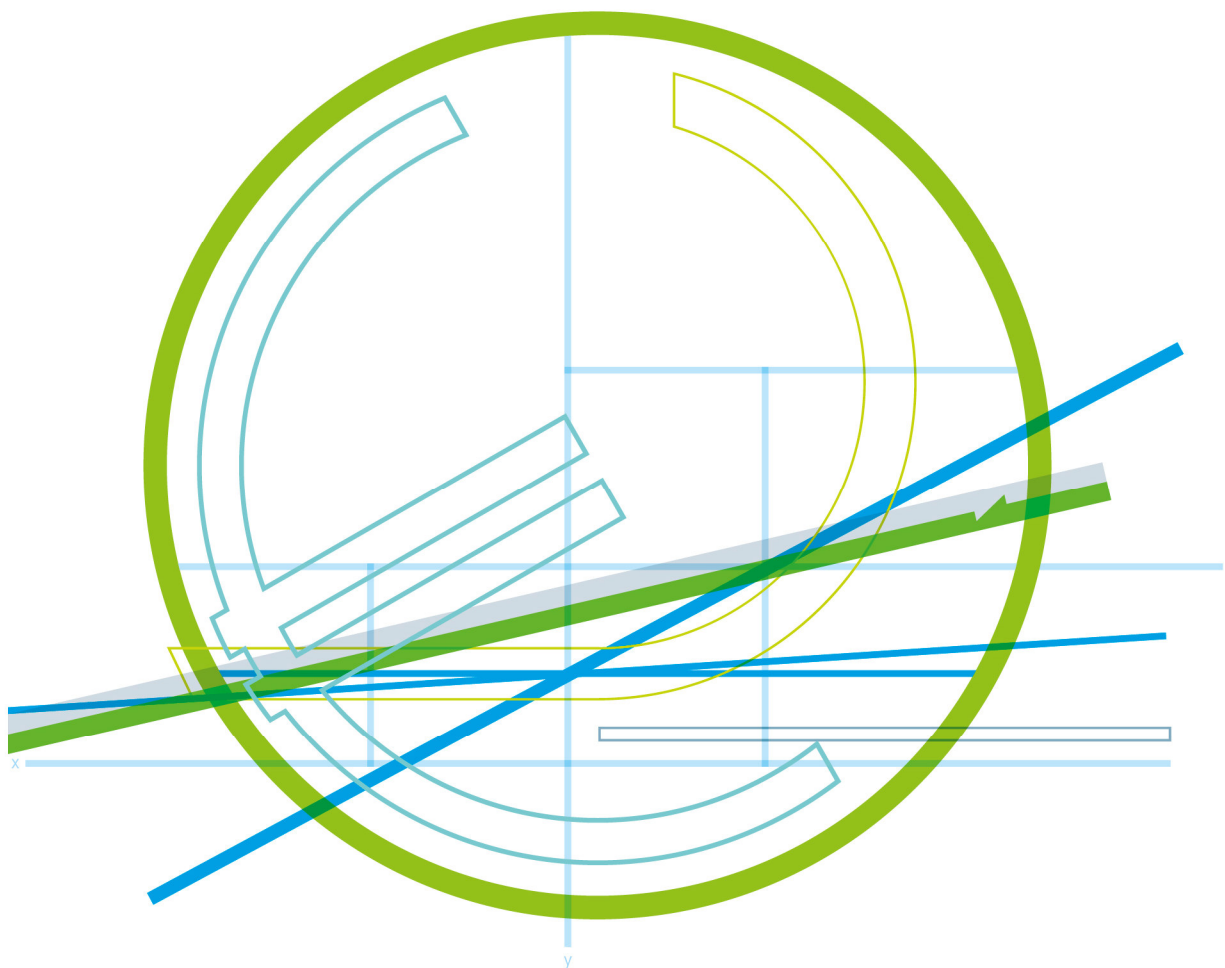


SteamUp

Wärmepumpensysteme bis 200 °C unter Verwendung von Wasser als Kältemittel zur Integration in industriellen Prozessen



VORWORT

Die Publikationsreihe **BLUE GLOBE REPORT** macht die Kompetenz und Vielfalt, mit der die österreichische Industrie und Forschung für die Lösung der zentralen Zukunftsaufgaben arbeiten, sichtbar. Strategie des Klima- und Energiefonds ist, mit langfristig ausgerichteten Förderprogrammen gezielt Impulse zu setzen. Impulse, die heimischen Unternehmen und Institutionen im internationalen Wettbewerb eine ausgezeichnete Ausgangsposition verschaffen.

Jährlich stehen dem Klima- und Energiefonds bis zu 150 Mio. Euro für die Förderung von nachhaltigen Energie- und Verkehrsprojekten im Sinne des Klimaschutzes zur Verfügung. Mit diesem Geld unterstützt der Klima- und Energiefonds Ideen, Konzepte und Projekte in den Bereichen Forschung, Mobilität und Marktdurchdringung.

Mit dem **BLUE GLOBE REPORT** informiert der Klima- und Energiefonds über Projektergebnisse und unterstützt so die Anwendungen von Innovation in der Praxis. Neben technologischen Innovationen im Energie- und Verkehrsbereich werden gesellschaftliche Fragestellung und wissenschaftliche Grundlagen für politische Planungsprozesse präsentiert. Der **BLUE GLOBE REPORT** wird der interessierten Öffentlichkeit über die Homepage www.klimafonds.gv.at zugänglich gemacht und lädt zur kritischen Diskussion ein.

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus dem Forschungs- und Technologieprogramm „e!Mission.at“. Mit diesem Programm verfolgt der Klima- und Energiefonds das Ziel, durch Innovationen und technischen Fortschritt den Übergang zu einem nachhaltigen Energiesystem voranzutreiben.

Wer die nachhaltige Zukunft mitgestalten will, ist bei uns richtig: Der Klima- und Energiefonds fördert innovative Lösungen für die Zukunft!

A stylized, handwritten signature in black ink.

Ingmar Höbarth
Geschäftsführer, Klima- und Energiefonds

A handwritten signature in black ink that reads 'Theresia Vogel'.

Theresia Vogel
Geschäftsführerin, Klima- und Energiefonds

SteamUP

Wärmepumpensysteme bis 200 °C unter Verwendung von Wasser als Kältemittel zur
Integration in industriellen Prozessen

AutorInnen:

Michael Hartl, A
Michael Lauermann, A
Karl Ponweiser, P1
Thomas Schlögl, P1
Erwin Haberda, P2
Wolfgang Voitecek, P2

1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung	5
3	Prozessanalyse	9
3.1	Fernwärme in Wien der Wien Energie GmbH.....	9
3.2	Futtermittelproduktion in der Mars Austria OG.....	12
3.3	Milchproduktherstellung in der NÖM AG	15
4	Kreisprozessdesign und Optimierung.....	20
4.1	Fernwärme in Wien der Wien Energie GmbH.....	22
4.2	Milchproduktherstellung in der NÖM AG	23
4.3	Futtermittelproduktion in der Mars Austria OG.....	24
4.4	Zusammenfassung der Ergebnisse	25
5	Verdichterkonzeptionierung	26
5.1	Problemfelder der Heißdampfverdichtung	26
5.2	Direkteinspritzung in den Zylinder	27
5.3	Ausgeführter Verdichter	27
6	Ergebnisse und Schlussfolgerungen.....	31
7	Kontaktdaten.....	31

2 Einleitung

Gemäß Statistik Austria sind Industrieunternehmen für rund 1/3 des Endenergieverbrauchs in Österreich verantwortlich. Dies entspricht 308 PJ/a^1 , wobei rd. $74 \%^2$ des Endenergieverbrauchs ($=228 \text{ PJ/a}$) für industrielle Prozesswärme benötigt wird. Nachdem derzeit rund 50 % des Energiebedarfs durch fossile Energieträger gedeckt wird, zählt die Industrie damit zu den Hauptverursachern klimarelevanter Treibhausgas-Emissionen. Eine Reduktion des fossilen Energiebedarfs dieses Sektors ist unabdingbar für die Erfüllung der österreichischen Klimaziele. Verschiedene Industrieprozesse verursachen Abwärmeströme auf einem niedrigen Temperaturniveau, welche derzeit - mangels adäquater Wärmerückgewinnungstechnologien – nicht in andere Unternehmensprozesse integriert werden können und somit an die Umgebung abgegeben werden. Eine Hochtemperaturwärmepumpe, welche in der Lage ist, vorhandene Abwärme von einer Quellentemperatur von 80°C bis 90°C auf Temperaturlevels bis zu 200°C zu heben, ist notwendig, um dieses derzeit brach liegende Abwärmepotenzial in Zukunft nutzen zu können, siehe Abbildung 1.

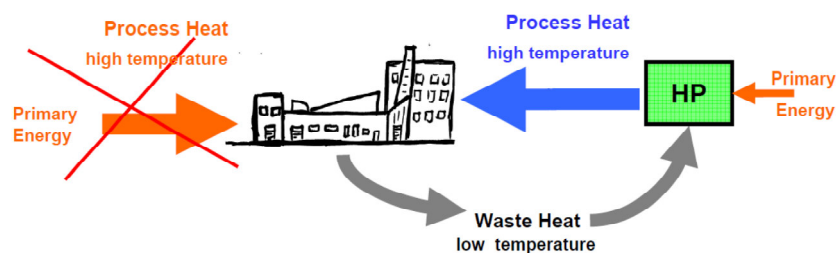


Abbildung 1: Interne Verwendung von Abwärmepotenzialen unter Einsatz einer Industrierärmepumpe
(Zotter, Rieberer, 2010)

Ein innovativer Ansatz zur Lösung der dargestellten Problematik, ist die Entwicklung einer Hochtemperaturwärmepumpe mit Wasser als Kältemittel. Wasser bietet sich als natürliches Kältemittel an, weil es völlig unbedenklich im Hinblick auf Schädigung von Mensch und Tier ist (Treibhauspotenzial engl. GWP=0, Ozonabbaupotenzial engl. ODP=0, ungiftig, nicht brennbar, nicht explosiv). Zudem sind die heute bekannten natürlichen und synthetischen Kältemittel bei Temperaturen von 150°C und 200°C nicht gut einsetzbar, da der Kreisprozess dann überkritisch erfolgen müsste. Abbildung 2 zeigt die kritische Temperatur gängiger Kältemittel, die sich prinzipiell für höhere Temperaturen von bis etwa 130°C eignen³. Der

¹ www.statistik.at

² Vanonni, C., Battisti, R., Drigo, S., (2008): Potential for Solar Heat in Industrial Processes, IEA Solar Heating and Cooling Executive Committee of the International Energy Agency

³ ausgenommen R134a, welches zu Vergleichszwecken dargestellt wird

überkritische Kreisprozess der Wärmepumpe mit Kohlendioxid als Kältemittel ist bekannt, findet aber nur beschränkt Einsatz, da das nutzerseitige Fluid im überkritischen Bereich sehr große Temperaturdifferenzen erfahren muss, um wirtschaftlich betrieben werden zu können, d.h. etwa nutzerseitige Eintrittstemperatur von 30 °C und Austrittstemperatur von 90 °C. In industriellen Prozessen liegt diese Betriebsführung in der Regel nicht vor. Es muss daher ein Kältemittel gewählt werden, dessen kritische Temperatur höher liegt als die erforderliche Nutzerseitige Temperatur.

