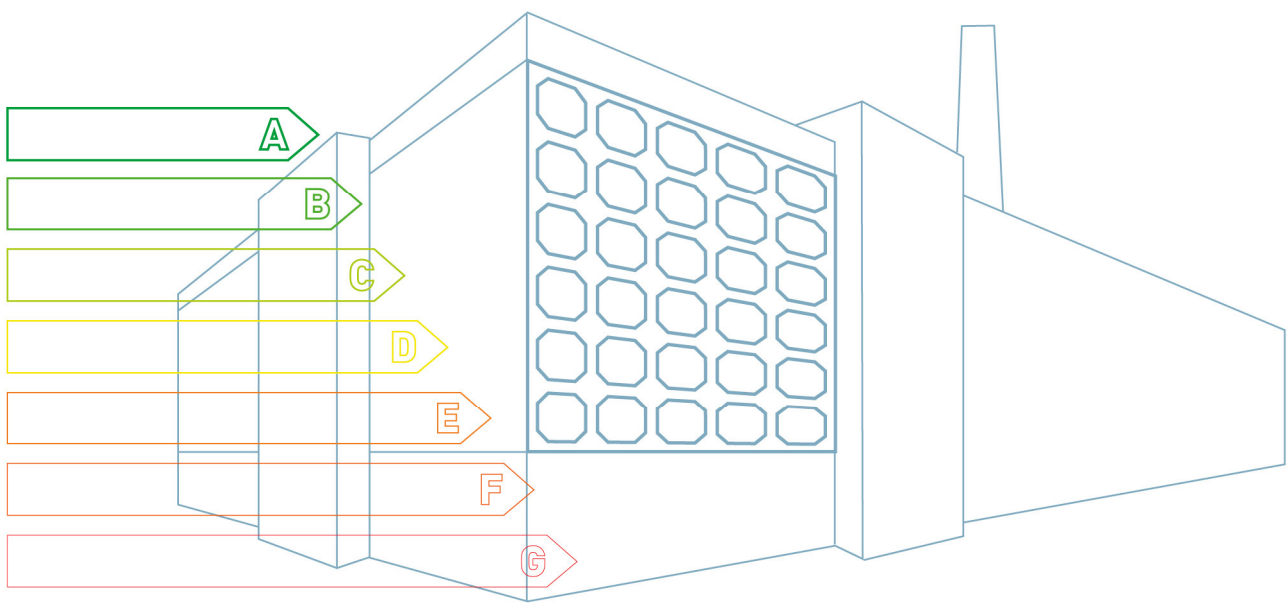




Energieoptimierung von Industriestandorten



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 „Neue Energien 2020“. 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, consisting of several fluid, overlapping strokes.

Ingmar Höbarth
Geschäftsführer, Klima- und Energiefonds

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

Theresia Vogel
Geschäftsführerin, Klima- und Energiefonds

NEUE ENERGIEN 2020

Publizierbarer Endbericht – INDEX

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Energieoptimierung von Industriestandorten

Projektnummer: **825422**

Autoren:

Ao. Univ.-Prof. DI. Dr. Anton Friedl
DI. Ala Modarresi

Abbildung 1: Maßnahmen zur Energieoptimierung in der Lyocellfaser-Produktionsanlage und EMZ ..	4
Abbildung 2: Temperatur-Enthalpie-Diagramm	5
Abbildung 3: Evaluierte Maßnahmen zur Energieoptimierung am Industriestandort	6
Abbildung 4: Projektablaufplan gemäß Einreichung	6
Abbildung 5: Composite-Kurven für Eindampfanlage1, $\Delta T_{\min}=4\text{ °C}$	8
Abbildung 6: Vergleich zwischen der realen und optimalen Eindampfanlage1	9
Abbildung 7: Composite-Kurven für Eindampfanlage2, $\Delta T_{\min}=4\text{ °C}$	9
Abbildung 8: Vergleich zwischen der realen und optimalen Eindampfanlage2	10
Abbildung 9: Composite-Kurven für Trockneranlage, Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=20\text{ °C}$	10
Abbildung 10: Composite-Kurven für Trockneranlage, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min}=20\text{ °C}$	11
Abbildung 11: Wärmeintegrationspotenzial in Trockner1, Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=20\text{ °C}$	11
Abbildung 12: Wärmeintegrationspotenzial in Trockner2, Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=20\text{ °C}$	11
Abbildung 13: Wärmeintegrationspotenzial in Trockner1, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min}=20\text{ °C}$	12
Abbildung 14: Wärmeintegrationspotenzial in Trockner2, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min}=20\text{ °C}$	12
Abbildung 15: Composite-Kurven für Kesselhaus, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$	13
Abbildung 16: Composite-Kurven für Kesselhaus, Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$	13
Abbildung 17: Vergleich zwischen dem realen und optimalen Kesselhaus, Winterbetrieb	14
Abbildung 18: Vergleich zwischen dem realen und optimalen Kesselhaus, Sommerbetrieb	14
Abbildung 19: Wärmeintegration im Kesselhaus (nicht optimal integriert), Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$	15
Abbildung 20: Wärmeintegration im Kesselhaus (optimal integriert), Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$	15
Abbildung 21: Composite-Kurven für Lyocell-Anlage, Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$	16
Abbildung 22: Composite-Kurven für Lyocell-Anlage, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$	16
Abbildung 23: Vergleich zwischen der realen und optimalen Lyocell-Anlage, Sommerbetrieb	17
Abbildung 24: Vergleich zwischen der realen und optimalen Lyocell-Anlage, Winterbetrieb	17
Abbildung 25: Composite-Kurven für Gesamtanlage, Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$	18
Abbildung 26: Composite-Kurven für Gesamtanlage, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$	18
Abbildung 27: Ideale und reale Wärmeintegration in der Gesamtanlage, Sommerbetrieb	18
Abbildung 28: Ideale und reale Wärmeintegration in der Gesamtanlage, Winterbetrieb	19
Abbildung 29: Composite-Kurven für Wärmenetz 70/40, Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$	19
Abbildung 30: Composite-Kurven für Wärmenetz 70/40, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$	20
Abbildung 31: deaktivierter Luft-Luft-Wärmetauscher, Trockner1	20
Abbildung 32: Vergleich zwischen vier analysierten Fällen bei Trockner1	21
Abbildung 33: Wärmeintegrationspotenzial im Kesselhaus (integriert+Wärmepumpe), Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$	22
Abbildung 34: Wärmeintegrationspotenzial im Kesselhaus (integriert+Luftvorwärmer), Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$	22
Abbildung 35: Wärmeintegrationspotenzial im Kesselhaus (integriert+Abgaskondensator), Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$	23
Abbildung 36: Kaltwassererzeugung durch LiBr/H ₂ O-Absorptionskältemaschine, Kesselhaus	23
Abbildung 37: Gleichzeitige Abkühlung und Aufwärmung der Prozessströme durch Wärmepumpe, Eindampfanlagen	24
Abbildung 38: Optimale Platzierung der Wärmepumpe in der Faser-Produktionsanlage, Sommerbetrieb	24
Abbildung 39: Gleichzeitige Abkühlung und Aufwärmung der Prozessströme durch Wärmepumpe, Lyocell-Anlage	25
Abbildung 40: Der errechnete jährliche Wärmeverlust des 45 und 90 m ³ Speichers	26
Abbildung 41: Energieeinsparung bei unterschiedlichen Kältemaschinen-Verschaltungen (Quelle: Firma York [10])	26
Abbildung 42: Optimale Platzierung der Wärmepumpen in Kälteanlagen	27

Abbildung 43: Energieeinsparung in Abhängigkeit von Teillast bei der York-Kältemaschine mit VSD (Quelle: Firma York [10])	27
Abbildung 44: Vier untersuchte Lenzing Standorte.....	28
Abbildung 45: Monatssumme der Einstrahlung auf die geneigte Fläche für vier gewählte Lenzing Standorte	28
Abbildung 46: Wirkungsgradkennlinien und Arbeitsbereiche zwei Kollektorbauarten bei einer Einstrahlung von 800 W/m ²	29
Abbildung 47: Simulation einer Solaranlage zur Warmwassererzeugung für Lyocell-Produktionsanlage	29
Abbildung 48: Nomogramm für solare Wassererwärmungsanlage, Deckungsgrad, Netz 70/40	30
Abbildung 49: Vergleich der solaren Deckungsgrade zur Kälteerzeugung an untersuchten Standorten	30
Abbildung 50: Solare Kälte- und Wärmeerzeugung durch Einsatz von Vakuumröhrenkollektoren [12] und Absorptionskältemaschine [14].....	31
Abbildung 51: Temperaturgradient von ca. 50K/km am untersuchten Standort (Quelle: http://transenergy-eu.geologie.ac.at)	31
Abbildung 52: Optimaler Erdwärme-Massenstrom für Netz 70/40 °C	32
Abbildung 53: Schematische Darstellung der simulierten TEWS mittels „TRNSYS“	32
Abbildung 54: Schematische Darstellung einer geothermischen Hochtemperaturwärmepumpe	33
Abbildung 55: Darstellung der Leistungszahl über die Wärmepumpe-Eintrittstemperatur	34

1. Einleitung

1.1. Aufgabenstellung

Die Faserindustrie ist eine von den größten österreichischen industriellen Energieverbrauchern. Um diese Industrie energieeffizient betreiben zu können, soll die interne Verknüpfung zwischen Wärmesenken und -quellen, welche als das Wärmetauschernetzwerk bezeichnet wird, optimiert werden.

Darüber hinaus müssen die einzelnen Prozessteile und deren verwendeten Technologien energiemäßig analysiert werden, damit möglicherweise weniger fossiler Energieträger durch den Einsatz energieeffizienter Prozesstechnologien und erneuerbaren Energiequellen am Standort benötigt wird. Für jede Technologie werden die Einsparpotenziale und die möglichen Einsatzbereiche evaluiert. Die Vorteile der Energieoptimierung am Industriestandort können die Reduzierung von Energieverbrauch und CO₂-Emissionen sein.

1.2. Schwerpunkte des Projektes

Die Energieoptimierung der Lyocellfaser-Produktionsanlage und der Energie- und Medienzentrale (EMZ) von Firma „Lenzing Fibers“ ist das Ziel des Projekts. Im Rahmen des Projekts sollen alle thermisch wichtigsten Prozessströme und realen Prozessdaten ermittelt werden. Basierend auf diesen ermittelten Daten und anhand der Pinch-Analyse werden die bestehenden Wärmetauschernetzwerke und Abwärme-Nutzung optimiert (Abb. 1).

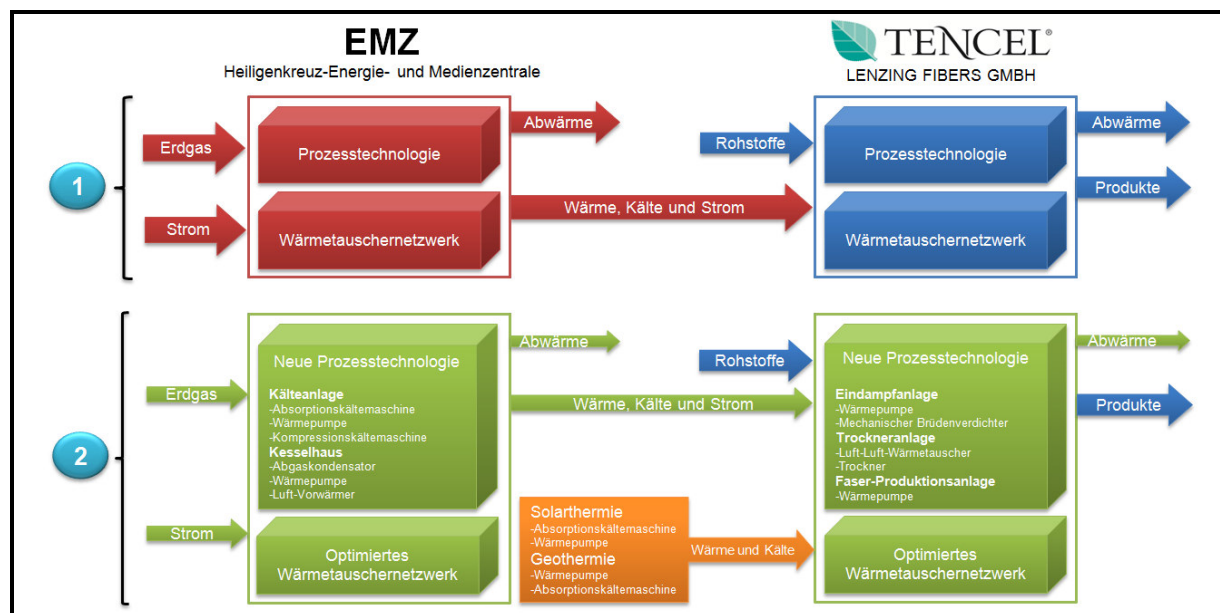


Abbildung 1: Maßnahmen zur Energieoptimierung in der Lyocellfaser-Produktionsanlage und EMZ

Im Zuge des Projektes werden die neuen Technologien untersucht, wo und wie viel Einsparpotenzial bei dem Einsatz dieser Technologien erreicht werden kann. Weiters wird über die Möglichkeit und den Einsatz von erneuerbaren Energiequellen in der Faserindustrie recherchiert.

1.3. Einordnung in das Programm

Die Faserindustrie ist von den gestiegenen Gas- und Stromkosten besonders betroffen, da Strom und Gas in der Faserindustrie die wesentlichen Energieträger sind. Darüber hinaus liefert die Notwendigkeit des Kaufs von CO₂ Zertifikaten einen zusätzlichen Anreiz, den spezifischen Energiebedarf der Produktion zu senken und den Einsatz von regenerativen Energiequellen in der Produktion voranzutreiben. Aus diesem Grund ist das Ziel, die Potenziale der Energieoptimierung eines Industriestandortes mit besonderem Augenmerk auf die Optimierung der Wärmetauschernetzwerke sowie den Einsatz von neuer Prozesstechnologien und regenerativen Energiequellen zu evaluieren.

Das Forschungsprojekt wurde als „Dissertationsprojekt“ innerhalb der Programmlinie „Neue Energien 2020“, 3. Ausschreibung eingereicht und genehmigt.

1.4. Verwendete Methoden

Um die maximale Wärmeintegration in der Anlage berechnen zu können, wurde die Pinch-Analyse verwendet [1]. Ein wesentlicher Schritt bei der Pinch Analyse war die Erstellung von „Composite Curves“ (CC) im Temperatur-Enthalpie-Diagramm (Abb. 2). Diese stellen Summenkurven der kalten und warmen Prozessströme dar. Die horizontalen Abstände zwischen den Endpunkten der beiden Kurven stellen den minimal erforderlichen Heizmittel- und Kühlmittelbedarf dar. Bei der Wärmetauschernetzwerkoptimierung wurden drei Optimierungsmodelle (Targeting, Heat Load Distribution (HLD)-Optimierung und Heat Exchanger Network (HEN)-Optimierung) [2, 3, 4] unter Berücksichtigung der Wärmetauscher- und Energiekosten durchgeführt.

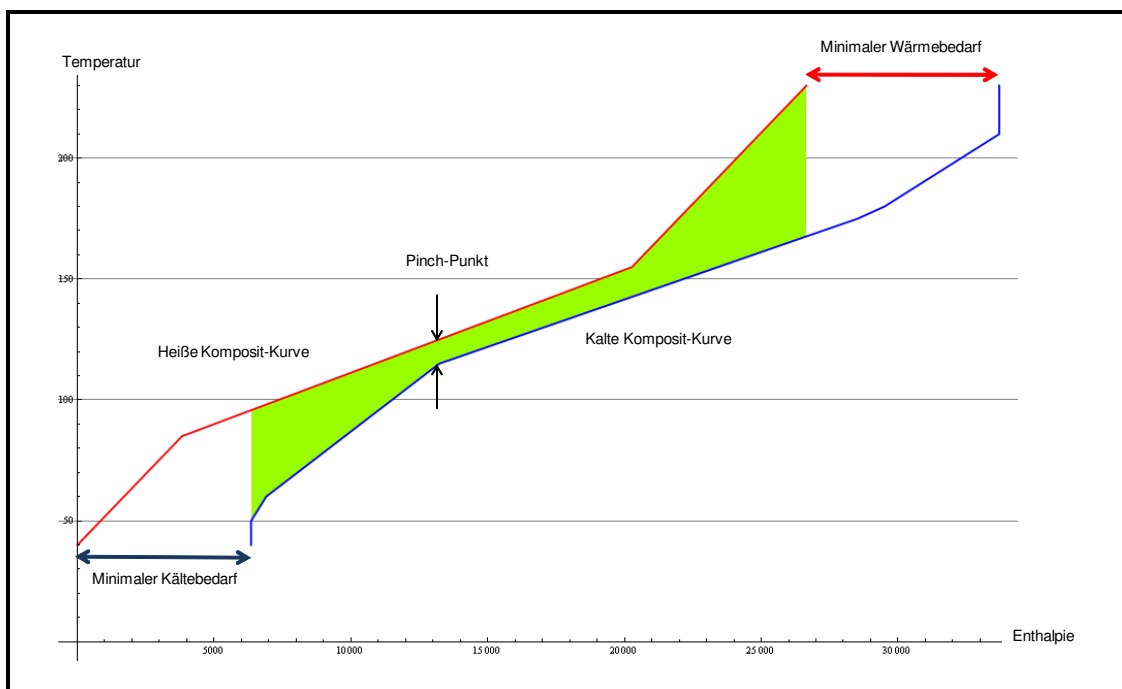


Abbildung 2: Temperatur-Enthalpie-Diagramm

Im Zuge des Projektes wurden die Einsparpotenziale, die durch Einsatz von neuen Technologien in einzelnen Prozessschritten erreicht werden können, anhand der Massen- und Energiebilanzen berechnet.

Weiters wurde das Potenzial von Solar- und Erdenergie mit Hilfe von Anlagesimulationsprogramm „TRNSYS“ [5] an vier Lenzing Industriestandorten berechnet. Aufgrund einer Studie vor dem Projektbeginn, welche zeigt, dass die Windkraftanlagen an windschwachen Standort „Heiligenkreuz im Lafnitztal“ niedrige Erträge erzielen können, wurde keine weitere Potenzialanalyse der Windenergie durchgeführt. Darüber hinaus existiert eine Biomasseverbrennung im Industriestandort in Heiligenkreuz. Seitens der Firma „Lenzing Fibers“ wurden schon viele Überlegungen zum Einsatz von Biomasse zur Energiegewinnung angestellt, daher wurde dieses Thema schon zu Beginn des Projektes ausgeklammert.

