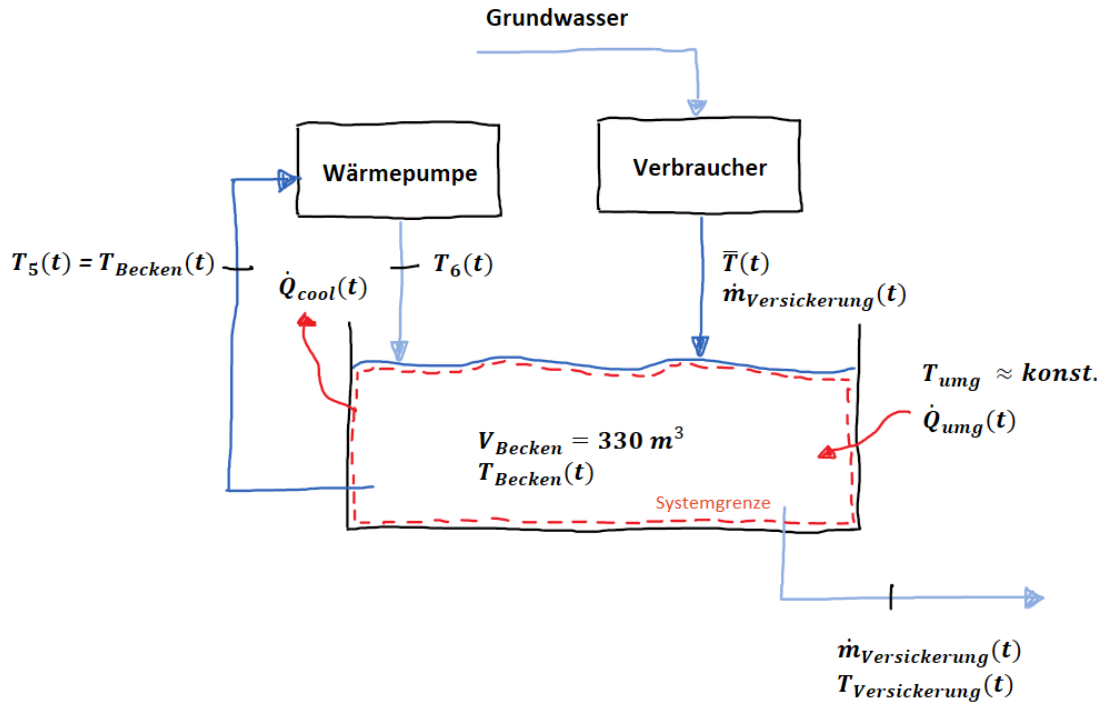


Abbildung 16: Vereinfachtes Modell zur Simulation der Grundwasserbeckentemperatur

Aus dem vereinfachten Modell in *Abbildung 16* ergibt sich die Energiebilanz

$$\frac{dE}{dt} = -\dot{Q}_{cool} + \dot{Q}_{umg} + \dot{m}_{Vers.} * c_p * (\bar{T} - T_{Becken}). \quad (8)$$

Wobei \dot{Q}_{cool} jene Kühlleistung ist, die von der Wärmepumpe aus dem Becken entzogen wird. \dot{Q}_{umg} beschreibt hingegen mögliche Gewinne oder Verluste aufgrund einer abweichenden Umgebungstemperatur T_{umg} . Diese wird aufgrund der Lage des Beckens im Erdreich mit einer konstanten Temperatur von 12 °C angenommen.

Weitere Annahmen betreffen aufgrund fehlender Daten den U-Wert des Beckens ($U = 10 \frac{W}{m^2 \cdot K}$), sowie die Fläche über die Energie vom Becken verloren gehen kann ($A = 240 m^2$). Mit diesen Werten entspricht

$$\dot{Q}_{umg} = UA(T_{umg} - T_{Becken}) \quad (9)$$

und die Energiebilanz kann wie folgt geschrieben werden:

$$m_{Becken} * c_p * \frac{dT_B}{dt} = -\dot{Q}_{cool} + UA(T_{umg} - T_B) + \dot{m}_{Vers.} * c_p * (\bar{T} - T_B) \quad (10)$$

\dot{Q}_{cool} ergibt sich dabei aus dem Heizlastprofil und dem Betriebspunkt der Wärmepumpe, der wiederum von der Beckentemperatur T_{Becken} abhängig ist.

Aus *Formel (10)* ergibt sich in weiterer Folge die Differentialgleichung

$$\frac{dT_{Becken}}{dt} + \underbrace{T_{Becken} \frac{UA + \dot{m}_{Vers.} * c_p}{m_{Becken} * c_p}}_a = \underbrace{\frac{-\dot{Q}_{cool} + UA * T_{umg} + \dot{m}_{Vers.} * c_p * \bar{T}}{m_{Becken} * c_p}}_b \quad (11)$$

die zur Berechnung der Beckentemperatur dient.

Dabei wird die mittlere Zulauftemperatur \bar{T} , der Massenstrom $\dot{m}_{vers.}$ und die Kühlleistung der Wärmepumpe \dot{Q}_{cool} als stückweise konstant angenommen. Folglich entspricht

$$T_{Becken}(t) = T_{Becken}(t-1) - \frac{b}{a} * e^{-a*\Delta t} + \frac{b}{a} \quad (12)$$

der Lösung der Differentialgleichung aus *Formel (11)*. Die aktuelle Beckentemperatur T_{Becken} errechnet sich auf Basis der Beckentemperatur, die ein Zeitschritt davor geherrscht hat. Ein Zeitschritt dauert dabei $\Delta t = 3600 \text{ Sekunden}$. Die aus den Aufzeichnungen des Jahres 2021 stammenden Messwerte werden innerhalb eines jeden Zeitschrittes als konstant angenommen.

Um aber die Beckentemperatur bestimmen zu können fehlt noch ein entscheidender Faktor: Die Kühlleistung \dot{Q}_{cool} . Diese ist zum einen abhängig von der benötigten Heizleistung die sich für jeden Zeitschritt aus dem Jahreslastprofil ergibt und zum anderen vom COP, den die Wärmepumpe in diesem Zeitschritt hat. Wie bereits durch *Formel (6)* dargestellt wurde, ist dieser wiederum abhängig von der Quelltemperatur T_5 die der Beckentemperatur $T_{Becken}(t)$ entspricht. Es ist daher notwendig, nach der Bestimmung des COP sämtliche Zustände der Wärmepumpe zu berechnen. Das geschieht indem beginnend mit dem 01.01.2021 für jede Stunde des Jahres der jeweilige Betriebspunkt der Wärmepumpe und die resultierende Beckentemperatur berechnet wird. Dabei errechnet sich der jeweilige Betriebspunkt mit den dazugehörigen Zuständen der Wärmepumpe analog zur Vorgehensweise in *Kapitel 2.2* mit Hilfe der Programmbibliothek CoolProp [12]. Einzige Unterschiede:

- Der Massenstrom des Kältemittels \dot{m}_1 errechnet sich nun aus dem gegebenen Heizbedarf am Kondensator (siehe Schema in *Abbildung 13*).
- Dadurch ergibt sich erst die nötige Verdichterleistung P_{el} und der Wärmestrom \dot{Q}_{cool} , der vom Verdampfer aufgenommen und gleichzeitig dem Grundwasserbecken entzogen wird.

Abschließend wird nach jeder Iteration die resultierende Beckentemperatur T_{Becken} für den nächsten Zeitschritt berechnet.

2.4.2 Wärmequelle Prozesskälteanlage

Eine weitere mögliche Wärmequelle stellt die erst Ende 2021 in Betrieb genommene Prozesskälteanlage dar. Die derzeitige Abführung der Abwärme ist in *Abbildung 17* schematisch dargestellt. Die Abwärme wird dabei auf einem Temperaturniveau von 32,5 - 34 °C über die bereits erklärte Grundwasserbecken-Kühlung und/oder einen Rückkühler abgeführt. Jene Temperatur, mit der das Wasser zurück zum Kondensator der Kältemaschine gelangt, wird durch die beiden Kühlmöglichkeiten konstant auf 27,5 °C geregelt. Wobei die Kälteanlage durch ein Mischventil und einen leicht höheren Sollwert von 28 °C in der Lage ist, Schwankungen auszugleichen und die Temperatur stets konstant zu halten. Der geschlossene Kreislauf ist mit Glykol versetzt, um ein Gefrieren bei niedrigen Außentemperaturen zu verhindern.

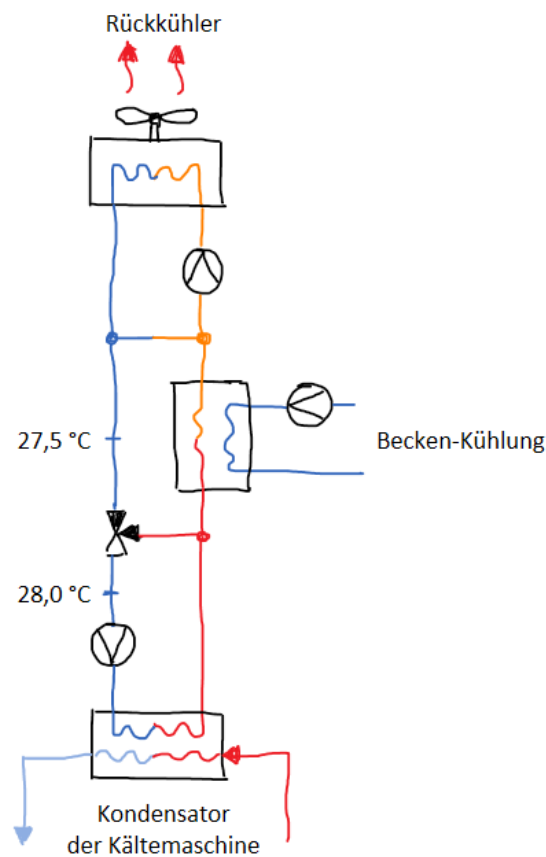


Abbildung 17: Schema - Prozesskälteanlage

Aufgrund der kurzen Betriebszeit der Kältemaschine und einer anfänglichen Verzögerung der Datenerfassung, sind kaum Messwerte verfügbar. Eine Simulation der Abwärmenutzung ist dennoch möglich, wobei die geringere Genauigkeit durch diverse Annahmen bedacht werden muss. Diese Annahmen sind in *Tabelle 4* zusammengefasst.

Tabelle 4: Getroffene Annahmen zur Simulation der Prozesskälteanlage

Variable	Wert	Beschreibung
$T_{8\text{PK}}$	33 °C	konstante Vorlauftemperatur am Kondensator der Kältemaschine
$T_{7\text{PK}}$	28 °C	konstante Rücklauftemperatur am Kondensator der Kältemaschine
COP_{PK}	3.47	konstanter COP

Eine weitere Annahme stellt die abgeführte Heizleistung am Kondensator der Prozesskälteanlage dar. Dazu wurde ein Lastprofil für eine Woche erstellt, das für den gesamten Jahresverlauf als wiederkehrend angenommen wird (siehe *Abbildung 18*). Diese Annahme ist natürlich mit einer großen Ungenauigkeit behaftet, soll aber zeigen welche Größenordnung an Heizleistung anderwärtig bereitgestellt werden muss. Denn die Abwärme der Kältemaschine reicht besonders an winterlichen Wochenenden keinesfalls aus.

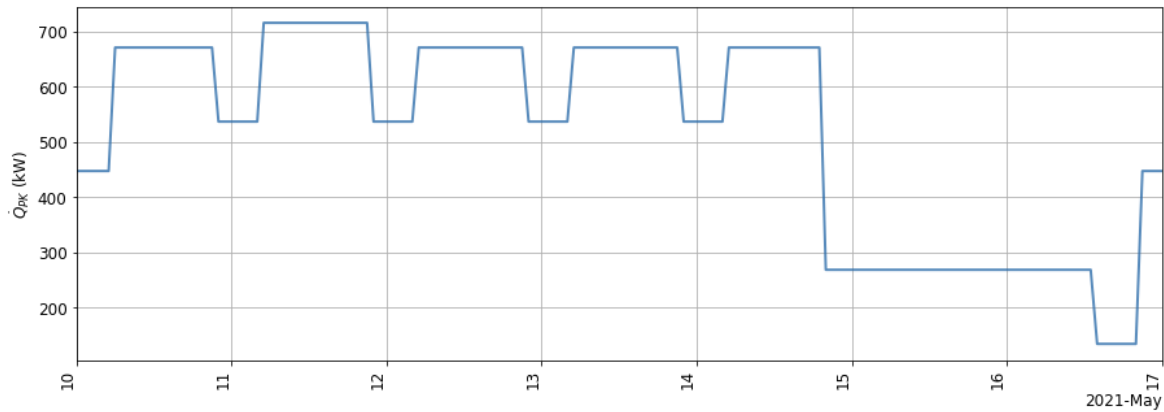


Abbildung 18: Standard-Lastprofil der Prozesskälteanlage: Abgeführte Heizleistung am Kondensator

Anhand dieser Annahmen soll eine weitere Simulation durchgeführt werden. Sie soll zeigen, welche Heizleistung bei den angenommenen Vor- und Rücklauftemperaturen bereitgestellt werden müssten und welche Differenz durch das angenommene Lastprofil der Kältemaschine entsteht. Dabei wird erwartet, dass überwiegend ein Defizit auftreten wird. Das heißt die Kältemaschine kann in einem Zeitschritt nicht die erforderliche Leistung bereitstellen. Es ist jedoch durchaus möglich, dass in einem Zeitschritt mit geringer Heizlast, überschüssige Energie über die bestehenden Kühlmöglichkeiten der Prozesskälteanlage abgeführt werden muss. Beides soll durch die Simulation analysiert werden.

2.4.3 Kombinierte Wärmequelle: Primäre Nutzung des Grundwasserbeckens

Wird der Verdampfer der Wärmepumpe nur durch die Abwärme der bestehenden Prozesskälteanlage betrieben, entsteht in einigen Zeitschritten ein Defizit in der Wärmebereitstellung. Dieses muss anderweitig bereitgestellt werden. Es ist daher naheliegend, die beiden Quellen zu kombinieren. Diese Kombination kann dadurch erfolgen, dass die abzuführende Energie am Kondensator der Kältemaschine direkt in das Grundwasserbecken geleitet wird. Dadurch würde sich die Temperatur im Becken erhöhen und die Energie könnte anschließend durch den Verdampfer der Wärmepumpe wieder entzogen werden. Zwar ist bekannt, dass durch den gegebenen Volumenstrom vom Becken zur Versickerung permanent ein gewisser Verlust entstehen würde, allerdings ist zunächst nicht genau bekannt wie groß dieser negative Einfluss ist. Daher soll anhand einer Anpassung der Simulation in *Kapitel 2.4.1*, eine weitere Simulation durchgeführt werden. Damit soll in erster Linie abgeschätzt werden, in welcher Größenordnung sich Beckentemperatur und Verdichterleistung ändern, wenn die Abwärme der Kältemaschine nicht über den Rückkühler, sondern über das Becken abgeführt wird. Zur entzogenen Leistung \dot{Q}_{cool} , die durch *Formel (11)* negativ in die Differentialgleichung eingeht, ist lediglich die positive Heizleistung durch die Kältemaschine $\dot{Q}_{heat,PK}$ hinzuzufügen. Aus der Lösung der Differentialgleichung

$$\frac{dT_{Becken}}{dt} + T_{Becken} \underbrace{\frac{UA + \dot{m}_{Vers.} \cdot c_p}{m_{Becken} \cdot c_p}}_a = \underbrace{\frac{-\dot{Q}_{cool} + \dot{Q}_{heat,PK} + UA \cdot T_{umg} + \dot{m}_{Vers.} \cdot c_p \cdot \bar{T}}{m_{Becken} \cdot c_p}}_b \quad (13)$$

ergibt sich wiederum die Beckentemperatur

$$T_{Becken}(t) = T_{Becken}(t-1) - \frac{b}{a} * e^{-a \cdot \Delta t} + b/a. \quad (14)$$

2.4.4 Kombinierte Wärmequelle: Primäre Nutzung der Prozesskälteanlage

Eine weitere Kombinationsmöglichkeit besteht darin, die verfügbare Abwärme der Kältemaschine direkt zu nutzen und nur jenen Teil der Heizleistung aus dem Becken zu beziehen, der zusätzlich benötigt wird. Eine Anpassung der bestehende Prozesskälteanlage wäre aufgrund des bestehenden Glykol-Kreises etwas komplexer. Eine mögliche Einbindung der Wärmepumpe in das gegebene System ist in *Abbildung 19* dargestellt. Vergleicht man das Schema mit dem bestehenden Glykol-Kreis in *Abbildung 17* ist nun eine Pumpe (P4) sowie eine Rückschlagklappe hinzugekommen. Diese beiden Komponenten sollen eine Zirkulation auch bei ausgeschalteter Prozesskälteanlage gewährleisten. Darüber hinaus würde mit der frequenzgeregelten Pumpe P4 die Temperaturdifferenz am Verdampfer der Wärmepumpe auf $\Delta T = 6^\circ\text{C}$ geregelt. Fiele die Temperatur im Glykol-Kreis unter die Temperatur im Becken, könnte die bereits bestehende Beckenpumpe zur Beheizung des Kreises dienen. So müssten keine zusätzlichen Wasserleitungen vom Grundwasserbecken zur Wärmepumpe installiert werden. Der Wärmetauscher verringert zwar das verfügbare Temperaturniveau, dieser wäre aber auch bei direkter Verbindung der Wärmepumpe zum Grundwasserbecken notwendig, um das Grundwasser im Störfall vor austretendem Ammoniak zu schützen.