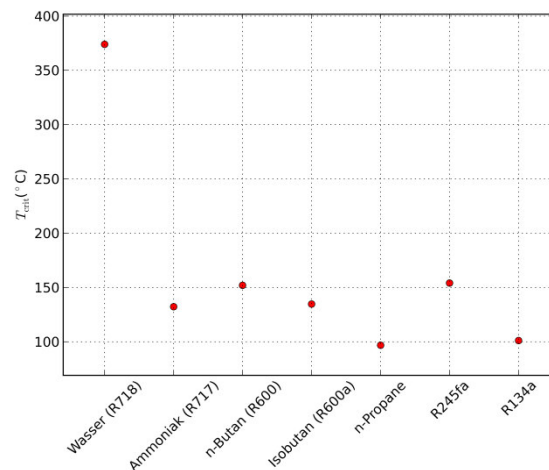


Abbildung 2: Kritische Temperatur für eine Auswahl an Kältemittel für Kompressionswärmepumpen

Bei Einsatz von Wasser als Kältemittel in Hochtemperaturwärmepumpen treten zusammengefasst folgende technische Problemstellungen auf:

- sehr hohe Verdichterendtemperaturen und damit eine extreme Beanspruchung der verwendeten Werkstoffe der Komponenten im Verdichter;
- große Druckverhältnisse; sowie ein
- großes spezifisches Volumen und daher große erforderliche Volumenströme

Im Gegenteil dazu würde bei der Verwendung von Wasser als Kältemittel die Möglichkeit bestehen, dass bei der Einbindung in die Prozessdampfbereitstellung (z.B. in der Lebensmittel- und Papierindustrie) direkt aufbereitetes Prozessspeisewasser verdampft und verdichtet und als Prozessdampf direkt verwendet werden kann. Dadurch fällt der Kondensator weg und die Investitionen in die Wärmepumpenanlage würden deutlich geringer werden.

Verdichterendtemperatur

In Abbildung 3 ist die Verdichterendtemperatur bzw. die Differenz zwischen Verdichterendtemperatur und Kondensationstemperatur für einen beispielhaften einstufigen Hochtemperatur Wärmepumpenprozess (HTWP) dargestellt. Es ist erkennbar, dass Wasser als Kältemittel zu signifikant höheren Verdichterendtemperaturen führt als herkömmliche Kältemittel bei gleicher Kondensationstemperatur. Dies beansprucht die verwendeten Werkstoffe im Verdichter im hohen Maße. Abbildung 4 veranschaulicht den Kälteprozess im $\log(p)$ -h Diagramm. Es ist ersichtlich, dass bei einem einstufigen Prozess bei einer Kondensationstemperatur von 200 °C bereits eine Endtemperatur am Verdichtungsprozess

von rund 660 °C auftritt. Diese reduziert sich mit einer standardmäßigen Zwischeneinspritzung auf rund. 390 °C. In SteamUp werden noch deutlich geringere Temperaturen angestrebt.

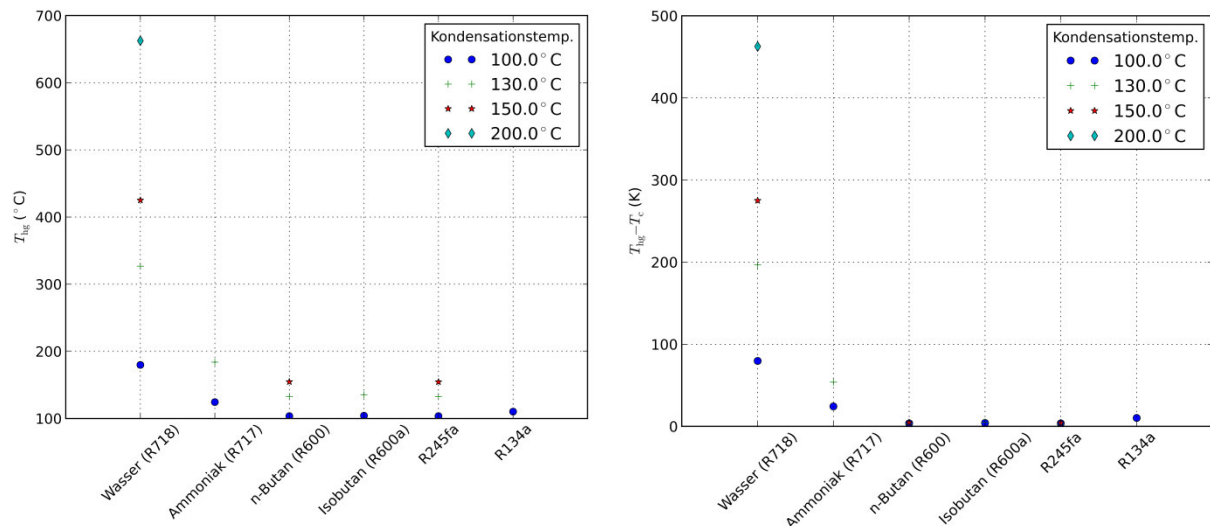


Abbildung 3: Verdichterendtemperatur (links) bzw. Differenz zwischen Kondensationstemperatur und Verdichterendtemperatur (rechts) bei einem einstufigen WP Prozess mit einer Verdampfungstemperatur von 80 °C und einem isentropenwirkungsgrad des Verdichters von 0,75 und unterschiedlichen Kältemitteln und unterschiedlichen Kondensationstemperaturen

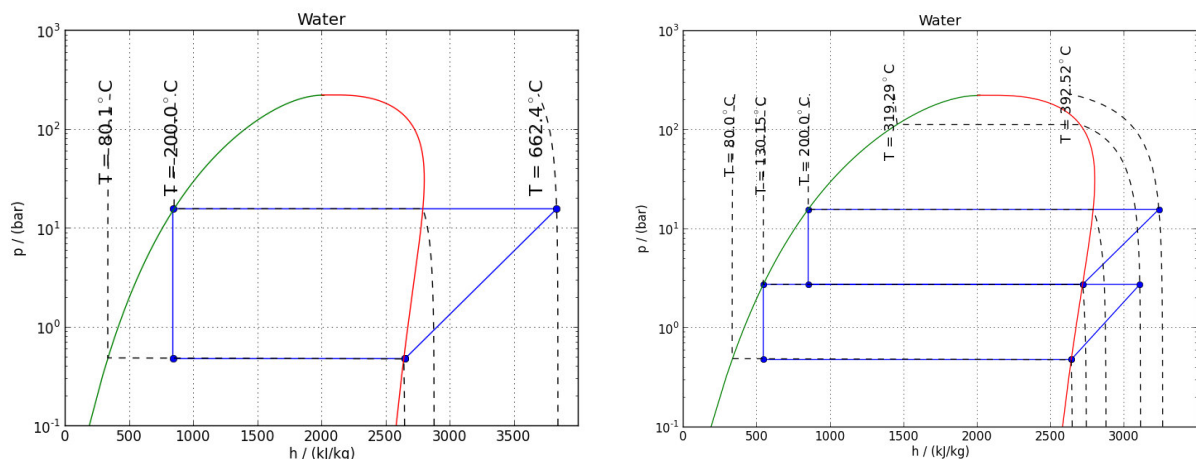


Abbildung 4: Einstufiger Kältekreislauf im log(p)-h Diagramm (links) mit einer resultierenden Verdichterendtemperatur von rund 660 °C und zweistufiger Kältekreislauf mit Zwischeneinspritzung im log(p)-h Diagramm (rechts) mit einer resultierenden Verdichterendtemperatur von rund 390 °C, jeweils mit Wasser als Kältemittel bei einer Verdampfungstemperatur von 80 °C und einer Kondensationstemperatur von 200 °C und einem isentropen Kompressionswirkungsgrad von 0,75.

Druckverhältnis und großes spezifisches Volumen

Eine weitere technische Herausforderung stellt das Druckverhältnis π bei unterschiedlichen Kondensationstemperaturen wie in Abbildung 5 im Vergleich zu herkömmlichen Kältemitteln dargestellt - dar. Wie aus der Abbildung erkennbar, ist das Druckverhältnis bei Wasser bei gleicher Kondensationstemperatur zwei- bis dreimal größer als bei herkömmlichen Kältemitteln. Zudem ist bei gleicher Kondensationsleistung ein deutlich größerer

Volumenstrom vom Verdichter zu fördern. Abbildung 6 zeigt den erforderlichen Volumenstrom an Kältemittel bei einer Kondensationsleistung von 1 MW für die unterschiedlichen Kältemittel. Verglichen mit Butan, Isobutan und R245fa muss der fünf bis 10-fache Volumenstrom gefördert werden.

Diese beiden Effekte erfordern einerseits eine sorgfältige Auswahl der Verdichtertechnologie, um die erforderlichen Druckverhältnisse zu überwinden und andererseits - aufgrund der höheren zu fördernden Volumenströme - ein vergleichsweise großes umbautes Volumen.

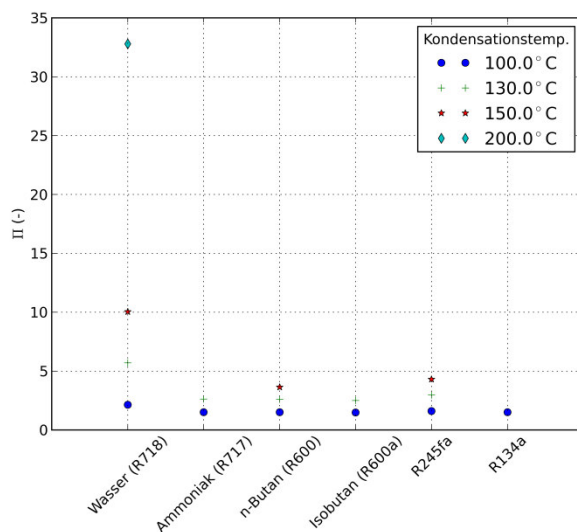


Abbildung 5: Druckverhältnis bei einer Verdampfungstemperatur von 80 °C und einem Isentropenwirkungsgrad des Verdichters von 0.75 und unterschiedlichen Kältemitteln und unterschiedlichen Kondensationstemperaturen

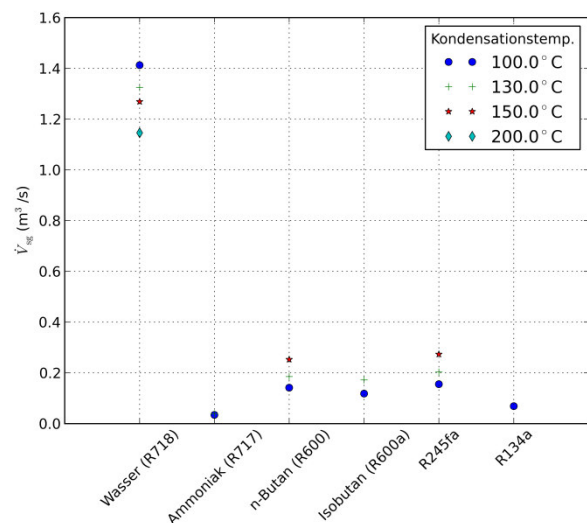


Abbildung 6: Erforderlicher Ansaugvolumenstrom des Verdichters (links) bzw. Vielfaches von Wasser als Kältemittel, bezogen auf alternative Kältemittel (rechts) bei einem einstufigen WP Prozess mit einer Verdampfungstemperatur von 80 °C und einem Isentropenwirkungsgrad des Verdichters von 0.75 und unterschiedlichen Kältemitteln und unterschiedlichen Kondensationstemperaturen

Das Sondierungsprojekt SteamUp zielt darauf ab, technisch zu evaluieren, in wieweit Wasser als Kältemittel für den Einsatz in HTWP mit Kondensationstemperaturen von bis zu 200 °C geeignet ist.

Die Unterziele umfassen:

- Identifikation geeigneter Prozesse für den Einsatz der innovativen HTWP Technologie sowie Ausarbeitung von Konzepten zur Integration in die identifizierten industriellen Prozesse;
- Auswahl geeigneter Komponenten, wie z.B. Verdichter und Wärmeübertrager für eine Kondensationstemperatur von 200 °C und dem korrespondierenden Druck von 16 bar;
- Optimierung des Kreisprozesses auf Basis von Simulationsrechnungen;
- Konzeptionierung eines innovativen Verdichters zum Einsatz bei hohen Temperaturen
- Identifikation einer Anwendung für eine nachfolgende Demonstration im Labormaßstab

Als Ergebnis soll ein Konzept einer HTWP inkl. neuartigen Verdichterkonzepts für den Einsatz in ausgewählten Industrieprozessen erarbeitet werden.