Abschließend wurden die Anlagen Basierend auf den Ganzjahrsimulationsergebnissen unter Berücksichtigung von Prozessparameter modelliert und ausgelegt (Abb. 3).

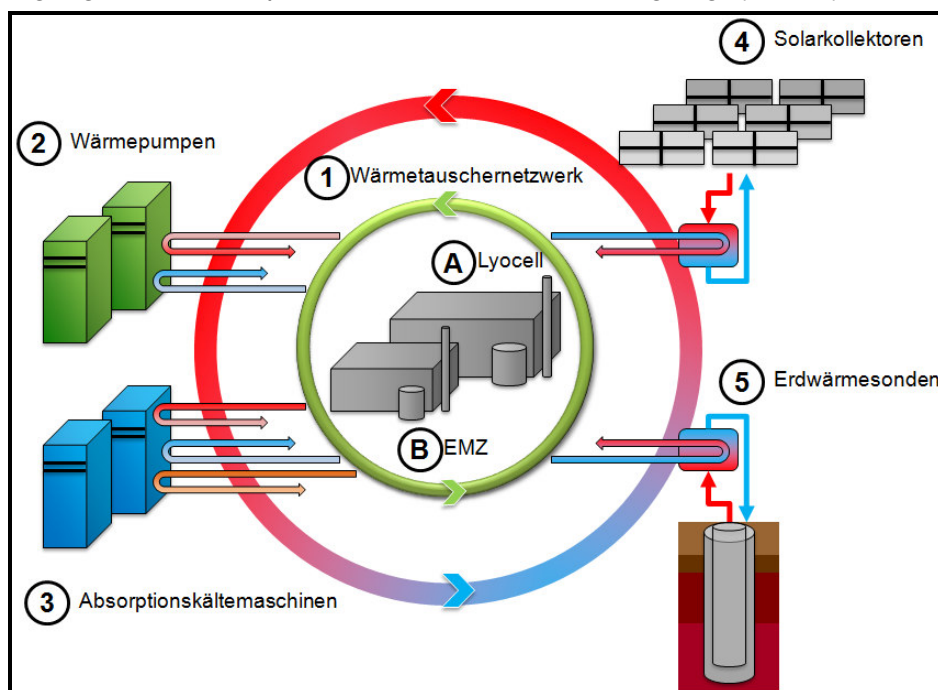


Abbildung 3: Evaluierte Maßnahmen zur Energieoptimierung am Industriestandort

1.5. Aufbau der Arbeit

Der zeitliche Ablauf des Projektes ist in Abbildung 4 ersichtlich.

Der Zeitliche Ablauf des Projektes ist in Abbildung 4 dargestellt.																																							
Arbeitspaket	Dauer (M)	2010												2011												2012													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
AP1: Datenerhebung	3																																						
AP2: Analyse und Aufbereitung der Daten	8																																						
AP3: Wärmetauschernetzwerk-optimierung	33																																						
AP4: Evaluierung alternativer Prozessschritte	24																																						
AP5: Evaluierung des Einsatzes von alternativen Energiequellen	18																																						

Abbildung 4: Projektablaufplan gemäß Einreichung

2. Inhaltliche Darstellung

2.1. AP1: Datenerhebung

Das Ziel dieses Arbeitspaketes ist die Erhebung des vorhandenen Datenstandes der Industrieanlage am Standort der Firma „Lenzing Fibers“. Der Großteil der benötigten Prozessdaten wird durch vorhandenen Massen- und Energiebilanzen (Datenmaterial der Firma „Lenzing Fibers“) ermittelt. Zur HEN-Optimierung notwendige Daten, die nicht unmittelbar durch Massen- und Energiebilanzierung sowie die Messung vor Ort erfasst werden können, werden mit Hilfe von thermodynamischen Bilanzrechnungen ermittelt. Im Zuge der Datenerhebung werden Daten für die Sommer- als auch für die Winterfahrweise erfasst. Darüber hinaus werden Daten zu einzelnen Prozessschritten erhoben, die für die Beurteilung der Einsetzbarkeit einer alternativen Prozesstechnologie erforderlich sind.

2.2. AP2: Analyse und Aufbereitung der Daten

Das Ziel dieses Projektschrittes ist die Analyse des Datensatzes hinsichtlich energierelevanter Ströme und die Aufbereitung für die HEN-Optimierung. In diesem Arbeitsschritt werden auch Einschränkungen für die Verknüpfungsmöglichkeiten zwischen den einzelnen Prozessströmen festgelegt. Die Analyse der Daten erfolgt durch händische und computerunterstützte Bearbeitung der erhobenen Prozessdaten. Darüber hinaus werden in diesem Schritt möglichst detaillierte Kenntnisse über die Funktionsweise der Produktionsanlage erworben, die für die Durchführung der nachfolgenden Arbeitspaketen von bedeutend sind.

2.3. AP3: Wärmetauschernetzwerkoptimierung

Ziel dieses Arbeitspaketes ist die Optimierung von Wärmetauschernetzwerken der untersuchten Anlagen von Firma „Lenzing Fibers“. Die Wärmetauschernetzwerkoptimierung wird mit Hilfe der Pinch Technologie durchgeführt. Dabei wird zunächst im Targeting Schritt ermittelt, wie viel Wärme theoretisch intern zwischen den Prozessströmen ausgetauscht werden kann. Gleichzeitig wird damit die minimal benötigte Menge an Heiz- und Kühlenergie berechnet. Aufbauend auf diesem theoretischen Optimierungspotential wird im zweiten Schritt die Optimierung des Wärmetauschernetzwerks durchgeführt. Dabei kann entweder ein „Grüne Wiese“-Netzwerk, wo diese Optimierungsphase durch die gleichzeitige Minimierung der Anzahl der Wärmetauscher und der Minimierung der Mengen an Kühl- und Heizmedien erfolgreich erreicht wird, ermittelt oder ein bestehendes Wärmetauschernetzwerk abgeändert werden (Retrofit).

2.4. AP4: Evaluierung alternativer Prozessschritte

In diesem Arbeitspaket wurden alle eingesetzten Prozesstechnologien in den untersuchten Anlagen evaluiert. Basierend auf dieser Analyse wurde eine Literaturrecherche durchgeführt, damit die möglichen alternativen Technologien für die untersuchten Prozessschritte ermittelt werden können. Der mögliche Einsatz der ermittelten Alternativtechnologien und das Einsparpotenzial, welches für Anlage erwartet wird, wurden mittels Massen- und Energiebilanzierung sowie mittels der Simulation evaluiert.

2.5. AP5: Evaluierung des Einsatzes von alternativen Energiequellen

In diesem Arbeitspaket wird eine Recherche durchgeführt, welche alternativen Energiequellen prinzipiell für den Einsatz am Standort Heiligenkreuz im Lafnitztal in Frage kommen. Während der Studie werden Parameter wie die Wärmemenge oder das Temperaturniveau ermittelt.

3. Ergebnisse und Schlussfolgerungen

3.1. Wärmetauschernetzwerkoptimierung

3.1.1. Eindampfanlagen

In den Eindampfanlagen wurden minimale Temperaturdifferenz, $\Delta T_{\min}=1\text{ °C}$ bzw. 4 °C zur Erstellung der Composite-Kurven gewählt. Grund dafür ist dass, eine absolut niedrigste Temperaturdifferenz von 1 °C in jeder Eindampfanlage erreicht wird.

3.1.1.1. Eindampfanlage1

Die Ergebnisse des Targetings und Composite-kurven (Abb. 5) mit den realen Werten der Eindampfanlage1 zeigen, dass die maximale Wärmeintegration zwischen den Verdampfern bereits realisiert wurde. (Abb. 6)

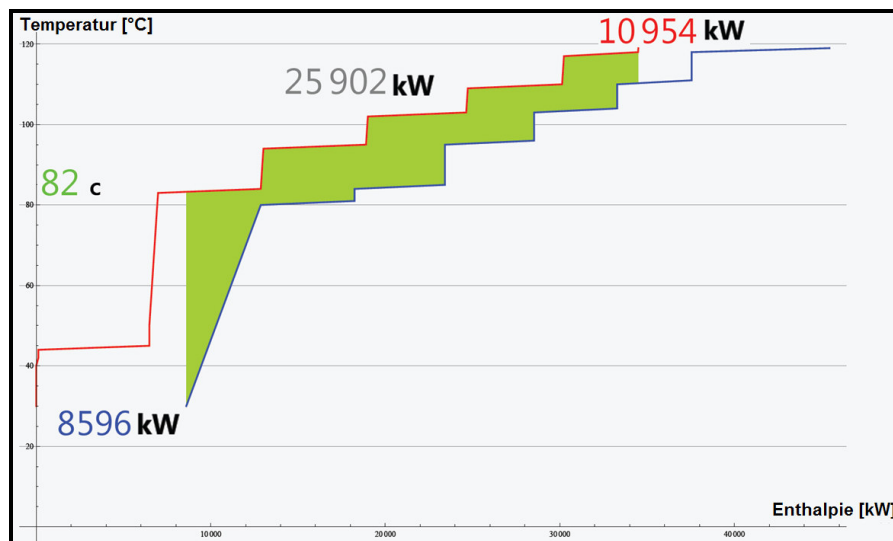


Abbildung 5: Composite-Kurven für Eindampfanlage1, $\Delta T_{\min}=4\text{ °C}$

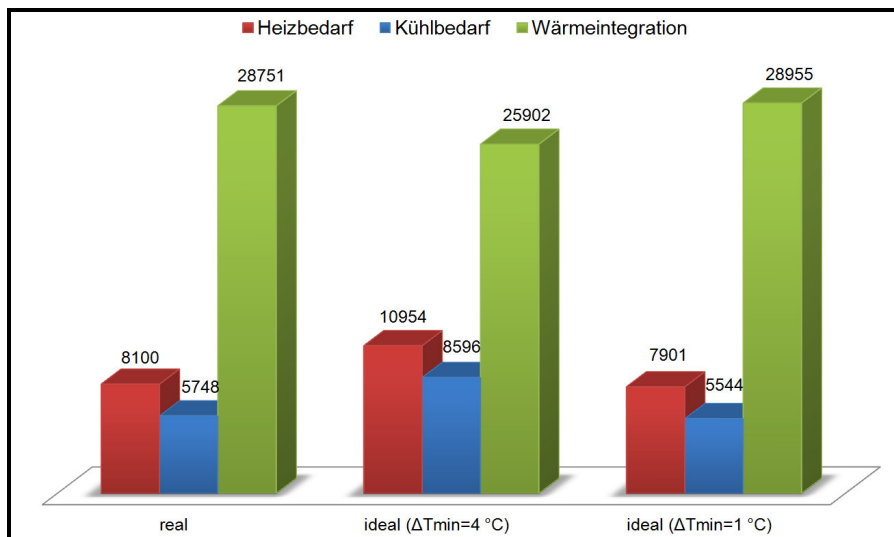


Abbildung 6: Vergleich zwischen der realen und optimalen Eindampfanlage1

3.1.1.2. Eindampfanlage2

In diesem Bereich wurden die Composite-Kurven mit $\Delta T_{min} = 1\text{ °C}$ als auch mit $\Delta T_{min} = 4\text{ °C}$ dargestellt, um die Auswirkungen der geänderten Temperaturdifferenz darzulegen (Abb. 7). Der Vergleich zwischen den Targetings-Ergebnissen und den bereits bestehenden Wärmeintegrationen zeigt dass, keine Möglichkeiten für weitere wärmeintegration zwischen den Verdampfern vorhanden sind (Abb. 8).

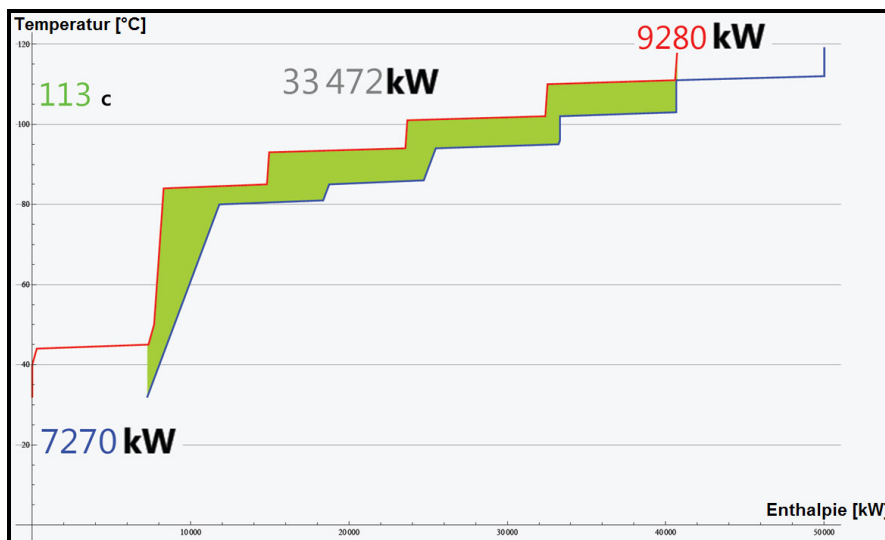


Abbildung 7: Composite-Kurven für Eindampfanlage2, $\Delta T_{min}=4\text{ °C}$

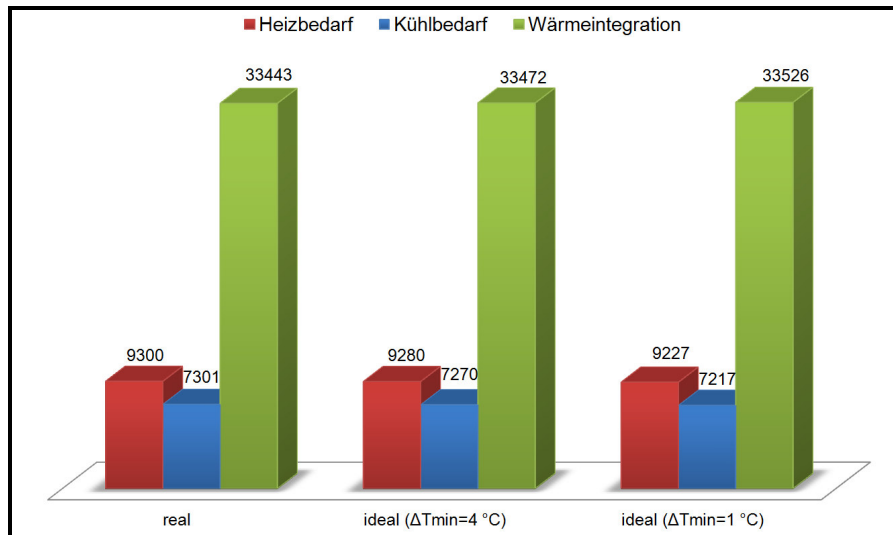


Abbildung 8: Vergleich zwischen der realen und optimalen Eindampfanlage2

3.1.2. Trockneranlage

Wenn sich die Temperaturdifferenz am Luft-Luft-Wärmetauscher verringert, wird die vergrößerte Wärmetauscherfläche benötigt, damit eine höhere übertragene Wärme erreicht wird. Daher wurde die Optimierung in dieser Anlage auf einen Erfahrungswert von 20 °C eingestellt. Real existierte Wärmerückgewinnung befindet sich nur zwischen den Zu- und Abluft von Trockner2.

Sommerbetrieb

Der Vergleich der Composite-kurven für die beiden Betriebsfälle zeigt, dass die Temperatur-Enthalpie-Verläufe in beiden Betriebsfällen unterschiedlich sind (Abb. 9 und 10).

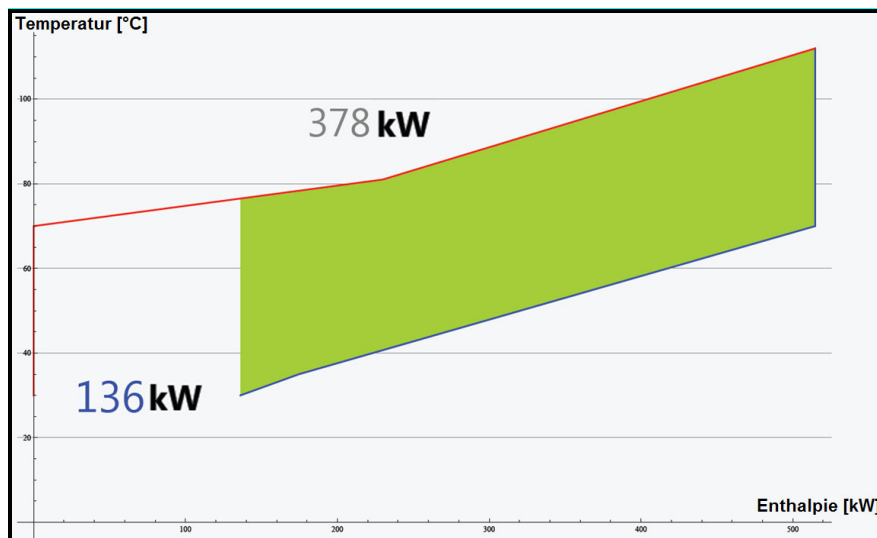


Abbildung 9: Composite-Kurven für Trockneranlage, Sommerbetrieb, $\Delta T_{min}=20\text{ °C}$

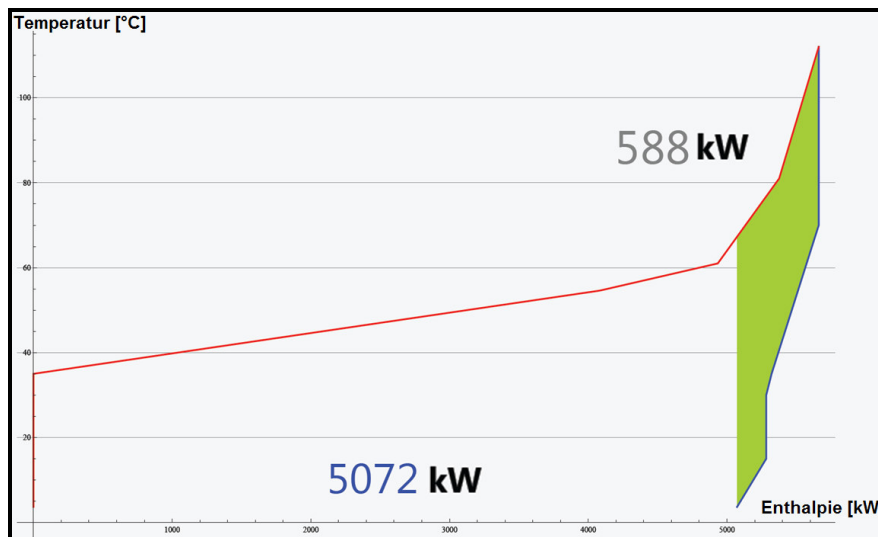


Abbildung 10: Composite-Kurven für Trockneranlage, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min}=20\text{ °C}$

Die Abluft, die sensible und latente Wärme enthält, wird im Sommerbetrieb so abgekühlt, ohne den Taupunkt unterschritten zu werden. Das Einsparungspotential wurde zwischen der ab- und Zuluft berechnet. Die Abbildungen 11 und 12 zeigen dass, Zuerst die Energie aus der Trockner-Abluft zur Vorwärmung der Trockner-Zuluft ausgenutzt und anschließend ein weiterer Wärmetausch mit einem kalten Energiestrom durchgeführt werden kann.