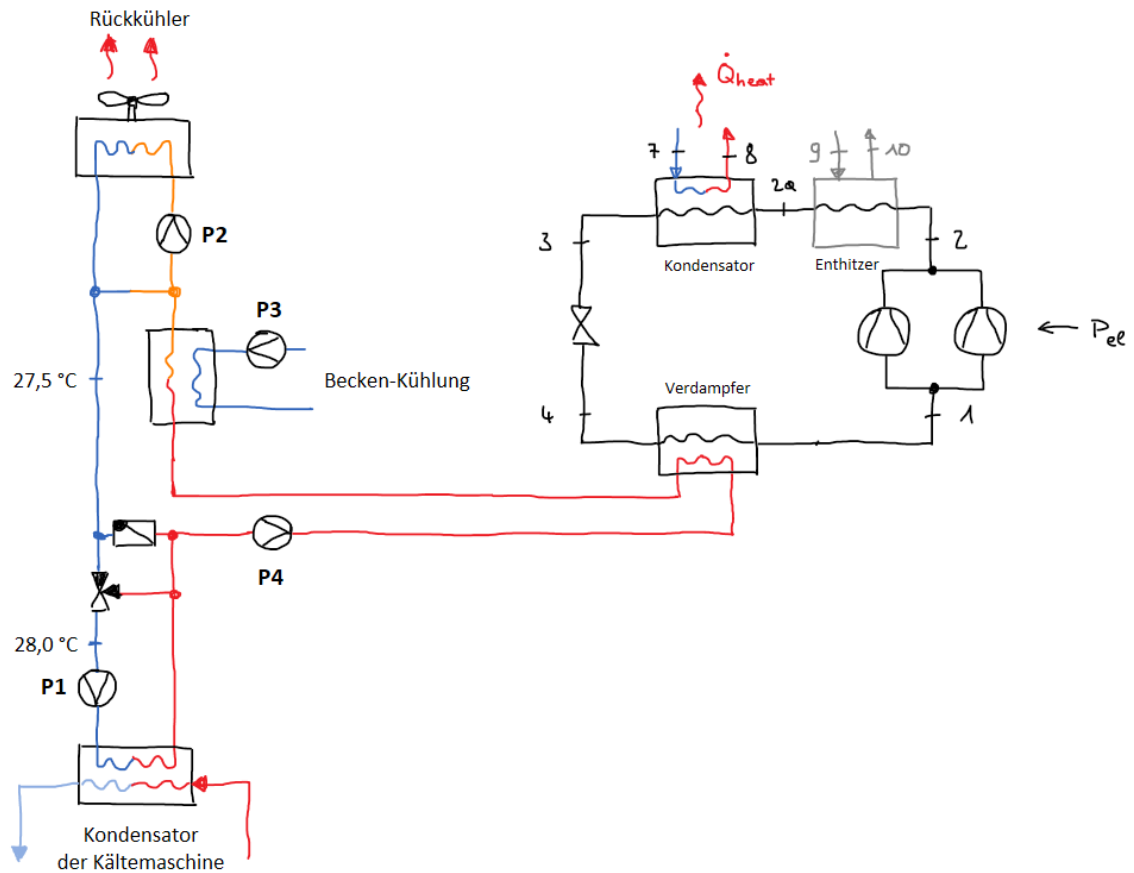


Abbildung 19: Mögliche Einbindung der Wärmepumpe in den Abwärmekreis der bestehenden Prozesskälteanlage

Für eine weitere Simulation wird das Schema vereinfacht (siehe *Abbildung 20*) und als Wärmeträger Grundwasser angenommen. Durch die in *Kapitel 2.4.3* beschriebene kombinierte Nutzung der Wärmequellen, ergeben sich Verluste durch den gegebenen Volumenstrom zur Versickerung. Es liegt auf der Hand, dass durch diese zweite Kombinationsmöglichkeit jene Verluste durch die Versickerung reduziert werden und durch eine höhere Temperatur T_5 eine höhere Effizienz durch besseren COP der Wärmepumpe erreicht werden kann. Aufgrund der bestehenden Regelung des Massenstroms $\dot{m}_{8 PK}$ kann wieder von einer konstanten Temperatur $T_{8 PK} = 33 \text{ °C}$ ausgegangen werden. Daher ergibt sich aus den beiden Massenströmen vom Becken (\dot{m}_{Becken}) und der Kältemaschine ($\dot{m}_{8 PK}$) die Mischtemperatur

$$T_5(t) = \frac{\dot{m}_{8 PK} \cdot c_p \cdot T_{8 PK} + \dot{m}_{Becken} \cdot c_p \cdot \bar{T}}{\dot{m}_{8 PK} \cdot c_p + \dot{m}_{Becken} \cdot c_p} \quad (15)$$

Allerdings ist zu beachten, dass die Leistung $\dot{Q}_{heat PK}$ durch das Lastprofil gegeben ist. Daher ist der Massenstrom $\dot{m}_{8 PK}$ von der Temperatur T_6 abhängig und vice versa. Weil am Verdampfer der Wärmepumpe eine Temperaturdifferenz

$$\Delta T_{Verdampfer} = T_5 - T_6 = 6 \text{ °C} \quad (16)$$

angenommen werden kann, ergibt das einen Massenstrom

$$\dot{m}_{8 PK} = \frac{\dot{Q}_{heat PK}}{c_p \cdot (T_{8 PK} - T_6)} = \frac{\dot{Q}_{heat PK}}{c_p \cdot (T_{8 PK} - (T_5 - \Delta T_{Verdampfer}))} \quad (17)$$

Die Leistung am Verdampfer der Wärmepumpe kann durch den COP in *Formel (6)* und das Gleichungssystem

$$\dot{Q}_{cool} = \dot{Q}_{heat} - \frac{\dot{Q}_{heat}}{COP} = (\dot{m}_{8PK} * c_p + \dot{m}_{Becken} * c_p) * \Delta T_{Verdampfer} \quad (18)$$

beschrieben werden. Durch die Lösung dieses Gleichungssystems kann der unbekannte Massenstrom aus dem Becken (\dot{m}_{Becken}) berechnet werden. Aufgrund der gegenseitigen Abhängigkeit von $\dot{m}_{8PK}(t)$ und $T_5(t)$ wird zur einfacheren Lösbarkeit der Massenstrom $\dot{m}_{8PK}(t - 1)$ des vorherigen Zeitschrittes verwendet. Nach der Lösung des Gleichungssystems kann durch den nun bekannten Massenstrom $\dot{m}_{Becken}(t)$ die Temperatur $T_5(t)$ bestimmt werden und anschließend wiederum der Massenstrom $\dot{m}_{8PK}(t)$ für den nächsten Zeitschritt bestimmt werden. Diese zeitliche Ungenauigkeit verfälscht zwar die tatsächlich abgegebene Leistung $\dot{Q}_{heat PK}(t)$ an der Kältemaschine, das angenommene Lastprofil birgt aber ohnehin eine Ungenauigkeit.

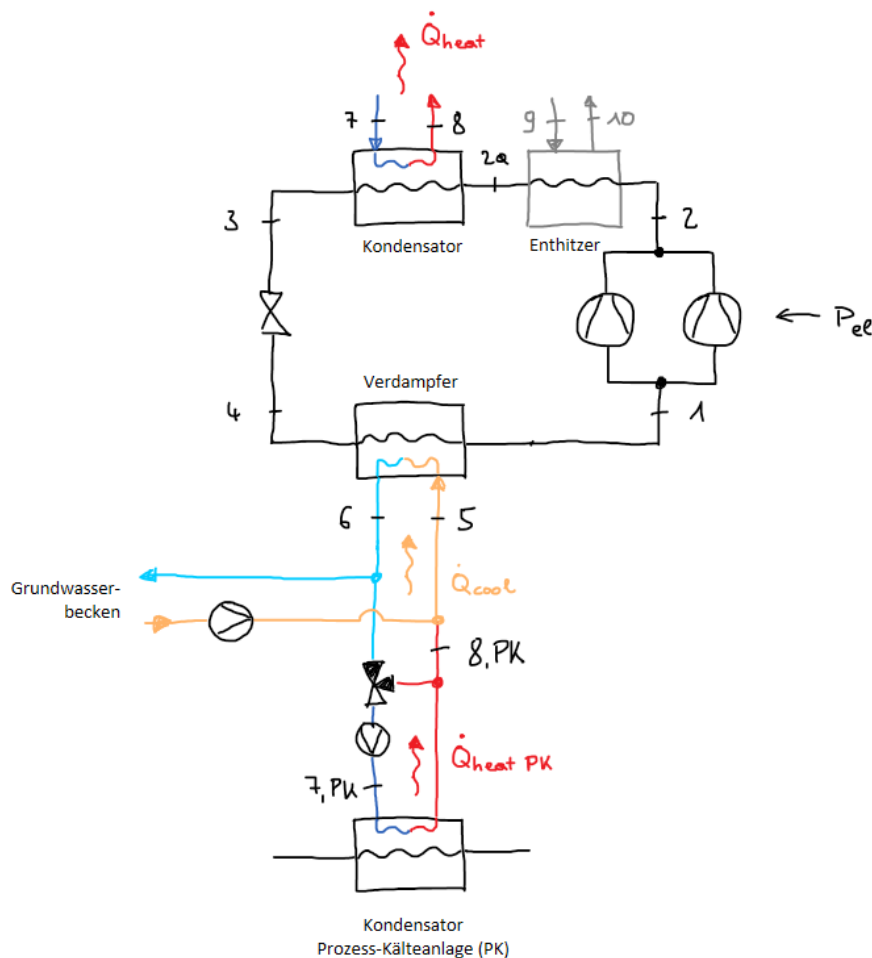


Abbildung 20: Kombinierte Nutzung des Grundwasserbeckens und der Prozesskälteanlage

2.5 Wirtschaftlichkeitsberechnung

Für die wirtschaftliche Betrachtung der alternativen Wärmebereitstellung durch eine Wärmepumpe werden marktübliche Bedingungen eines Industriebetriebes im Marktgebiet Vorarlberg angenommen. Obgleich der Begriff „marktübliche Bedingung“ aktuell sehr diffus sein mag, werden die in Tabelle 5 aufgelisteten Annahmen getroffen. Da zu den Investitionskosten der Wärmepumpe in der Regel auch Kosten für die Errichtung weiterer Infrastruktur notwendig ist, werden diese für drei der behandelten Simulationen ebenfalls angenommen. Diese Annahmen dienen später dazu, eine mögliche Amortisationsdauer darzustellen. Variante 1 ist jene Betrachtung, bei der lediglich das

bestehende Grundwasserbecken als Wärmequelle in Betracht gezogen wird (siehe *Kapitel 2.4.1*). Rein technisch, hat die zweite Variante einen ähnlichen Aufbau. Es wird lediglich die zusätzlich abgeführte Energie der Prozesskälteanlage mitberücksichtigt. Die Investitionskosten blieben daher ident. Lediglich jene Kombination der Wärmequellen, bei der primär die Abwärme der Prozesskälteanlage genutzt wird (Variante 3), hätte aufgrund der komplexeren Hydraulik höhere Kosten. Um zu analysieren, welchen Einfluss ein kleiner effizienter Dampferzeuger hätte, werden für diesen ebenfalls Investitionskosten angenommen. Derartige Dampferzeuger werden von namhaften Herstellern wie Bosch [8], Viessmann, Clayton und vielen mehr angeboten. Die angeführten Investitionskosten variieren je nach Ausstattung und gegebener Infrastruktur stark. Die Annahmen dienen daher lediglich dazu, einen Anhaltspunkt zu geben. Nicht in den angenommenen Kosten enthalten sind mögliche Förderungen des Bundes.

Tabelle 5: Getroffene Annahmen für die Wirtschaftlichkeitsberechnung

Wert	Beschreibung
0,16 €/kWh	Preis für elektrische Energie auf Netzebene 5 (inkl. Netzgebühr, exkl. Leistungspreis)
0,05 €/kWh	Preis für Erdgas (inkl. Netzgebühr)
11,29 kWh/Nm ³	Brennwert für Erdgas im Marktgebiet Vorarlberg
800.000 €	V1: Investitionskosten bei Nutzung des Grundwasserbeckens als Wärmequelle (ohne Betrachtung der Prozesskälte)
800.000 €	V2: Investitionskosten bei Nutzung des Grundwasserbeckens in das die Prozesskälteanlage wiederum die Wärme abführt
1.000.000 €	V3: Investitionskosten bei primärer Nutzung der Prozesskälteanlage (kombiniert mit dem Grundwasserbecken)
400.000 €	Investitionskosten für einen kleineren Dampferzeuger ($\eta_{DE} = 90\%$)

Anhand dieser Annahmen soll dargestellt werden, wie sich die jährlichen Betriebskosten ändern, wenn die Heißwasserbereitstellung durch eine Wärmepumpe erfolgt und der nötige Prozessdampf über den bestehenden oder einen neuen, kleineren Dampferzeuger bereitgestellt wird.

Wird die nötige Dampfmenge mit dem bestehenden Dampfkessel bereitgestellt, kann davon ausgegangen werden, dass sich der Wirkungsgrad des Kesselhauses durch die niedrige Auslastung weiter verschlechtert. Weiters wird davon ausgegangen, dass die errechneten Verluste unabhängig von der Auslastung und damit konstant sind. Lediglich der Eigenbedarf des Kesselhauses würde durch eine geringe Auslastung des Dampfkessels sinken. Der Wirkungsgrad des Kesselhauses wird bei dieser geringen Auslastung durch die Gleichung

$$\eta_{KH} = \frac{Q_{\text{Prozessdampf}}}{Q_{\text{Prozessdampf}} + Q_{\text{Verluste, mit ECO}} + Q_{\text{Eigenbedarf}}} \quad (19)$$

abgeschätzt. $Q_{\text{Prozessdampf}}$ ist dabei jene Energie, die im gesamten Jahr in Form von Dampf bereitgestellt werden muss. Da kürzlich der Economiser des Dampfkessels wieder in Betrieb genommen wurde, sollen in dieser Betrachtung auch die niedrigeren Verluste $Q_{\text{Verluste, mit ECO}}$ herangezogen werden. $Q_{\text{Eigenbedarf}}$ stellt wiederum jenen Eigenbedarf dar, der im Kesselhaus selbst benötigt wird. Dieser wird proportional zur geringeren Auslastung angenommen.

Zudem soll gezeigt werden mit welchen Amortisationsdauern prinzipiell gerechnet werden kann. Es stellt sich in diesem Zusammenhang die Frage, wo das Verhältnis zwischen Strom- und Gaskosten liegen darf, damit eine Wärmepumpe dieser Art wirtschaftlich mit einer fossilen Wärmebereitstellung konkurrieren kann.

Natürlich ist auch die Änderung der CO₂-Emissionen bei einer derartigen Investition von Interesse. Gerade im Hinblick auf die angekündigte CO₂-Bepreisung. Das Inkrafttreten der Steuer ist nun für Oktober 2022 geplant und soll zu Beginn mit 30 Euro pro Tonne CO_{2eq} zu Buche schlagen [13] [14]. In weiterer Folge soll die Bepreisung bis 2025 jährlich steigen (siehe *Abbildung 21*).

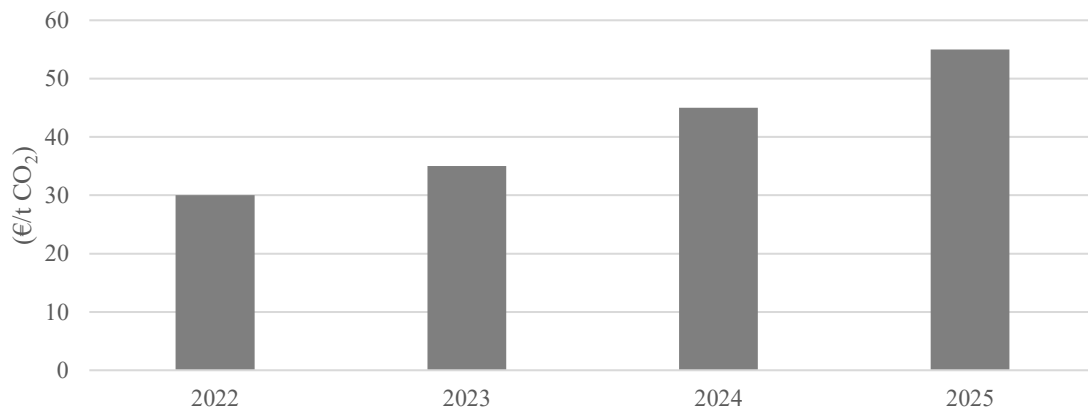


Abbildung 21: Steigerung des CO₂-Preises bis 2025

Quelle: eigene Ausarbeitung, in Anlehnung an „CO₂-Bepreisung in der Steuerreform 2022/2024“ [14]

Diese Bepreisung von CO₂-Emissionen soll ebenfalls mit in die Wirtschaftlichkeitsberechnung einfließen. Dazu ist es notwendig, die spezifischen CO₂-Emissionsfaktoren zu kennen. Durch Erdgas wird laut Quaschnig [15] CO₂ in Höhe von 0,2 kg/kWh emittiert. Beim Strom sind die Emissionen allerdings stark vom Lieferanten und dessen Strommix abhängig. In der Stromkennzeichnung des Stromlieferanten illwerke vkw AG aus dem Berichtsjahr 2020 wurde aufgrund eines geringen Anteils an fossilen Energieträgern eine Umweltauswirkung von 23,79 g CO₂/kWh festgelegt. Das entsprach im selben Zeitraum etwa jenen Stromkennzeichnungen anderer Vorarlberger Stromlieferanten. Dazu zählen die Montafonerbahn AG, die Elektrizitätswerke Frastanz GmbH und die Stadtwerke Feldkirch. Aktuell gibt die illwerke vkw AG an, den Anteil fossiler Energieträger gänzlich durch erneuerbare Energieträger ersetzt zu haben. Demnach sollen keine CO₂-Emissionen durch den bezogenen Strom entstehen [16].

3 Ergebnisse

In diesem Kapitel sind die Ergebnisse der in *Kapitel 2* beschriebenen Berechnungen zusammengefasst. Zunächst wird erneut auf die Ausgangslage des Unternehmens eingegangen und die später benötigten Lastprofile dargestellt, bevor im Anschluss die gegebene Wärmepumpe weiter analysiert wird. Darauf aufbauend liefert die Jahressimulation wichtige Ergebnisse die zur Wirtschaftlichkeitsberechnung, sowie der weiteren Diskussion dienen.

3.1 Ausgangslage des Industriebetriebes

Der nachfolgend beschriebene Wirkungsgrad des Kesselhauses ist aufgrund fehlender Messeinrichtungen essenziell für die vollständige Bestimmung der Lastprofile. Des Weiteren wird die prozentuelle Aufteilung des Gasbedarfs dargestellt, bevor auf jene Ergebnisse eingegangen wird, die die Auswirkungen eines wachsenden Produktionsvolumens veranschaulichen.

3.1.1 Wirkungsgrad Kesselhaus

Eine erste Basis für die Berechnung des Wirkungsgrades stellen die Verluste dar, die durch Brüden- dampf am Speisewasserbehälter einhergehen. Diese Brüden- dampfverluste ($\dot{Q}_{BRÜ}$) werden durch die *Formel (4)* berechnet und sind in *Abbildung 22* dargestellt.