3 Prozessanalyse

Ziel der Prozessanalyse ist die Identifikation geeigneter Prozesse als Grundlage für die Entwicklung und Optimierung des Kreisprozessdesigns der HTWP. Folgende Methodik wurde dabei angewendet:

- Identifikation geeigneter Prozesse für den Einsatz der HTWP
- Konzept für die Einbindung der HTWP in den jeweiligen Prozess
- Vorbereitung der Simulation zur detaillierten Untersuchung des Kreisprozessdesigns der HTWP im identifizierten Prozess.

3.1 Fernwärme in Wien der Wien Energie GmbH

Die Fernwärme in Wien besteht aus einem Primär- und einem Sekundärnetz. Die maximale Temperatur ist im Primärnetz 150 °C und im Sekundärnetz 90 °C. Aufgrund der betrachteten Zieltemperaturen in SteamUp wird anschließend nur das Primärnetz betrachtet. Die Vorlauf- und die Rücklauf-temperatur der Fernwärme in Wien ist von der Außentemperatur abhängig. Abbildung 7 zeigt den nominellen Vorlauf, gemäß den Richtlinien der Wienenergie, für das Primärnetz.

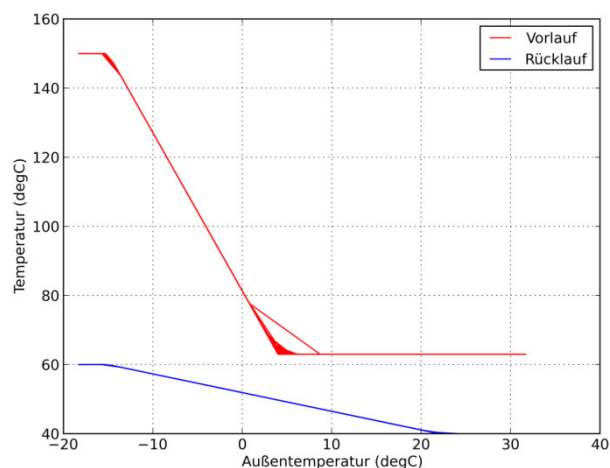


Abbildung 7: Vorlauf- und Rücklauf-temperatur als Funktion der Außentemperatur im Primärnetz der Fernwärme in Wien⁴

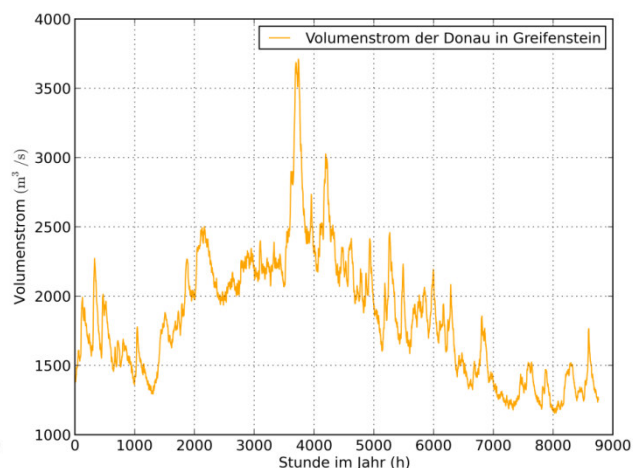


Abbildung 8: gemessene Abflussmenge der Donau eines Jahres als Stundenmittelwert für den Zeitraum 2003 bis 2014

Als mögliche Quelle für die Fernwärme in Wien wurde der Fluss Donau ausgewählt. Dieser zeichnet sich durch eine große Leistung und eine sehr gute Verfügbarkeit aus. Auf der anderen Seite ist die Temperatur, gemäß Abbildung 9, sehr gering und speziell für das

⁴ Quelle: Technisches Regelblatt Wien Energie

vorgeschlagene Kältemittel R718, Wasser, kritisch zu hinterfragen. **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** zeigt die Abflussmenge der Donau, gemessen am Standort Greifenstein.

Die Berechnungen für eine erste Abschätzung basieren auf Stundenmittelwerte für ein Jahr. Die Werte für die Außentemperatur der Luft sind aus der Wetterdatenbank Meteonorm⁵. Abbildung 9, oben, zeigt die zeitlichen Verläufe der Außentemperatur und der Temperatur der Donau am Standort Greifenstein.

Die weiteren Annahmen sind wie folgt:

- Die maximale Entnahme für die HTWP aus der Donau ist mit folgenden Werten begrenzt⁶:
 - Entnahmemassenstrom ist 10 % der Abflussmenge der Donau
 - Die maximale Abkühlung des ausgeleiteten Wassers der Donau ist 1.5 K
- Für die Berechnung der Leistungszahl (COP; engl. Coefficient of Performance) der HTWP wurde eine mittlere Temperaturdifferenz, zwischen Primär- und Sekundärseite, von 3 °C (Donau) bzw. 6 °C (Außenluft) auf der Quellenseite und von 3 °C auf der Nutzerseite angenommen
- Der Gütegrad der HTWP beträgt 60 % für die Donau als Quelle und 50 % für Luft als Quelle
- Der elektrische Wirkungsgrad beträgt 98 %
- Für das erdgasbefeuerte Heizwerk wurde ein Wirkungsgrad von 80 % angenommen
- Die Vor- und Rücklauftemperaturen der Fernwärmeleitung wurden als Funktion der Außentemperatur, gemäß Abbildung 8 angenommen

Abbildung 9 zeigt den Zeitverlauf der wesentlichen Ergebnisse. Die maximal entnehmbare Heizleistung aus der Donau, unter den getroffenen Randbedingungen beträgt rund 3,6 GW. Die kälteren Monate im Winter sind gleichzeitig diejenigen mit geringerer Durchflussmenge (Niederschlag wird festförmig als Eis- und Schnee gebunden). Die entnehmbare Heizleistung liegt dann etwa im Bereich von 1.2 bis 2.7 GW.

Der COP für die HTWP mit der Quelle Donau ist in Abbildung 11 als Histogramm dargestellt und im Vergleich dazu mit Außenluft als Quelle in Abbildung 10. Darin sieht man die Häufigkeit einer bestimmten Leistungszahl in Stunden des betrachteten Jahres.

Integriert über ein Jahr folgt, dass man mit einer HTWP und der Donau als Quelle rund 4596 GWh elektrische Energie benötigt, für eine HTWP und der Außenluft als Quelle rund 5855 GWh elektrische Energie und mit einem erdgasbefeuerten Heizwerk rund 18306 GWh

⁵ [online]: Meteonorm, <http://meteonorm.com/de/>

⁶ Muss bei einem konkreten Projekt mit der Magistratsabteilung 58, Wasserrecht – Dienststellenleitung, geklärt werden

Erdgas. Damit benötigt man in etwa die 4-fache Menge an Erdgas gegenüber elektrischer Energie. Abhängig von den Bezugstarifen, kann man damit relativ einfach ableiten, ob diese Idee weiterverfolgt werden soll. Natürlich muss man in einer genaueren Betrachtung berücksichtigen, dass die Grundlast der Fernwärme in Wien durch die thermische Verwertung mit Abfall gedeckt wird. Die Grundlast entspricht dabei in etwa dem Verbrauch und gleichzeitig auch der mittleren Leistung in den Sommermonaten.

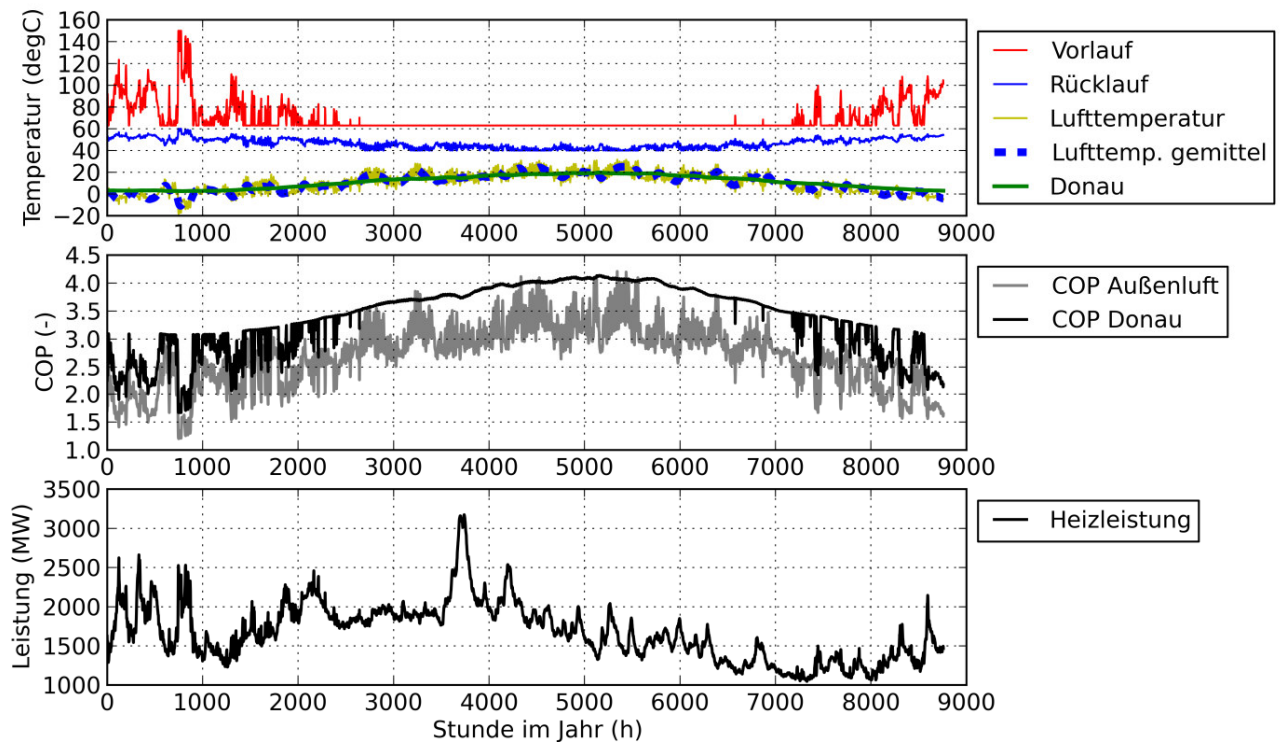


Abbildung 9: Zeitverläufe der Temperaturen in der Fernwärme, der Umgebung⁷ und der Donau⁸ (oben), sowie die Leistungszahl der Wärmepumpenanlagen (mittig) und die auf Basis der Annahmen berechnete Heizleistung (unten)

⁷ [online]: Meteonorm, <http://meteonorm.com/de/>

⁸ [online]: via donau - Österreichische Wasserstraßen-Gesellschaft mbH, www.viadonau.org/ (Herr Wolfgang Kobath, 24.06.2014)

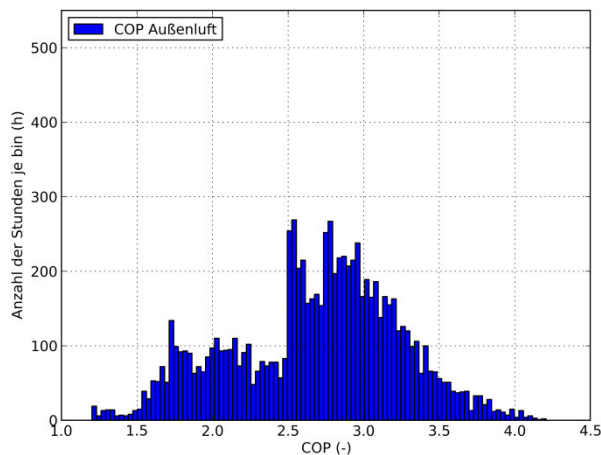


Abbildung 10: Verteilung der Leistungszahl der Wärmepumpenanlage mit Luft als Wärmequelle über die Stunden eines Betriebsjahres

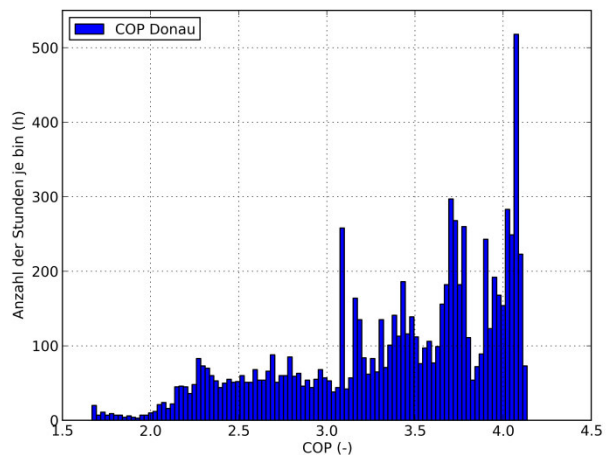


Abbildung 11: Verteilung der Leistungszahl der Wärmepumpenanlage mit Donau als Wärmequelle über die Stunden eines Betriebsjahres

3.2 Futtermittelproduktion in der Mars Austria OG

Die thermische Energie für die Produktionsprozesse bei Mars Austria OG wird von zwei erdgasbefeuerten zentralen Großwasserraumkesseldampferzeugern bereitgestellt, siehe Abbildung 12. Die Gesamtkapazität der beiden Dampferzeuger beträgt in Summe 15 t/h Sattedampf bei 9 bar und 175 °C.