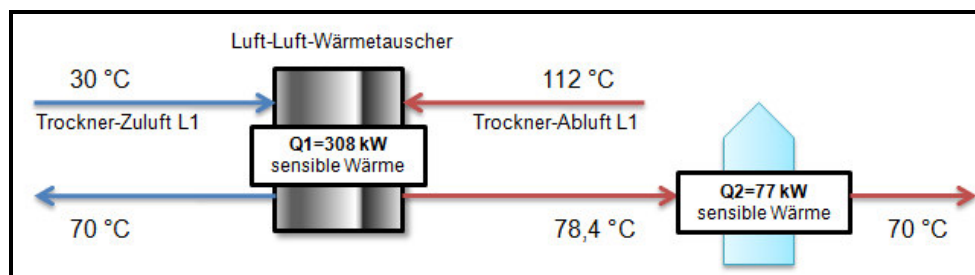


Abbildung 11: Wärmeintegrationspotenzial in Trockner1, Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=20\text{ °C}$

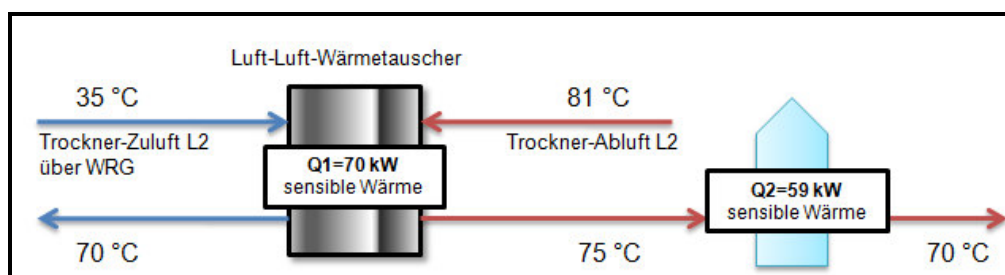


Abbildung 12: Wärmeintegrationspotenzial in Trockner2, Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=20\text{ °C}$

Winterbetrieb

Im Winterbetrieb in dem mehr Wärme benötigt wird, kann die latente Wärme von Abluft durch Kondensation bzw. Kühlung über speziellen Glasrohrwärmetauscher wieder freigesetzt bzw. zur Vorwärmung der Zuluft und Warmwassererzeugung vollständig genutzt werden. Je höher die Trocknerzuluft-Temperatur ist, desto mehr Wasser kann durch diese Luft aufgenommen werden.

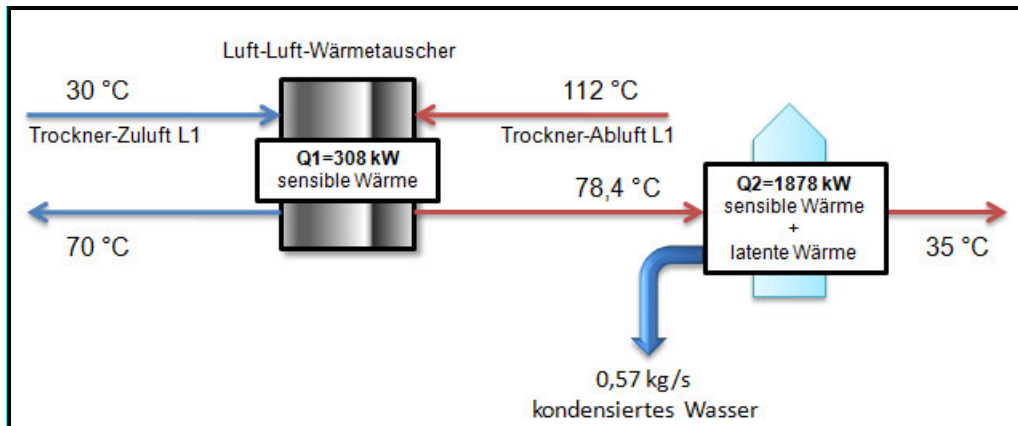


Abbildung 13: Wärmeintegrationspotenzial in Trockner1, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min} = 20 \text{ °C}$

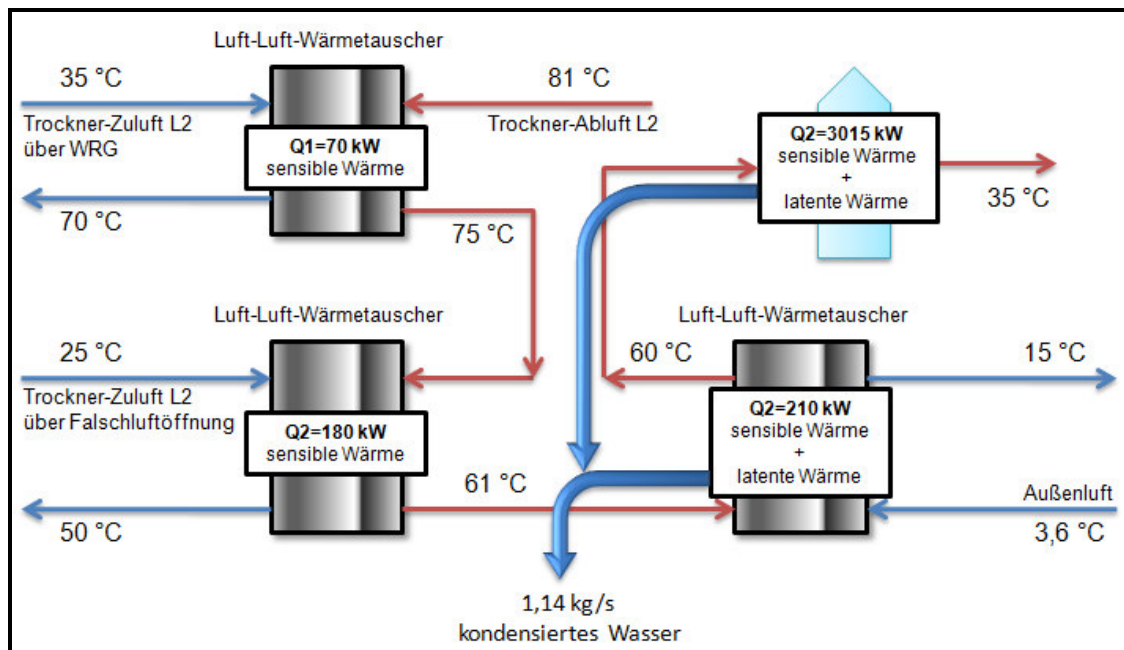


Abbildung 14: Wärmeintegrationspotenzial in Trockner2, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min} = 20 \text{ °C}$

Die Targeting-Ergebnisse und der Vergleich mit den Werten der realen Anlage zeigen, dass der Anteil der bereits erfolgten Umsetzung der theoretisch möglichen Wärmeintegration stark vom Betriebsfall der Anlage abhängt. Im Winterbetrieb liegt dabei das verbleibende Wärmeintegrationspotential wesentlich höher als im Sommerbetrieb. Die Abbildungen 13 und 14 zeigen, dass sehr hohe Wärme durch die Kühlung der Abluft bis auf die Raumlufte von 35 °C (Überschreitung des Taupunktes) freigesetzt wird.

3.1.2.1. Trockner1

Es wurde versucht, ein geeignetes Wärmerückgewinnungssystem bzw. einen Luft-Luft Wärmetauscher (ohne Vermischung) für Trockner1 zu finden. Die Trockner1-Abluft beinhaltet die Hilfschemikalien wie Avivagen und feinen Faserpartikeln, welche sehr fett und klebrig sind. Durch Einsatz von einem korrosionsfesten reinigbaren Glasrohr-Wärmetauscher [6] kann eine jährliche Energiekosteneinsparung von ca. 95.000 Euro erreicht werden.

3.1.3. Kesselhaus

Weiters ist die Nutzung der heißen Abgasströme zur Heiz- und Heißwassererzeugung in Kesselanlagen im Detail untersucht worden. In diesem Bereich wurden die Ergebnisse mit $\Delta T_{\min} = 10\text{ °C}$ als auch mit $\Delta T_{\min} = 5\text{ °C}$ und 3 °C dargestellt.

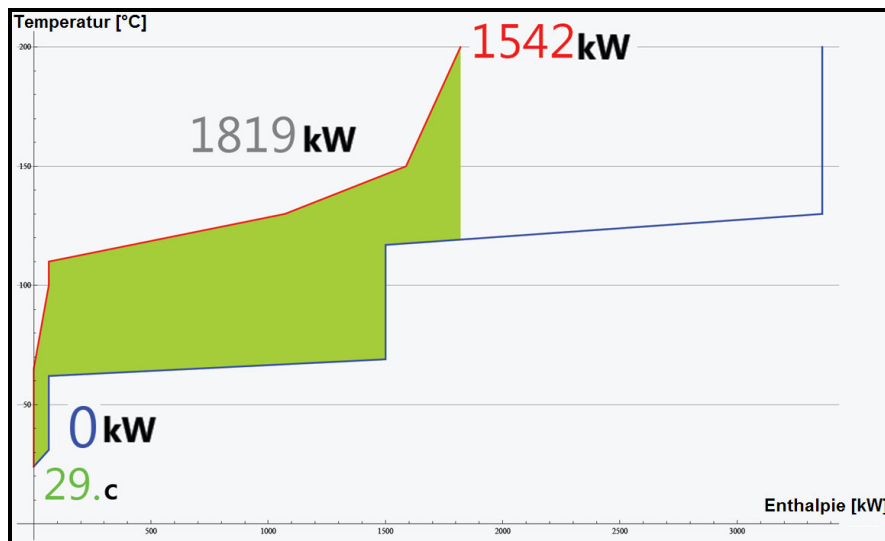


Abbildung 15: Composite-Kurven für Kesselhaus, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min} = 10\text{ °C}$

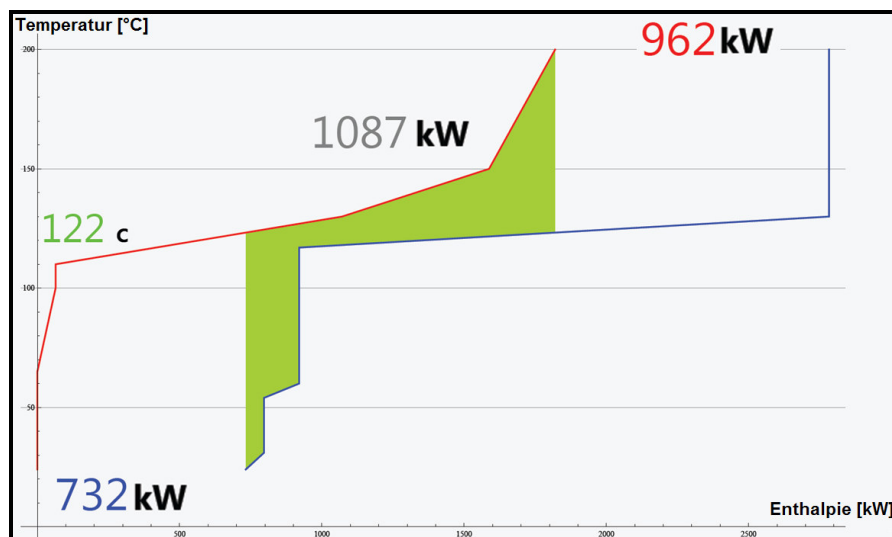


Abbildung 16: Composite-Kurven für Kesselhaus, Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min} = 10\text{ °C}$

Unter Berücksichtigung der Säuretaupunkt im Abgas von schwefelfreien Erdgas welche zwischen 40 °C und 50 °C liegt, wurde die Optimierung aufbauend auf der Kamintemperatur von 110 °C durchgeführt.

Die Pinch-Temperaturen und Composite-Kurven sind für beide Betriebsfälle unterschiedlich. (Abb. 15 und 16)

Winterbetrieb

Im Winterbetrieb gab es keinen Unterschied zwischen maximalen Wärmeintegrationen bei den verschiedenen minimalen Temperaturdifferenzen (Abb. 17)

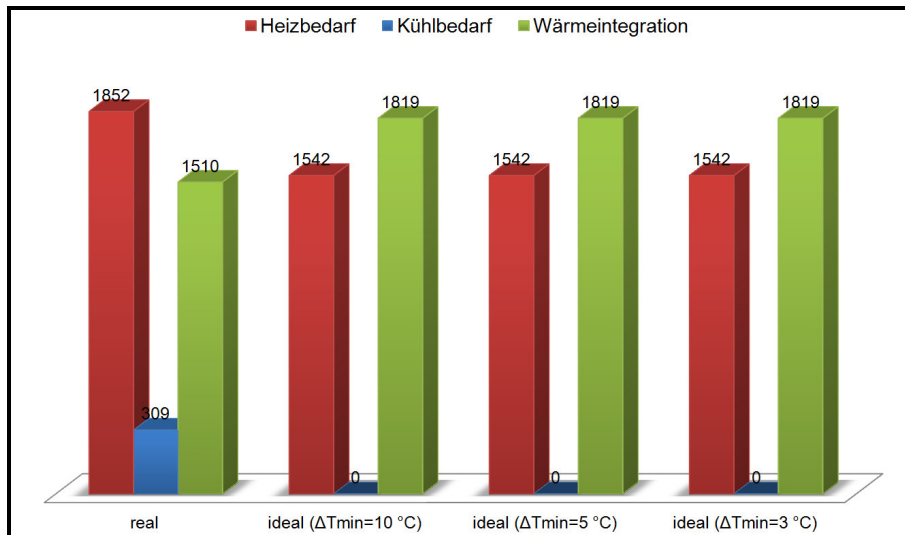


Abbildung 17: Vergleich zwischen dem realen und optimalen Kesselhaus, Winterbetrieb

Sommerbetrieb

Im Sommer betrieb ist der Heizwasserbedarf am Standort Heiligenkreuz welcher die maximale Wärmeintegration beeinflusst, geringer als im Winter Betrieb (Abb. 16).

Je kleiner ΔT_{min} gewählt wird, desto geringer werden Heiz- und Kühlbedarf (Abb. 18).

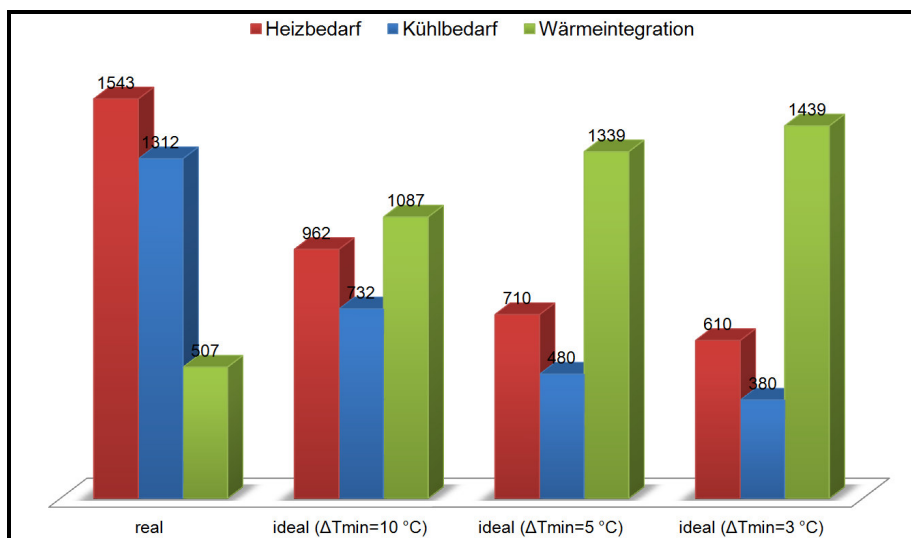


Abbildung 18: Vergleich zwischen dem realen und optimalen Kesselhaus, Sommerbetrieb

Der Vergleich zwischen thermisch optimal und nicht optimal integriertes Kesselhaus zeigt dass der Heizbedarf (zur Heiz- und Heißwassererzeugung) durch optimale Nutzung der Abgaswärme und der Verringerung der Abgastemperatur um 35% reduziert werden kann. (Abb. 19 und 20)