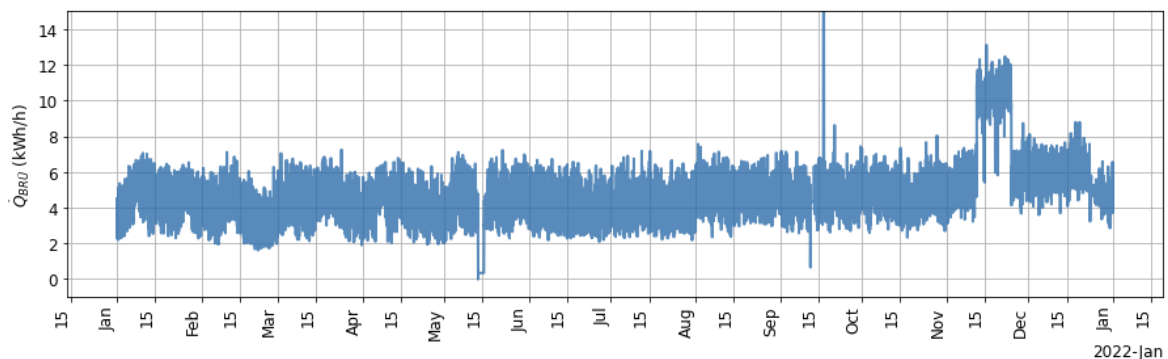


Abbildung 22: Brüden- dampfverluste am Speisewasserkessel

Mit diesen Ergebnissen sowie den gemessenen Temperaturen des Speisewassers (12 °C) und des Kondensats (78 °C) kann der Frischdampf-Eigenbedarf ($\dot{Q}_{FD,E}$) des Kesselhauses bestimmt werden. Die durchschnittliche Wärmeleistung pro Stunde ist in *Abbildung 23* abgebildet.

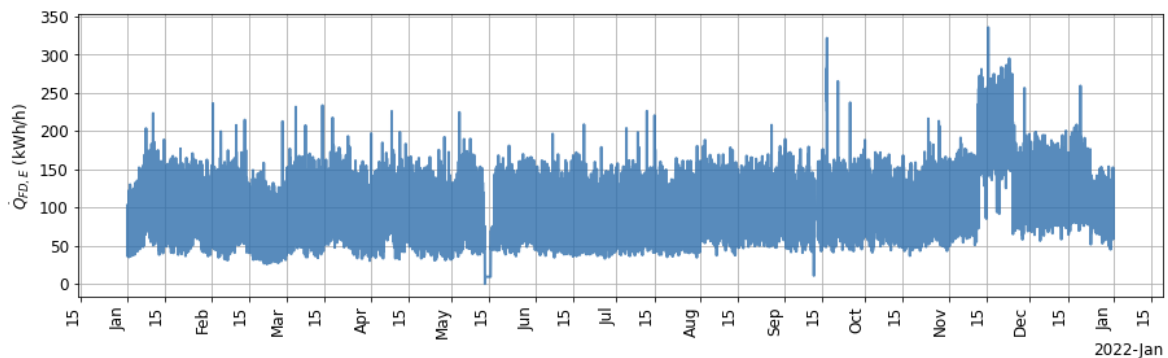


Abbildung 23: Frischdampf-Eigenbedarf des Kesselhauses

Die abschließende Bestimmung des Wirkungsgrades erfolgt durch *Formel (5)*. Werden die Messdaten aggregiert und Tagesmittelwerte für die Berechnung verwendet, ergibt sich der Jahresverlauf in *Abbildung 24*. Abgesehen von einer kurzen Unterbrechung in der Datenaufzeichnung im Mai, ist der Verlauf über das ganze Jahr sehr konstant und liegt im Mittel bei $\eta_{KH} \approx 75\%$. Die genannte Unterbrechung ist auf die jährliche Kesselwartung zurückzuführen.

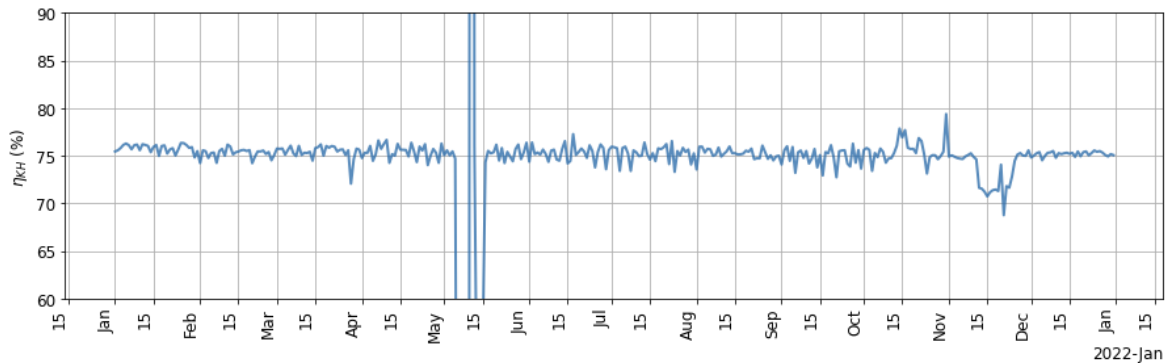


Abbildung 24: Wirkungsgrad des Kesselhauses, berechnet aus Tagesmittelwerten

3.1.2 Lastprofile

Wie bereits in *Abbildung 4* dargestellt wurde, wird im Unternehmen lediglich der Bedarf an Heißwasser gemessen und aufgezeichnet. Da nun durch den Wirkungsgrad des Kesselhauses die tatsächlich zur Verfügung gestellte Menge an Dampf bestimmt werden kann, ergeben sich die in *Abbildung 25* zusammengefassten Lastprofile für Heißwasser ($\dot{Q}_{\text{Heißwasser}}$) sowie den Prozessdampf ($\dot{Q}_{\text{FD},V}$).

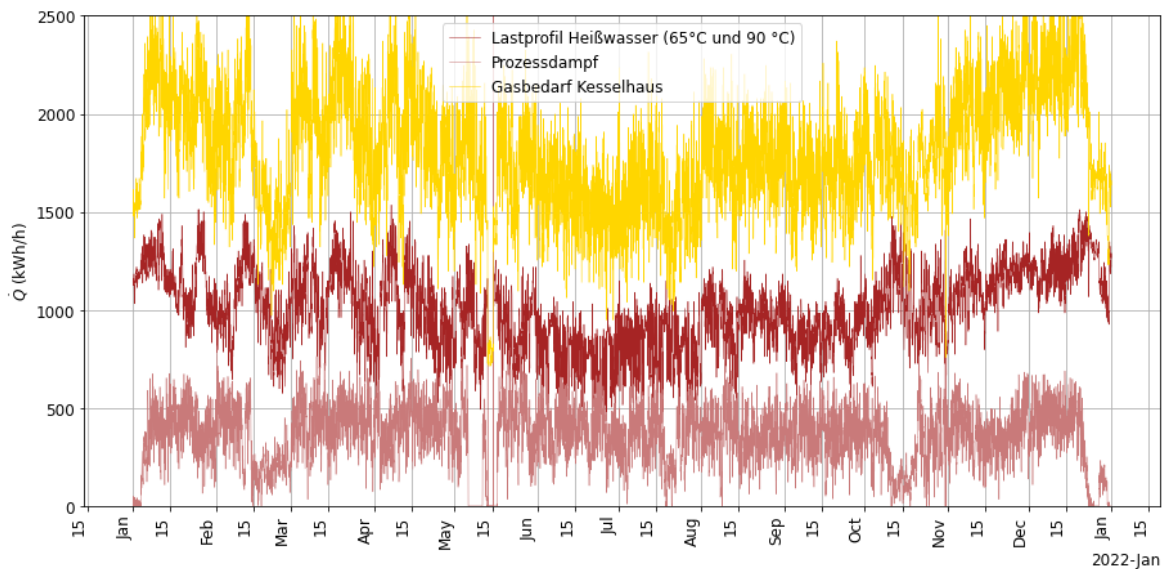


Abbildung 25: Lastprofil für Heißwasser, Prozessdampf sowie des Gasbedarfs des Kesselhauses

Die Histogramme in *Abbildung 26* zeigen, dass sich die abgerufene Leistung im Jahr 2021 beim Prozessdampf, aber auch beim Heißwasser in einem klar abgrenzbaren Bereich bewegt hat. Der benötigte gesamte Dampfbedarf setzt sich dabei nicht nur aus dem Prozessdampf und dem Dampf für die Heißwasserbereitstellung zusammen. Bei diesen Daten ist außerdem noch der Eigenbedarf des Kesselhauses ($\dot{Q}_{\text{FD},E}$) enthalten.

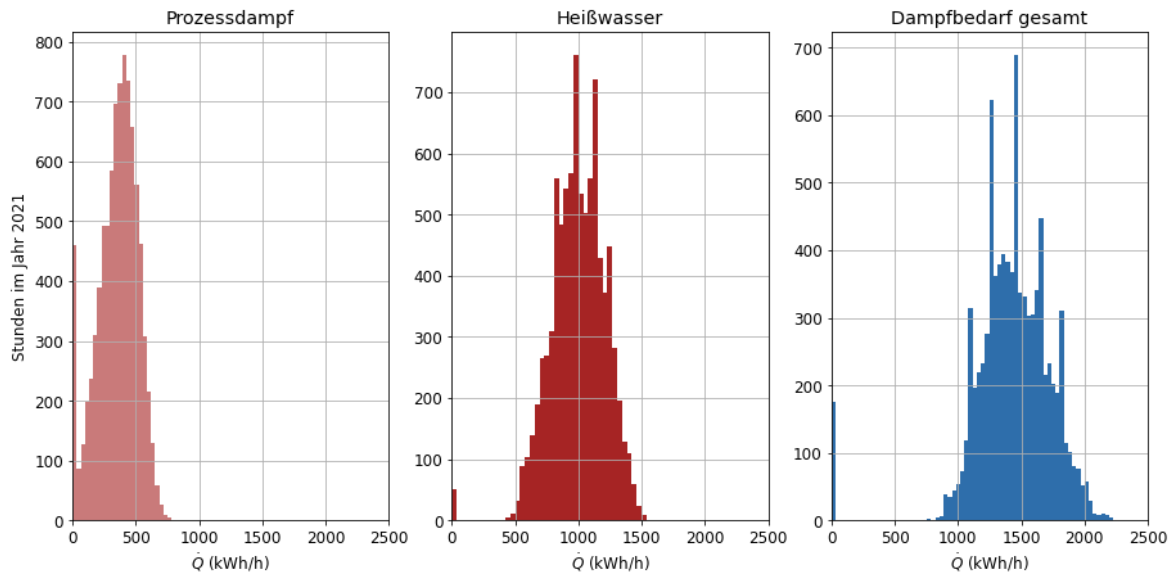


Abbildung 26: Häufigkeitsverteilung der Lastprofile von Prozessdampf, Heißwasser und dem gesamten Dampfbedarf

3.1.3 Aufteilung des jährlichen Gasbedarfs

76 % des 2021 bezogenen Erdgases wurden zur Wärmebereitstellung durch den Dampfkessel benötigt. Bei einem Brennwert von $11,29 \text{ kWh/Nm}^3$ [9] entspricht das einer benötigten Energie von $15,85 \text{ GWh p.a.}$ für den Dampfkessel. Davon wurden $55,1 \%$ für die Bereitstellung von Heißwasser und etwa ein Fünftel für den Prozessdampf benötigt. So lässt sich mit *Abbildung 27* der niedrige Wirkungsgrad des Kesselhauses übersichtlich zusammenfassen. Denn weder die Verluste noch der Eigenbedarf zur Erwärmung des Speisewassers konnten zurückgewonnen und genutzt werden.

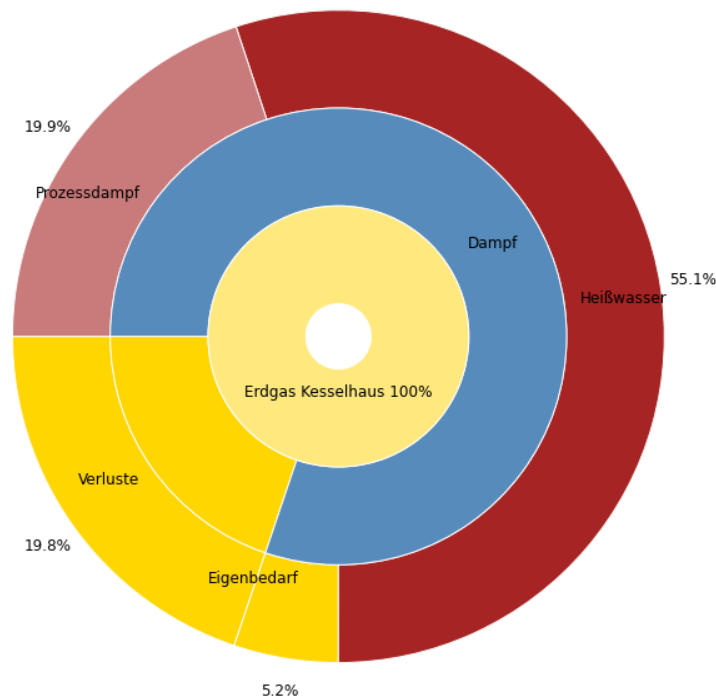


Abbildung 27: Relative Aufteilung der bereitgestellten Energie durch den Dampfkessel im Jahr 2021

3.1.4 Auswirkungen eines neuen Economisers

Erst durch den Austausch des defekten Economisers im Frühjahr 2022 war es möglich, die Verluste zu reduzieren und den Wirkungsgrad des Kesselhauses deutlich zu verbessern. Das Ergebnis für den Zeitraum vom 11.04.2022 bis 11.05.2022 zeigt, dass durch den Economiser eine Effizienz von $\eta_{KH} \approx 79\%$ erzielt werden konnte (siehe *Abbildung 28*). Das entspricht einer Verbesserung von 4 %.

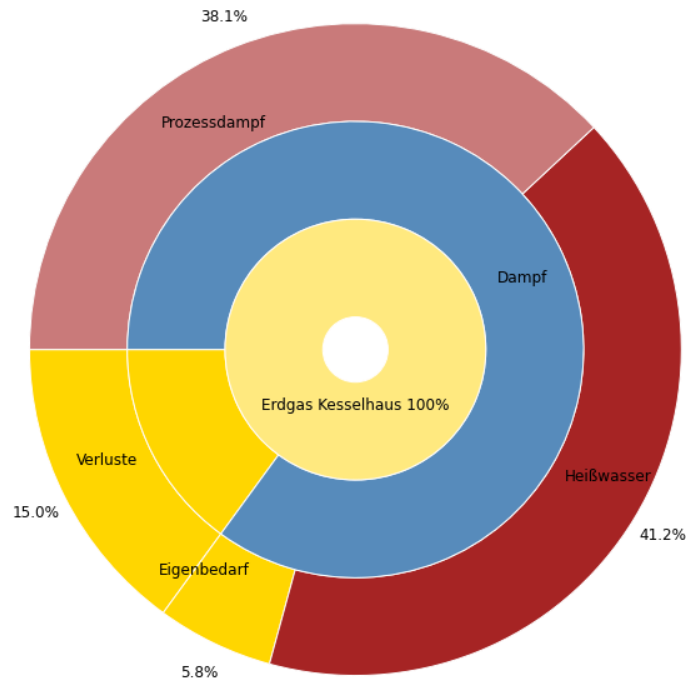


Abbildung 28: Relative Aufteilung der bereitgestellten Energie durch den Dampfkessel mit Economiser im Zeitraum vom 11.04.2022 bis 11.05.2022

3.1.5 Auswirkungen durch höheres Produktionsvolumen

Die Auswirkungen durch ein wachsendes Produktionsvolumen beeinflussen die nötige Dimensionierung einer Wärmepumpe. Daher wurde bereits als Vorbereitung zu dieser Masterarbeit eine Projektarbeit durchgeführt, um u. a. die wichtigsten Einflussfaktoren für den Gasbedarf herauszufinden.

Ein Ausschnitt der Ergebnisse der Quantil-Regression aus der Projektarbeit „Effiziente Systeme“ ist in *Abbildung 29* und *Abbildung 30* dargestellt. Dabei weicht die Prognose des Strombedarfs im dargestellten Betrachtungszeitraum um 0,5 % von der tatsächlichen Messung ab. Die für diese Masterarbeit aber wichtigere Vorhersage des Gasbedarfs weist eine deutlich geringere Genauigkeit auf. Als größter Einflussfaktor wurde in der Projektarbeit die Außentemperatur identifiziert. Unter der Annahme eines vollständig bekannten Temperaturverlaufs verbessert sich die Prognosegenauigkeit von +/- 10 % auf +/- 5 %. Das ist insbesondere deshalb erstaunlich, weil für eine bessere Vorhersage bereits zusätzliche Features verwendet wurden, um u. a. die Vorhersagequalität aufgrund fehlender Temperaturvorhersagen zu verbessern. Die Prognose unter der Annahme eines bekannten

Temperaturverlaufs ist in *Abbildung 30* dargestellt. Die thermische Trägheit bringt zudem ein Rauschen in die Messdaten des allgemein volatilen Systems. Tendenziell wird bei einem steigenden Produktionsvolumen der Gasverbrauch zu niedrig prognostiziert. Das heißt eine Extrapolation ist unter diesen Umständen mit einer entsprechenden Unsicherheit verbunden. Nicht zuletzt, weil nicht bekannt ist, welchen Bedarf zukünftige Anlagen haben, ist die Unsicherheit einer Vorhersage noch größerer Produktionsvolumina zu groß. Eine Datenaggregation bringt in diesem Fall keine merkliche Verbesserung der Vorhersagequalität. Dennoch ist die Erkenntnis über den großen Einfluss der Außentemperatur wichtig. Gerade im Hinblick auf zukünftige Energieeffizienzmaßnahmen.