Wollte man hier Erdgas direkt substituieren und Frischdampf bereitstellen, müsste man die HTWP mit dem größten Temperaturhub betreiben. Dabei wird ein COP von etwa 1,8 erwartet. Es wird schwer sein, diesen Betrieb wirtschaftlich darzustellen. Die Frischdampf Temperatur könnte dann gesenkt werden, wenn die HTWP näher an den eigentlichen Verbrauchern liegt. Heute stellt der Dampferzeuger Frischdampf bereit, der am jeweiligen Verbraucher auf einen niedrigeren Druck und damit Temperaturen zwischen 120 °C und 150 °C gedrosselt wird.

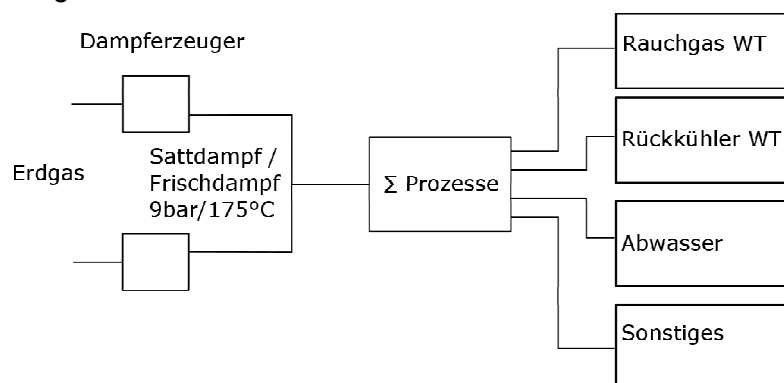


Abbildung 12: Frischdampfbereitstellung bei der Futtermittelproduktion in der Mars Austria OG, am Standort Bruck an der Leitha

Mit dem Sattedampf werden die Prozesse der Autoklaven (AK) und der Garprozess durch Drosselung auf das benötigte Temperaturniveau direkt beaufschlagt. Zusätzlich wird damit

das Prozesswasser (auf verschiedene Temperaturniveaus) temperiert. Ein Rauchgaswärmetauscher dient zur Vorwärmung des Speisewassers.

Der Gesamtenergieverbrauch bei Mars Austria OG wird zu einem großen Teil von den Sterilisationsprozessen mit den AK eingenommen. Der Rest teilt sich auf die Misch- bzw. Füll- und Garprozesse auf, siehe Abbildung 13.

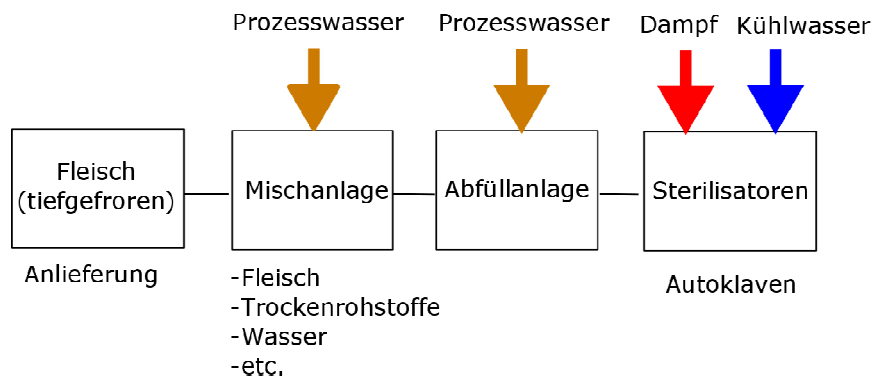


Abbildung 13: Aufteilung des Energieverbrauchs bei Mars Austria OG

Insgesamt sind 17 AK, aufgeteilt auf 3 AK Linien, in Betrieb. Die Beheizung der einzelnen AK Linien erfolgt, wie zuvor bereits beschrieben, mittels Dampf von den beiden zentralen Dampferzeugern. Als Kühlmedium wird Wasser über einen geschlossenen Kreislauf zu den AK geführt. Dieses Wasser wird dann über Luftwärmetauscher am Dach zurückgekühlt, siehe Abbildung 14 und Abbildung 15. Sowohl der Dampf als auch das Kühlwasser werden über einen Plattenwärmetauscher am Autoklaven beaufschlagt.

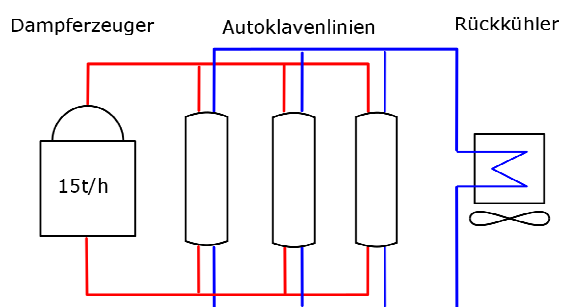


Abbildung 14: Heiz- und Kühlsystem für die einzelnen AK Linien

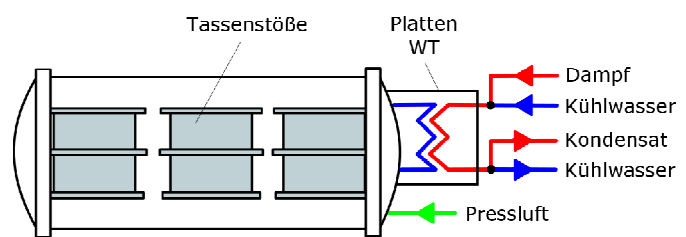


Abbildung 15: AK Schema

Abbildung 16 zeigt den Dampfverbrauch einer AK Linie. Deutlich zu erkennen sind die einzelnen Kochungen, bei denen der Dampfmassenstrom sein Maximum erreicht. Der sich einstellende Temperaturverlauf des Sterilisationsprozesses ist in Abbildung 17 dargestellt.

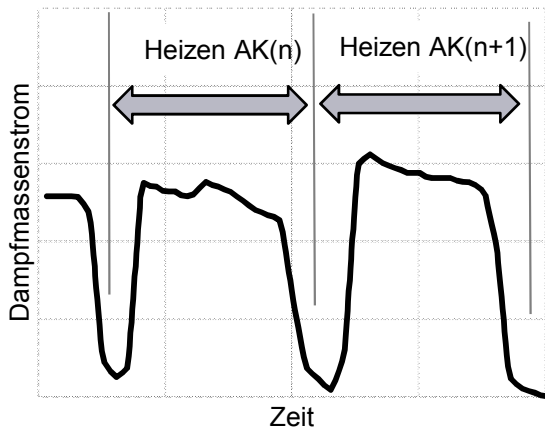


Abbildung 16: Dampfmassenstrom einer AK Linie

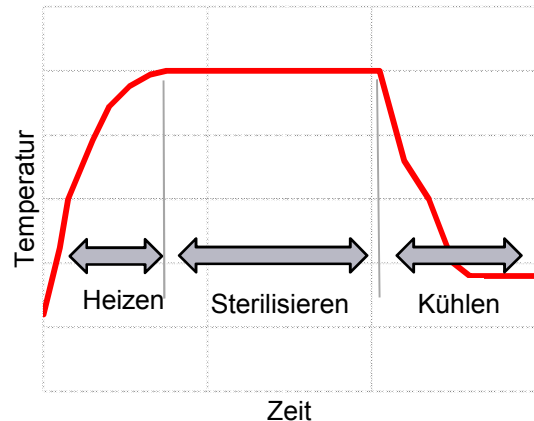


Abbildung 17: Temperaturverlauf des Sterilisationsprozesses

Als geeignete Quelle für den Wärmepumpenprozess wird der geschlossene Kühlkreislauf in Betracht gezogen, siehe Abbildung 18 (links). Hier wird, wie schon zuvor erklärt, zurzeit die gesamte Kühlleistung über die Rückkühler am Dach an die Umgebung abgeführt. Mit dem dadurch geringeren Temperaturhub im Vergleich zur direkten Substituierung können mit der HTWP COP Werte von ca. 3.5 erwartet werden.

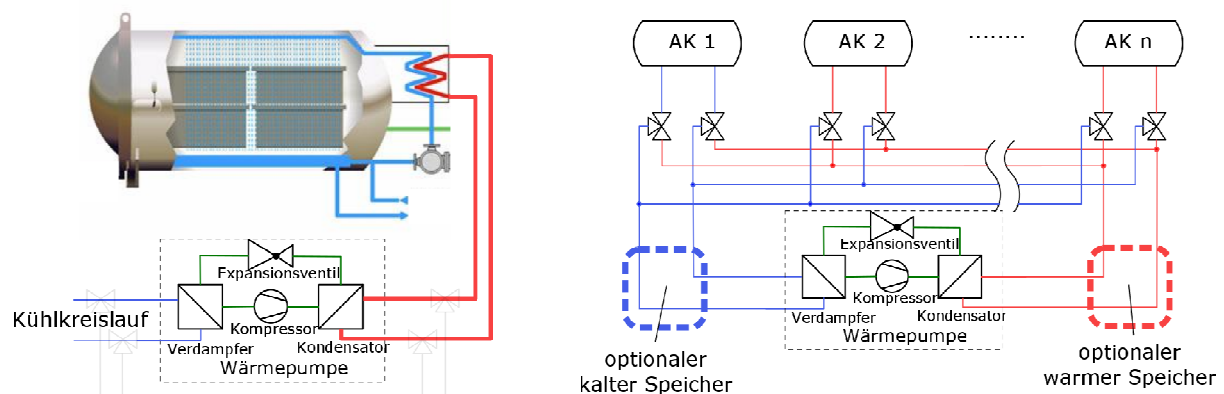


Abbildung 18: Einbindung der HTWP mit dem geschlossenen Kühlkreislauf (links) und als simultanes Heiz- und Kühlgerät (rechts)

An dieser Stelle wird erwähnt, dass mit jedem zusätzlichen Autoklav, der mit der HTWP betrieben werden soll, die Kapazität des Kühlkreislaufs sinkt. D.h. die Anzahl der Autoklaven, die mit der HTWP mit dem geschlossenen Kühlkreislauf als Quelle versorgt werden können, ist begrenzt. Abbildung 18 (rechts) zeigt eine mögliche Einbindung einer zentralen Wärmepumpe als simultanes Heiz- und Kühlgerät für mehrere Autoklaven. Für diese Einbindungsart sind jedoch noch weitere Untersuchungen notwendig. Belastbare Aussagen könnten nur mithilfe von dynamischen Simulationen getroffen werden, die die genaue Abfolge der Aufheiz- und Abkühlvorgänge und den Leistungsverlauf der Wärmepumpe abbilden.