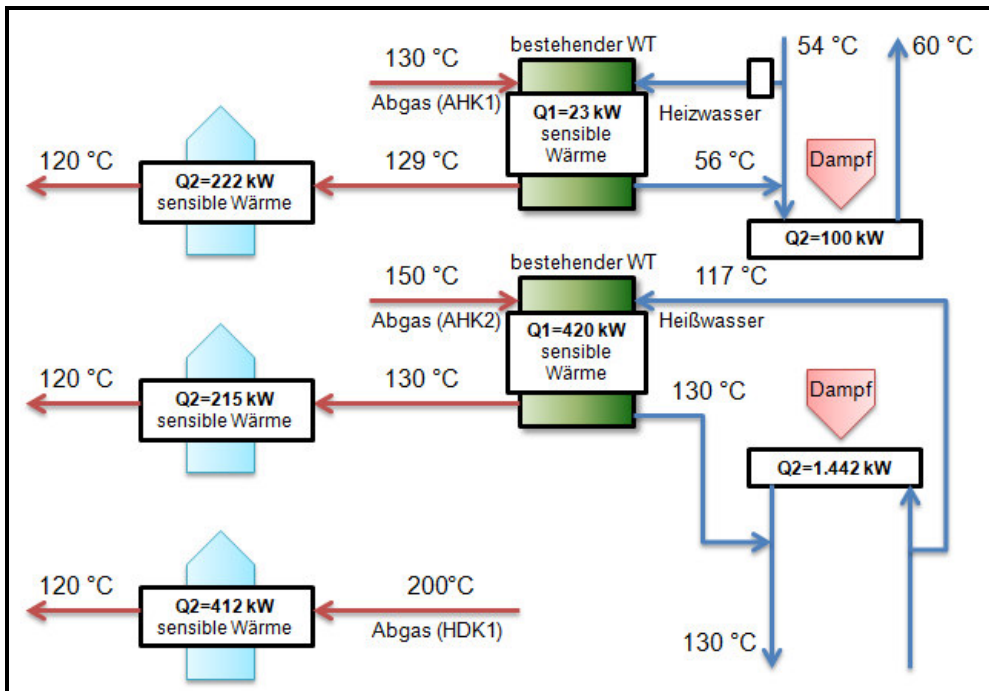


Abbildung 19: Wärmeintegration im Kesselhaus (nicht optimal integriert), Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$

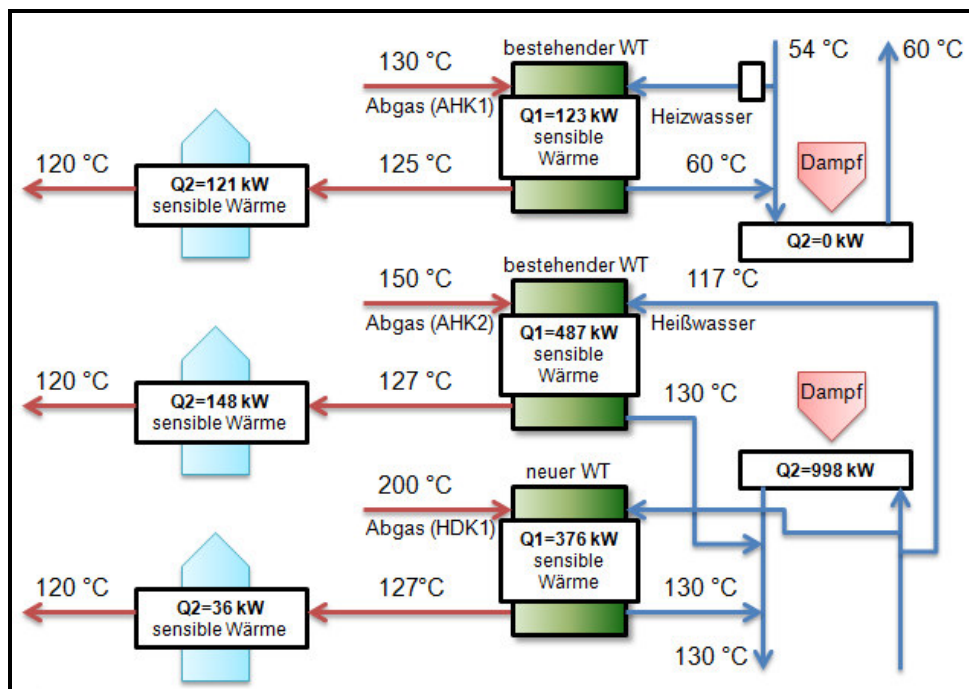


Abbildung 20: Wärmeintegration im Kesselhaus (optimal integriert), Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$

Eine Optimierung aufbauend auf der Kamintemperatur von 100 °C ergibt sich eine jährliche Energiekosteneinsparung von ca. 420.000 Euro.

3.1.4. Faserproduktionsanlage

In dieser Anlage wurden die Ergebnisse mit $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$ dargestellt. (große Anzahl an Prozessströmen)

Sommerbetrieb

Die Composite-kurven für den Sommer- und Winterbetrieb zeigen, dass die Temperatur-Enthalpie-Verläufe und auch Pinch-Temperaturen in beiden Betriebsfällen unterschiedlich sind. Der Unterschied liegt bei den heißen Kurven. (Abb. 21 und 22)

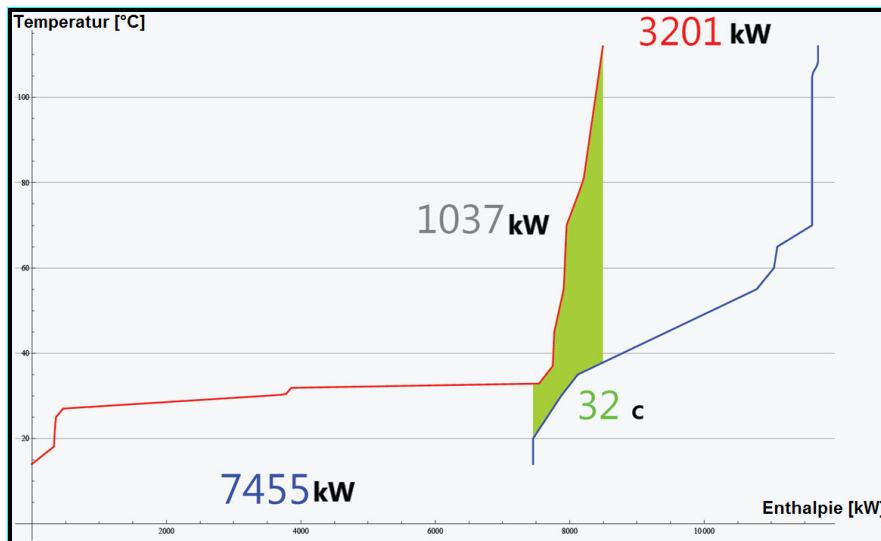


Abbildung 21: Composite-Kurven für Lyocell-Anlage, Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$

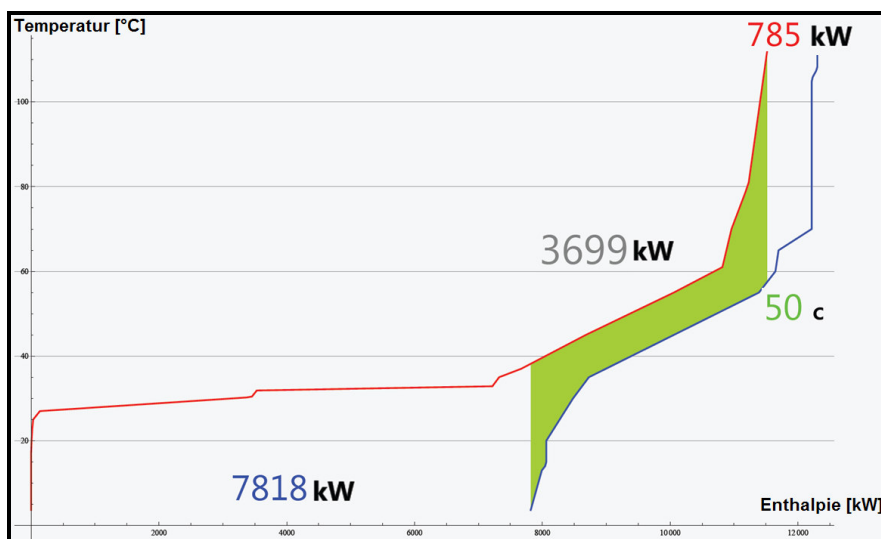


Abbildung 22: Composite-Kurven für Lyocell-Anlage, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Die Targeting-Ergebnisse zeigen dass, die bereits erfolgte Wärmeintegration im Vergleich mit der maximalen Wärmeintegration sehr niedrig ist. (Abb. 23)

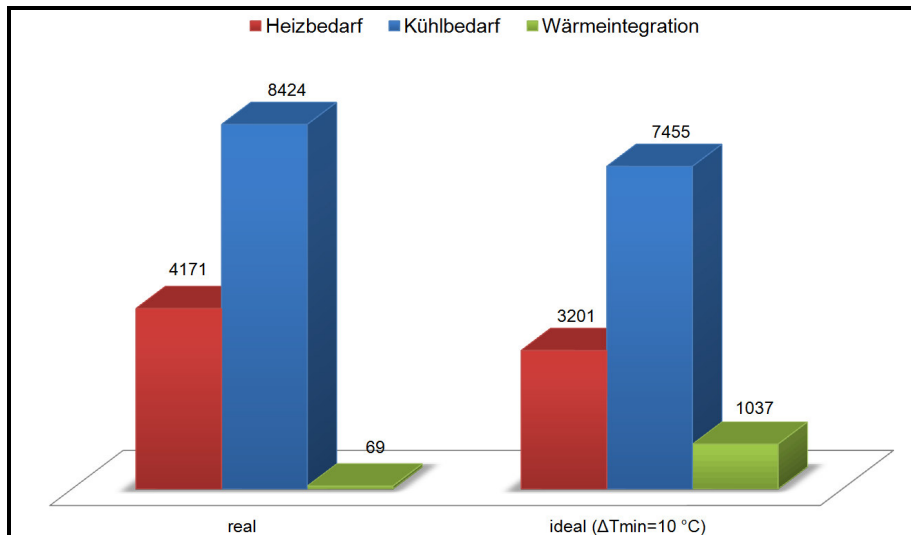


Abbildung 23: Vergleich zwischen der realen und optimalen Lyocell-Anlage, Sommerbetrieb

Winterbetrieb

Die Pinch-Temperatur liegt im Winterbetrieb für Faserproduktionsanlage höher als im Sommerbetrieb. Der Vergleich zwischen den idealen und realen Werten der Anlage zeigt, dass das Wärmeintegrationspotenzial stark vom Betriebsfall der Faserproduktionsanlage abhängt. Im Winterbetrieb liegt das Wärmeintegrationspotential über dreifach höher als im Sommerbetrieb. (Abb. 24)

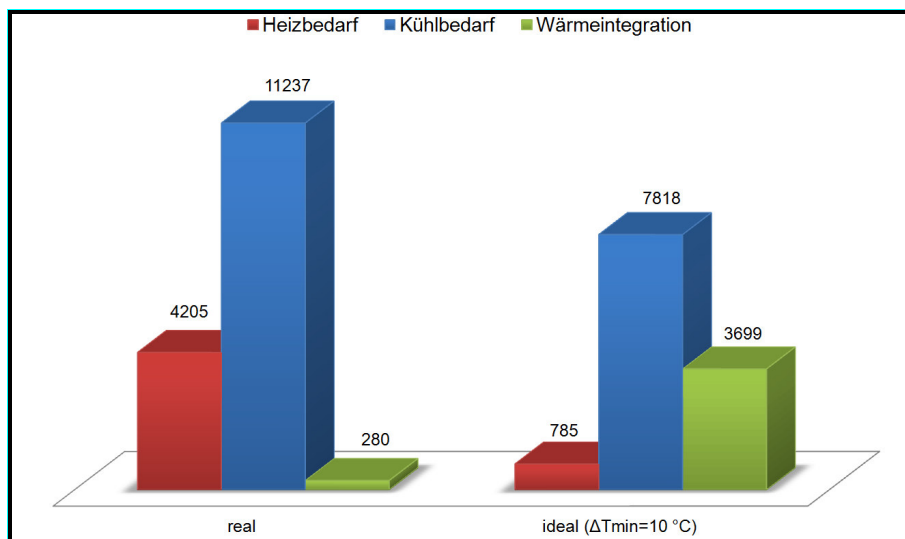


Abbildung 24: Vergleich zwischen der realen und optimalen Lyocell-Anlage, Winterbetrieb

Durch diese Wärmeintegration kann beim Optimalfall eine jährliche Energiekosteneinsparung von ca. 460.000 Euro erreicht werden.

3.1.5. Gesamtanlage

Bei dieser Optimierung der Gesamtanlage wurden die Prozessströme für die Wärmeintegration herangezogen, die bei der Optimierung der Teilprozesse verwertet wurden. Die Ergebnisse wurden mit $\Delta T_{\min} = 10\text{ °C}$ dargestellt. Die Composite-kurven für den Sommer- und Winterbetrieb zeigen, dass die Temperatur-Enthalpie-Verläufe und auch Pinch-Temperaturen in beiden Betriebsfällen unterschiedlich sind. Der Vergleich zwischen den idealen und realen Werten der Gesamtanlage zeigt, dass das

Wärmeintegrationspotenzial stark vom Betriebsfall der Gesamtanlage abhängt. Im Winterbetrieb liegt das Wärmeintegrationspotential ca. 40% höher als im Sommerbetrieb (Abb. 25 und 26).

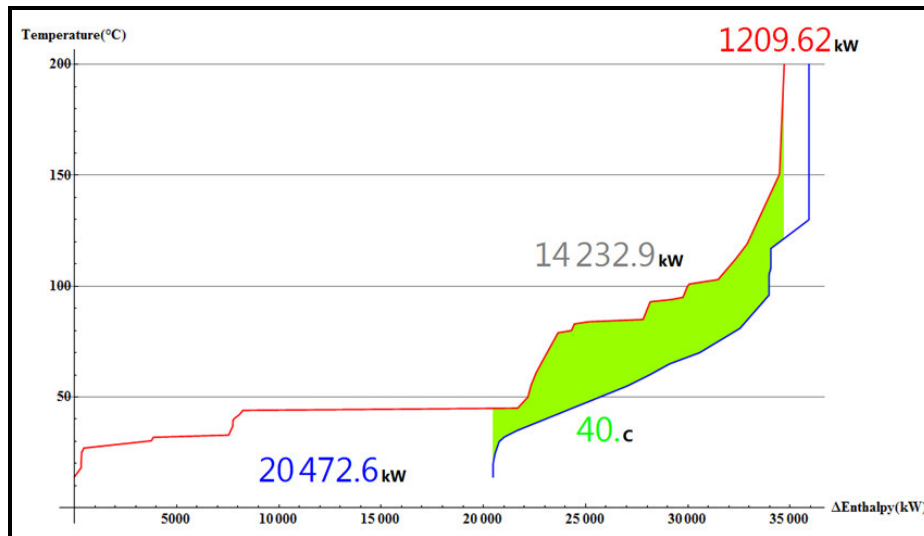


Abbildung 25: Composite-Kurven für Gesamtanlage, Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$

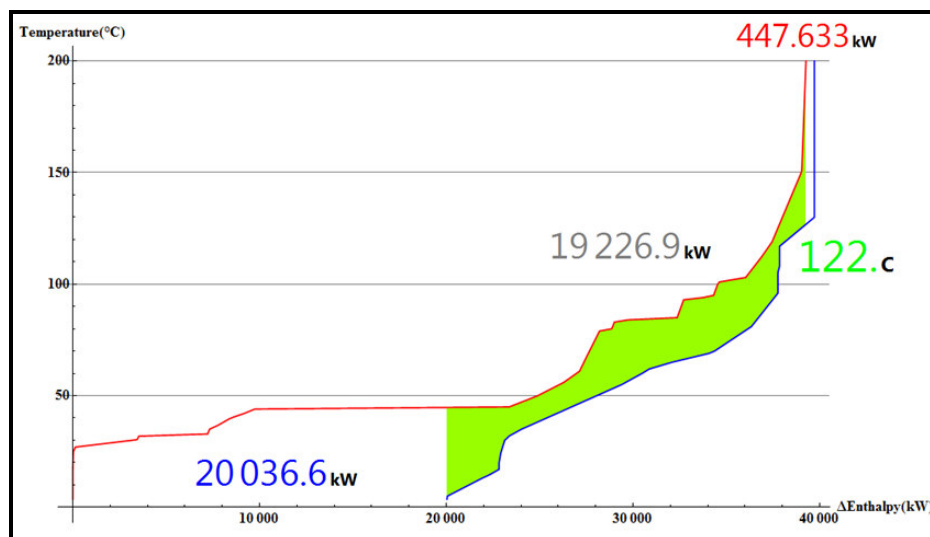


Abbildung 26: Composite-Kurven für Gesamtanlage, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$

Sommerbetrieb

Im Sommerbetrieb gab es geringen Unterschied zwischen maximalen und realen Wärmeintegrationen (Abb. 27).

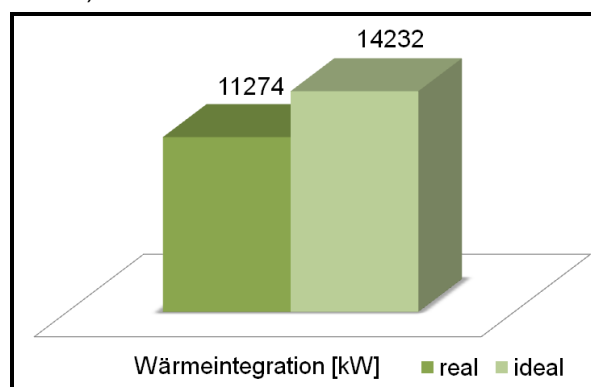


Abbildung 27: Ideale und reale Wärmeintegration in der Gesamtanlage, Sommerbetrieb

Winterbetrieb

Die Pinch-Temperatur liegt im Winterbetrieb für Gesamtanlage höher als im Sommerbetrieb. Die Targeting-Ergebnisse zeigen dass, die bereits erfolgte Wärmeintegration im Vergleich mit der maximalen Wärmeintegration (Abb. 28) niedrig ist.

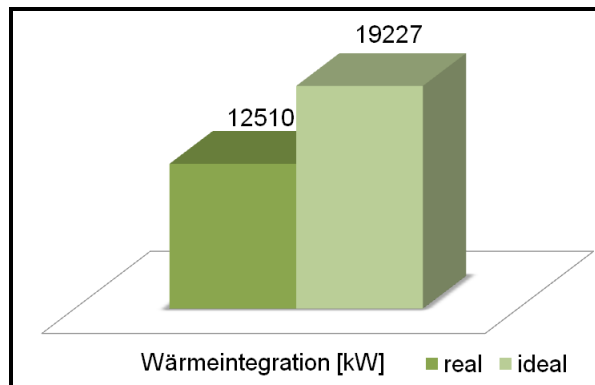


Abbildung 28: Ideale und reale Wärmeintegration in der Gesamtanlage, Winterbetrieb

3.1.6. Wärme-Netz 70/40 °C

Weiters ist die Nutzung des Heizwasser, welches bei ca. 70 °C liegt, zur Prozesserwärmung in der Faser-Produktionsanlage im Detail untersucht und das Einsparpotenzial berechnet worden (Abb. 29 und 30).