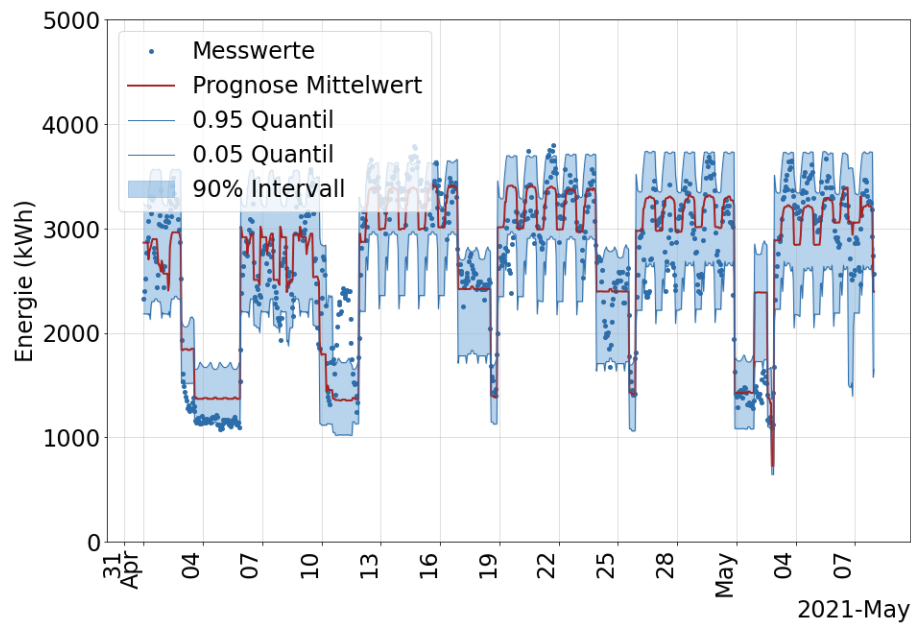


Abbildung 29: Prognose des Stromverbrauchs

Quelle: eigene Ausarbeitung; Projektarbeit „Effiziente Systeme“

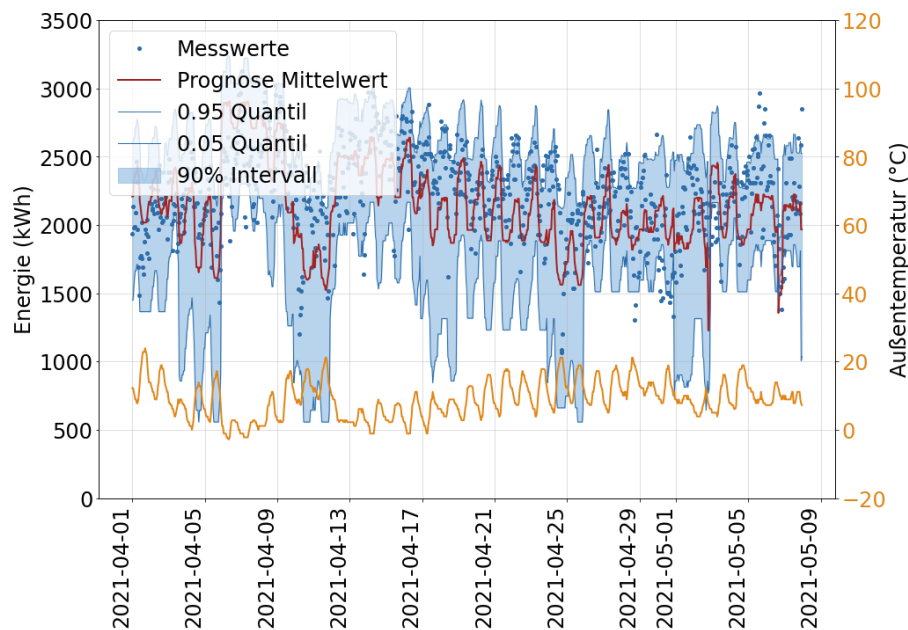


Abbildung 30: Prognose des Gasverbrauchs

Quelle: eigene Ausarbeitung; Projektarbeit „Effiziente Systeme“

Wie bereits erläutert, war in dieser Projektarbeit das Produktionsvolumen für die zeitliche Auflösung von einer Stunde nicht verfügbar. Die nachfolgenden Ergebnisse basieren daher auf monatlichen Daten (siehe *Abbildung 11*). Aus diesen Daten ist es zunächst ebenfalls schwierig Zusammenhänge ableiten zu können. Aufschlussreicher ist hingegen ein Scatterplot, der in *Abbildung 31* dargestellt ist. So hat der Gasverbrauch tendenziell in den warmen Sommermonaten sein Minimum. Diese Korrelation ist außerdem schon im Lastprofil des Jahres 2021 in *Abbildung 5* zu sehen und wurde bereits in der oben genannten Projektarbeit identifiziert. Abgesehen davon scheint der Gasverbrauch auch eine gewisse Abhängigkeit zum Produktionsvolumen zu haben. Trotz der großen Streuung kann tendenziell eine Steigerung des Gasbedarfs bei höheren Produktionsvolumen festgestellt werden. Was das Produktionsvolumen betrifft, tritt das Minimum in der Regel in den Monaten April bis Juni auf, wohingegen das Maximum in den Herbst- und Wintermonaten liegt.

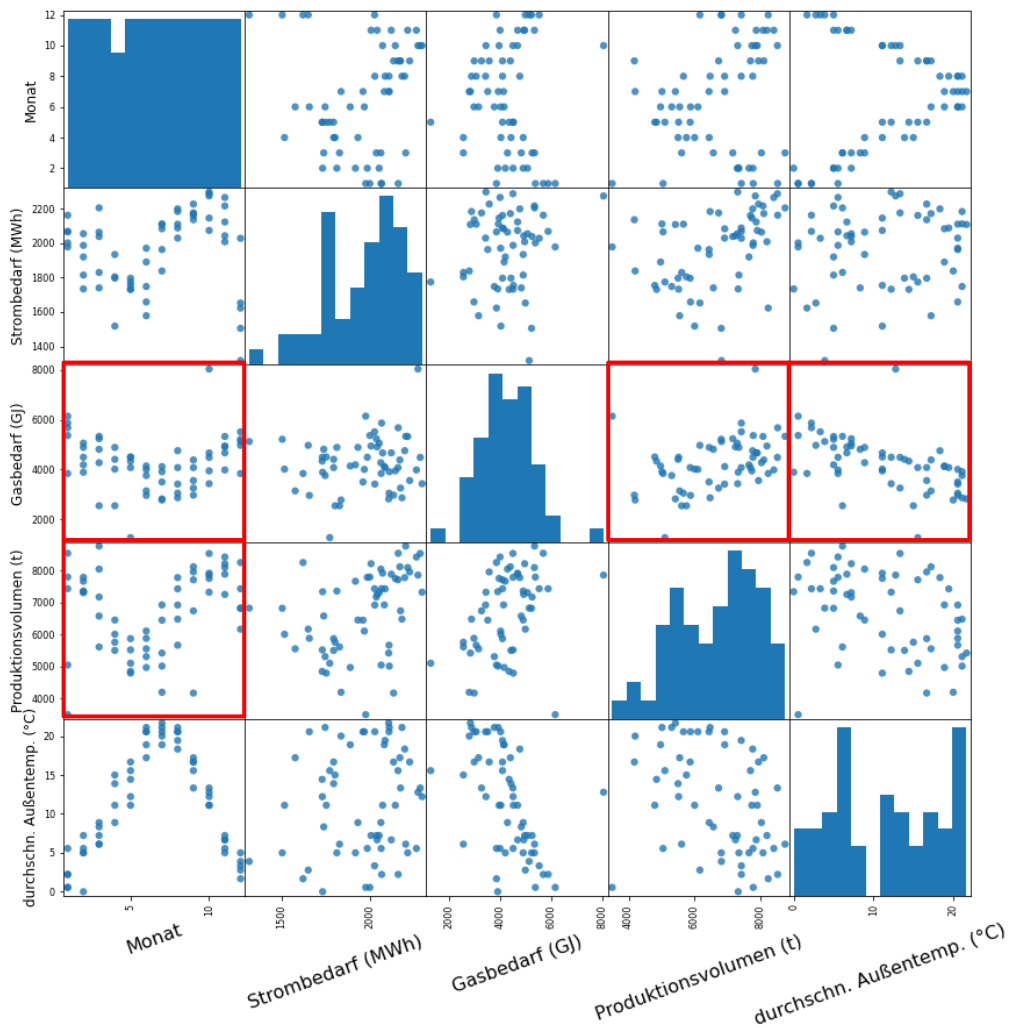


Abbildung 31: Scatterplot - Gegenüberstellung ausgewählter Faktoren des Energiebedarfs

In *Abbildung 32* ist zu sehen, dass der relative Gasbedarf mit zunehmendem Produktionsvolumen sinkt. Der relative Gasbedarf wird bei einer Verdoppelung des Produktionsvolumens von 4.000 t/Monat auf 8.000 t/Monat beinahe halbiert. Das lässt darauf schließen, dass der Anteil von produktionsunabhängigen Verbrauchern (z. B. Tank- und Rohrbegleitheizungen) nicht unerheblich ist. Die große Streuung in *Abbildung 33* deutet zunächst nicht auf einen kausalen Zusammenhang zwischen Außentemperatur und Gasbedarf hin. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass es sich im

verwendeten Datensatz lediglich um monatliche Mittelwerte der Außentemperatur handelt, welche in diesem Fall eine falsche Interpretation zulassen.

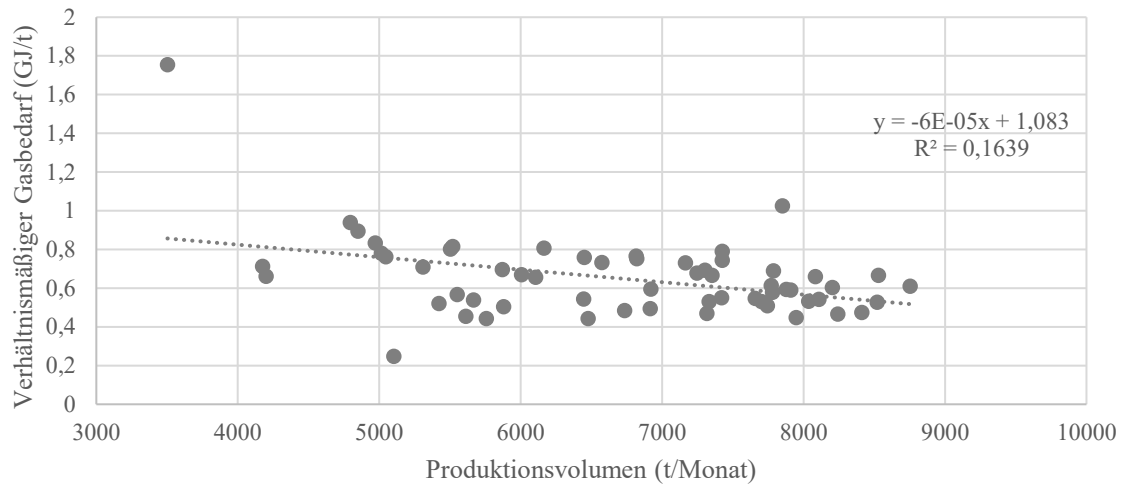


Abbildung 32: Gasbedarf (Kesselhaus) im Verhältnis zum Produktionsvolumen bei gegebenem Volumen

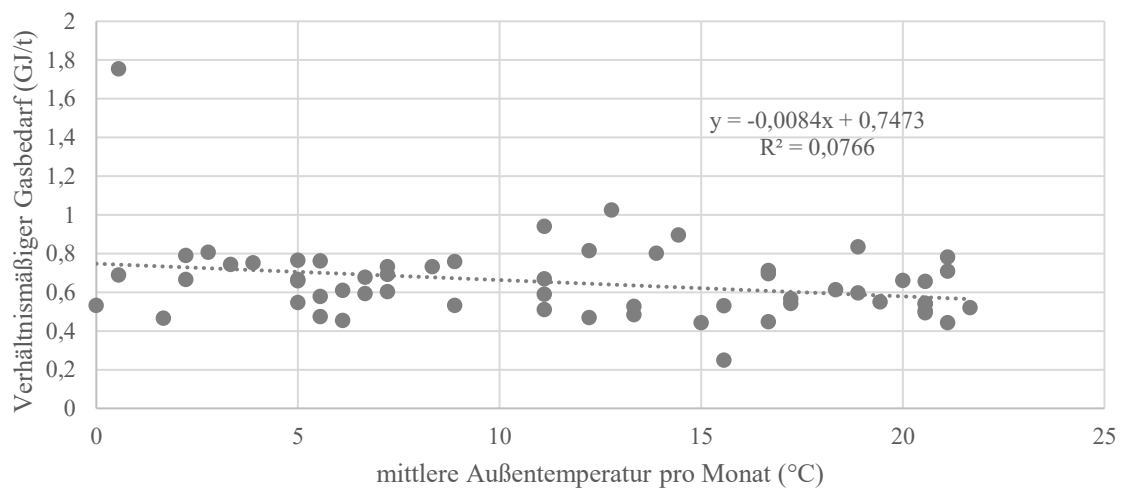


Abbildung 33: Gasbedarf (Kesselhaus) im Verhältnis zum Produktionsvolumen bei gegebenem Volumen

3.2 Wärmepumpe des Herstellers EQUANS

Auf Basis der gegebenen Eckdaten in *Tabelle 1* und *Tabelle 2* wird mit einigen Annahmen (siehe *Tabelle 3*) ein log-ph-Diagramm mit den Zustandsänderungen erstellt. Das Diagramm in *Abbildung 34* stellt die Zustandsänderungen im Betriebspunkt 1 dar. Durch den gegebenen COP und die Kompressorleistung ergibt sich ein Kältemittel-Massenstrom von 1,18 kg/s und ein Isentropen-Wirkungsgrad von 0,695.

Die entsprechenden Zustandsänderungen im Betriebspunkt 2 werden gleichermaßen berechnet (siehe Ergebnis in *Abbildung 35*). In diesem Betriebspunkt schließt der Hersteller einen Betrieb des Enthitzers aufgrund der niedrigeren Quelltemperatur aus. Die Berechnungen ergeben einen Kältemittel-Massenstrom von 0,54 kg/s. Der Isentropen-Wirkungsgrad bleibt mit einem Wert von 0,688 nahezu unverändert.

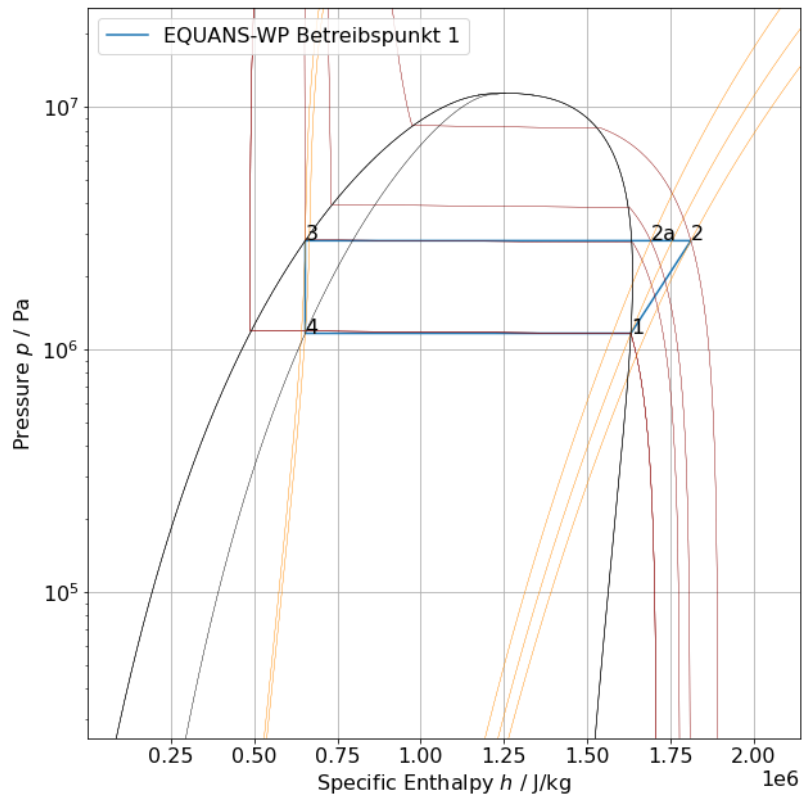


Abbildung 34: log-ph-Diagramm: Zustandsänderungen im Betriebspunkt 1

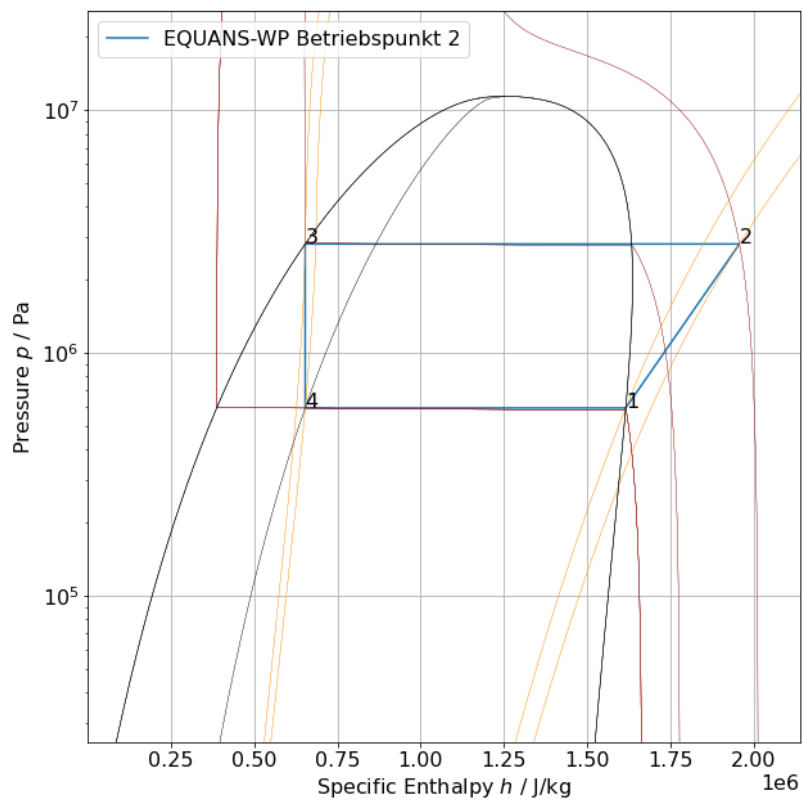


Abbildung 35: log-ph-Diagramm: Zustandsänderungen im Betriebspunkt 2

3.3 Jahressimulation

Die Ergebnisse der Jahressimulation basieren auf den stündlichen Messdaten des Jahres 2021 und bauen auf den berechneten Lastprofilen, sowie den gegebenen Betriebspunkten der EQUANS-Wärmepumpe auf. Sie sind nachfolgend in ihre jeweiligen Wärmequellen unterteilt. Dabei wird zunächst auf eine mögliche Wärmenutzung aus dem bestehenden Grundwasserbecken eingegangen. Im Anschluss werden die Ergebnisse der Wärmenutzung einer Prozesskälteanlage dargestellt.

3.3.1 Wärmequelle Grundwasser

Die elektrische Leistung am Kompressor der Wärmepumpe (P_{el}) sowie die Heizleistungen $\dot{Q}_{Verdampfer}$ und $\dot{Q}_{Kondensator}$, die sich aus den aufgezeichneten Heizlastprofilen ergeben, sind in *Abbildung 36* dargestellt.

Die Verdichterleistung P_{el} ist dabei in einem großen Zeitraum des Jahres über der angegebenen maximalen elektrischen Leistung von $P_{el,max} = 230 \text{ kW}$. Das heißt in dieser Zeit könnte der tatsächlich benötigte Heizbedarf nicht gedeckt werden. Ursache ist u. a. die niedrige Beckentemperatur und der daraus resultierende COP.