3.3 Milchproduktherstellung in der NÖM AG

Eine mögliche Integration einer HTWP in die wärmetechnischen Prozesse der NÖM AG in Baden baut auf den Erkenntnissen aus dem Projekt GeoHEAT.at⁹ auf. Als zu substituierenden Prozess wurde die Frischdampfbereitstellung im Grundlastfall identifiziert. Die Art der Integration sieht die Aufwertung einer geeigneten Energiequelle unter Zuhilfenahme einer HTWP vor.

Am Standort der NÖM AG in Baden wird augenblicklich ein erdgasbefuerter Großwasserraumdampfkessel zur Frischdampfbereitstellung eingesetzt. Abbildung 19 zeigt eine vereinfachte, um die relevanten Prozessvariablen erweiterte, Darstellung der Frischdampfbereitstellung.

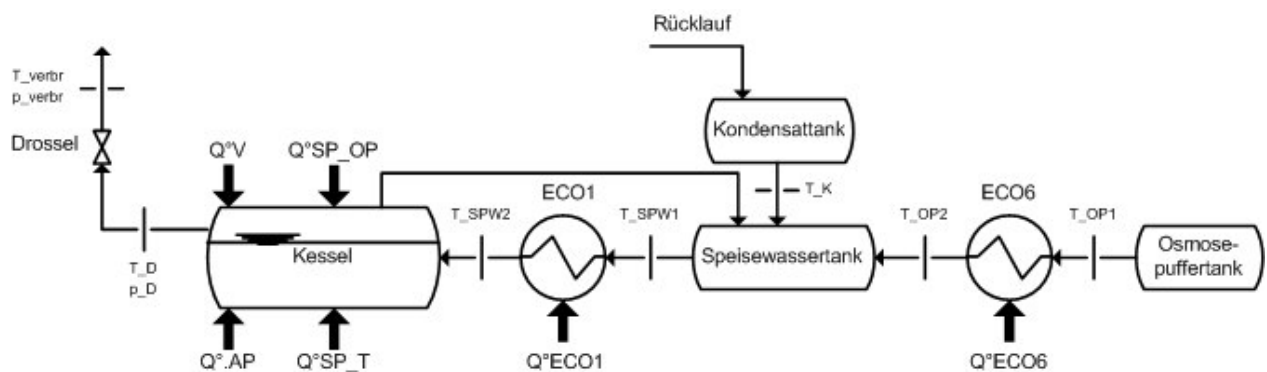


Abbildung 19: Frischdampfbereitstellung - NÖM AG in Baden

Die Menge an bereitgestelltem Dampf im Jahr 2012 in t/Tag ist in Abbildung 20 und Abbildung 21 dargestellt. In Bezug auf eine mögliche Anlagendimensionierung ist gerade die gereimte Darstellung von Relevanz, da diese die Identifikation der zu deckenden Grundlast ermöglicht.

⁹ Aufrüstung konventioneller Wärmeversorgungs- und Industrieanlagen mit

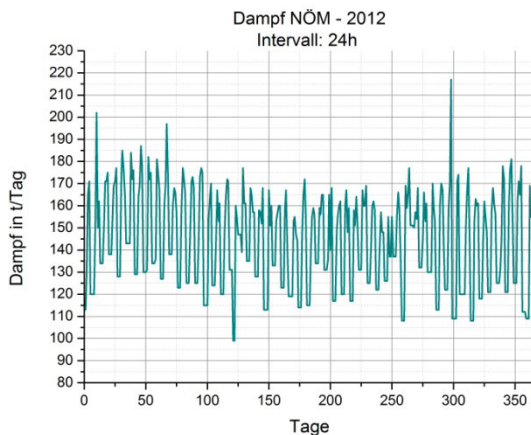


Abbildung 20: Dampf NÖM - unsortiert

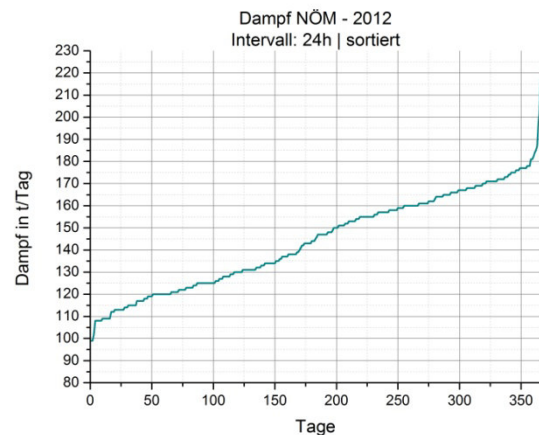


Abbildung 21: Dampf NÖM - sortiert

Grundsätzlich wird der Dampf bei einem Kesseldruck von p_D erzeugt und noch im Kesselhaus auf p_{verbr} gedrosselt. Die korrespondierenden Zahlenwerte sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Prozessdaten (Auszug) - Dampfbereitstellung NÖM

p_D	10.5 bar	Druck - Kesseldruck
T_D	82 °C	Temperatur - Siedetemperatur bei Kesseldruck
p_{verbr}	7.5 bar	Druck - Verbraucher
p_{verbr}	168 °C	Temperatur - Verbraucher

Das Temperaturniveau der Dampfverbraucher der NÖM AG in Baden ist Abbildung 22 dargestellt. Markante Punkte daraus sind:

- 62 % der Wärmeleistung wird bei $T \geq 159$ °C benötigt
- 90 % der Wärmeleistung wird bei $T \geq 139$ °C benötigt

Es handelt sich hierbei explizit um Dampfverbraucher. Die weiteren wärmetechnischen Prozesse werden im Rahmen der Wärmerückgewinnung beliefert.

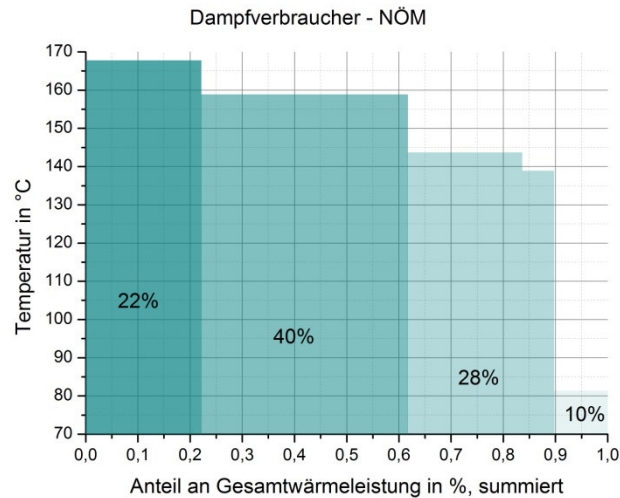


Abbildung 22: Dampfverbraucher - NÖM AG in Baden

Die Temperaturen sind aus den Dampfdrücken an den jeweiligen Wärmetauschern errechnet worden. Für die prozentuale Aufteilung der Wärmeleistung sind die Dampfmassenströme auf den Gesamtdampfmassenstrom normiert worden. Aufgrund der unterschiedlichen Temperaturniveaus entspricht der prozentuale Dampfmassenstromanteil eines Verbrauchers nicht exakt seinem relativen Wärmeleistungsbedarf. Die durch die Umrechnung von Dampfmassenstrom und -druck auf die Wärmeleistung zu erreichende Genauigkeit, wird durch die Unschärfe der betrieblichen Erfassungsmöglichkeiten limitiert. Daher ist diese Rechnung nicht durchgeführt worden.

Abbildung 23 zeigt eine mögliche Einbindung der HTWP in den Dampfbereitstellungskreislauf der NÖM AG in Baden. Der für den Verdampfer benötigte Wärmestrom wird entweder durch eine geothermische Wärmequelle (125 °C) oder durch den Vorlauf des in dieser Region befindlichen Fernwärmenetzes (115 bis 135 °C) bereitgestellt. Im Anschluss an den Verdampfer wird mithilfe der HTWP der Druck bis ca. 6.2 bar (160 °C Siedetemperatur) erhöht, ggf. mehrstufig mit Einspritzkühlung zwischen den verschiedenen Stufen. Jene Wärmeleistung die bei einer Temperatur von über 160 °C verfügbar ist, wird an den HT-Speicher für Prozesse über 160 °C abgegeben. Die restliche Wärmeleistung steht für NT-Prozesse unter 160 °C zur Verfügung.



In der bisherigen Betrachtung ist die mit dem Abwasser (Klassifikation Grauwasser) abgegebene Wärme nicht berücksichtigt worden. Um aus den vorhandenen Messwerten des Volumenstroms und der Temperatur im Intervall von 15 min die enthaltene Wärme herauszurechnen, wurden folgende Annahmen getroffen:

1. Die Spezifische isobare Wärmekapazität des Abwassers entspricht der von Wasser.
2. Der in der Abwasserleitung anliegende Druck beträgt 1.1 bar absolut.
3. Die Referenztemperatur beträgt 15 °C
4. Die Dichte des Abwassers wird auf Grundlage der durchschnittlichen Temperatur ermittelt und ist konstant.
5. Offensichtliche Messfehler werden nicht dargestellt.

Unter Verwendung der getroffenen Annahmen lassen sich der Massenstrom und die Wärme im Abwasser, hier exemplarisch für den Monat März, wie folgt darstellen, siehe Abbildung 24 und Abbildung 25.

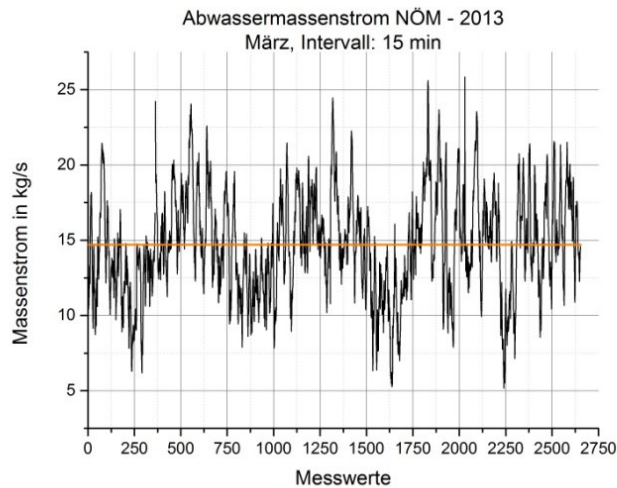


Abbildung 24: Abwasser - Massenstrom

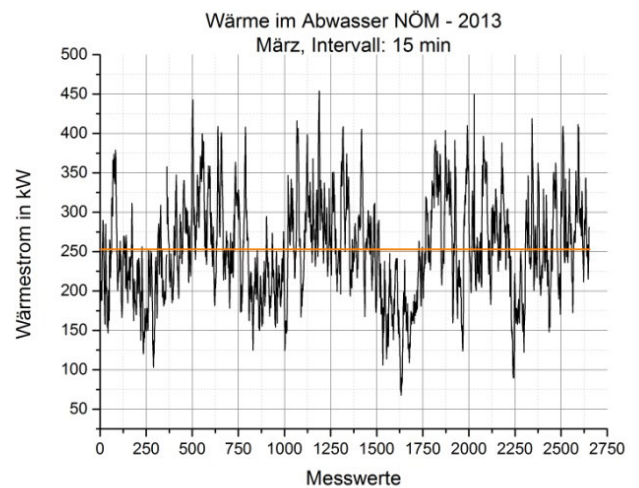


Abbildung 25: Abwasser - Wärme

Die Temperatur ist nicht gesondert aufgeführt. Sie beträgt im Mittel ca. 32 °C und schwankt mit ± 4 °C. Genaue Messwerte liegen augenblicklich nur für die Monate Februar und März vor.