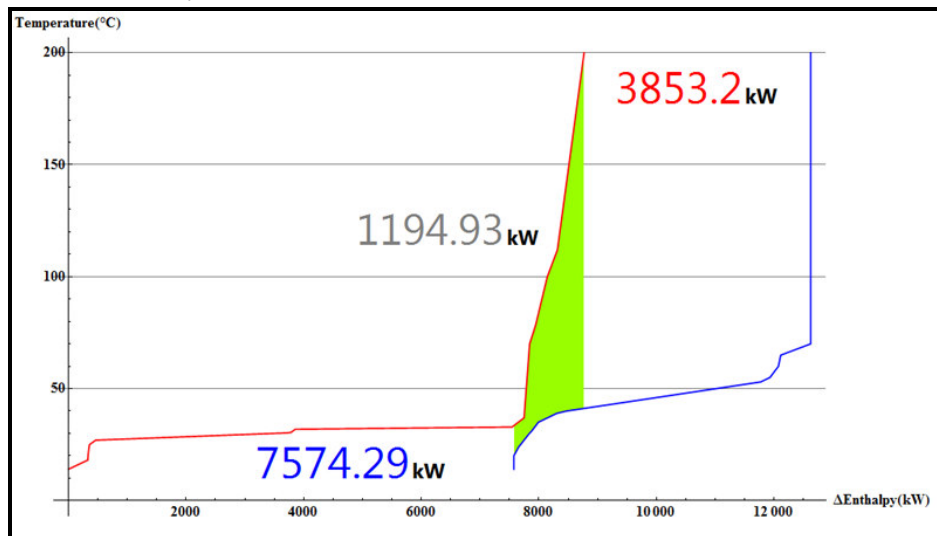


Abbildung 29: Composite-Kurven für Wärmenetz 70/40, Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10$ °C

Es wurde versucht, diesen bestehenden Kreislauf (Wärmenetz 70/40 °C) durch einige Verbraucher und vorhandene Energiequellen zu betreiben, um den Dampfverbrauch reduzieren zu können. In diesem Bereich wurden die Ergebnisse mit $\Delta T_{\min}=10$ °C dargestellt.

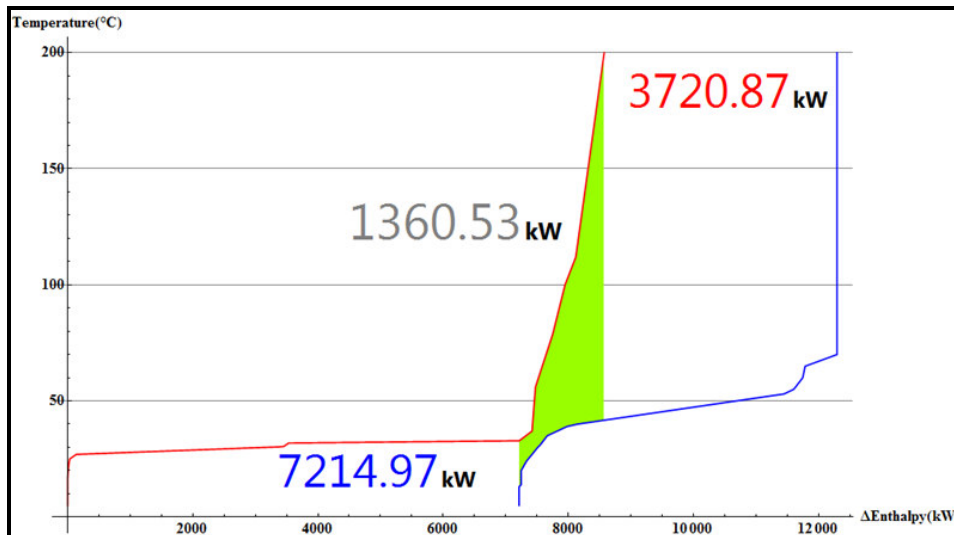


Abbildung 30: Composite-Kurven für Wärmenetz 70/40, Winterbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$

3.2. Evaluierung alternativer Prozessschritte

3.2.1. Trockneranlage

3.2.1.1. Trockner1

3.2.1.1.1. Luf-Luft-Wärmetauscher

Die Trocknerabluft von Trockner1 wird derzeit direkt zu einem Kanal geführt und über Dach ausgeblasen. Um die Wärme von der Abluft rückgewinnen zu können, muss die Abluft in eine Wärmerückgewinnungsanlage geleitet werden. Dieses System war ursprünglich installiert aber wurde aufgrund von im Abgas befindlichen klebrigen Faserhilfsstoffen deaktiviert (Abb. 31).

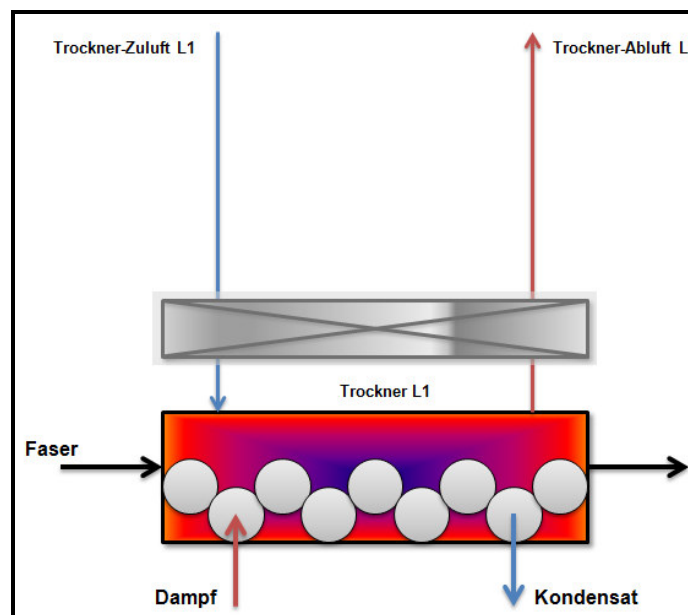


Abbildung 31: deaktivierter Luft-Luft-Wärmetauscher, Trockner1

Als eine Option kann der Einsatz von Glasrohr-Wärmetauscher [6] evaluiert werden, welche eine Vermischung der Luftströme vermeiden und leicht zu reinigen sind. Es wurde auch analysiert und berechnet, wie viel Energie durch ein geeignetes

Wärmerückgewinnungssystem (WRG-System) eingespart wird. Vier Szenarien (mit dem geeigneten WRG-System und der Taupunkttemperaturerhöhung) wurden für Trockner 1 wie folgt durchgeführt.

- **Fall A:** Ohne WRG-System und Taupunkttemperaturerhöhung
- **Fall B:** Ohne WRG-System und mit Taupunkttemperaturerhöhung
- **Fall C:** Mit WRG-System und ohne Taupunkttemperaturerhöhung
- **Fall D:** Mit WRG-System und Taupunkttemperaturerhöhung

Die Abluft von Trockner 1 hat eine Taupunkttemperatur von 54,6 °C, welche ein absoluter Feuchtegehalt von 112 [gr Wasser/kg tr. Luft] entspricht. Wenn die Trockner-Zuluft mit einem absoluten Feuchtegehalt von 20 [gr Wasser/kg tr. Luft] eingeblasen wird, beträgt der spezifische Luftverbrauch 9,6 [kg tr. Luft/kg Wasser]. Eine Taupunkttemperaturerhöhung der Zuluft von 54,6 °C auf 60 °C könnte den absoluten Feuchtegehalt der Abluft von 112 gr auf 152 [gr Wasser/kg tr. Luft] erheben und den spezifische Luftverbrauch von 9,6 kg auf 6,9 [kg tr. Luft/kg Wasser] reduzieren. Diese ergibt sich eine Energiebedarf-Reduzierung von 3495 kJ auf 3288 [kJ/kg Wasser]. Durch Einsatz eines geeigneten Glasrohr-Luft-Luft-Wärmetauschers würden sich Energiebedarfe für Fälle mit und ohne Taupunktoptimierung von 3137 [kJ/kg Wasser] bzw. 3026 [kJ/kg Wasser] ergeben. Die Luftverbrauch- und Energiebedarfswerte sind in der Abb. 32 dargestellt. Diese verdeutlichen, welches Energiesparpotenzial, z.B. durch WRG-System oder Taupunktoptimierung bei Trockner1 enthalten werden kann.

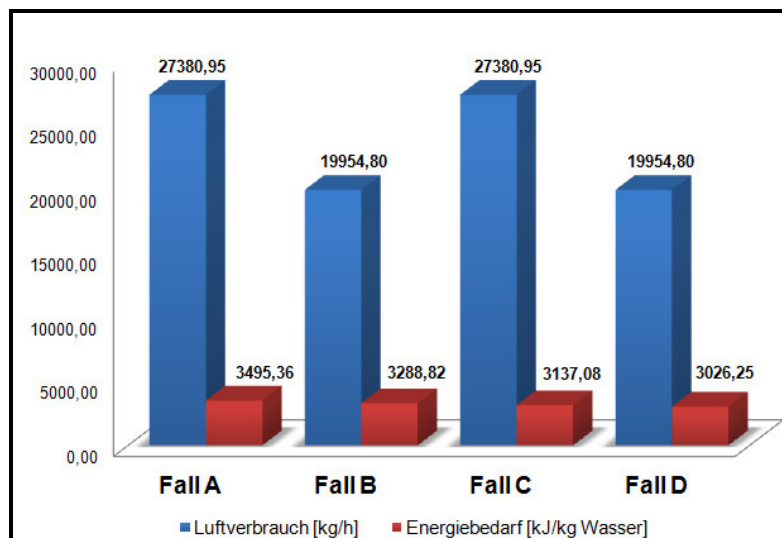


Abbildung 32: Vergleich zwischen vier analysierten Fällen bei Trockner1

3.2.2. Kesselhaus

3.2.2.1. Wärmepumpe

Die Heißwassererzeugung stellt einen großen Anteil im Gesamt- Dampfverbrauch von LFG dar. Um bei Heißwasser effizienter zu erzeugen, können die Abgas-Wasser-Wärmepumpen in denen die im Abgas enthaltene Wärme an den bestehenden Heißwasserkreislauf abgegeben wird, In der Kesselanlage eingesetzt werden. Die spezielle Hochtemperaturwärmepumpe [7] erreicht einen COP von 8 und stellt eine nutzbare Wärme-Leistung von 305 kW über das ganze Jahr zur Verfügung (Abb. 33).

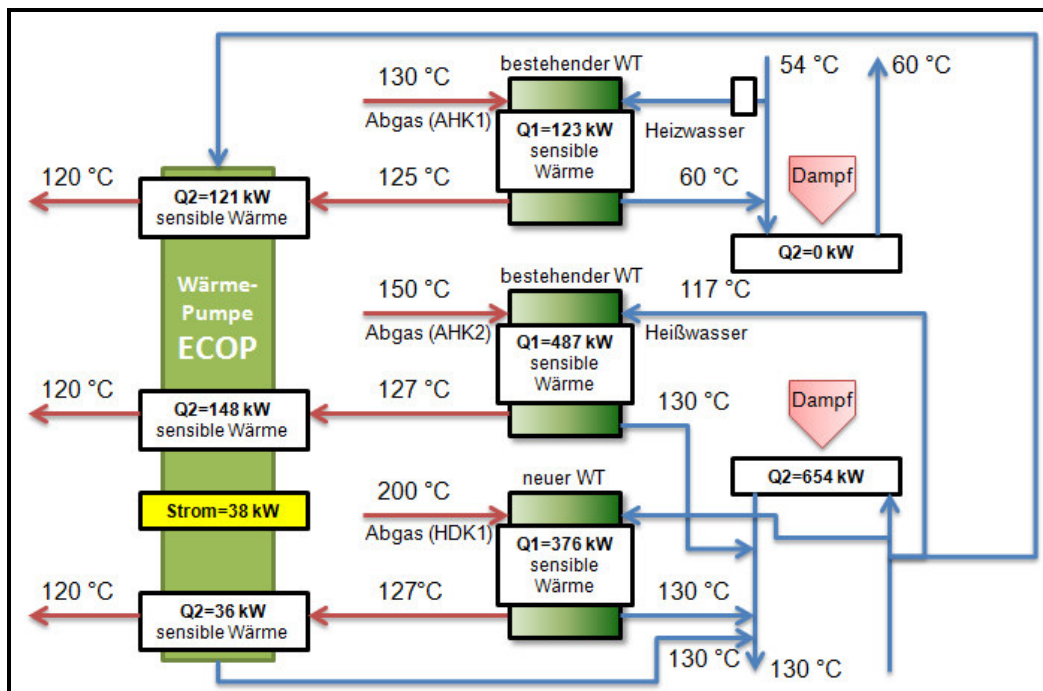


Abbildung 33: Wärmeintegrationspotenzial im Kesselhaus (integriert+Wärmepumpe), Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min} = 10 \text{ °C}$

3.2.2.2. Verbrennungsluftvorwärmer

Die bestehenden Kessel sind bereits mit Economiser ausgerüstet und keine Luft-Vorwärmer (LUVO) wurden installiert. Daher kann die erforderliche Verbrennungsluft über einen Luft-Luft-Wärmetauscher geführt werden. Die Abbildung 34 zeigt, dass die Abgas-Wärme mit einer Leistung von 814 kW an die Luft übertragen werden kann. Der Einsatz von Luftvorwärmer bewirkt bei reduzierter Brennstoff- und Kohlendioxidmenge eine Erhöhung der Kesselleistung.

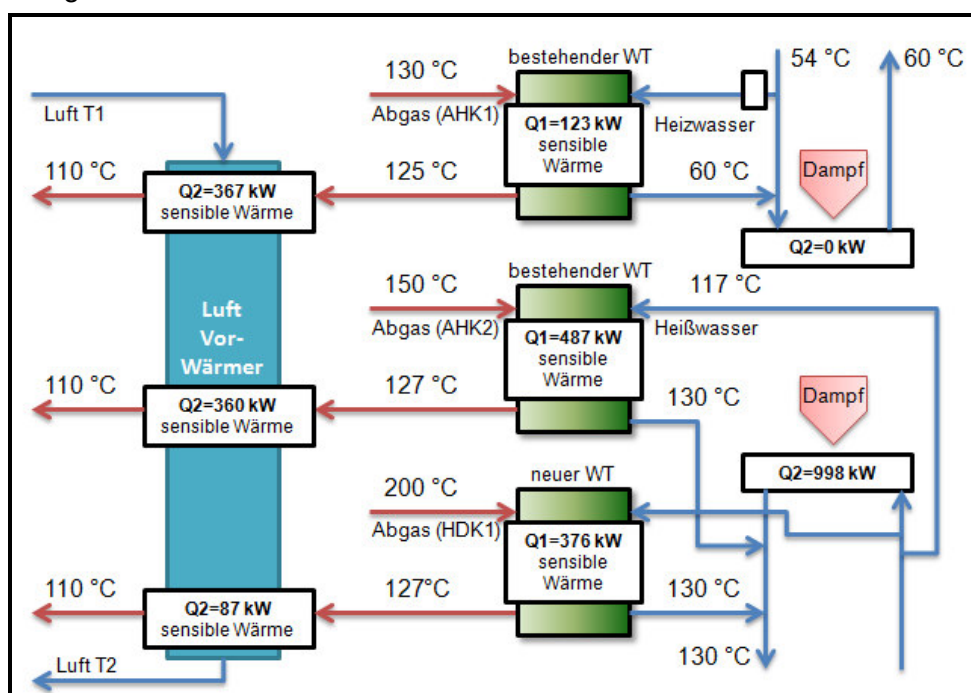


Abbildung 34: Wärmeintegrationspotenzial im Kesselhaus (integriert+Luftvorwärmer), Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min} = 10 \text{ °C}$

3.2.2.3. Abgaskondensator

Es wurde durch eine genaue Analyse gezeigt, wie viel Warmwasser durch den Einsatz eines Edelstahl-Wärmetauschers im Kesselhaus erzeugt werden kann, wenn das Abgas von HDK1 unter den Taupunkt abgekühlt wird (Abb. 35).

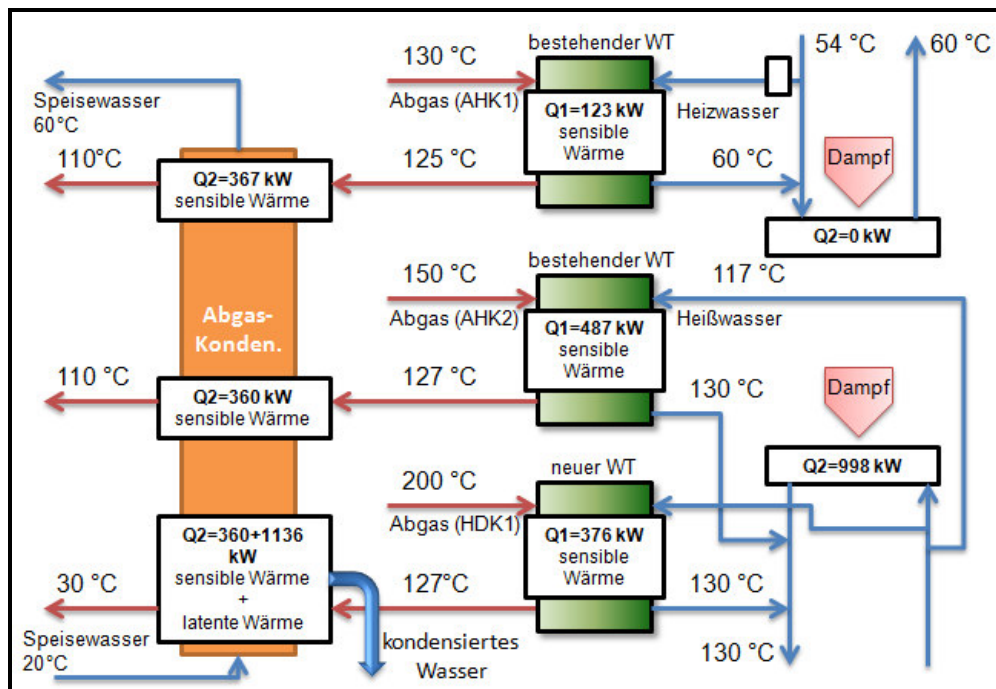


Abbildung 35: Wärmeintegrationspotenzial im Kesselhaus (integriert+Abgaskondensator), Sommerbetrieb, $\Delta T_{\min}=10\text{ °C}$

3.2.2.4. LiBr/H₂O-Absorptionskältemaschine

Es wurde berechnet, wie viel Kaltwasser durch den Einsatz einer LiBr/H₂O-Absorptionskältemaschine [8] im Kesselhaus (Winter- und Sommerbetrieb) erzeugt werden kann, wenn die Abgase von AHK1, AHK2 und HDK1 bis auf 100 °C abgekühlt werden (Abb. 36). Damit könnte eine jährliche Energiekosteneinsparung von ca. 80.000 Euro erreicht werden.