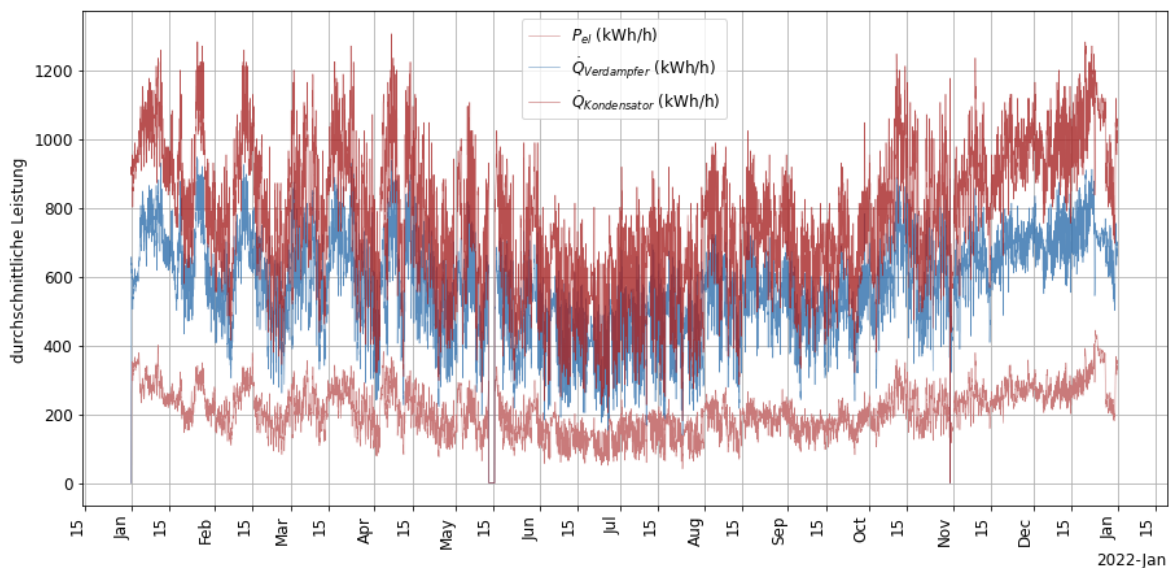


Abbildung 36: Leistungen der EQUANS-Wärmepumpe; Wärmequelle: Grundwasserbecken

Abbildung 37 zeigt den anzunehmenden Temperaturverlauf des Grundwasserbeckens. Speziell in den Wintermonaten und hier überwiegend an Wochenenden, an denen wenig Kühlbedarf herrscht, sinkt die Temperatur auf bis zu 10 °C ab. Ein weiterer Einbruch der Temperatur ist beim Produktionsstillstand über die Weihnachtsfeiertage zu sehen.

Die Histogramme in *Abbildung 38* zeigen noch einmal, dass die maximale elektrische Leistung des Verdichters ($P_{el,max}$) mehrfach überschritten wird. Der durchwegs niedrige COP ergibt sich aus der Beckentemperatur die aufgrund der Wärmeentnahme entsprechend niedriger ist. Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe liegt bei 3,72.

Die Möglichkeit der Nutzung des Enthitzers (siehe *Abbildung 13*) ist weitestgehend ausgeschlossen, da der Verdichter bereits für die Warmwasserbereitstellung unterdimensioniert ist.

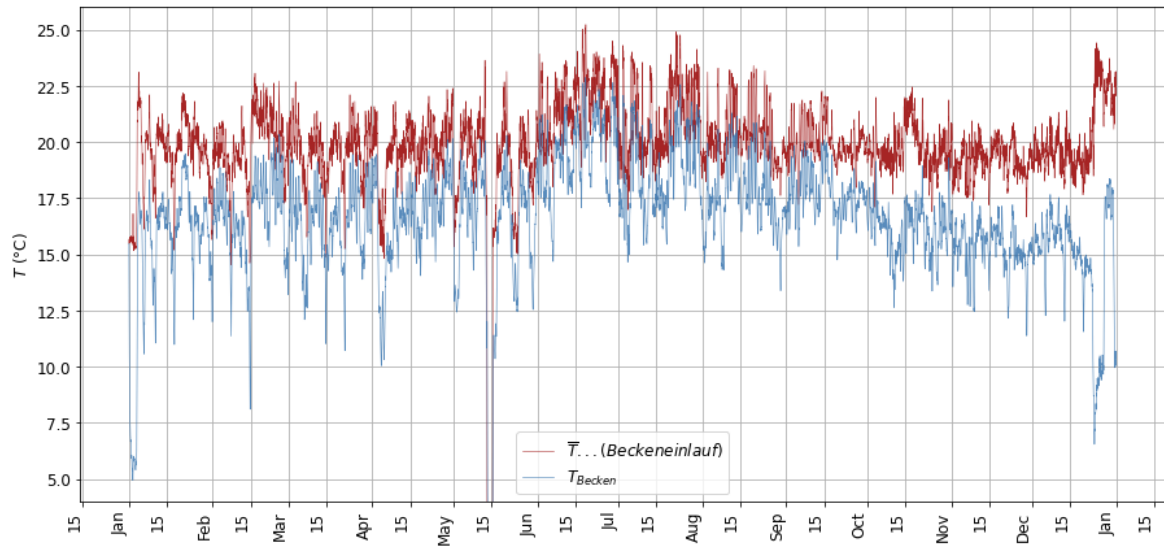


Abbildung 37: Temperatur des Beckeneinlaufs und die berechnete Beckentemperatur

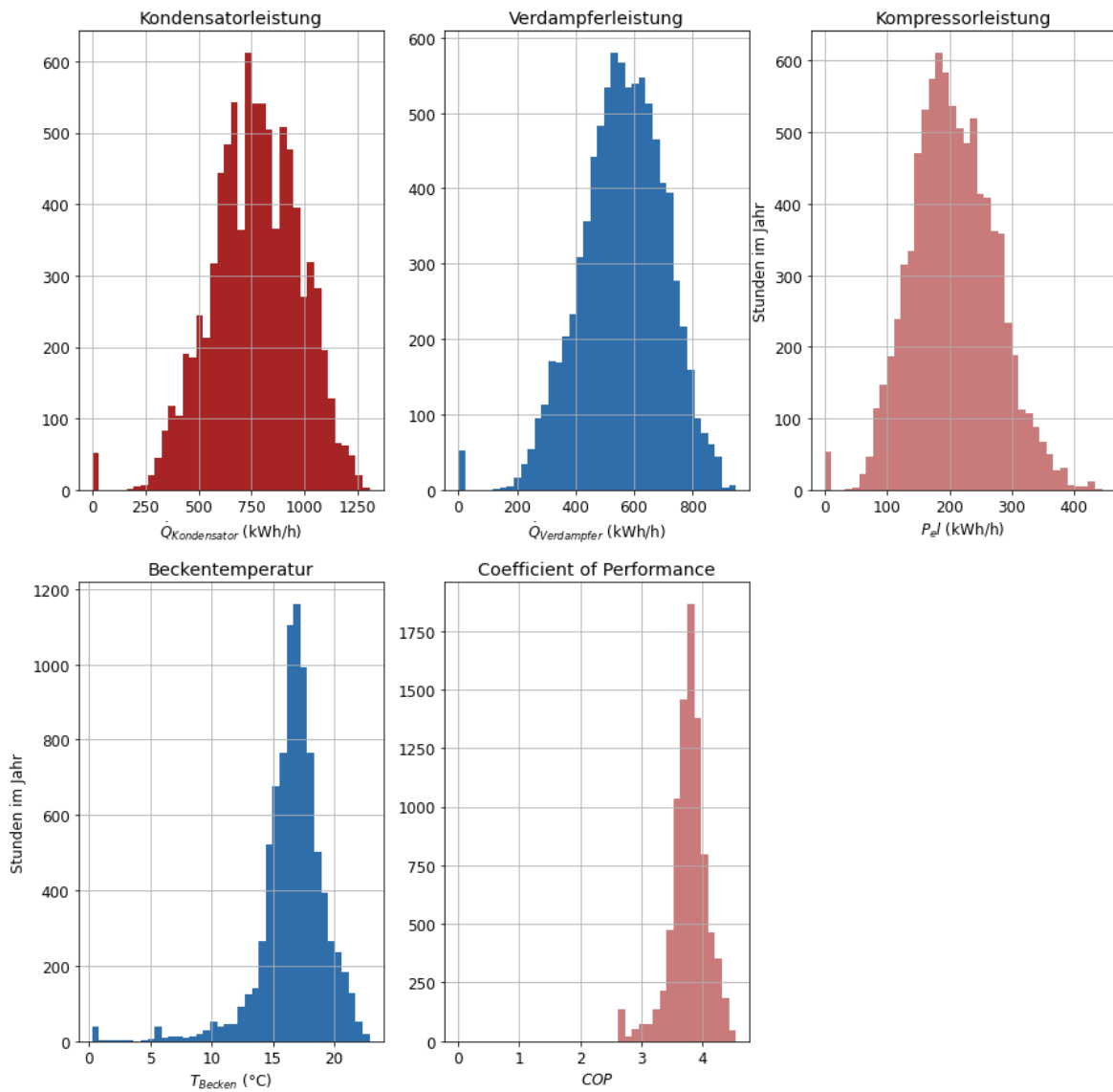


Abbildung 38: Häufigkeitsverteilung wichtiger Kennzahlen; Wärmequelle: Grundwasserbecken

3.3.2 Wärmequelle Prozesskälteanlage

Wird die Simulation erneut mit einer Temperatur $T_5 = T_{8PK} = 33\text{ °C}$ durchgeführt und die begrenzte Leistung der Kältemaschine der Prozesskälteanlage vorerst außer Acht gelassen, ergibt sich das Lastprofil in *Abbildung 39*.

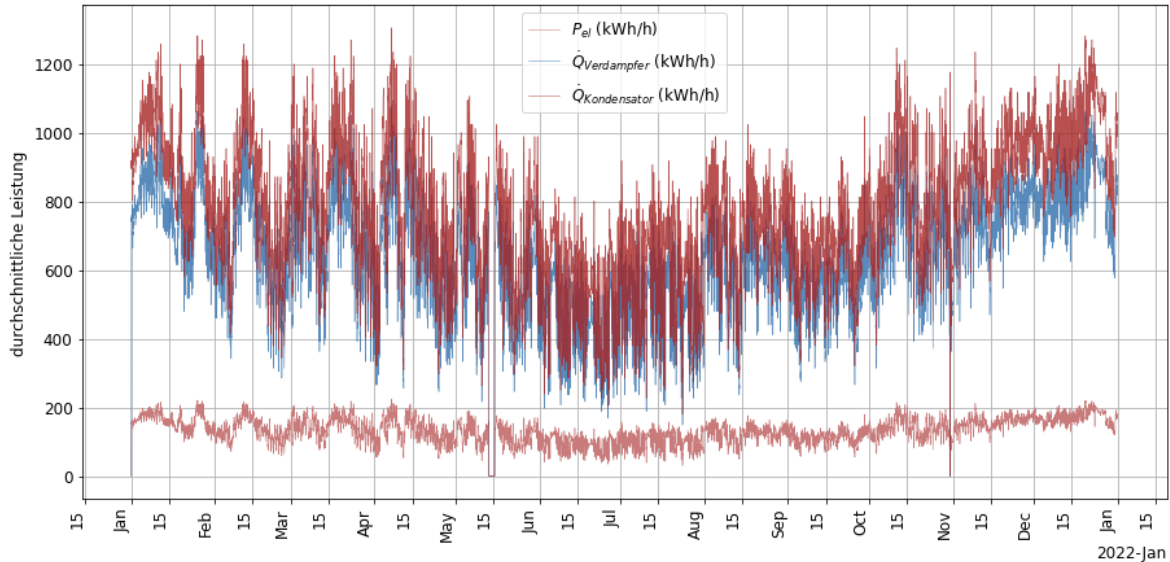


Abbildung 39: Leistungen der EQUANS-Wärmepumpe; Wärmequelle: Prozesskältemaschine, unter der Annahme unbegrenzter Leistung der Quelle

Aus dem berechneten Lastprofil ist ersichtlich, dass die Verdichterleistung P_{el} verglichen mit der Simulation in *Kapitel 2.4.1* durch das günstigere Druckniveau am Verdampfer besonders in den Wintermonaten geringer ausfällt. Dennoch stößt die Verdichterleistung unter der besagten Annahme bereits an die Grenze von $P_{el,max} = 230\text{ kW}$. Zeitgleich müssten am Verdampfer Leistungen von $\dot{Q}_{Verdampfer} > 1000\text{ kW}$ bereitgestellt werden und das bei konstant hohem Temperaturniveau. Die Wärmepumpe hätte aufgrund der konstanten Druckniveaus außerdem permanent einen COP von 5,8. Werden diese Ergebnisse nun mit dem angenommenen Lastprofil der Kältemaschine (siehe *Abbildung 18*) verglichen, ergibt sich ein $\Delta\dot{Q} = \dot{Q}_{Verdampfer} - \dot{Q}_{PK}$. Diese Differenz ist als Histogramm in *Abbildung 40* dargestellt und zeigt, dass überwiegend Energie anderweitig zur Verfügung gestellt werden müsste (der positive Bereich auf der x-Achse). Nur in einigen wenigen Stunden im Jahr stünde durch die Prozesskälteanlage genug Energie zur Verfügung, um den Heizbedarf zu decken.

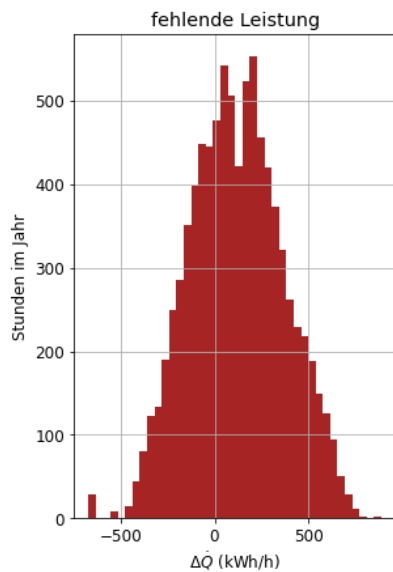


Abbildung 40: Häufigkeitsverteilung: Fehlende Leistung am Verdampfer der Wärmepumpe

3.3.3 Kombinierte Wärmequelle: Primäre Nutzung des Grundwasserbeckens

Eine kombinierte Nutzung der möglichen Wärmequellen scheint zwecks möglichst niedriger Verdichterleistung und den Ergebnissen in *Kapitel 3.3.2* notwendig. Die einfachste Lösung, basierend auf der bestehenden Infrastruktur, ist dabei die vollständige Abführung der Kondensatorleistung der Kältemaschine in das Grundwasserbecken. Die Energie könnte anschließend durch eine Wärmepumpe wieder vom Becken bezogen werden. In *Abbildung 41* ist die mittlere Einlauftemperatur des Beckens \bar{T} sowie die resultierende Beckentemperatur T_{Becken} dargestellt. Es ist erkennbar, dass im Vergleich zur bloßen Nutzung des Grundwasserbeckens (siehe *Kapitel 3.3.1*) die Temperaturreduktion deutlich geringer ausfällt. Lediglich an Wochenenden und in den Wintermonaten, ist ein Abfall der Beckentemperatur erkennbar. In den Sommermonaten scheint die zur Verfügung stehende Leistung der Kältemaschine sogar zeitweise eine leichte Erwärmung des Beckens hervorzurufen.

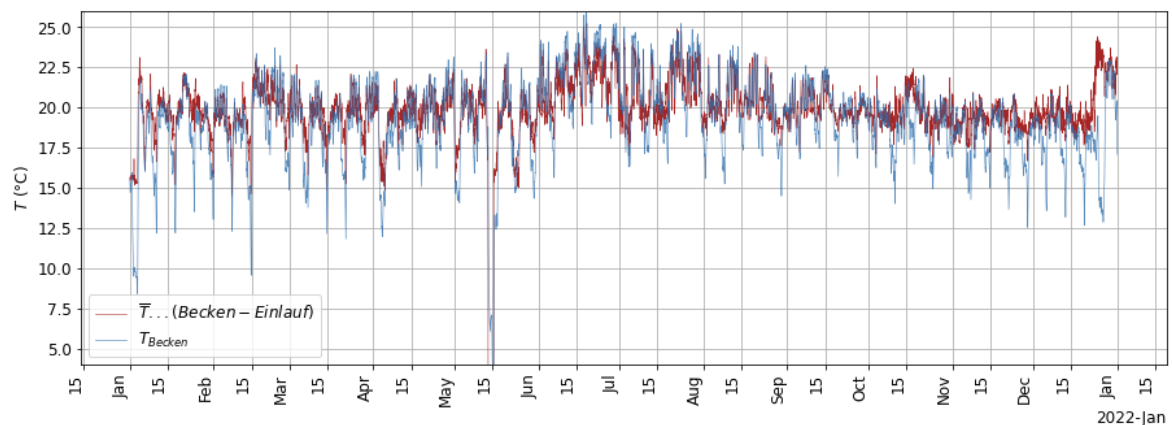


Abbildung 41: Temperatur des Beckeneinlaufs und die berechnete Beckentemperatur

Allerdings ist in *Abbildung 42* zu erkennen, dass die maximal gegebene Verdichterleistung auch in dieser Simulation deutlich überschritten wird. Daher ist die Nutzung des Enthitzers (siehe *Abbildung*

13) überwiegend ausgeschlossen. Der COP bewegt sich in diesem Beispiel zwischen 3 und 5. Die aussagekräftigere Jahresarbeitszahl beträgt 4,05.

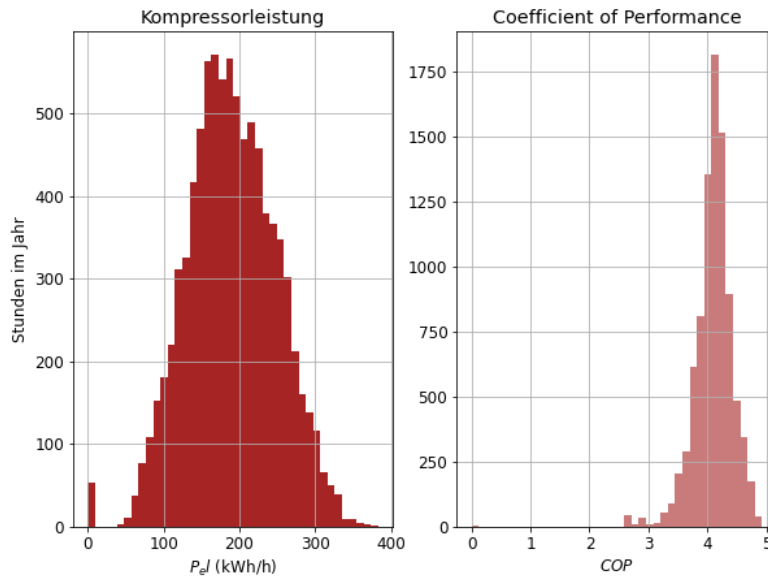


Abbildung 42: Häufigkeitsverteilung wichtiger Kennzahlen; Wärmequelle: Grundwasserbecken (durch Abwärme der Prozesskälteanlage ergänzt)

3.3.4 Kombinierte Wärmequelle: Primäre Nutzung der Prozesskälteanlage

Werden die Wärmequellen so kombiniert, dass die Abwärme der Prozesskälteanlage direkt genutzt werden kann (siehe Schema in *Abbildung 20*), sind die Simulation und deren Ergebnisse komplexer. *Abbildung 43* zeigt einen 7-Tage-Ausschnitt der Temperaturverläufe im Monat Mai. Bei den ersten beiden Tagen handelt es sich um einen Samstag und einen Sonntag, wo die Auslastung der Kältemaschine niedrig ist. Daher reicht an diesen Tagen die abgeführte Wärme der Prozesskälteanlage nicht, um den Heizbedarf zu decken. Ein großer Teil der Leistung (siehe *Abbildung 44*) wird aus dem Becken bezogen, wodurch ein höherer Massenstrom \dot{m}_{Becken} notwendig ist und dadurch die Mischtemperatur T_5 entsprechend niedrig wird. Folglich kühlt das Grundwasserbecken langsam ab. An den Wochentagen hingegen reicht die abzuführende Energie teilweise aus, wodurch ein Massenstrom \dot{m}_{Becken} kurzzeitig nicht mehr notwendig ist und der Massenstrom der Prozesskälteanlage \dot{m}_{PK} ausreicht (siehe *Abbildung 45*).

