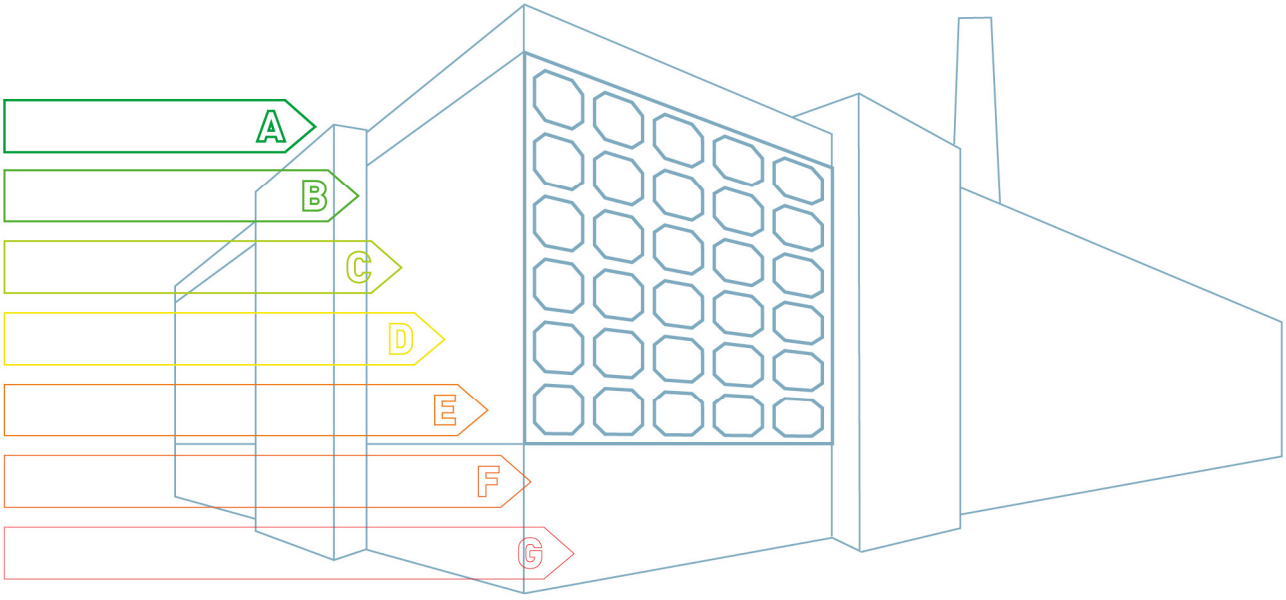
Blue Globe Report

Energieeffizienz #9/2012

PROMISE DEMO IF

Industrielle Forschung für PROMISE DEMO



Franz Mauthner et al.

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!

Ingmar Höbarth
Geschäftsführer, Klima- und Energiefonds

Theresia Vogel
Geschäftsführerin, Klima- und Energiefonds

1 Inhaltsverzeichnis

1 Inhaltsverzeichnis 6
2 Einleitung 8
2.1 Aufgabenstellung 8
2.2 Schwerpunkte des Projektes 9
2.3 Einordnung in das Programm 10
2.4 Verwendete Methoden 10
2.5 Aufbau der Arbeit 12
3 Inhaltliche Darstellung 14
3.1 Einleitung 14
3.2 Beherrschung des Stagnationsverhaltens von thermischen Großsolaranlagen 15
3.2.1 Grundlegendes zum Stagnationsverhalten thermischer Solaranlagen 16
3.2.2 Stagnation bei kleinen Anlagen 18
3.2.3 Stagnationskühler für solare Großanlagen – Konzept PROMISE APPLICATION 18
3.2.4 Stagnationskühler für solare Großanlagen – Konzept PROMISE DEMO IF 20
3.3 Hochtemperaturwärmepumpe zur Nutzung von Abwärme 25
3.3.1 Grundlegendes zur industriellen Abwärmenutzung mittels Wärmepumpe 26
3.3.2 Messtechnische Erhebung des nutzbaren Abwärmepotentials 30
3.3.3 Technologiescreening und Herstellerrecherche 36
3.3.4 Umsetzungs- und Einbindungskonzept 44
4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen 52
5 Ausblick und Empfehlungen 54
6 Literaturverzeichnis 56
7 Anhang 58
7.1 Infoschreiben bezüglich vorzeitiger Projektabschluss 58
7.1 Screenshot angepasstes Berechnungstool – Konzept PROMISE DEMO IF 60
7.2 Technische Spezifikation Stagnationskühler – Konzept PROMISE DEMO IF 63
7.3 Anhang A: Hochtemperatur-Wärmepumpe. Abwärmepotential 65
8 Kontaktdaten 68

2 Einleitung

Etwa ein Drittel des gesamten Endenergieverbrauches in Österreich ist dem Industriesektor zuzurechnen und beinahe die Hälfte dieses Endenergiebedarfs wird mit Erdgas, Erdöl und Kohle gedeckt (vergl. Abbildung 1). Somit zählt die Industrie zu den Hauptemittenten anthropogener, klimarelevanter Treibhausgase in Österreich, weshalb eine Reduktion des Einsatzes von fossilen Energieträgern in diesem Sektor zur Erreichung von Klimazielen unerlässlich ist.