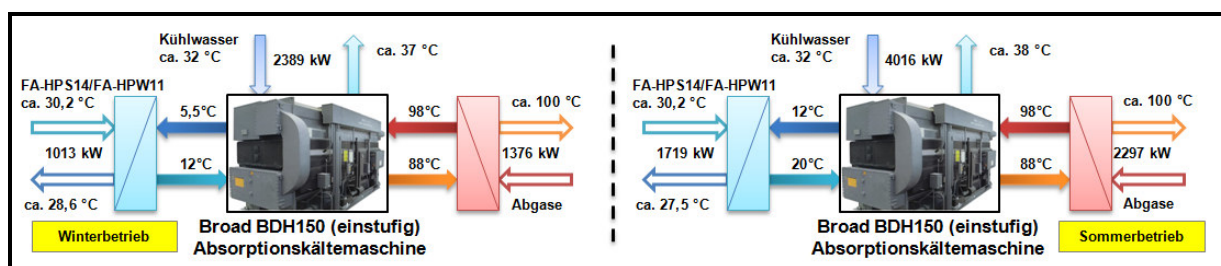


Abbildung 36: Kaltwassererzeugung durch LiBr/H₂O-Absorptionskältemaschine, Kesselhaus

3.2.3. Eindampfanlagen

3.2.3.1. Wärmepumpe

Es wurde versucht, den Vorlauf-Eindampfanlage1 und 2 durch Hochtemperaturwärmepumpen [9] vorzuwärmen und gleichzeitig Kaltwasser für Faser-Produktionsanlage zu erzeugen (Abb. 37). Durch diese Maßnahmen kann eine jährliche Energiekosteneinsparung von ca. 92.000 Euro erreicht werden.

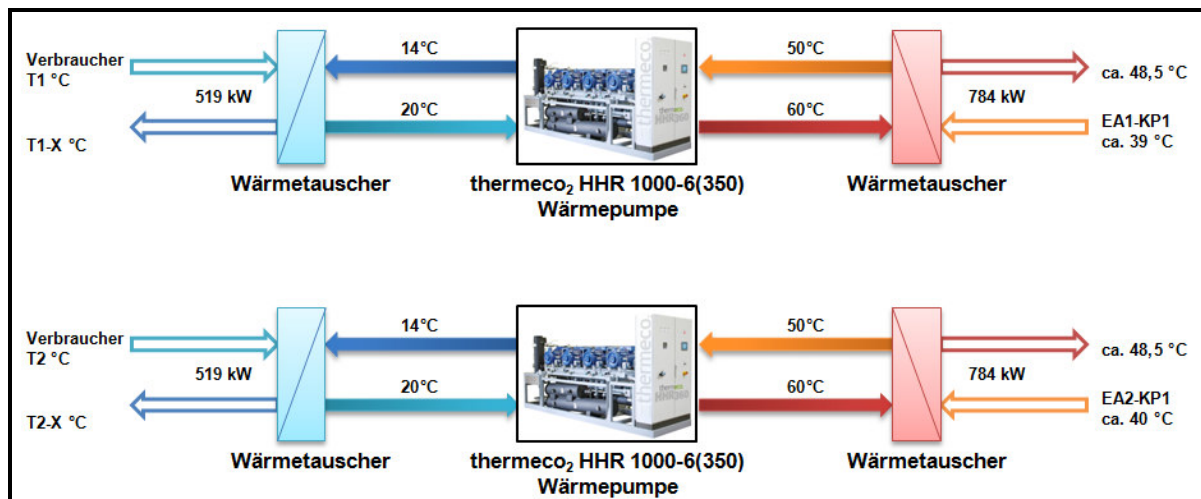


Abbildung 37: Gleichzeitige Abkühlung und Aufwärmung der Prozessströme durch Wärmepumpe, Eindampfanlagen

3.2.4. Faser-Produktionsanlage

3.2.4.1. Wärmepumpe

Mit Hilfe von Composite-Kurven kann systematisch aufgezeigt werden, wie viel Wärmeintegration zwischen Energieströmen maximal erreicht werden kann, obwohl nicht alle vorgeschlagene Wärmetauschernetzwerke aus technischer und wirtschaftlicher Sicht realisierbar sind. Es ist zu beachten, dass die Optimierung des Wärmetauschernetzwerks immer vor der Integration von Wärmepumpe im Prozess erfolgen muss, damit die Wärmepumpe im Prozess energetisch optimal integriert wird. Die Abbildung 38 zeigt, dass die Wärme, die in den kalten Utilities abgegeben werden muss, als Wärmequelle und die Wärme, die aus den heißen Utilities aufgenommen werden muss, als Wärmesenke für die Prozess-Prozess-Wärmepumpe verwendet werden, um die Heiz- und Kühlbedarf reduzieren zu können. (Die Wärme wird durch Wärmepumpe über den Pinch übertragen.)

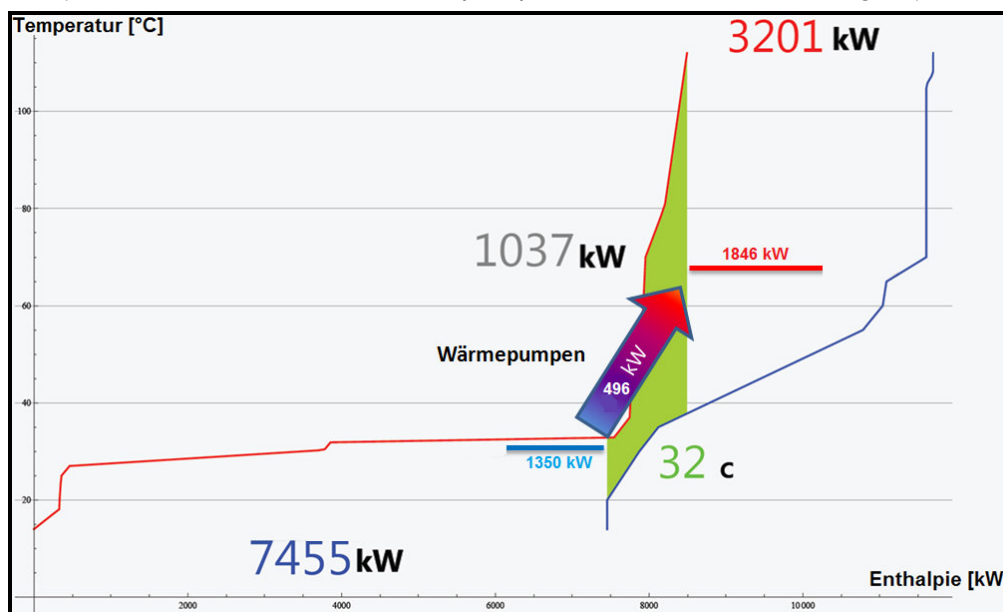


Abbildung 38: Optimale Platzierung der Wärmepumpe in der Faser-Produktionsanlage, Sommerbetrieb

Die Prozessströme und die Wärmemengen, die durch die Wärmepumpen übertragen werden, sowie Kälteleistung von Wärmepumpe wurden in der Abbildung 39 grafisch dargestellt. Damit kann eine jährliche Energiekosteneinsparung von 314.000 Euro erreicht werden.

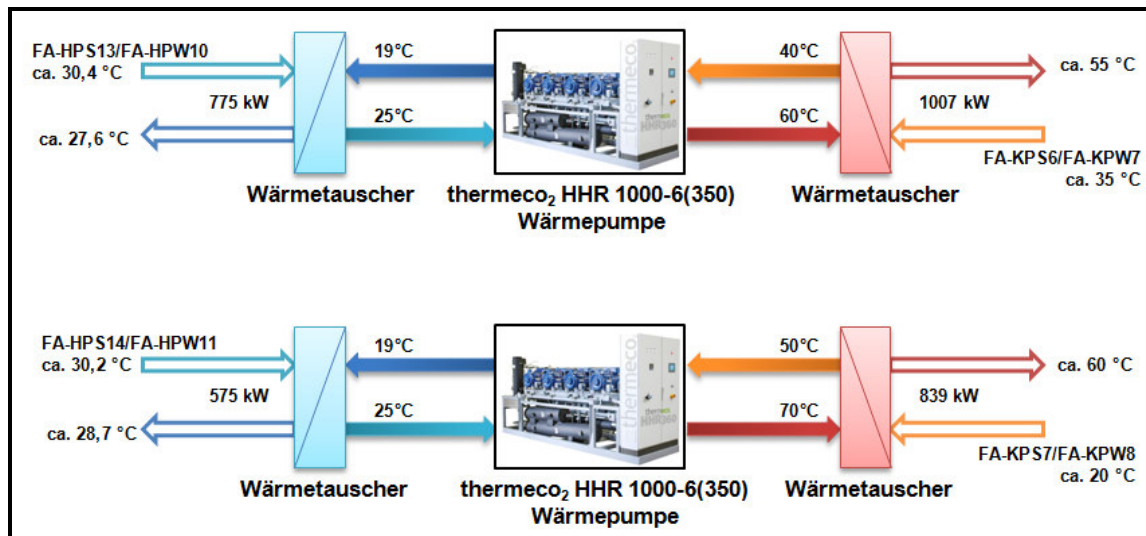


Abbildung 39: Gleichzeitige Abkühlung und Aufwärmung der Prozessströme durch Wärmepumpe, Lyocell-Anlage

3.2.5. Kälteanlage

Betrachtet wurde hier die Kälteanlage der Firma „Lenzing Fibers“. Insgesamt 7 wassergekühlte Kompressionskältemaschinen erzeugen Kaltwasser mit einer Vorlauftemperatur von 12 °C und Kältemittel mit einer Vorlauftemperatur von -2 °C.

Es wurde analysiert, wo die Verbesserungsmaßnahmen in der Kälteanlage eingesetzt werden können und an welchen Stellen Energie eingespart werden kann. Die Kälte wird durch die Kompressionskältemaschinen, welche sehr komplexe Verschaltung haben, erzeugt. Darüber hinaus wird das Kaltwasser im Winter durch bestehende Wärmetauscher wie z.B. Freecooling-Wärmetauscher und Lafnitz-Flusswasser-Wärmetauscher ohne Betrieb der Kältemaschine erzeugt. Die Prozessströme in der Kälteanlage sind zeit- und Betriebsabhängig. Aus diesem Grund können sie nicht in Pinch-Analyse berücksichtigt werden. Die wichtigsten Energieeffizienzmaßnahmen wurden wie folgt ausgewählt.

3.2.5.1. Kaltwasserspeicher (Optimal dimensionierter Pufferspeicher)

In der Kälteanlage stehen zwei gedämmte 45 m³ Kaltwasserspeicher (20 cm Armaflex als Dämmmaterial). Es wurde mit „TRNSYS“ simuliert und analysiert, ob man die jährlichen Wärmeverluste [kWh/a] durch den Einsatz von einem 90 m³ Speicher statt zwei Speicher minimieren kann. Die jährlichen Wärmeverluste des 45 und 90 m³ Speichers betragen 1250 bzw. 1900 kWh/a. Aufgrund der niedrigen jährlichen Speicherwärmeverluste ist der Einsatz eines größeren Schichtspeichers nicht empfehlenswert (Abb. 40).

		Kaltwasserspeicher [45m ³]	Kaltwasserspeicher [90m ³]
heat loss	q[W]	-137,103	-216,310
overall heat transfer coefficient	U[W/m ² K]	0,378	0,378
surface area	A[m ²]	72,525	114,424
Water temperature inside tank	T _{water}	17,000	17,000
Outside air temperature	T _{air}	22,000	22,000
natural convection heat transfer coefficient on inside of tank	h _i [W/m ² K]	500,000	500,000
tank wall thickness	t _{wall}	0,006	0,006
tank thermal conductivity	k _{wall} [W/mK]	54,000	54,000
insulation thickness	t _{ins} [m]	0,100	0,100
insulation thermal conductivity	k _{ins} [W/mK]	0,038	0,038
natural convection heat transfer coefficient on outside of tank	h _o [W/m ² K]	40,000	40,000

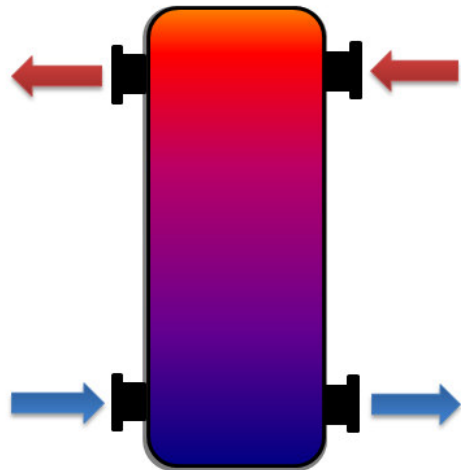


Abbildung 40: Der errechnete jährliche Wärmeverlust des 45 und 90 m³ Speichers

3.2.5.2. Optimierung der Schaltreihenfolge von Kompressionskältemaschinen

Die Kältemaschinen können parallel oder in Serie wie folgt geschaltet werden.

- 1: Verdampfer und Verflüssiger von Kompressionskältemaschinen sind alle parallel miteinander verschaltet. (bestehende Kälteanlage) (0% Energieeinsparung)
- 2: Verdampfer von Kompressionskältemaschinen sind alle in Serie miteinander verschaltet und deren Verflüssiger parallel. (8% Energieeinsparung)
- 3: Verdampfer und Verflüssiger von Kompressionskältemaschinen sind alle in Serie miteinander verschaltet. (11% Energieeinsparung) (Abb. 41)

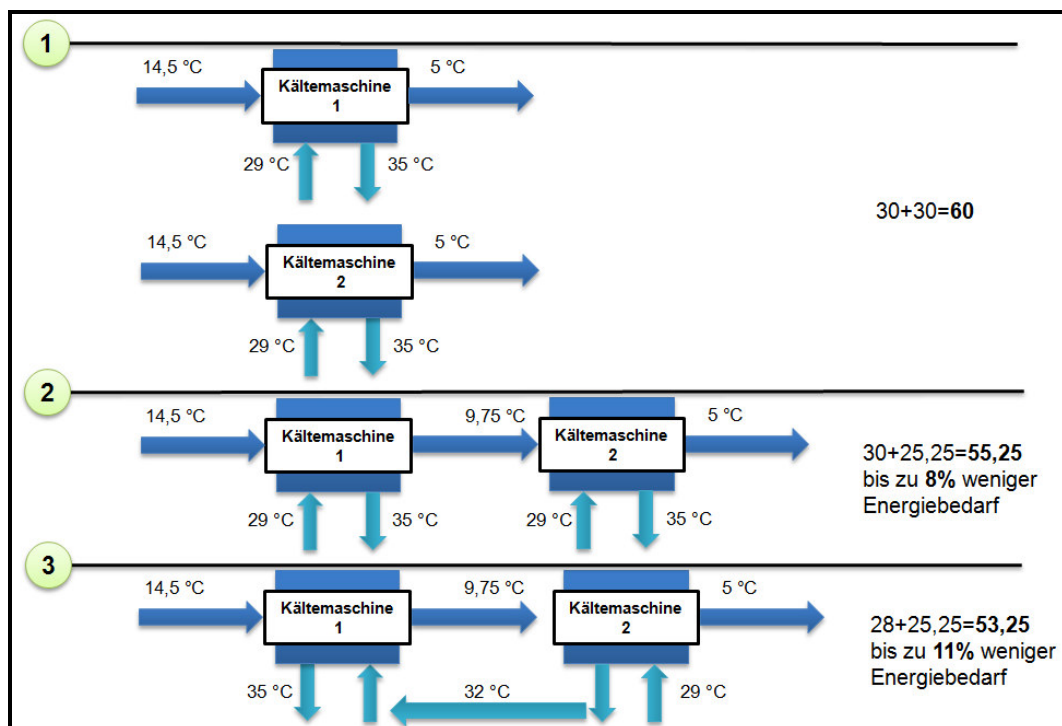


Abbildung 41: Energieeinsparung bei unterschiedlichen Kältemaschinen-Verschaltungen (Quelle: Firma York [10])

3.2.5.3. Abwärmenutzung aus der Kälteanlage

Die Abwärme von Kälteanlage kann zu Heizzwecken genutzt werden und nicht als Verlustwärme an die Umgebung abgegeben werden. Daher kann das in der Lyocell-Produktionsanlage erforderliche Heizwasser durch eine Hochtemperaturwärmepumpe, welche mit den Wärmequellen Abwärme arbeitet, erzeugt werden.

In Abbildung 42 wurde gezeigt, wo die Wärmepumpen optimal eingesetzt werden können.

1: Zwischen den Kaltwasserverbrauchern und den Kältemaschinen (Heiz- und Kaltwasser können gleichzeitig erzeugt werden und Wärmepumpe erreicht eine Leistungszahl von 4,5.) Die Wärmesenke hat ein Temperaturniveau von 70°C im Vorlauf und 60°C im Rücklauf. Als Wärmequelle dient das Kaltwasser mit 22°C, welches auf 12°C abgekühlt wird.

2: Zwischen den Kühltürmen und den Kältemaschinen (Heiz- und Kühlwasser können gleichzeitig erzeugt werden und Wärmepumpe erreicht eine Leistungszahl von 5.) Die Wärmesenke hat ein Temperaturniveau von 70°C im Vorlauf und 60°C im Rücklauf. Als Wärmequelle dient die Abwärme (Kühlwasser) mit 30°C, welche auf 25°C abgekühlt wird.