\dot{Q}_{cool} stellt in *Abbildung 44* jene Leistung dar, die der Wärmepumpe am Verdampfer bereitgestellt werden soll. Daher ergibt sich die Differenz $\Delta\dot{Q} = \dot{Q}_{heat,PK} - \dot{Q}_{cool} = -\dot{Q}_{heat,Becken}$ die vom Becken bezogen werden muss. Es wird angenommen, dass ein möglicher Überschuss (erkennbar an einem positiven $\Delta\dot{Q}$) über den bestehenden Rückkühler abgeführt wird. Dadurch steigt in diesem Fall die Beckentemperatur nicht an. Der maximale COP der Wärmepumpe liegt durch die beschränkte Temperatur ($T_5 \leq 33 \text{ }^\circ\text{C}$) bei 5,8 (siehe *Abbildung 43*).

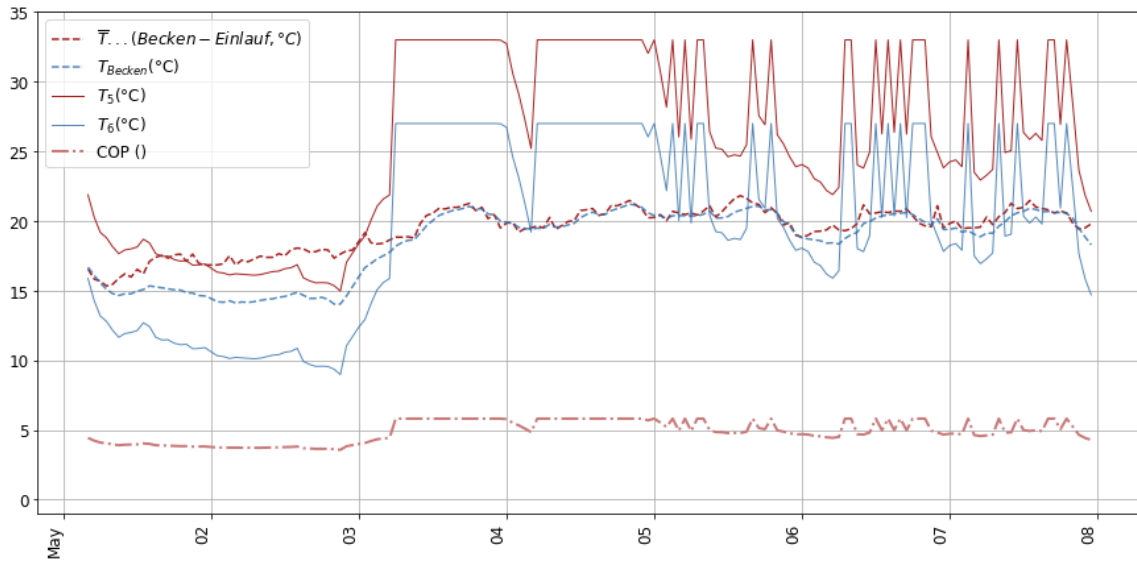


Abbildung 43: Temperaturverläufe bei kombinierter Quellennutzung, Ausschnitt im Mai

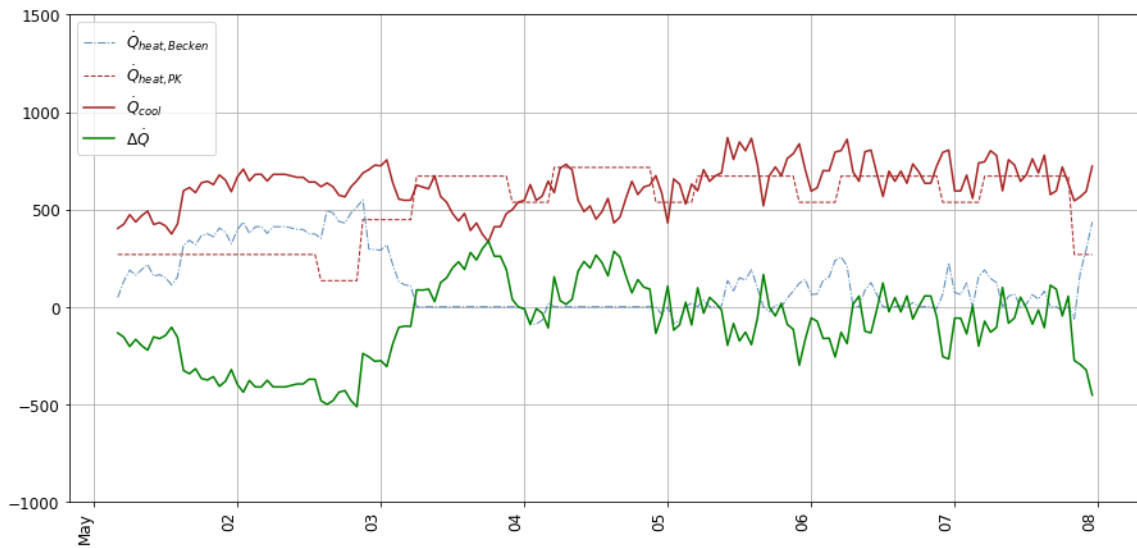


Abbildung 44: Heizleistungen bei kombinierter Quellennutzung, Ausschnitt im Mai

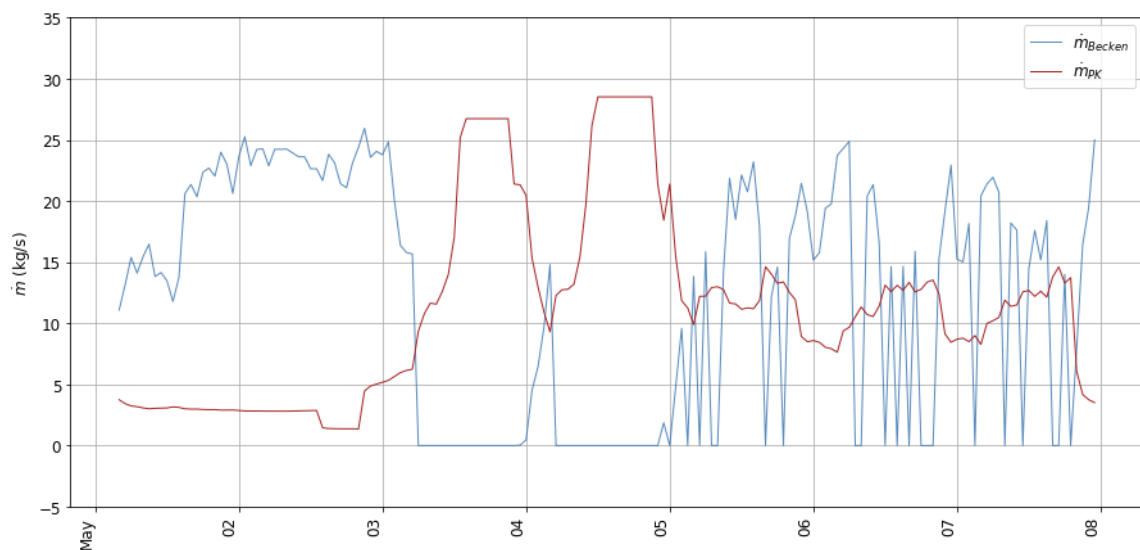


Abbildung 45: Massenströme bei kombinierter Quellennutzung, Ausschnitt im Mai

Zum Vergleich sind in *Abbildung 46* die Temperaturverläufe aufgezeichnet, die sich im Dezember um die Weihnachtsfeiertage ergeben würden. Die nötige Heizleistung ist an den Feiertagen etwas geringer, allerdings wurde die Kühlleistung wie bereits erwähnt für jede Woche des Jahres wiederkehrend angenommen. Das stimmt natürlich nur bedingt, denn aufgrund eines Produktionsstillstandes verringert sich auch die nötige Kühlleistung und damit die abzuführende Energie am Kondensator der Kältemaschine. Dementsprechend würde die Beckentemperatur T_{Becken} mit einem realen Kühllastprofil nicht nur an den Wochenenden, sondern auch an Feiertagen stärker sinken.

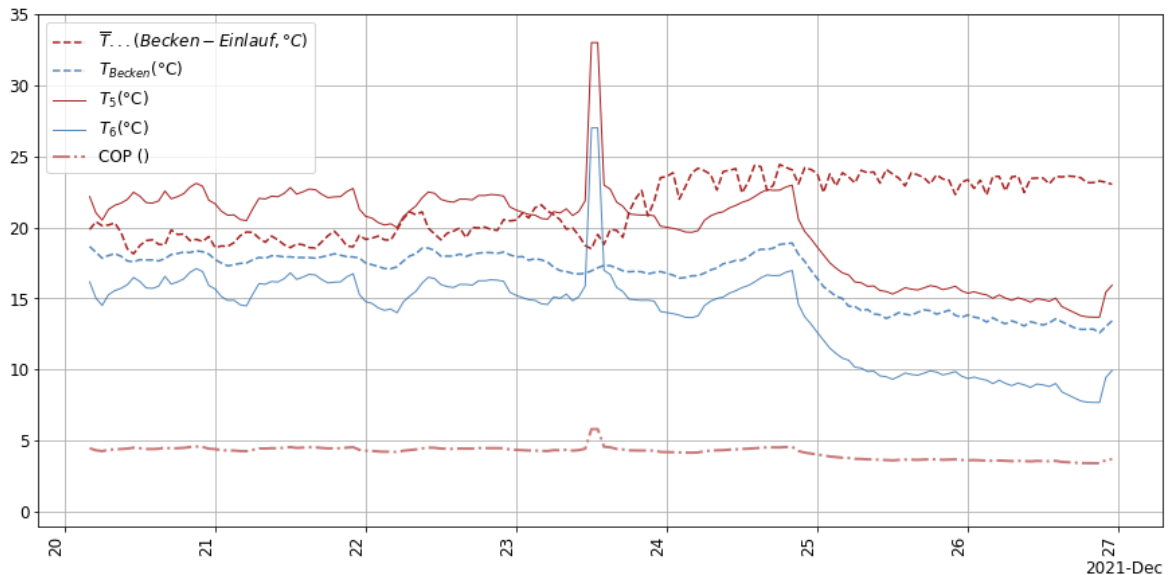


Abbildung 46: Temperaturverläufe bei kombinierter Quellennutzung, Ausschnitt im Dezember

Abbildung 47 zeigt, dass auch bei dieser Kombination der Wärmequellen eine Verdichterleistung von bis zu 350 kW nötig ist. Jedoch ist der COP der Wärmepumpe durch die höhere Temperatur am Verdampfer im Mittel gestiegen (vgl. *Abbildung 42*). Das bestätigt auch die höhere Jahresarbeitszahl, die in diesem Fall bei 4,73 läge.

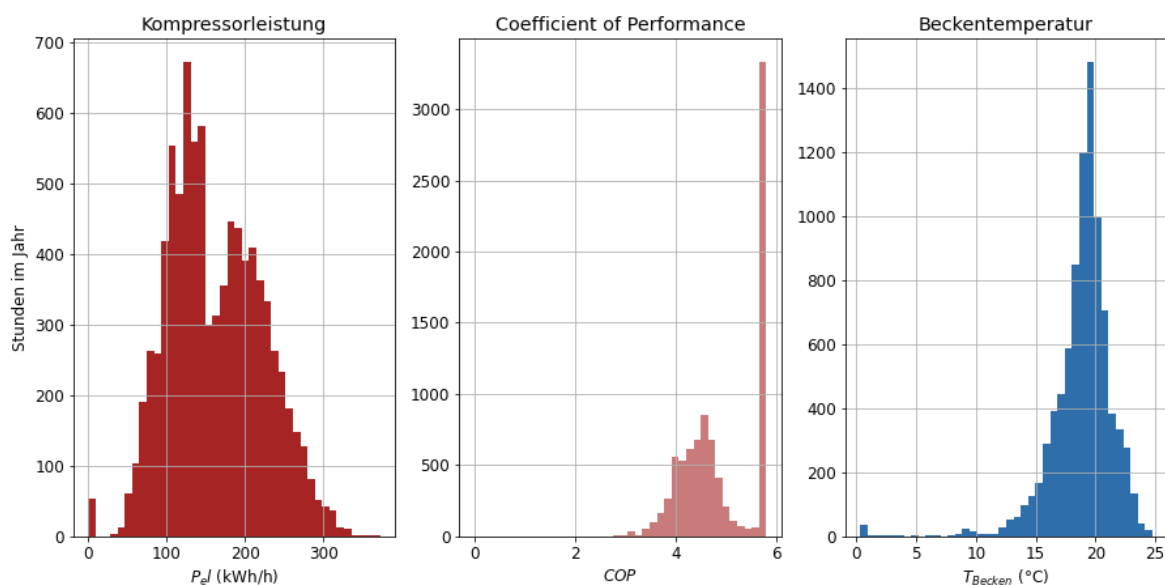


Abbildung 47: Häufigkeitsverteilung wichtiger Kennzahlen; Wärmequelle: Abwärme der Prozesskälteanlage ergänzt durch Grundwasserbecken (gesamtes Jahr, ohne Enthitzer)

Die abgegebene Kondensatorleistung $\dot{Q}_{Kondensator}$ ist aufgrund der gegebenen Lastprofile in allen Simulationen ident (siehe *Abbildung 38*). Die Auslegung des Kondensators (siehe Leistungsdaten in *Tabelle 2*) verspricht daher eine gewisse Reserve. Aus diesem Grund wäre bei einer ausreichend hohen Verdichterleistung der Betrieb des Enthitzers durchaus möglich. Dieser wäre in der Lage maximal 145 kW bei 90 °C bereitzustellen. Jedoch hat die Leistungsabgabe am Kondensator Vorrang. Die maximal abgegebene Heizleistung ist, wie in *Kapitel 2.3* beschrieben, mit 1.390,6 kW beschränkt. Wird die Simulation anhand dieser Eckdaten noch einmal durchgeführt, sinkt die Jahresarbeitszahl auf rund 4,4 und es ergeben sich die in *Abbildung 48* dargestellten Verteilungen der Kompressorleistung und der Enthitzerleistung $\dot{Q}_{Enthitzer}$. Die Beckentemperatur ändert sich nur marginal. Dabei basieren die Ergebnisse auf der Annahme, dass am Enthitzer jederzeit die maximal abrufbare Leistung abgegeben wird. Das ist in einem Großteil der Zeitschritte möglich, da die Enthitzerleistung lediglich die nötige Menge Prozessdampf für den 90 °C-Heizstrang reduziert. In einigen wenigen Zeitschritten wird jedoch kein Prozessdampf benötigt und daher wäre auch die Leistung am Enthitzer nicht notwendig. Da für das 90 °C-Temperaturniveau aber kein genaues Lastprofil besteht, wird dieser Umstand vernachlässigt. Die Simulation zeigt jedoch, dass die maximale Enthitzerleistung von 145 kW in ca. 2.000 Stunden im Jahr abrufbar wäre. Vorausgesetzt die entsprechend nötige Verdichterleistung stünde auch zur Verfügung.

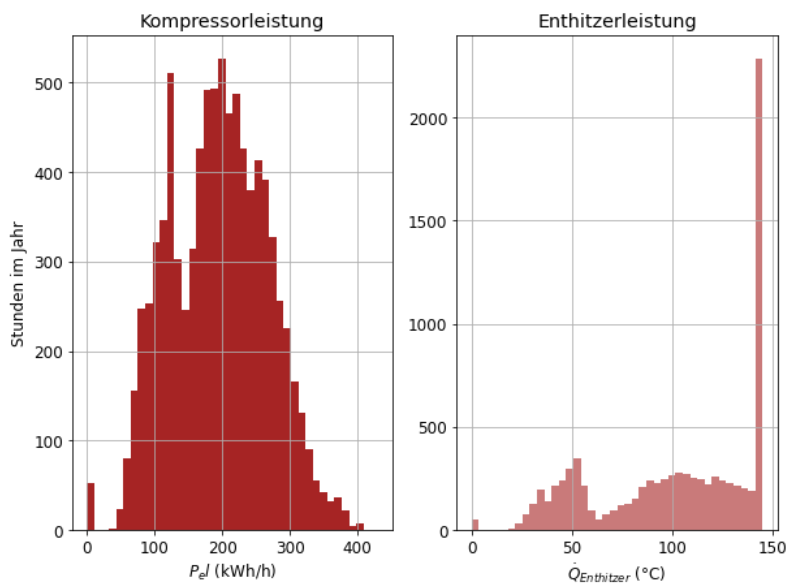


Abbildung 48: Häufigkeitsverteilung wichtiger Kennzahlen; Wärmequelle: Abwärme der Prozesskälteanlage ergänzt durch Grundwasserbecken (gesamtes Jahr, mit Enthitzer)

3.4 Wirtschaftlichkeitsberechnung

Die Berechnung des Wirkungsgrades des bestehenden Kesselhauses hat selbst mit einem Economiser noch Verluste von ca. 14,9 % ergeben (siehe *Abbildung 28*). Wird dieser Dampfkessel weiterhin für die Bereitstellung des nötigen Prozessdampfs verwendet, sinkt durch die parallele Nutzung der Wärmepumpe die Auslastung und damit der Eigenbedarf des Kesselhauses. Bisher hatte das Kesselhaus (siehe Ergebnisse in *Abbildung 27*) einen Eigenbedarf von 5,2 % bei einer benötigten Heizleistung von 75 % (55,1 % Heißwasser + 19,9 % Prozessdampf). Fielen nun 55,1 % durch den Betrieb einer Wärmepumpe weg, hätte das auch Auswirkungen auf den Eigenbedarf des Kesselhauses. Folglich wird von einem relativen Eigenbedarf von

$$Q_{FD,E,rel.} = \frac{19,9\% * 5,2\%}{19,9\% + 55,1\%} = 1,4\% \quad (20)$$

ausgegangen. Werden diese relativen Werte in *Formel (18)* eingesetzt, ergibt sich daraus ein deutlich geringerer Kesselwirkungsgrad:

$$\eta_{KH} = \frac{19,9\%}{19,9\% + 14,9\% + 1,4\%} = 55\% \quad (21)$$

Das ist nicht verwunderlich, denn der bestehende Dampfkessel wäre in der Lage, 6.000 kg Dampf pro Stunde bereitzustellen. Das entspricht bei 12 bar Druck einer durchschnittlichen Leistung von 4.637,86 kWh/h [10]. Im berechneten Lastprofil in *Abbildung 25* und *Abbildung 26* ist jedoch zu sehen, dass lediglich etwa 500 kWh/h in Form von Prozessdampf nötig sind. Das entspricht einer Kesselauslastung von etwa 11 %. Zumindest langfristig ist daher jedenfalls empfehlenswert, in einen modernen, effizienteren Dampferzeuger zu investieren. In *Formel 20* wird jedoch die in *Formel 7* beschriebene Verlagerung der Last auf dem 90 °C-Temperaturniveau nicht berücksichtigt. Dieses würde in *Formel 20* zu einer Erhöhung des Eigenbedarfs und damit auch des Wirkungsgrades in *Formel 21* führen. Zusätzliche Energieeffizienzmaßnahmen des Industriebetriebes kompensieren diese Last jedoch. Daher ist die Annahme gleichbleibender Lastprofile legitim.