4 Kreisprozessdesign und Optimierung

Beim Kreisprozessdesign wurden unterschiedliche Konfigurationen, wie zum Beispiel Zwischenkreiseinspritzung, Zwischenkühlung, etc. untersucht und eine optimale hydraulische Einbindung für die jeweiligen Prozesse, sowie eine robuste und zuverlässige Betriebs- und Regelstrategie, erarbeitet. Es wurde der Ansatz mit direkter Einspritzung von Wasser in den Kompressionstakt eines dreistufigen Kolbenkompressors als beste Variante ausgewählt und für die weitere Analyse und exakte Berechnung herangezogen. Abbildung 26 (lnks) zeigt einen beispielhaften Kreisprozess für eine Verdampfertemperatur von $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ und einer Kondensationstemperatur von $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, das angestrebte Maximum in SteamUp. Durch die Direkteinspritzung kann die Verdichterendtemperatur von ca. $660\text{ }^{\circ}\text{C}$ für den einstufigen Prozess, oder ca. $390\text{ }^{\circ}\text{C}$ für den zweistufigen Prozess mit Zwischeneinspritzung, auf den Wert der Kondensationstemperatur von $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ herabgesetzt werden, vgl. dazu Abbildung 4. Auf der rechten Seite ist ein Schema der ausgeführten HTWP inklusive Kolbenverdichter dargestellt.

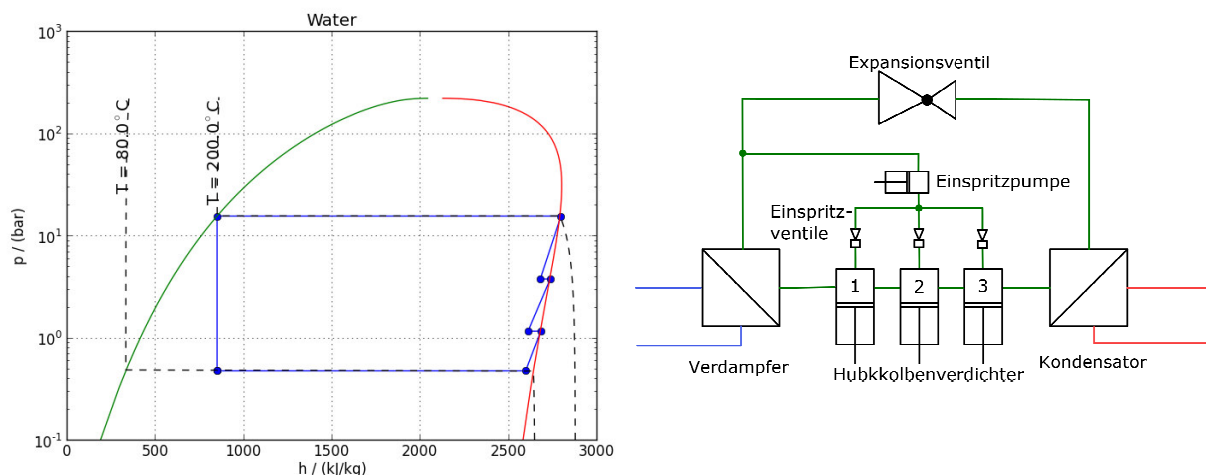


Abbildung 26: Kreisprozess mit Direkteinspritzung (link) und Schema der ausgeführten HTWP mit Kolbenverdichter (rechts)

Zur Kühlung des verdichteten Wasserdampfes wird feinst zerstäubtes Wasser in den Zylinder eingespritzt. Die Zerstäubung soll eine relativ große Oberfläche der Tropfen erzeugen, um so eine rasche Verdampfung zu ermöglichen.

Die Eckpunkte der jeweiligen Prozessführung stammen aus den identifizierten Anwendungsfällen. Je nach Wärmequelle und Wärmesenke wurde das obere und untere Druckniveau der Wärmepumpe festgesetzt.

Die Berechnung des gesamten Kreisprozesses erfolgt stationär. Das Resultat sind eindeutig bestimmte Zustandspunkte des gesamten Kreisprozesses, sowie die Zustandspunkte jeder einzelnen Verdichterstufe. Um die Verdichtungsarbeit realistisch abschätzen zu können, wurde als Eingabeoption der isentrope Verdichterwirkungsgrad hinterlegt.

Als Freiheitsgrad wurde die Ziel-Entropie der Verdichtung in jeder Stufe gewählt. Mit der Entropie und dem sich einstellenden Druck ist somit die Temperatur fixiert. Wird die Entropie etwas größer gewählt, stellt sich eine höhere Endtemperatur nach der Verdichtung ein und es kann eine eventuelle Kondensation in den Verbindungsstücken zwischen den Stufen verhindert werden. Wird die Entropie geringer angesetzt, sinkt die Verdichtungsarbeit und der COP steigt. Die obere Grenze der Entropie bildet die Verdichtung ohne Einspritzung. Nach unten ist die Entropie mit der sich einstellenden Dampfziffer nach der Schadraumexpansion im unteren Totpunkt des Zylinders beschränkt. Es muss daher ein Optimum zwischen dem COP und einer minimalen Überhitzung nach der Verdichtung gefunden werden.

Ein wichtiger Bestandteil der Kreisprozessoptimierung ist die Analyse des Einspritzvorganges während des Kompressionshubes. Die hohen Temperaturen bei der Kompression ohne Einspritzung würden zu frühzeitigen Verschleißerscheinungen und zur Zerstörung der Kolbenringe führen. Aus diesem Grund kann auf eine Kühlung des Arbeitsmediums nicht verzichtet werden. Die Verdampfungsenthalpie der eingespritzten, flüssigen Tropfen dient zur Senkung der Dampftemperatur. Um die Wahrscheinlichkeit einer Akkumulierung von Tropfen im Zylinder zu verringern, darf sich bei Erreichen des Ventil-Öffnungsdruckes kein Wasser in flüssigem Aggregatzustand mehr im Zylinder befinden. Um vollständige Verdampfung der eingespritzten Tropfen gewährleisten zu können, dürfen diese eine bestimmte Größe nicht überschreiten.

Die Verdampfungszeit der Tropfen wurde mit einer Viertel-Umdrehung des Kolbenkompressors festgelegt. Das Wasser zur Kühlung muss so eingespritzt werden, dass noch ca. 0.03 s zum Verdampfen übrig bleiben, d.h. der letzte Tropfen muss 0.03 s vor dem Erreichen des Öffnungsdruckes eingespritzt worden sein. Die Zeitspanne von 0.03 s entspricht einer Viertel-Umdrehung bei einer Kompressordrehzahl von 500 1/min.

Der maximale Durchmesser der Tropfen wurde mit Hilfe einer Energiebilanz an der Tropfenoberfläche bestimmt und beträgt in etwa 15 μm , bei einer Kompressordrehzahl von 500 1/min. Dies ist nur eine theoretische Abschätzung der Tropfengröße. Da in der Zerstäubungstechnik viele äußere, nicht vorhersehbare Einflüsse auf das System einwirken, muss der tatsächliche erlaubte Tropfendurchmesser empirisch ermittelt werden.

Ein Tropfendurchmesser von ca. 15 μm ist mit einfachen Düsen nicht zu erreichen. Mit Hilfe einer axialen Hohlkegeldüse (Fa. Hennlich) können Tropfen mit Durchmessern im Bereich von 50 μm erzeugt werden. Dies ist nach Rücksprache mit dem Hersteller der kleinste erreichbare Durchmesser. Zudem erschwert der große erforderliche Regelbereich des Durchflusses die Einspritzung mit einer Düse, da bei absinkendem Durchfluss die Tropfengröße ansteigt.

Aus dem Bereich der Diesel-Injektionstechnik werden Hochdruck Einspritzventile (Bosch HP Injection Valve HDEV 5.2) angeboten, die den Anforderungen von SteamUp entsprechen. Dieses Einspritzventil arbeitet bei einem Druck von 200 bar und erzeugt Tropfen mit einem

Durchmesser von 15 μm . Die Angaben des Herstellers beziehen sich jedoch auf die Verwendung von Motorsport-Treibstoffen (n-Heptan). Ob die Tropfengröße und der Durchfluss mit einem anderen Arbeitsmedium erreicht werden können, konnte bis dato nicht geklärt werden. Nach Rücksprache mit der Fa. Bosch müsste die Ermittlung der Tropfengröße sowie der Eindringtiefe des Strahles empirisch durchgeführt werden. Ein weiterer Aspekt, der für ein Diesel-Einspritzventil spricht, ist die geringe Baugröße. Es könnten somit mehrere Einspritzventile am Umfang des Zylinders verteilt werden und so eine gute Durchmischung des Wasser-Dampf Gemisches erreicht werden.

Die folgenden Ts–Diagramme zeigen die jeweiligen Eckpunkte der Zustandsänderungen für den dreistufigen Verdichtungsprozess:

-  Zustand des Frischdampfes aus dem Verdampfer
-  Zustand nach der Verdichtung (je Stufe)
-  Zustand nach der Expansion der Schadmasse (Masse die nicht ausgeschoben wird)
-  Zustand nach der Mischung der expandierten Schadmasse mit dem angesaugten Frischdampf

Die unterschiedlichen Formen der Zustandspunkte (Quadrat, Kreis, Dreieck) sollen zur besseren Unterscheidung zwischen den Stufen dienen.

4.1 Fernwärme in Wien der Wien Energie GmbH

Bei der Fernwärme Wien soll die Donau als Wärmequelle dienen und die Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes auf die Vorlauftemperatur angehoben werden. Aufgrund der geringen Wassertemperaturen der Donau in den heizintensiven Quartalen eignet sich Wasser als Arbeitsmittel nur bedingt. Es würde sich eine zwei-stufige Wärmepumpe anbieten, wobei die Temperatur in der ersten Stufe mit organischem Arbeitsmittel (z.B. R134a) auf ca. 80 °C angehoben wird. Die Vorlauftemperatur von rund 150 °C könnte dann mit Wasser als Arbeitsmedium in der HTWP erreicht werden.

Die Lage der Zustandspunkte während der Verdichtung kann aus Abbildung 27 entnommen werden. Ein Problem bei der Einbindung von Wärmepumpen in diesen Prozess stellt die entnommene Heizleistung von min. 1.2 GW mit den damit verbundenen hohen Investitionskosten dar.

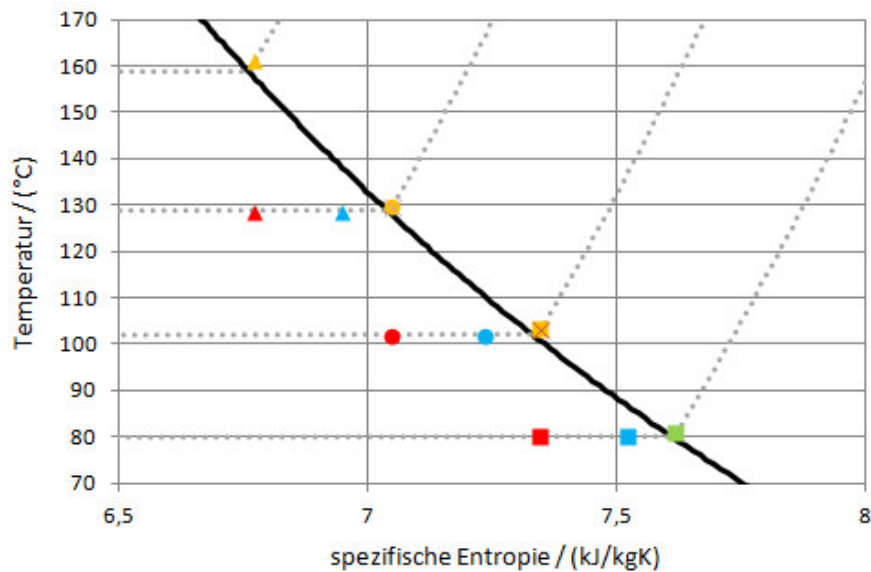


Abbildung 27: T,s-Diagramm mit Zustandspunkten bei der Verdichtung für den Anwendungsfall Fernwärme Wien

4.2 Milchproduktherstellung in der NÖM AG

Mit Hilfe des Fernwärmenetzes als Wärmequelle und einer Hochtemperatur-Wärmepumpe soll der Dampfkessel ersetzt werden. Das obere Druckniveau der Wärmepumpe wurde mit 6 bar fixiert, da mit der korrespondierenden Temperatur von ca. 160 °C rund 80 % der Verbraucher mit Frischdampf versorgt werden können. Der geforderte Dampfmassenstrom beträgt 1.157 kg/s. Da bei der NÖM AG Frischdampf benötigt wird, kann der Kondensator eingespart werden wodurch die Investitionskosten sinken. Die Lage der Zustandspunkte kann in Abbildung 28 abgelesen werden.