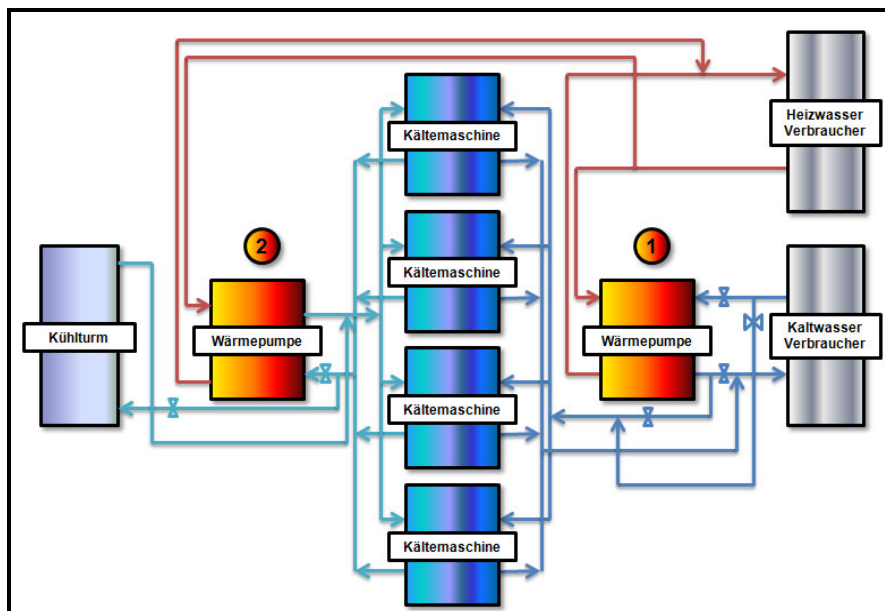


Abbildung 42: Optimale Platzierung der Wärmepumpen in Kälteanlagen

3.2.5.4. Drehzahlregelung

Um den elektrischen Energieverbrauch der alten York-Kompressionskältemaschinen reduzieren zu können, wurde die VSD-Technologie (Variable Drehzahlregelung) vorgeschlagen.

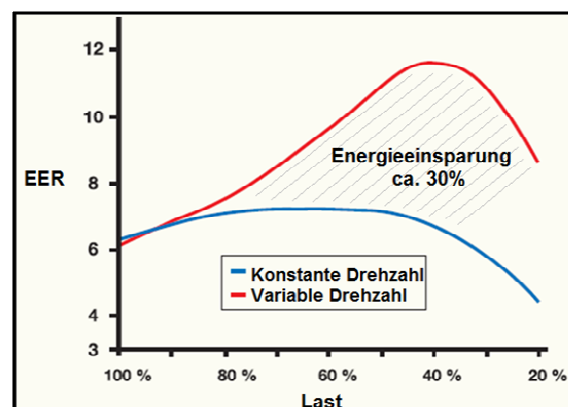


Abbildung 43: Energieeinsparung in Abhängigkeit von Teillast bei der York-Kältemaschine mit VSD (Quelle: Firma York [10])

Durch VSD-Technologie wird die Verdichter-Drehzahl und Position der Vorleitschaufeln stets auf die Lastanforderungen geregelt, damit der optimierte Wirkungsgrad der Kältemaschine in jedem Betriebspunkt (Voll- und Teillast) erreicht wird (Abb. 43).

3.3. Evaluierung des Einsatzes von alternativen Energiequellen

3.3.1. Solarenergie

Im Rahmen dieser Studie wurde das Potenzial für solare Prozesswärme und solare Kühlung an vier Zellstoff- und Faserproduktionsstandorten der Lenzing Gruppe mit Hilfe des dynamischen Simulationsprogramms „TRNSYS“ untersucht (Abb. 44).

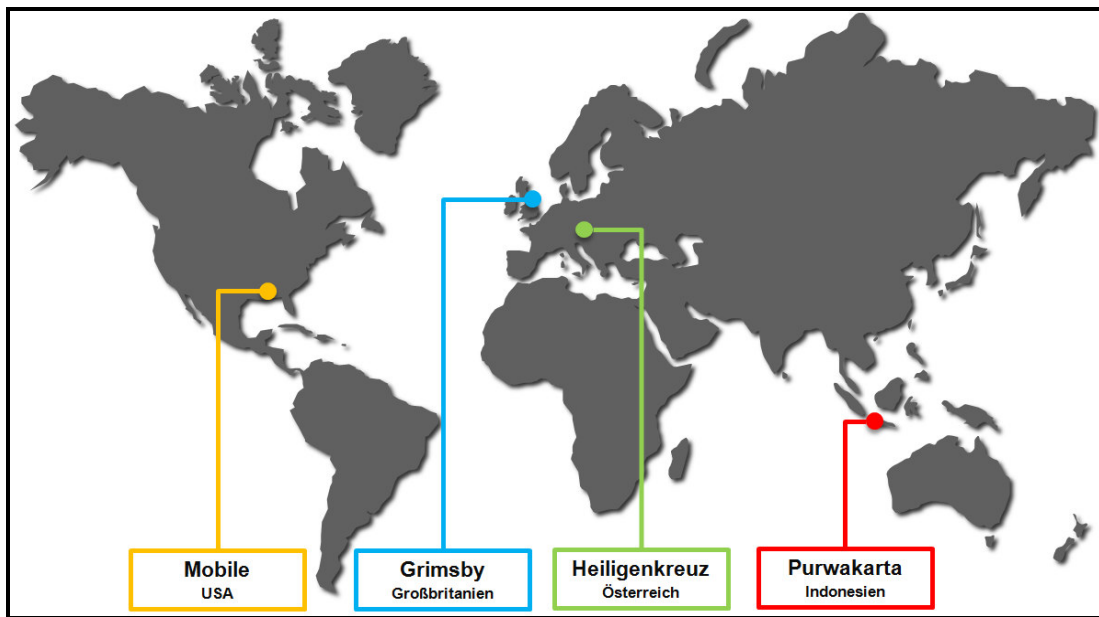


Abbildung 44: Vier untersuchte Lenzing Standorte

3.3.1.1. Ausrichtung der Solarkollektoren

Um die solare Strahlung bestmöglich nutzen zu können, wurden im ersten Schritt die optimale Neigung und Ausrichtung der Vakuumröhren und Flachkollektoren in Abhängigkeit von dem Jahresenergieertrag der Solaranlage an vier Standorten mit Hilfe von Klimadaten und Simulationsprogramm berechnet (Abb. 45).

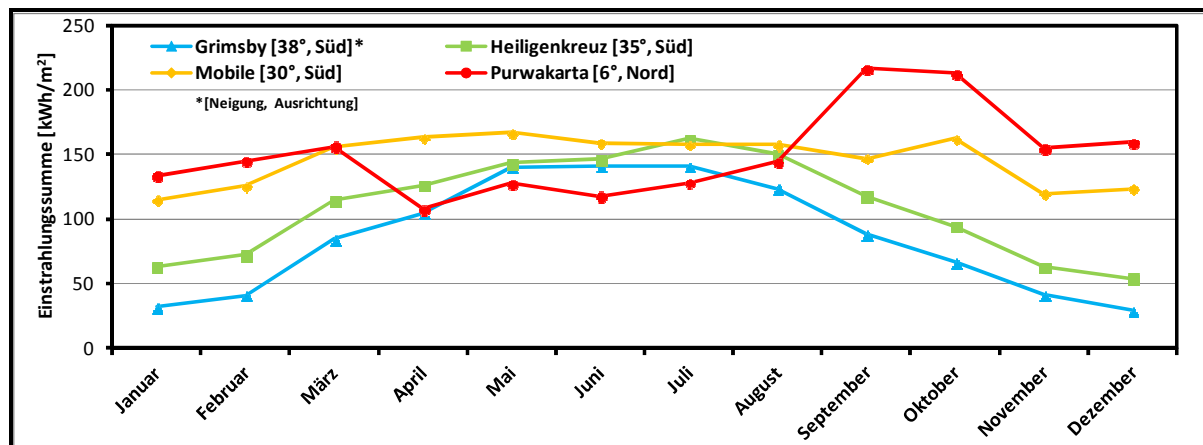


Abbildung 45: Monatssumme der Einstrahlung auf die geneigte Fläche für vier gewählte Lenzing Standorte

3.3.1.2. Solarkollektoren

Zu Beginn der Simulation wurden zwei Kollektortypen von österreichischen Kollektorherstellern „S.O.L.I.D“ [11] und „Olymp“ [12] ausgewählt. Die Wirkungslinien zeigen, dass die Vakuumröhrenkollektoren bei der Kälteerzeugung (einstufige Absorptionskältemaschinen) effizienter sind (46).

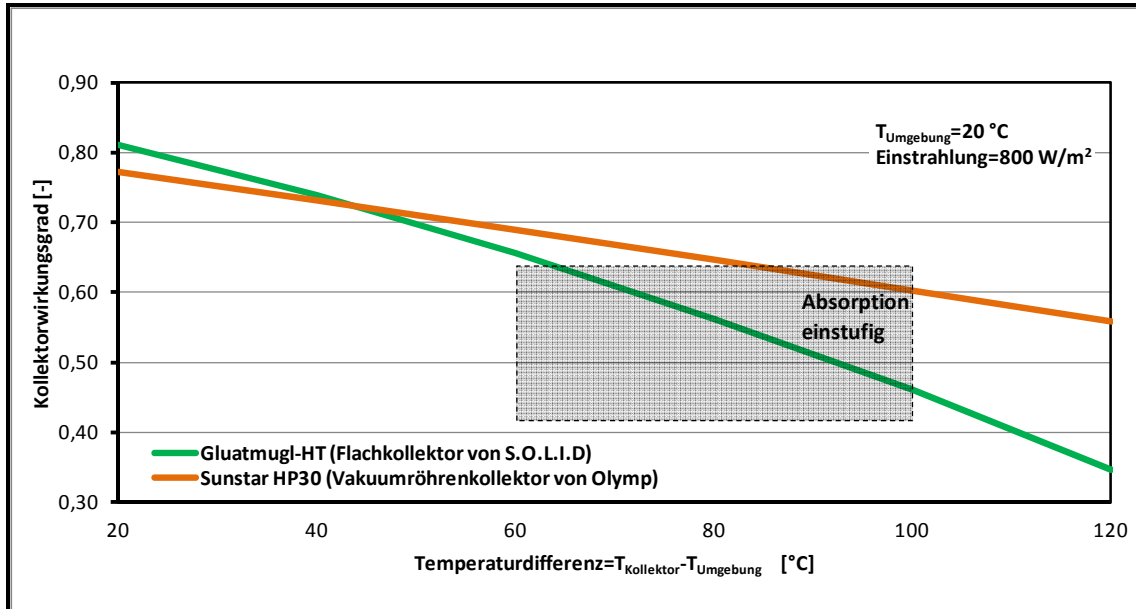


Abbildung 46: Wirkungsgradkennlinien und Arbeitsbereiche zwei Kollektorbauarten bei einer Einstrahlung von 800 W/m²

3.3.1.3. Vordimensionierung vom Kollektorfeld

Am Industriestandort wird hochwertiger teurer Dampf direkt zur Heizwasserbereitung eingesetzt. Es wurde versucht, für Heizwasser (Ein- und Austrittstemperatur: 40 und 70 °C) niederwertiger Energie (z.B. aus einer Solaranlage) zu verwenden. Die solare Wassererwärmungsanlage, unter anderem bestehend aus den Komponenten Kollektor, Wärmeüberträger, Controller, Pufferspeicher, Verteiler, Zusatzheizung, Pumpe, Integrator, Ventil, Wetterdaten und Verbraucher, wurde simuliert (Abb. 47).

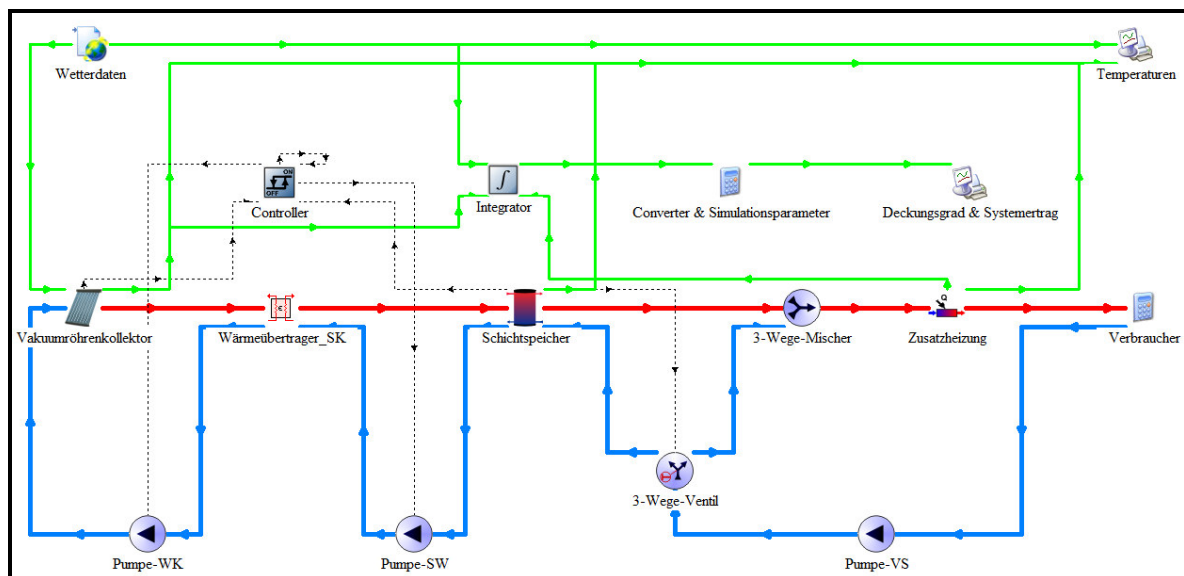


Abbildung 47: Simulation einer Solaranlage zur Warmwassererzeugung für Lyocell-Produktionsanlage

3.3.1.4. Einfluss der geographischen Lage auf solare Wärme- und Kälteerzeugung

Der Solardeckungsgrad hängt stark vom geographischen Industriestandort ab. Im Kosten/Nutzen-Optimum liegt der empfohlene Auslegungsbereich bei dem Solardeckungsgrad über 40 %. Die Nomogramme [13] von Simulationsergebnissen zeigen, dass der Einsatz von Solaranlagen zur Prozesswärmebereitstellung ist für beide Kollektortypen bei optimalen Investitionskosten an den Standorten „Purwakarta“, „Mobile“ sinnvoll (Abb. 48).

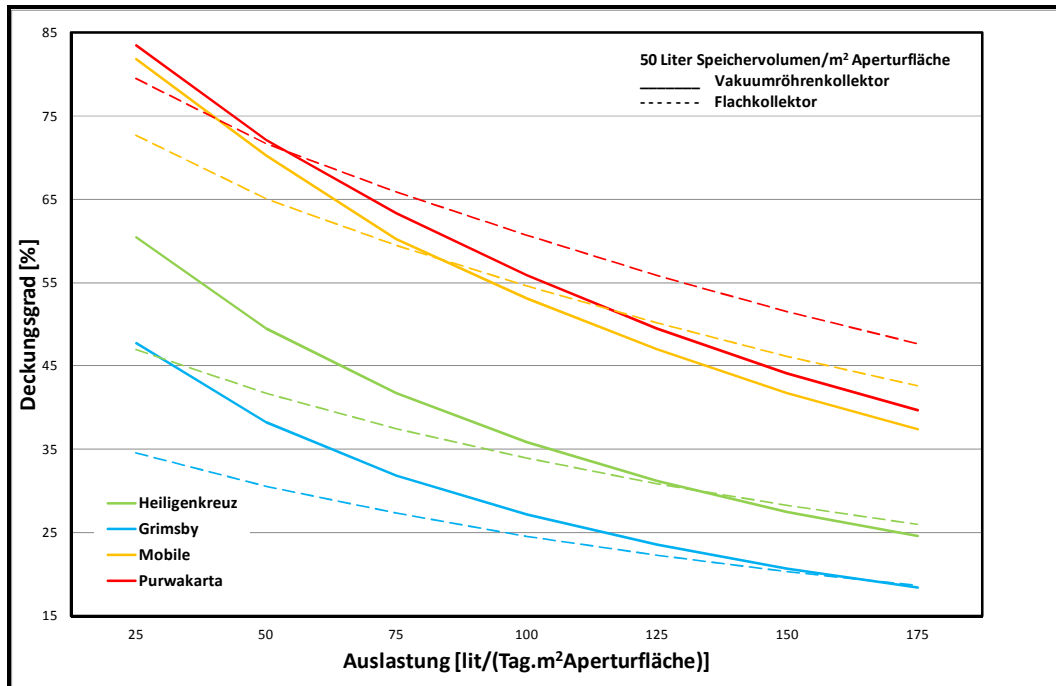


Abbildung 48: Nomogramm für solare Wassererwärmungsanlage, Deckungsgrad, Netz 70/40

Eine wichtige Voraussetzung für die Einbindung von Solarwärme in den Prozess ist das Temperaturniveau, welches für Kälteerzeugung bei ca. 90 °C liegt.

In Abbildung 49 wurden die solaren Deckungsgrade für Sommerbetrieb an untersuchten Standorten dargestellt. Die höheren Deckungsgrade der Anlagen in „Mobile“ und in „Purwakarta“ werden durch die höhere Sonnentagen-Anzahl erreicht.