Werden die Verbräuche der drei Simulationen mit den Energiepreisen in *Tabelle 5* multipliziert, ergeben sich die in *Abbildung 49* dargestellten kumulierten Kosten. Für diesen Vergleich werden die Simulationsergebnisse ohne Betrieb des Enthitzers herangezogen. Durch die angenommenen Investitionskosten, ergeben sich die Amortisationsdauern jeweils an den Schnittpunkten zur Kostenkurve des bestehenden Dampfkessels und liegen bei rund 43 Monaten. Diese Amortisationszeiten ergeben sich trotz Investition in einen neuen Dampferzeuger. Die kumulierten Kosten basieren allerdings auf der Annahme jährlich wiederkehrender Lastprofile und konstanter Energiepreise. Allfällige Wartungskosten werden, der Einfachheit halber, sowohl für die bestehende Anlage als auch für die drei Varianten mit Wärmepumpe vernachlässigt. Zudem wird angenommen, dass die Investitionskosten bereits im ersten Monat in voller Höhe anfallen. Als Inbetriebnahme Zeitpunkt wird dabei der 01. Jänner festgelegt. Zum Vergleich wären bei einer kalkulatorischen Abschreibung auf 20 Jahre, die betrachteten Varianten aufgrund der Aufteilung der Investitionskosten bereits im ersten Monat wirtschaftlicher als der bestehende Dampfkessel.

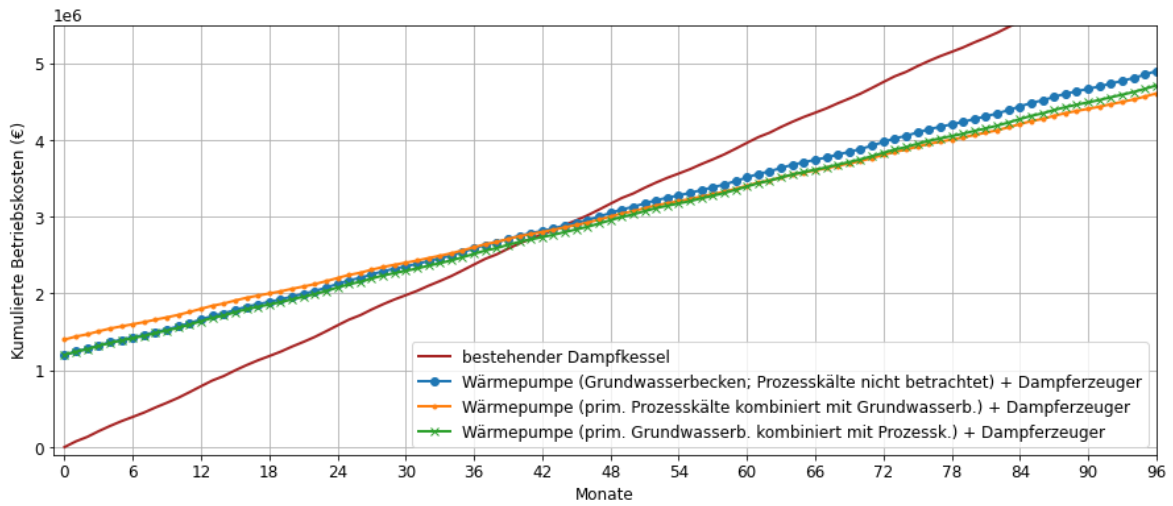


Abbildung 49: Kumulierte Betriebskosten (Investitionskosten mit effizienterem Dampferzeuger)

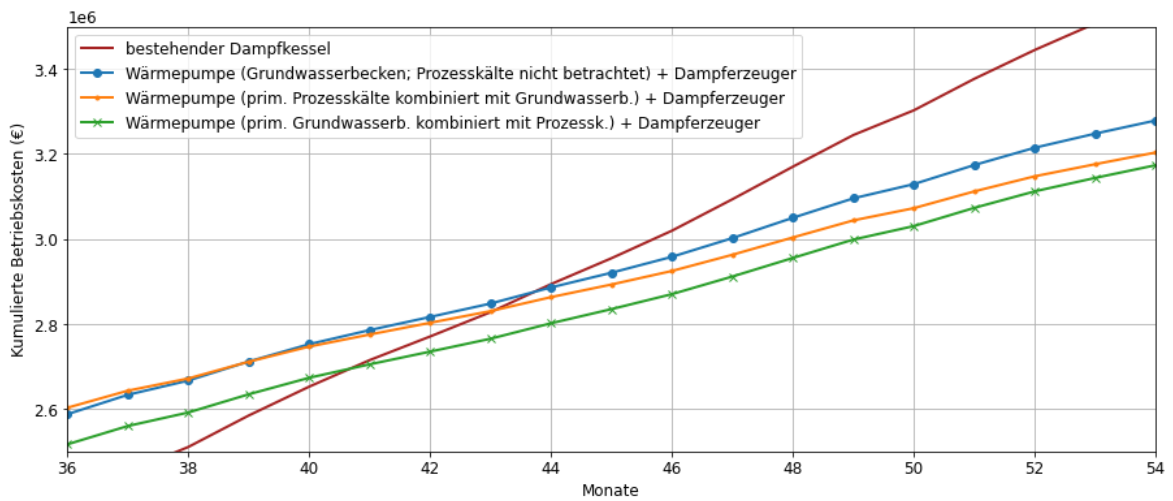


Abbildung 50: Amortisationsdauern der jeweiligen Investitionen (Ausschnitt der kumulierten Kosten)

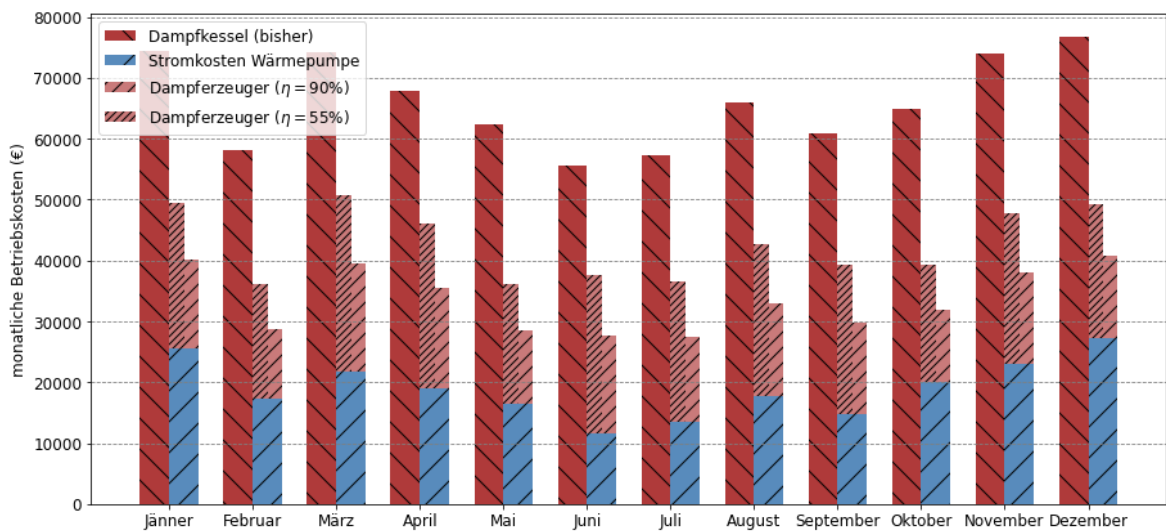


Abbildung 51: Vergleich der Wärmebereitstellungen: Monatliche Betriebskosten

Die genauere Betrachtung der Amortisationszeit in *Abbildung 50* zeigt, dass die zu Beginn günstigere Variante – primäre Nutzung des Grundwasserbeckens, kombiniert mit der Prozesskälteanlage – eine kürzere Amortisationsdauer aufweist. Jene Variante, bei der durch die primäre Nutzung der Prozesskälteanlage ein höheres Temperaturniveau genutzt werden kann, ist auf lange Sicht jedoch günstiger. Zudem ist die Amortisationsdauer im Vergleich nur zwei Monate länger (siehe *Abbildung 50*) und beträgt etwa 3,58 Jahre. Daher wird in weiterer Folge diese Variante (primäre Nutzung der Abwärme der Prozesskälteanlage) weiter betrachtet, denn sie bietet auf lange Sicht nicht nur wirtschaftlich, sondern auch technisch Vorteile. Würde der bestehende Dampfkessel weiterhin genutzt werden, läge die Amortisationsdauer bei 3,55 Jahren.

In *Abbildung 51* sind die monatlichen Kosten des Referenzjahres aufgetragen. Der linke Balken zeigt dabei die Gaskosten des bisherigen Großwasserraumkessels bei den angenommenen Gaspreisen. Der rechte Balken setzt sich aus den Stromkosten der Wärmepumpe und den zusätzlichen Gaskosten zur Bereitstellung des Prozessdampfs zusammen. Dabei sind zum Vergleich die Gaskosten des bestehenden Dampfkessels (mit angenommenem Wirkungsgrad von $\eta_{KH} = 55\%$) und jene Gaskosten durch einen neuen, effizienteren Dampferzeuger (mit $\eta_{KH} = 90\%$) dargestellt.

Wird für die kombinierte Variante mit primärer Nutzung der Prozesskälteanlage der Betrieb des Enthitzers mitberücksichtigt, schneidet die kumulierte Kostenkurve jene des bestehenden Dampfkessels knapp unter 43 Monaten. Da das Lastprofil des höheren Temperaturniveaus nicht genau bekannt ist, wird der Enthitzer der Wärmepumpe nachfolgend aber nicht weiter betrachtet.

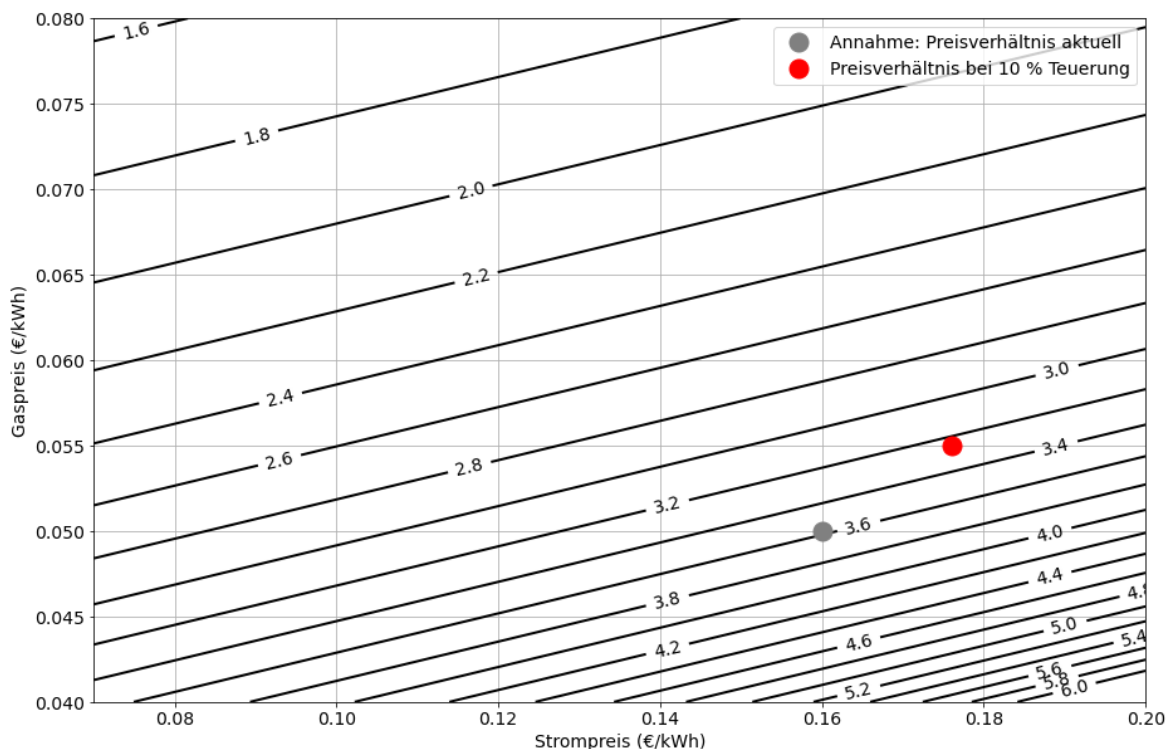


Abbildung 52: Sensitivitätsanalyse der Amortisationsdauer in Jahren, abhängig von Strom- und Gaspreis (Investitionskosten mit effizienterem Dampferzeuger inkludiert)

Die Sensitivitätsanalyse der Amortisationsdauer in *Abbildung 52* zeigt, wie sich diese ändert, wenn sich Strom- und/oder Gaskosten ändern. Zwar betrachtet auch diese Analyse keine Preisänderung während der Laufzeit und geht daher von konstanten Preisen über die gesamte Zeit aus, jedoch wird deutlich in welchem Ausmaß Strom- und Gaspreis gemeinsam steigen dürfen, ohne dass die

Amortisationsdauer verändert wird. Ebenfalls in *Abbildung 52* eingezeichnet ist das derzeit angenommene Preisniveau für Strom und Gas. Wird nun eine Preissteigerung von 10 % sowohl für Strom als auch für Gas angenommen, hätte das eine Verbesserung der Amortisationsdauer in gleichem Ausmaß zur Folge. Die Sensitivitätsanalyse zeigt außerdem, dass eine Verschlechterung der Amortisationsdauer auf dem dargestellten Preisniveau nicht entsteht, solange die Teuerungsrate des Strompreises nicht mehr als das 3,96-fache jener Teuerungsrate des Gaspreises beträgt.

Wird nun auch die angekündigte CO₂-Bepreisung mit einkalkuliert, ergibt sich eine kürzere Amortisationsdauer. In *Abbildung 53* ist die Kostenaufstellung dargestellt, die sich im ersten Jahr nach Inkrafttreten der Bepreisung ergibt. Die punktierten Bereiche im Diagramm zeigen die Kostenerhöhung durch einen CO₂-Preis von 30 €/t CO₂, der bereits im ersten Jahr eine Kostenerhöhung um ca. 12 % zur Folge hat. Dabei wird, wie in *Kapitel 2.5* beschrieben, von spezifischen CO₂-Emissionsfaktoren von 0,2 kg/kWh Gas und 0,0 kg/kWh Strom ausgegangen. Durch die jährlich ansteigende CO₂-Bepreisung ergeben sich die kumulierten Kosten in *Abbildung 54*. Verglichen mit der Kostenkurve in *Abbildung 49* ist nun erkennbar, dass alle dargestellten Kurven einen zunehmend steileren Anstieg aufweisen. Allerdings führt der stärkere Effekt beim bestehenden Dampfkessel dazu, dass nun mit einer Amortisationsdauer von rund 2,8 Jahren gerechnet werden kann. Dieser Effekt spiegelt sich auch in jenem Vergleich wider, bei dem ein neuer effizienterer Dampferzeuger mit dem bestehenden Großwasserraumkessel gegenübergestellt wird. Zwar wäre die Amortisationsdauer ohne Investition in einen effizienteren Dampferzeuger bei rund 2,7 Jahren, jedoch zeigt sich darüber hinaus eine deutliche Erhöhung der kumulierten Kosten.