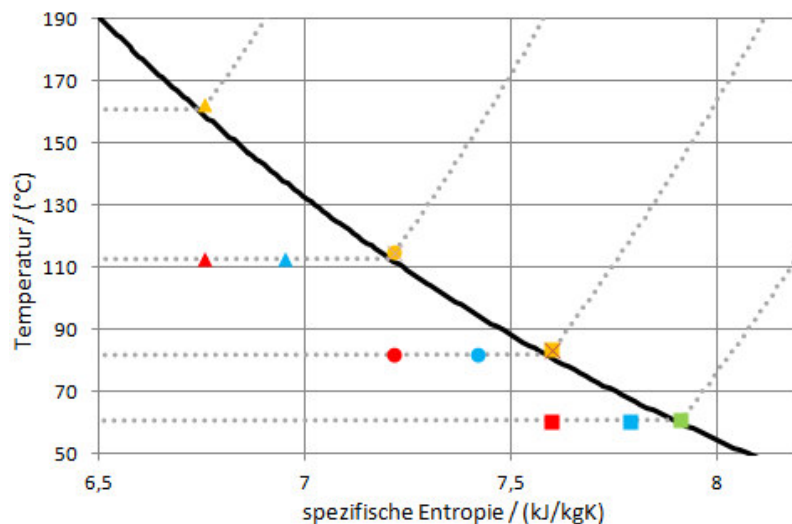


Abbildung 28: T,s-Diagramm mit Zustandspunkten bei der Verdichtung für den Anwendungsfall NÖM AG

4.3 Futtermittelproduktion in der Mars Austria OG

Für die Einspeisung von Frischdampf in das Dampfverbundnetz (9 bar) wäre, wie schon vorher erwähnt, der Temperaturhub mit der Wärmepumpe nicht mehr wirtschaftlich. Bei diesem Anwendungsfall wird der Einsatz einer Wärmepumpe in der Autoklavenlinie betrachtet, wobei der Kühlkreislauf als Quelle dienen soll. Die Lage der Zustandspunkte während der Kompression, ist in Abbildung 29 zu sehen.

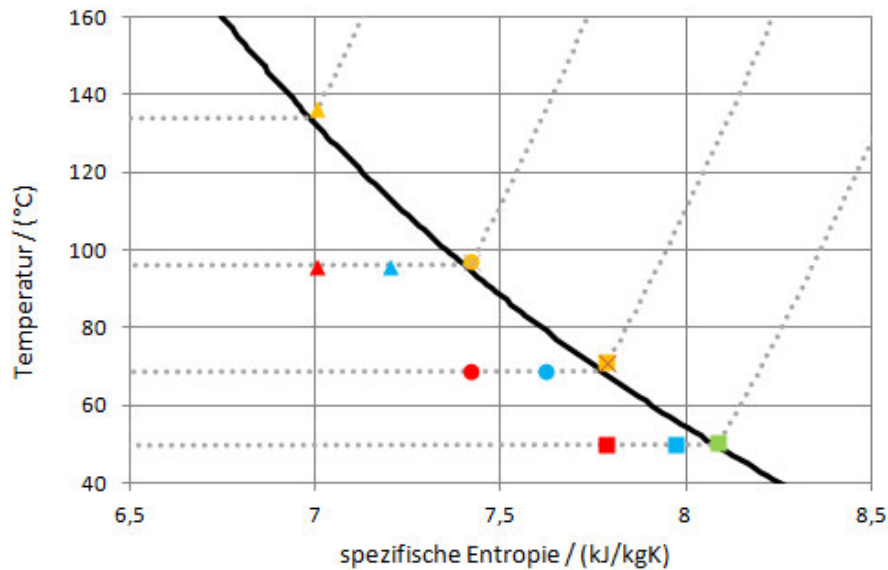


Abbildung 29: T,s-Diagramm mit Zustandspunkten bei der Verdichtung für den Anwendungsfall MARS Austria OG

4.4 Zusammenfassung der Ergebnisse

Tabelle 2 zeigt eine Zusammenfassung der Ergebnisse für die verschiedenen Anwendungsfälle. Der theoretisch beste COP ergibt sich für die Anwendung der Fernwärme Wien mit dem Fluss Donau als Wärmequelle, jedoch in einem unwirtschaftlichen Leistungsbereich. Der größte Unterschied zwischen Verdampfungs- und Kondensationstemperatur bei den drei Anwendungsfällen stellt sich bei Nöm AG ein. Dadurch ist dort auch der COP am geringsten. Bei der Futtermittelproduktion bei Mars Austria OG kann ein COP von ca. 3.3 erreicht werden und stellt damit das Optimum der identifizierten Prozesse in SteamUp dar. Für den repräsentativen 200 °C Fall mit größtem Temperaturunterschied konnte ein Wert von 2.5 identifiziert werden. Für alle drei Anwendungsfälle und auch für den 200 °C Fall konnten ebenfalls die erforderlichen Parameter der Tröpfchengröße und Einspritzmenge für einen sicheren und zuverlässigen Verdichterbetrieb bestimmt werden.

Tabelle 2: Zusammenfassung der Ergebnisse

Anwendung	Verdampfungs- temperatur °C	Kondensations- temperatur °C	COP -
Fernwärme Wien	80	160	3,75
Nöm AG	60	160	2,9
Mars Austria OG	50	135	3,3
200 °C	80	200	2,5

5 Verdichterkonzeptionierung

Bei der Verwendung von Wasser als Kältemittel treten Probleme auf, die bei der Konstruktion des Verdichters und der Auswahl der Materialien für die Dichtelemente an der Kolbenstange und der Führungs- und Kolbenringe eingegangen werden muss. Sondermaterialien können zu einer erheblichen Kostensteigerung führen und die Lebensdauer der Teile kann sich durch die hohe thermische Belastung deutlich verkürzen.

5.1 Problemfelder der Heißdampfverdichtung

Die Auswahl der Materialien für die Führungs- und Tragringe und die Abdichtung zum Zwischenstück stellt eine große Herausforderung dar, bei der man abwägen muss, bei welchem Material die Vorteile überwiegen und die Nachteile noch tragbar sind. Andererseits stellt ein großes Problem die Kühlung dar: Sie soll einerseits energetisch günstig, andererseits einfach zu realisieren sein und möglichst keine Probleme mit sich bringen.

Ein weiteres Problem ist, dass Wasser eine sehr geringe volumetrische Kälteleistung hat. So muss man, um eine vergleichbare Leistung wie bei herkömmlichen Kältemitteln zu erreichen, einen etwa 300-mal größeren Volumenstrom ansaugen. Dies führt notwendigerweise zu großen Kompressoren und demzufolge auch hohen Kosten.

Eine weitere Herausforderung beim Einsatz von Wasser liegt darin, dass der Verdampfer bei Unterdruck betrieben werden muss. Denn nur hier liegt die Siedetemperatur in einem Bereich, in dem Abwärme genutzt werden könnte. Bei den identifizierten Prozessen herrscht ein Verdampferdruck von ca. 0.45 bar. Bei diesem beträgt die Siedetemperatur ca. 80 °C. Dieser Unterdruck birgt Herausforderungen für die Verdichterkonstruktion, insbesondere bei der Abdichtung der Kolbenstange und erfordert unter anderem sehr große Kolbenverdichter, um die gewünschten Fördermengen zu erreichen.

Um die Temperaturen während des Verdichtungs Vorganges herabzusetzen muss eine Möglichkeit zur Kühlung vorgesehen werden. Dies ist einerseits notwendig, um die Belastungsgrenze für die Materialien nicht zu überschreiten und andererseits um die aufgenommene Verdichterleistung zu senken. Mit steigenden Temperaturen bei der Verdichtung steigt auch die Leistungsaufnahme des Verdichters. Es gibt hier mehrere Optionen:

- eine Zwischenkühlung mit einem Wärmetauscher,
- mit Wassereinspritzung in die Rohrleitungen oder
- eine Direkteinspritzung in den Zylinderraum.

Im Projekt SteamUp wird die direkte Wassereinspritzung gewählt. Sie ist energetisch gesehen am günstigsten und schützt die Dichtungen am Kolben und an der Kolbenstange am besten. Der Vorteil liegt darin, dass die Enthalpie durch den größeren Massenstrom erhöht wird und somit auch der Wärmestrom steigt, der im Kondensator abgegeben wird.

Der verbesserte Schutz kommt daher, dass die Temperaturen gar nicht erst so hoch steigen würden, sondern schon während der Verdichtung im Kolben eine Kühlung stattfindet.

5.2 Direkteinspritzung in den Zylinder

Bei der Direkteinspritzung in den Zylinderraum können einige Gefahren auftreten, denn Wasser im Zylinder birgt beim Kolbenverdichter eine große Gefahr. Ein sogenannter „Wasserschlag“ kann auftreten, welcher die Kolbenstangeneinheit beschädigen kann. Im schlimmsten Fall führt dies bis zum Kolbenstangenbruch. Ein anderer Schaden, der durch Wasser im Zylinder verursacht werden kann, ist zum Beispiel die Bildung von Rost, siehe Abbildung 30.



Abbildung 30: Rostbildung in einem Kolbenverdichter

Übliche Gegenmaßnahmen, die zur Vermeidung eines Wasserschlages getroffen werden, sind:

- Eingangstemperatur des Zylinderkühlwassers über dem Taupunkt ($>5\text{ K}$) halten
- Begleitheizung/Sicherstellung, dass die Temperatur im Zylinder nicht unter dem Taupunkt liegt
- Spülvorgang vor und nach dem regulären (heißen) Betrieb der Anlage mit z.B.: Stickstoff
- Zylinder-Innenausführung in austenitischem rostfreien Cr-Stahl

5.3 Ausgeführter Verdichter

Bei der Auslegung des Verdichters wurde von der Baureihe „364“ ausgegangen, auf welcher die größtmögliche Zylindervariante verbaut werden kann. Der größte Kolben hat dann einen Durchmesser von 1050 mm. Für die vorgegebenen Parameter, unter anderem die maximale Drehzahl, ergab sich dann ein maximaler Saugmassenstrom von 1.186 kg/s

womit sich eine Leistung von 3 262 MW ergibt. Bei der Auslegung wurden die Drücke aus Tabelle 3 vorgegeben.

Tabelle 3: Saugdruck/Enddruck Verdichter

	1.Stufe	2.Stufe	3.Stufe
	bar	bar	bar
Saugdruck	0.45	1	2.6
Enddruck	1	2.6	6.1

Die Parameter in Tabelle 4 ergaben sich durch die Berechnung mithilfe eines internen Berechnungsprogramms von LMF. Es handelt sich hier nur um eine Auswahl der wichtigsten Daten.

Tabelle 4: Auslegungsparameter für den Verdichter

	Allgemein	1.Stufe	2.Stufe	3.Stufe
Zylinderdurchmesser (mm)		1050	1050	700
Zylinder pro Stufe		2	1	1
Hub (mm)	230			
Umdrehung minimal (rpm)	150			
Umdrehung maximal (rpm)	495			
Wartungszyklus (h)	8600			
Kolbenwerkstoff	X5-CrNi 18-10			

Damit können auch die Temperaturen, die nach, bzw. während der Verdichtung auftreten, ermittelt werden, siehe Tabelle 5.

Tabelle 5: Temperaturen im Auslegungsfall ohne Direkteinspritzung

	Saugseite	Druckseite	gemittelte Temperatur
1. Stufe	79 °C	192 °C	135 °C
2. Stufe	110 °C	258 °C	184 °C
3. Stufe	139 °C	276 °C	208 °C

Um den Kolben gegenüber dem Zylinder abzudichten, benutzt man Ringe, die ölgeschmiert oder trocken laufend ausgeführt sein können. In dem geplanten Verdichter sind sie trocken laufend. Um eine exakte Anpassung des Ringes an den Kolben zu gewährleisten, muss dieser immer mit einem Stoß, oder einem Spalt ausgeführt sein. Dieser sollte möglichst klein sein, um Leckagen zu verhindern, darf aber nicht vollständig geschlossen sein. In Abbildung 31 sind zwei mögliche Ausführungen dargestellt.