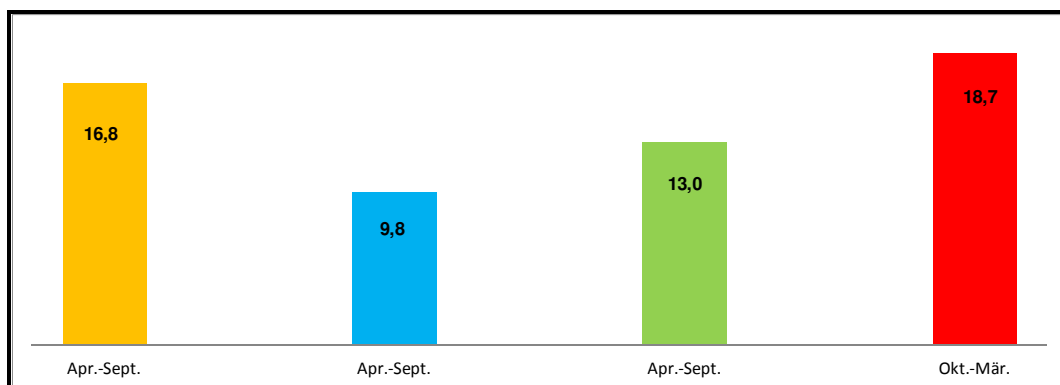


Abbildung 49: Vergleich der solaren Deckungsgrade zur Kälteerzeugung an untersuchten Standorten

Durch den Einsatz von solaranlagen zur Kälte- und Wärmeerzeugung kann eine jährliche Energiekosteneinsparung von ca. 30.000 Euro für Standort „Heiligenkreuz im Lafnitztal“ erreicht werden, welche aus wirtschaftlicher Sicht sinnlos ist (Abb. 50).

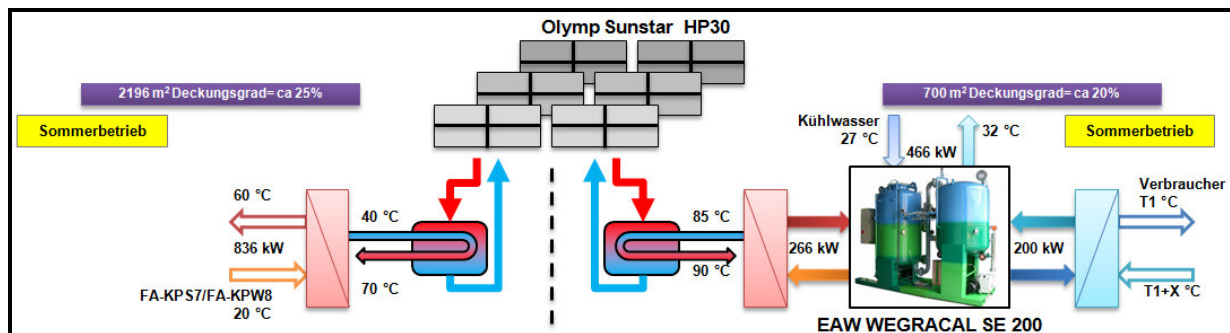


Abbildung 50: Solare Kälte- und Wärmeerzeugung durch Einsatz von Vakuumröhrenkollektoren [12] und Absorptionskältemaschine [14]

3.3.2. Tiefe Geothermie

Als tiefe Geothermie bezeichnet man die Erdwärmenutzung in Mindesttiefe von 400 m. Diese Energie steht ständig (jederzeit) zur Verfügung, sind unabhängig von Klima und kann direkt (z.B. Warmwassererzeugung) oder indirekt (z.B. Stromerzeugung) genutzt werden. Bei der direkten Erdwärmenutzung sollen die Erdwärmesonden tief wie möglich in die Erde eingebracht werden.

3.3.2.1. Temperaturgradient am Standort

Als Temperaturgradient bezeichnet man einen Temperaturunterschied der Erdkruste in Abhängigkeit von der Tiefe in K/m. Diese Erwärmung ist für den Einsatz von Erwärmesonden und Tiefbohrungen sehr relevant. Im Durchschnitt steigt die Temperatur mit der Tiefe um 3°C pro 100 m.

Wie in Abbildung 51 gezeigt wurde, liegt der Temperaturgradient am Standort Heiligenkreuz im Lafnitztal über den Schnitt (50K/km).

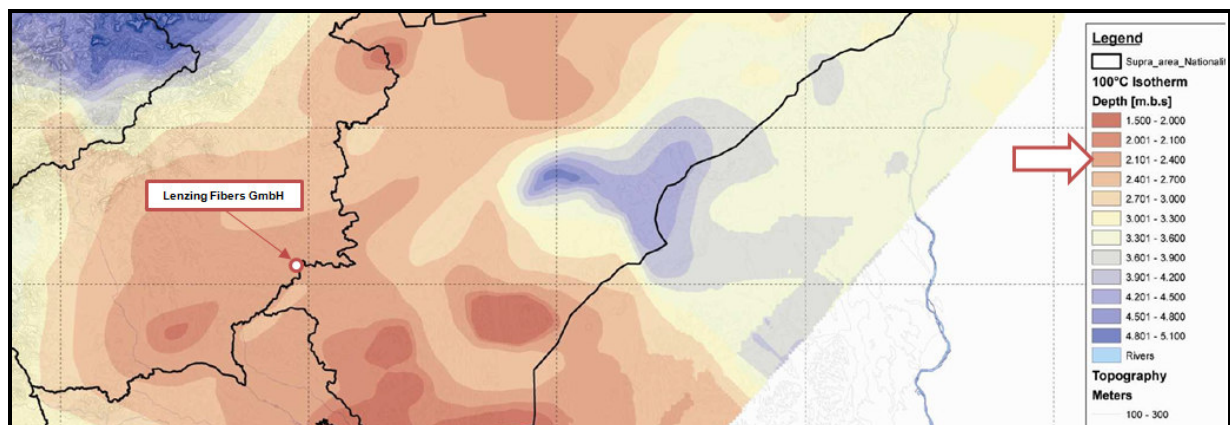


Abbildung 51: Temperaturgradient von ca. 50K/km am untersuchten Standort (Quelle: <http://transenergy-eu.geologie.ac.at>)

3.3.2.2. Tiefe Erdwärmesonde (TEWS)

Als Tiefenerdwärmesonde bezeichnet man einen Wärmetauscher, über den Thermalwasser mit Hilfe von Pumpen geleitet wird, um der Wärmeentzug in einem geschlossenen umweltfreundlichen System erfolgen zu können. Die Energiemenge dieser Erdwärmetauscher hängen vom Temperaturgradient und Wärmeleitfähigkeit des Untergrundes am Standort ab.

3.3.2.3. Erdwärmeunterstütztes Netz 70/40 °C

Ziel der Simulation ist, das Verhalten der Tiefenerdwärmesonden zu berechnen und die spezifischen System-Parameter wie z.B. Wassermenge, die pro Stunde durch den Sonden-Kreislauf strömt, zu optimieren.

Die wesentlichen Systemangaben sind wie folgt:

- Massenstrom: 5000 kg/hr (40/70 °C)
- Effektivität des Wärmetauschers: 0,7

Ab einem Massenstrom von 10.000 kg/hr bleibt der geothermische Deckungsgrad nahezu konstant. Die Betriebskosten nehmen mit der Massenstromzunahme zu.

Es deutet sich an, dass eine Erhöhung des Massenstromes über 10.000 kg/hr wirtschaftlich und thermisch sinnlos ist.

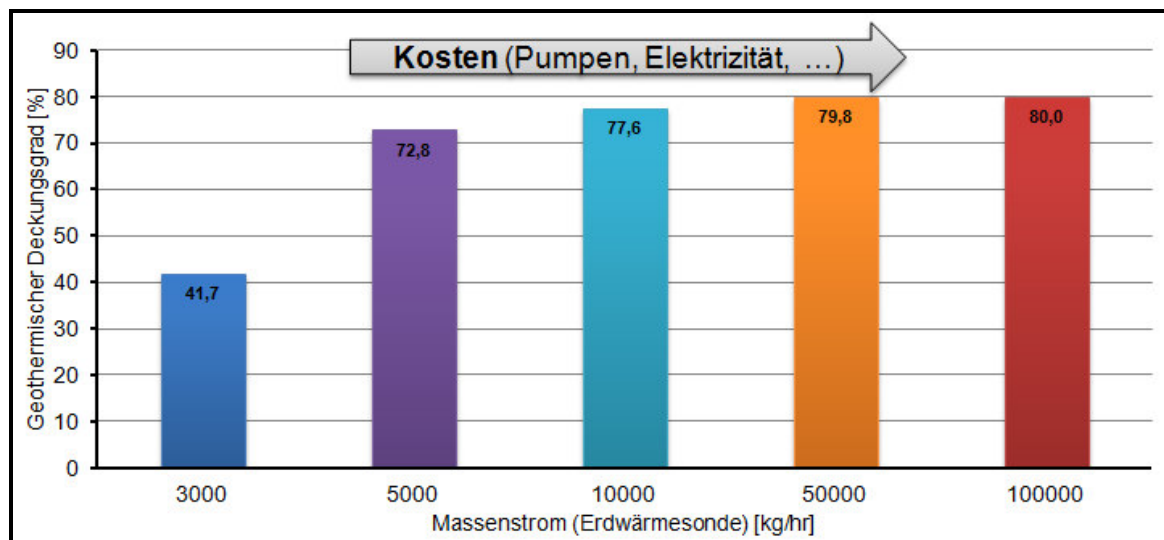


Abbildung 52: Optimaler Erdwärme-Massenstrom für Netz 70/40 °C

Mit Hilfe von „TRNSYS“ wurde folgende TEWS für Prozesswärme simuliert. Der Einsatz von TEWS bringt eine jährliche Energiekosteneinsparung von ca. 57.000 Euro, welche im Vergleich zu Investitionskosten sehr gering ist.

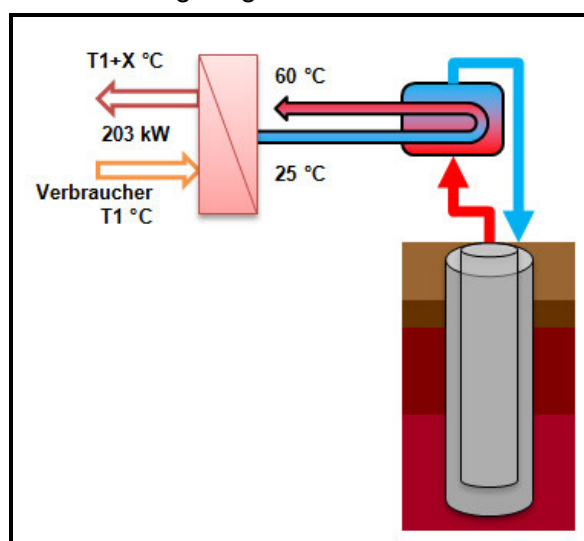


Abbildung 53: Schematische Darstellung der simulierten TEWS mittels „TRNSYS“

3.3.2.4. Temperaturerhebung durch Hochtemperaturwärmepumpe

Die Einbindung von Tiefenerdwärmesonden auf der Quellenseite von Hochtemperaturwärmepumpen bietet großes Potenzial für die Wärmepumpen. Um die Temperaturen noch mehr anzuheben, wird die gewonnene Energie durch einen externen Wärmetauscher in den Hochtemperaturwärmepumpe-Kreislauf übertragen (Abb. 54).

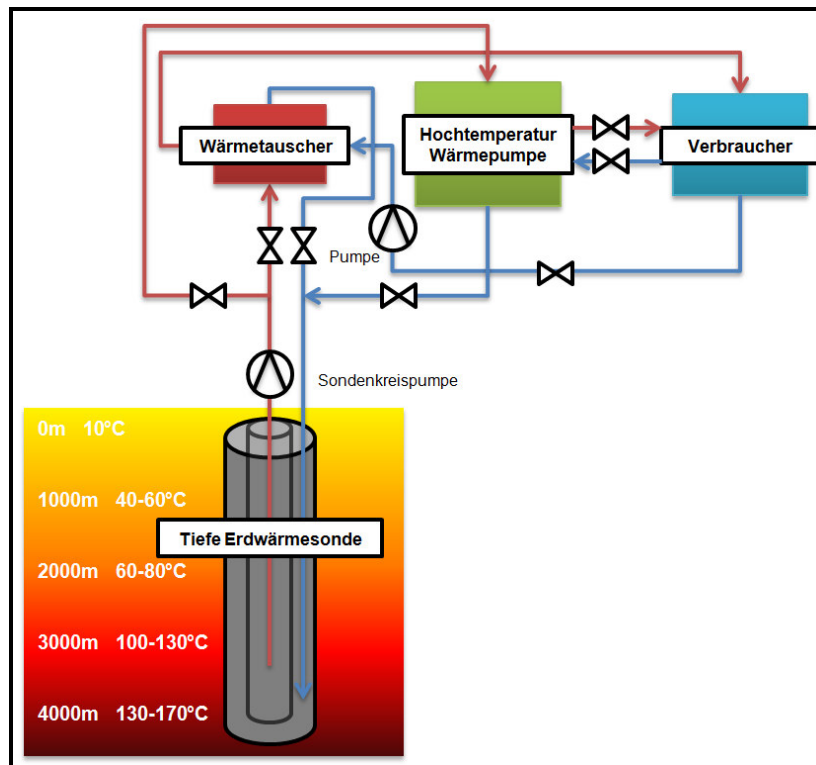


Abbildung 54: Schematische Darstellung einer geothermischen Hochtemperaturwärmepumpe

3.3.2.5. Potenzialanalyse der geothermischen Hochtemperaturwärmepumpe

Die durchgeführte Simulation besteht aus einer Erdwärmesonde mit einer Tiefe von 3000 m, einer Hochtemperaturwärmepumpe vom Typ ECOP2500 mit 500 kW thermischer Leistung und verschiedener Komponenten. Es wurde versucht, das Netz 95/80 °C mit einer geothermischen Hochtemperaturwärmepumpe zu unterstützen.

Die wesentlichen Systemangaben sind wie folgt:

- Anzahl der Erdwärmesonden: 1
- Massenstrom (Senke): 30, 40 und 50 kg/s (80/95 °C)
- Massenstrom (Quelle): 30, 40 und 50 kg/s

Die Abweichung der Sonden-Austrittstemperaturen vom Mittelwert während der Änderung des Massenstromes haben unter 2 K betragen.

Die nahezu konstante Verdampfungseintrittstemperatur zeigt sich, dass die Leistungszahl der Wärmepumpe kaum von dem quellen- und senkenseitigen Massenstrom abhängig ist (Abb. 55).

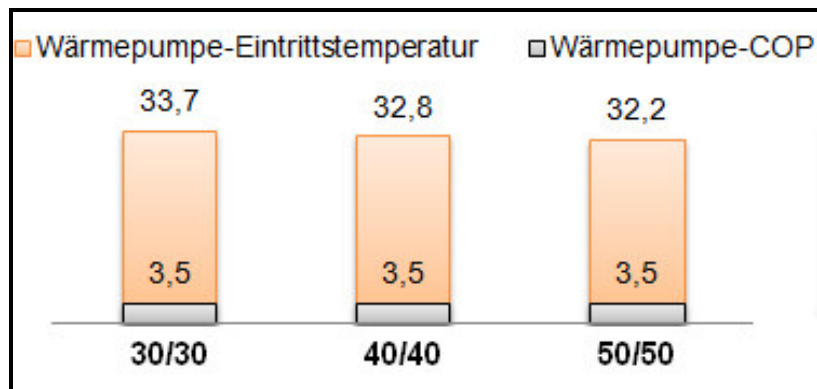


Abbildung 55: Darstellung der Leistungszahl über die Wärmepumpe-Eintrittstemperatur

4. Ausblick und Empfehlungen

Im Zuge der Arbeiten wurden wichtige Erkenntnisse über die Energieeffizienzmaßnahmen sowie deren Energieeinsparungen gewonnen. Unter anderem wurden neue Erkenntnisse zu dem Thema „Einsatz von Solar- und Geothermie zur Kälte- und Wärmeerzeugung am Standort, Burgenland“ generiert. Die Ergebnisse wurden anhand von komplexen Rechenprogrammen ermittelt und zeigen, dass durch den Einsatz von Prozess-Prozess-Wärmetauschern, Wärmepumpen und Absorptionskältemaschinen eine jährliche Wärme und Kälteeinsparung von 519.000 bzw. 320.000 MWh sowie eine CO₂-Reduktion von ca. 9.400 t bei der Gesamtanlage erreicht werden können.

Diese gewonnenen Erkenntnisse zeigen, dass eine Umsetzung der Energieeffizienzvorschläge thermisch und wirtschaftlich Sinn macht.

Für die weitere Entwicklung der Wärmetauschernetzwerk-Software „TVTHENS“ ist eine userfreundliche graphische Oberfläche wünschenswert. Weiterer Verbesserungsschritt ist die Anbindung zu Exergie- und Simulationsprogramm „TRNSYS“. Das Projektteam führt intensive Gespräche mit weiteren interessierten Unternehmen. Mit dem Unternehmen „Bohr-Rohrtechnik GmbH - BIS“ wurde bereits ein weiterer Interessent für die Anwendung der Arbeitsmethodik gefunden.

5. Literaturverzeichnis

- [1] B. Linnhoff, D. W. Townsend, D. Boland, G. F. Hewitt, A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy, Rugby, UK, 1994.
- [2] T.F. Yee, I.E. Grossmann, Simultaneous optimization model for heat integration –II heat exchanger network synthesis, Computer Chemical Engineering, 14 (1990), pp. 1165–1184
- [3] J.M. Ponce-Ortega, A. Jimenez-Gutierrez, I.E. Grossmann, Optimal synthesis of heat exchanger networks involving isothermal process streams, Computers & Chemical Engineering, 32 (2008), pp. 1918–1942

[4] J. M. Ponce-Ortega, M. Serna-Gonzalez, A. Jimenez-Gutierrez, Synthesis of Heat Exchanger Networks with Optimal Placement of Multiple Utilities, Ind. Eng. Chem. Res., 49 (6) (2010), pp 2849–2856

[5] www.trnsys.com/

[6] www.airfrohlich.com/index.html

[7] www.ecop.at/

[8] www.broadusa.com/

[9] www.thermea.de/waermepumpen/alleinstellungsmerkmal

[10] www.johnsoncontrols.com

[11] www.solid.at/index.php?option=com_content&task=view&id=57&Itemid=82

[12] www.olymp.at/index.php?id=164

[13] www.solar-process-heat.eu/

[14] www.eaw-energieanlagenbau.de/rubrik_3_k200.php

[15] www.energyagency.at

IMPRESSUM

Verfasser

Technische Universität Wien Institut für
Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und
Technische Biowissenschaften
Getreidemarkt 9/E166, 1060 Wien
Tel. +43 (1) 58801-16601
Fax +43 (1) 58801-16699
Web: <http://www.vt.tuwien.ac.at/home/>

Autoren

- Anton Friedl
- Ala Modarresi

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