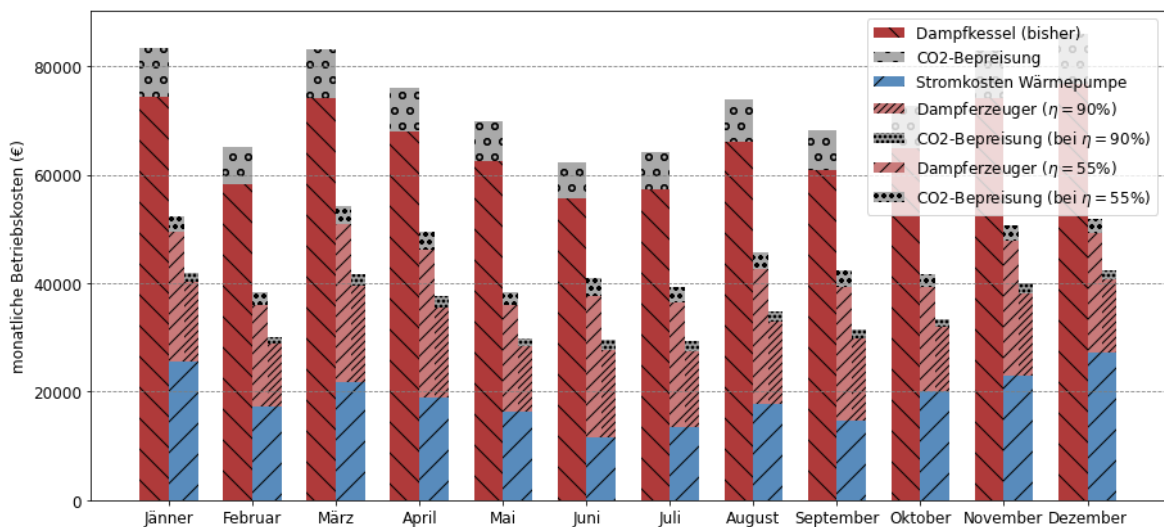


Abbildung 53: Vergleich der Wärmebereitstellungen: monatliche Betriebskosten inkl. CO₂-Bepreisung

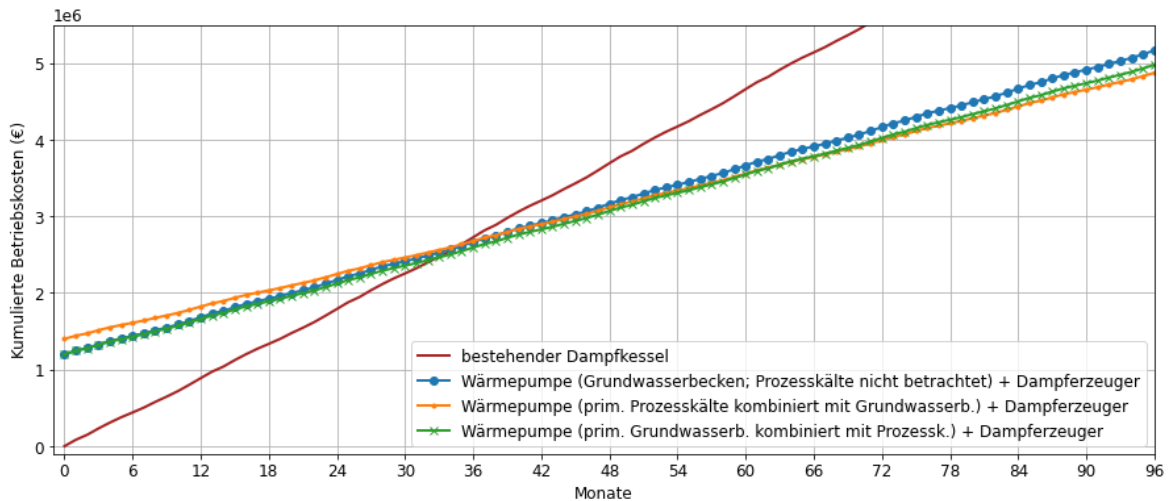


Abbildung 54: Kumulierte Betriebskosten inkl. CO₂-Bepreisung (Investitionskosten mit effizienterem Dampferzeuger)

Der Gasbedarf und damit auch der CO₂-Fußabdruck der Wärmebereitstellung ließe sich somit durch die Kombination einer Wärmepumpe mit einem effizienten Dampferzeuger um 78 % reduzieren. In absoluten Zahlen ausgedrückt bedeutet das eine Reduktion von bisher 3.170 Tonnen CO₂ pro Jahr auf nurmehr 692 Tonnen CO₂ pro Jahr. Diese Reduktion lässt sich auch durch die Ergebnisse in *Abbildung 27* verifizieren. Denn in der relativen Aufteilung der bisher bereitgestellten Energie, blieben lediglich 19,9 %, die durch den Dampferzeuger bereitgestellt werden müssen. Bei einem Wirkungsgrad von $\eta_{KH} = 90 \%$ ergibt das einen Gasbedarf von 22 % des bisherigen Jahresbedarfs des Kesselhauses.

4 Diskussion und Ausblick

In dieser Masterarbeit wurde am Beispiel eines Lebensmittelbetriebes gezeigt, wie eine Hochtemperaturwärmepumpe zur Bereitstellung der nötigen Prozesswärme effizient betrieben werden kann. Das übergeordnete Ziel war dabei stets die CO₂-Emissionen bei der Bereitstellung von Prozesswärme zu reduzieren. Die zunehmend angespannte Situation am Gasmarkt hat während der Ausarbeitung dieser Masterarbeit die große Abhängigkeit von fossilen Brennstoffen als weiteres Argument hervorgehoben.

Nachdem die Ausgangslage und damit auch der Wirkungsgrad eines bestehenden Dampfkessels hinreichend analysiert wurde, stellte sich die Frage nach den Auswirkungen höherer Produktionsvolumina auf die Heizlastprofile. Zwar war es aufgrund der Datenlage und des allgemein volatilen thermischen Systems schwer, kausale Zusammenhänge festzustellen, die Auswirkungen der Außentemperatur auf den Energiebedarf scheinen aber nicht unerheblich zu sein. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass ein Großteil der Verbraucher im Betrieb produktionsunabhängig ist. Die aktuellen Produktionspläne sehen die maximale Auslastung der Anlagen tendenziell in den Wintermonaten vor. Eine Produktionserhöhung im großen Stil wäre mit dem bestehenden Anlagenfuhrpark somit nur noch durch zusätzliche Produktionsvolumen in den Sommermonaten möglich. Das hieße vereinfacht ausgedrückt: Wenn die Auslegung einer Wärmebereitstellung in den Wintermonaten eine gewisse Reserve aufweist, stünde einer Produktionserhöhung langfristig nichts im Wege, zumindest solange der bestehende Fuhrpark an Produktionsanlagen nicht gravierend verändert wird.

Als mögliches Kältemittel der Wärmepumpe kristallisierte sich speziell für dieses Beispiel Ammoniak als zuverlässige Variante heraus. Die Gründe liegen zum einen in der der F-Gas-Verordnung [4] und zum anderen in der nötigen Leistung und damit verbundenen großen Füllmenge des Systems. So mussten Kohlenwasserstoffe aufgrund ihrer Entzündlichkeit ausgeschlossen werden. Weitere alternative Kältemittel sind im industriellen Maßstab nur sehr eingeschränkt kommerziell erhältlich. Dieses Problem beschreibt auch Bühler et al. [7] und weist darauf hin, dass der Forschung in den nächsten Jahren eine große Rolle zukäme. Denn besonders Wärmepumpen mit Senktemperaturen über 150 °C würden erheblich zur Reduktion fossiler Abhängigkeit beitragen [7].

Mit dem Modell einer mit Ammoniak betriebenen Wärmepumpe wurden vier Jahressimulationen mithilfe der Programmiersprache Python durchgeführt. Die vier betrachteten Szenarien unterscheiden sich in den genutzten Wärmequellen. Wobei ein Grundwasserbecken, eine Prozesskälteanlage sowie zwei Kombinationen daraus betrachtet wurden. In allen vier Simulationen stellte sich heraus, dass die Verdichterleistung $P_{el,max} = 230 \text{ kW}$ der angenommenen Wärmepumpe nicht ausreicht. Bei der Nutzung des Grundwasserbeckens als Wärmequelle wäre selbst bei einer Kombination mit der Prozesskälteanlage eine Leistung von $P_{el,max} > 350 \text{ kW}$ nötig. Zudem ist aufgefallen, dass die Beckentemperatur besonders an winterlichen Tagen mit Produktionsstillständen deutlich abfällt. Derartige Betriebsbedingungen sind in der Planung unbedingt zu berücksichtigen, um einen störungsfreien Betrieb der Wärmebereitstellung zu garantieren. In diesem, mit geringeren Investitionskosten behafteten Szenario ergab sich eine Jahresarbeitszahl von 4,05. Mit einer höheren Jahresarbeitszahl von 4,73 schnitt hingegen das Szenario ab, bei dem primär die bestehende Prozesskälteanlage als Wärmequelle genutzt wird. Nur wenn die Leistung nicht ausreicht, wird zusätzlich Energie aus dem Grundwasserbecken bezogen. Die nötige Verdichterleistung änderte sich jedoch kaum und blieb auf einem gleich hohen Niveau. Darüber hinaus wäre, aufgrund der oben angesprochenen

Erhöhung der Produktionsauslastung, sinnvollerweise eine Leistungsreserve von 10 % einzuplanen. Technisch sind Verdichterleistungen dieser Größenordnung laut Hersteller durchaus umsetzbar. Daher kristallisierten sich insbesondere die beiden Szenarien mit kombinierten Wärmequellen als machbar heraus.

Wie sensitiv die berechnete Jahresarbeitszahl ist, zeigte die Annahme, aufgrund derer ein konstanter Wärmestrom von 80 kW im verwendeten Heizlastprofil abgezogen wurde. Nach der Umsetzung einer Energieeffizienzmaßnahme im Jahr 2022 sollte so das gegebene Lastprofil des Vorjahres an aktuelle Gegebenheiten angepasst werden. Ohne dieser Änderung des Lastprofils lag die Jahresarbeitszahl bei 4,59 statt 4,73. Das zeigt, dass besonders konstante Verlustleistungen einen erheblichen Einfluss auf die Effizienz einer Wärmepumpe haben.

Die abschließende Simulation des Enthitzers der Wärmepumpe zeigte, dass in einem überwiegenden Teil der simulierten Zeitschritte eine zusätzliche Heizleistung von 145 kW bei 90 °C abrufbar wäre. Somit könnte durch die Wärmepumpe im Beispiel der kombinierten Quellennutzung (primär Prozesskälteanlage) auch der 90 °C-Heizstrang, zumindest teilweise, beheizt werden. Diese zusätzliche Heizleistung ging zwar zulasten der Jahresarbeitszahl, die in diesem Fall auf 4,4 reduziert wurde, jedoch müsste diese Energie nicht durch den Dampferzeuger bereitgestellt werden. Es wurde auch hervorgehoben, dass dazu eine entsprechend höhere Verdichterleistung vorausgesetzt wird.

Die anschließende Wirtschaftlichkeitsbetrachtung ergab tragbare Amortisationsdauern von rund 3,6 Jahren. Wobei die Berücksichtigung der angekündigten CO₂-Bepreisung eine Verbesserung auf ca. 2,8 Jahre brachte. Dabei wurde für die Bereitstellung des nötigen Prozessdampfs die Investition in einen effizienteren, gasbefeuderten Dampferzeuger in Erwägung gezogen. Da der Fokus dieser Arbeit aber auf den Temperaturniveaus von 65 °C und 90 °C lag, wurde der Dampferzeuger nicht näher betrachtet und lediglich Investitionskosten sowie Wirkungsgrad angenommen.

Die Annahme aktueller „marktüblicher“ Preise für Strom und Gas war in den letzten Monaten zunehmend schwieriger und eine Vorhersage beider Preise darüber hinaus äußerst spekulativ. Allerdings zeigte eine Sensitivitätsanalyse der Amortisationsdauer, dass sich jedenfalls keine Verschlechterung der Amortisationsdauer ergibt, solange die Teuerungsrate bei Strom nicht größer als das 3,9-fache jener des Gases ist (ausgehend vom angenommenen Preisniveau). Gelingt es zukünftig, den Strompreis durch den Ausbau erneuerbarer Energien weitestgehend vom Gaspreis zu entkoppeln, hätte das für den Investor darüber hinaus positive Auswirkungen durch ein geringeres Risiko.

Für einen Betrachtungszeitraum von mehr als sechs Jahren zeigte sich, dass die kombinierte Nutzung der Wärmequellen mit einer primären Nutzung der Prozesskälteanlage, geringere kumulierte Kosten aufweist. Dieses Ergebnis ist zwar plausibel, jedoch ist zu berücksichtigen, dass speziell diese Simulation mit vielen Annahmen behaftet ist. Das Abwärme-Lastprofil der Prozesskälteanlage war nicht vollständig bekannt. Daher wurde ein wöchentlich wiederkehrendes Lastprofil angenommen. Speziell an Feiertagen mit geringer Produktionsauslastung ist daher mit Abweichungen zur Simulation zu rechnen. Darüber hinaus ist aufgrund der erst kürzlichen Inbetriebnahme weiterhin nicht vollständig bekannt, wie sich die Prozesskälteanlage im Jahresverlauf verhält. Grundsätzlich führt die Anlage die Abwärme über einen geschlossenen Glykol-Kreis ab. Da es für die Einbindung einer Wärmepumpe mehrere Möglichkeiten gibt, wurde für die Simulation ein vereinfachtes Modell angenommen, das sich in der Wärmeübertragung von einer praktischen Lösung leicht unterscheidet.

Bezogen auf die Prozesswärmebereitstellung ergaben die Simulationen, eine Reduktion des Gasbedarfs von 78 %, die bei CO₂-neutraler elektrischer Energie auch der Reduktion der CO₂-Emissionen entspricht. Jedoch ist bei der angegebenen Stromkennzeichnung des hiesigen Stromlieferanten keine Vorkette berücksichtigt. Lebenszyklusanalysen zeigen allerdings, dass auch durch erneuerbare Energietechnologien Emissionen entstehen. Durch die gesamtheitliche Betrachtung erhöhen sich aber auch jene spezifischen Emissionsfaktoren des Erdgases [17] [18].

Am Beispiel des Lebensmittelproduzenten konnte dennoch gezeigt werden, dass eine Modernisierung der Wärmebereitstellung jedenfalls rentabel wäre. Die Gründe liegen einerseits im überdimensionierten Großwasserraumkessel, dessen Wirkungsgrad durch hohe Verluste bestimmt wird. Andererseits wurde diese Rentabilität erst durch intensive Energieeffizienzmaßnahmen ermöglicht, durch die in den letzten Jahren die nötigen Temperaturniveaus der Heizstränge sukzessive reduziert wurden. Derartige Maßnahmen werden auch in Zukunft nicht an Bedeutung verlieren. Denn besonders in den letzten Monaten stiegen die Energiepreise beträchtlich und mit ihnen das Bewusstsein, dass die derzeit nötige fossile Energie nicht unbegrenzt und schon gar nicht ohne Abhängigkeit zur Verfügung steht [19]. Obwohl es signifikanter Investitionen bedarf, stellt die Elektrifizierung des Industriesektors eine Schlüsselrolle dar, um die Umweltauswirkungen unserer Gesellschaft zu reduzieren [7].

5 Literaturverzeichnis

- [1] „Environmental, Social and Governance Report“, Mondelēz International, 2021. Zugegriffen: 6. Juni 2022. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.mondelezinternational.com/Snacking-Made-Right/Reporting-and-Disclosure>
- [2] Greenhouse Gas Protocol, Hrsg., „Corporate Value Chain (Scope 3) Accounting and Reporting Standard“. 2011. Zugegriffen: 6. Juni 2022. [Online]. Verfügbar unter: https://ghgprotocol.org/sites/default/files/standards/Corporate-Value-Chain-Accounting-Reporting-Standard_041613_2.pdf
- [3] C. Arpagaus, F. Bless, M. Uhlmann, J. Schiffmann, und S. S. Bertsch, „High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials“, *Energy*, Bd. 152, S. 985–1010, Juni 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.03.166.
- [4] Das Europäische Parlament und der Rat der Europäischen Union, *VERORDNUNG (EU) Nr. 517/2014 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 16. April 2014 über fluorierte Treibhausgase und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 842/2006*. 2014, S. 36. Zugegriffen: 18. Juli 2022. [Online]. Verfügbar unter: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0517&rid=1>
- [5] O. Talaba u. a., „CO₂ high temperature heat pump – a promising solution“, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, Bd. 997, Nr. 1, S. 012157, Dez. 2020, doi: 10.1088/1757-899X/997/1/012157.
- [6] Mayekawa Europe nv/sa, „Mayekawa CO₂ Supercritical Heat Pump - heatCO₂m“. März 2010. Zugegriffen: 26. Dezember 2021. [Online]. Verfügbar unter: <https://mayekawa.com.au/494/wp-content/uploads/2011/02/HeatCOM.pdf>
- [7] F. Bühler, B. Zühlsdorf, T.-V. Nguyen, und B. Elmegaard, „A comparative assessment of electrification strategies for industrial sites: Case of milk powder production“, *Applied Energy*, Bd. 250, S. 1383–1401, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.05.071.
- [8] Bosch Industriekessel GmbH, Hrsg., „Dampfkesselsysteme von Bosch - Hocheffiziente und zuverlässige Prozesswärme“. März 2022. Zugegriffen: 15. Juli 2022. [Online]. Verfügbar unter: https://www.bosch-thermotechnology.com/ocsmedia/optimized/full/o426474v272_BR_Dampfkessel_de.pdf
- [9] E-Control, Hrsg., „Umrechnung m³ auf kWh 2021“. Jänner 2021. Zugegriffen: 24. April 2022. [Online]. Verfügbar unter: https://www.e-control.at/documents/1785851/1811582/Umrechnung_m3_auf_kWh_2021.pdf/66091aef-743a-7933-f784-27c9f375fa7e?t=1610526977283
- [10] G. Sattler und T. Schibel, *Planungshandbuch Dampfkessel*. 2011. Zugegriffen: 21. Dezember 2021. [Online]. Verfügbar unter: https://www.viessmann.at/content/dam/vi-brands/DE/PDF/Planungshandbuch/ph-dampfkessel.pdf/_jcr_content/renditions/original.media_file.download_attachment.file/ph-dampfkessel.pdf
- [11] scikit-learn developers, „sklearn.ensemble.GradientBoostingRegressor“. Zugegriffen: 20. September 2021. [Online]. Verfügbar unter: <https://scikit-learn.org/stable/modules/generated/sklearn.ensemble.GradientBoostingRegressor.html>
- [12] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, und V. Lemort, „Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp“, *Ind. Eng. Chem. Res.*, Bd. 53, Nr. 6, S. 2498–2508, Feb. 2014, doi: 10.1021/ie4033999.
- [13] D. Herndler, „CO₂-Preis - CO₂-Steuern in Österreich 2022“, *Finanz.at - Steuern, Finanzen und Wirtschaft*, 20. Juni 2022. <https://www.finanz.at/steuern/co2-steuern/> (zugegriffen 18. Juli 2022).
- [14] A. Köppl, S. Schleicher, und M. Schratzenstaller, „CO₂ -Bepreisung in der Steuerreform 2022/2024“, Nov. 2021. Zugegriffen: 18. Juli 2022. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.wifo.ac.at/wwa/pubid/69168>
- [15] V. Quaschnig, *Regenerative Energiesysteme: Technologie - Berechnung - Simulation ; mit ... 117 Tabellen und einer DVD*, 8., Aktualisierte und erw. Aufl. München: Hanser, 2013.
- [16] „Stromkennzeichnung Vorarlberger Ökostrom“, *vkW – Energie für Generationen*. https://www.vkw.at/vorarlberger-oekostrom-stromkennzeichnung-privat.htm#_=_ (zugegriffen 18. Juli 2022).

- [17]D. Seebach, „Electricity Disclosure and Carbon Footprinting: Effects and incentives resulting from different approaches to account for electricity consumption in carbon footprints“, Sep. 2015. Zugegriffen: 24. Juli 2022. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.oeko.de/fileadmin/oekodoc/Electricity-Disclosure-and-Carbon-Footprinting.pdf>
- [18]„Marktanalyse Ökostrom II“, Climate Change 30/2019, Juli 2019. Zugegriffen: 24. Juli 2022. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.umweltbundesamt.de/publikationen>
- [19]„Energiepreise, -steuern“, *Statistik Austria*. <https://www.statistik.at/statistiken/energie-und-umwelt/energie/energiepreise-steuern> (zugegriffen 24. Juli 2022).