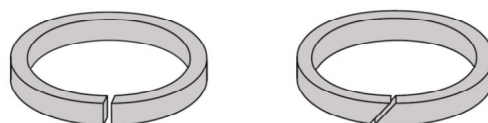


Abbildung 31: Stoßarten bei den Kolbenringen

Bei einer doppelt wirkenden Maschine, wie sie in SteamUp ausgeführt ist, muss auch die Kolbenstange, die durch den Zylinderboden führt, gut abgedichtet sein. Diese Kolbenstangendichtungen werden Packungen genannt und bestehen wie in Abbildung 32 dargestellt aus Kammern mit geteilten Dichtelementen.

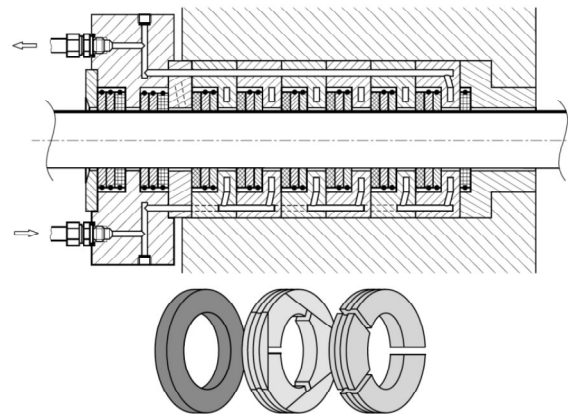


Abbildung 32: Packung mit Kühlung und jeweils einem Stützring und Dichtringpaaren in den einzelnen Kammern

Als Kolbenringmaterial kann bei den auftretenden Temperaturen noch PEEK eingesetzt werden, siehe Tabelle 6. Mit imprägnierten Kohlefaser Werkstoffen wäre man zwar bezüglich der Temperaturen besser abgesichert, jedoch sind diese sehr spröde und gerade bei sehr großen Kolben, sehr schwierig zu verarbeiten und die Gefahr eines Bruches ist sehr hoch. Außerdem wären die Kosten bei Ringen aus imprägnierter Kohlefaser etwa 3- bis 5-mal höher als bei jenen aus PEEK. Daher wurde entschieden, trotz des Risikos eines schnelleren Verschleißes, auf Grund der thermischen Beanspruchung, die Dichtringe und Packungen aus PEEK herzustellen.

Tabelle 6: Materialien für die Kolbenringe

	<180 °C	>180 °C
Firma <i>CPI</i> (lt. Hrn. Weil)	PEEK	Imprägnierte Kohlefaser
Lt. Fa. <i>Stasskol</i>		Max. 235 °C (gem. Temp.) PEEK
Lt. Projektanforderungen 20131125	< 232 °C PTFE Material	>232 °C Kevlar, Grafoil oder Graphit

PEEK ist ein semi-kristallines Polymer, siehe Abbildung 33, welches sich durch seine Festigkeit, Härte und Stärke auszeichnet. Außerdem ist es äußerst resistent gegen chemischen Verschleiß und hat ein gutes dynamisches Reibungsverhalten. PEEK wird üblicherweise bis zu einer maximalen dauerhaft auftretenden Temperatur von 250 °C eingesetzt. Diese würde laut Auslegung in dem dreistufigen Heißdampfverdichter um 16 °C überschritten werden.

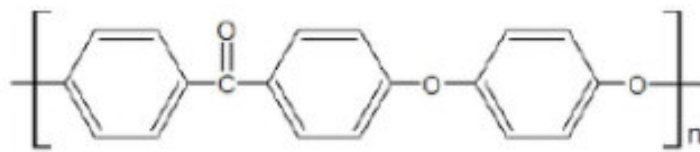


Abbildung 33: PEEK Molekülausschnitt

Die finale Zylinderkonstruktion ist in Abbildung 34 zu sehen.

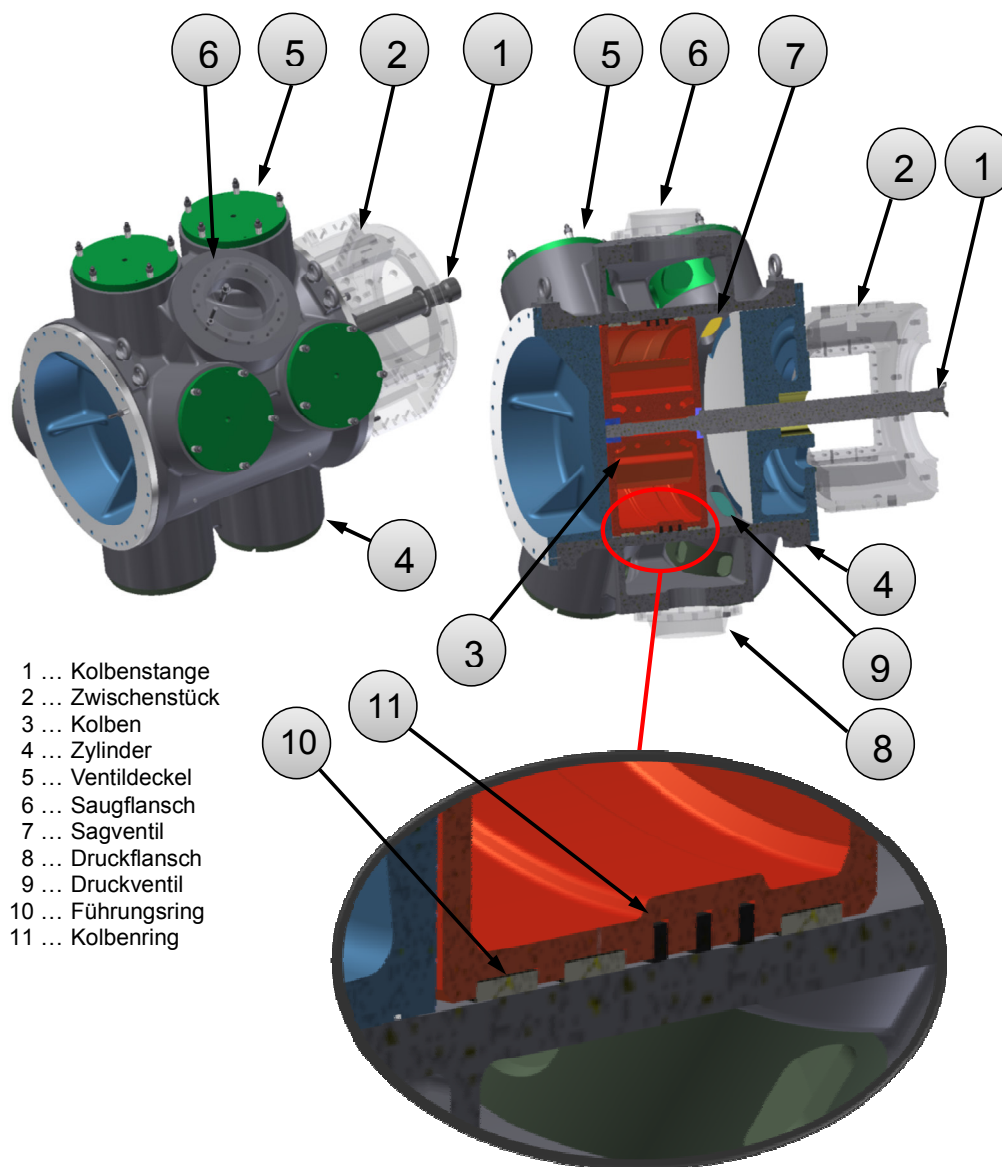


Abbildung 34: Zylinderkonstruktion

6 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Mit einer HTWP mit Wasser als Kältemittel ist es möglich neue Einsatzbereiche für Industriewärmepumpen zu erschließen. Es konnten drei Prozesse identifiziert werden, bei denen der Einsatz einer HTWP infrage kommt. Als vielversprechendste Anwendung in einer umsetzbaren Leistungsklasse und auch sinnvollem COP wurde der Sterilisationsprozess mittels Autoklaven für die Futtermittelherstellung bei Mars Austria OG identifiziert.

Es ist auch festgestellt worden, dass die Verdichtung von Wasserdampf in einem Kolbenverdichter, als Bestandteil einer Kompressionswärmepumpe, realisierbar ist. Die hohe thermische Belastung kann durch eine Direkteinspritzung in den Zylinderraum verringert werden. Dann würden sich die Temperaturen in einem üblichen Bereich bewegen und es könnten längere Einsatzzeiten für die Packungen und Ringe gewährleistet werden. Die Machbarkeit der Direkteinspritzung und die Sicherstellung, dass bei dieser keine Risiken, respektive Schäden für den Zylinder auftreten, müsste jedoch noch näher erforscht, beziehungsweise getestet werden, bevor man eine Anlage in dem Maßstab, in dem sie hier ausgelegt wurde, baut. Die Frage der Wirtschaftlichkeit der Wärmepumpe oder besser gesagt nach der Bereitschaft von Betrieben die Investition in eine solche Anlage zu tätigen, bleibt an dieser Stelle ungeklärt.

Die Realisierung einer HTWP mit Wasser als Kältemittel ist jedenfalls theoretisch möglich, da die Probleme, die eine Verwirklichung des Verdichters verhindert hätten, geklärt werden konnten. Wie konkret der Verdichterstrang dann aussehen wird, ob 2- oder 3-stufig, auf welchen Enddruck schlussendlich verdichtet wird, hängt vom genauen Anwendungsfall und von den Temperaturen ab, die im jeweiligen Prozess benötigt werden.

7 Kontaktdaten

Michael Hartl, A

AIT Austrian Institute of Technology GmbH

Giefinggasse 2, 1210 Wien, +43 50550 6497, michael.hartl@ait.ac.at

Karl Ponweiser, P1

TU Wien, Institut für Energietechnik und Thermodynamik

Getreidemarkt 9/302, 1060 Wien, +43 1 58801 302310, karl.ponweiser@tuwien.ac.at

Erwin Haberda, P2

Leobersdorfer Maschinenfabrik GmbH

Suedbahnstrasse 28, 2544 Leobersdorf, +43 2256 9001-714, Erwin.Haberda@lmf.at

IMPRESSUM

Verfasser und AutorInnen

AIT Austrian Institute of Technology GmbH
Giefinggasse 2, 1210 Wien
Tel: +43 50550 6497
E-Mail: michael.hartl@ait.ac.at
– Michael Hartl
– Michael Lauermann

TU Wien, Institut für Energietechnik und
Thermodynamik
Getreidemarkt 9/302, 1060 Wien
Tel: +43 1 58801 302310
E-Mail: karl.ponweiser@tuwien.ac.at
– Karl Ponweiser
– Thomas Schlögl

Leobersdorfer Maschinenfabrik GmbH
Suedbahnstrasse 28, 2544 Leobersdorf
Tel: +43 2256 9001-714
E-Mail: Erwin.Haberda@lmf.at
– Erwin Haberda
– Wolfgang Voiticek

Eigentümer, Herausgeber und Medieninhaber

Klima- und Energiefonds
Gumpendorfer Straße 5/22
1060 Wien
E-Mail: office@klimafonds.gv.at
Web: www.klimafonds.gv.at

Disclaimer

Die Autoren tragen die alleinige
Verantwortung für den Inhalt dieses
Berichts. Er spiegelt nicht notwendigerweise
die Meinung des Klima- und Energiefonds
wider.

Weder der Klima- und Energiefonds noch
die Forschungsförderungsgesellschaft
(FFG) sind für die Weiternutzung der hier
enthaltenen Informationen verantwortlich.

Gestaltung des Deckblattes

ZS communication + art GmbH