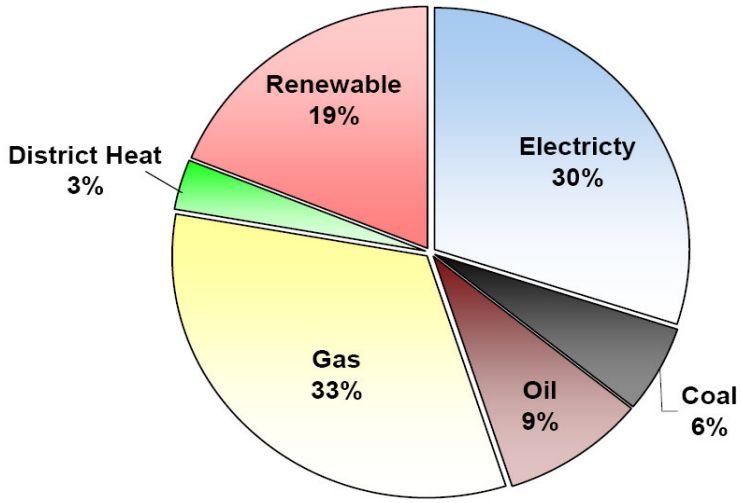


Abbildung 1: Anteil der Endenergieträger in der österreichischen Industrie (vgl. Statistik Austria, 2010b) /IWT/

Die Reduktion von CO_2-Emissionen kann in diesem Sektor sowohl durch die Steigerung der Energieeffizienz innerhalb der Produktion sowie durch die verstärkte Nutzung regenerativer Energien - wie Sonne, Umweltwärme, Biomasse etc. - und regenerierbare Energie - wie Abwärme - erreicht werden.

Neben den ökologischen Vorteilen bewirkt eine effiziente und nachhaltige Energieversorgung der österreichischen Industrie auch eine Reduktion der Importabhängigkeit Österreichs an fossilen Brennstoffen und somit einen erheblichen volkswirtschaftlichen Nutzen. Denn lt. Statistik Austria (2010a) wurden im Jahr 2009 ca. 70% aller fossilen Endenergieträger importiert.

2.1 Aufgabenstellung

Im vorliegenden Projekt PROMISE DEMO – IF (FFG-Nr.: 825537), wie auch in dem Komplementärprojekt PROMISE DEMO (FFG-Nr.: 825590) liegt der Fokus sowohl auf der Steigerung der Energieeffizienz durch innerbetriebliche Abwärmenutzung als auch auf der Integration von thermischer Solarenergie zur Bereitstellung von industrieller Prozesswärme.

Das Demonstrationsprojekt (PROMISE DEMO) sollte gemeinsam mit der Firma Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH, das in der Komponentenfertigung (Ladenbau) und Oberflächentechnik (galvanische Veredelung und Pulverbeschichtung) tätig ist, zur Umsetzung gelangen.

Im Detail waren im Komplementärprojekt PROMISE DEMO die Umsetzung von Maßnahmen zur Vermeidung von Wärmeverlusten, zur Wärmerückgewinnung aus Druckluftkompressoren sowie zur Nutzung von Niedertemperatur-Abwärme aus einer Kompressionskälteanlage mittels Hochtemperaturwärmepumpe vorgesehen.

Für eine weitere Einsparung fossiler Endenergieträger zur thermischen Energieversorgung im Unternehmen sollte schließlich eine thermische Solaranlage in den Heißwasserversorgungskreislauf des Produktionsbereiches „Pulverbeschichtung“ hydraulisch eingebunden werden.

Das vorliegenden Projekt PROMISE DEMO – IF diente der wissenschaftlichen Begleitung des o.a. Umsetzungsvorhabens. Dies umfasste Forschungsarbeiten zu den Themen:

→ **Stillstandsverhalten von Großsolaranlagen**

→ **Einbindung einer Hochtemperaturwärmepumpe zur Abwärmenutzung**

Des Weiteren sollten durch die systematische messtechnische Erfassung, Aufzeichnung und Auswertung relevanter Betriebsdaten der installierten Anlagen wesentliche Erkenntnisse über den Betrieb der jeweiligen Systeme bzw. über die Effizienz und Wirtschaftlichkeit der entsprechenden Maßnahme gewonnen werden. Aufgrund eines vorzeitigen Projektabbruches durch die Projektleitung kam es zu keiner Umsetzung der geplanten Maßnahmen und das **Monitoring** der Anlagen konnte somit nicht durchgeführt werden. Dieses Arbeitspaket wird im vorliegenden Bericht nicht weiter berücksichtigt.

2.2 Schwerpunkte des Projektes

Im Speziellen wurden Fragestellungen zum Thema Einsatz von Hochtemperatur-Wärmepumpen zur Nutzung von Niedertemperaturabwärme sowie die solarthermische Prozesswärmeversorgung unter wissenschaftlichen Gesichtspunkten analysiert und für ein reales Umsetzungsvorhaben im Detail ausgearbeitet.

Schwerpunkt 1: Stillstandsverhalten von Großsolaranlagen

Thermische Solaranlagen für industrielle Anwendungen bieten sich in Österreich aufgrund der vorherrschenden klimatischen Bedingungen vor allem dafür an, Prozesswärme auf einem Temperaturniveau bis etwa 80°C effizient bereitzustellen. Die hierfür erforderlichen thermischen Solarkollektoren (Flach- und Vakuumröhrenkollektoren) kommen auch bei anderen Großsolaranlagen, beispielsweise zur Brauchwassererwärmung in Hotels oder bei solargestützten Wärmenetzen, zum Einsatz und können daher als erprobte und ausgereifte Technologie angesehen werden. Um eine weitere Marktdurchdringung dieser Technologie im Industriesektor zu erreichen ist es allerdings unerlässlich, Solare Prozesswärmesysteme speziell auf die Erfordernisse in der Industrie abzustimmen, also einen zuverlässigen und wartungsarmen Betrieb zu gewährleisten. Für den Einsatz thermischer Solaranlagen bedeutet dies die Sicherstellung der Funktionalität in Perioden ohne Wärmeabnahme (z.B. Produktionsstillstand an Wochenenden, Betriebsurlauben, etc...). Voraussetzung hierfür ist eine wartungsarme und ohne Hilfsenergie funktionierende Stagnationskühlung gekoppelt an eine automatische Wiederbefüllungseinrichtung.

Schwerpunkt des vorliegenden Projektes PROMISE DEMO IF war die Weiterentwicklung und Konzeptionierung eines Stagnationskühlers für thermische Großsolaranlagen, der in weiterer Folge im Demonstrationsvorhaben PROMISE DEMO umgesetzt werden sollte. Aufgrund des vorzeitigen Projektabschlusses kam es zu keiner Umsetzung dieses Stagnationskühlers.

Schwerpunkt 2: Einbindung einer Hochtemperaturwärmepumpe zur Abwärmenutzung

Der Einsatz von Hochtemperatur-Wärmepumpen ermöglicht es, industrielle Abwärme auf niedrigem Temperaturniveau auf ein höheres Temperaturniveau anzuheben. Bisher nicht nutzbare Abwärmeströme (z.B. Abluft, Abwasser) werden dabei soweit aufgewertet, dass eine industrielle Nutzung wieder möglich ist. In der industriellen Niedertemperaturabwärme liegt derzeit noch ein großes Potential zur Einsparung fossiler Endenergieträger brach.

Der potentielle Einsatz einer Hochtemperatur-Wärmepumpe wurde für eine mögliche innerbetriebliche Abwärmenutzung bei der Fa. Assmann untersucht, wobei technische und auch wirtschaftliche Kriterien beleuchtet wurden, welche als Entscheidungsbasis für bzw. gegen eine mögliche Realisierung dienten. Ggf. sollte diese im komplementären Projekt PROMISE DEMO - bei positivem Entscheid - realisiert werden. Die entsprechende Hochtemperatur-Wärmepumpe sollte das Temperaturniveau der Kondensationsabwärme von ca. 45°C eines bestehenden Kaltwassersatzes auf ca. 80°C anheben, um diese für die Wärmeversorgung der bestehenden Galvanikanlage weiter zu nutzen.

2.3 Einordnung in das Programm

Im vorliegenden Projekt PROMISE DEMO – IF als wissenschaftliches Begleitprojekt zum Demonstrationsvorhaben im Rahmen des Projektes PROMISE DEMO ist gemäß der Schwerpunktsetzung der 3. Ausschreibung des Forschungs- und Technologieprogramm „Neue Energien 2020“ den folgenden Themenfeldern zuzuordnen:

→ **Energieeffizienz in Industrie und Gewerbe**

→ **Solarthermie**

→ **Erneuerbare Energien**

2.4 Verwendete Methoden

Methodik: Stillstandsverhalten von Großsolaranlagen

Im Vorgängerprojekt PROMISE APPLICATION (Stiglbrunner et al., 2010) wurde erstmals das Modell eines möglichst einfachen Stagnationskühlers für solare Großanlagen entwickelt und anhand eines Funktionsmusters messtechnisch untersucht. Basierend auf diesen Ergebnissen (einem theoretischen Rechenmodell und ersten Messergebnissen) wurde für den speziellen Anwendungsfall der Fa. Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH das Auslegungsmodell adaptiert sowie der Prototyp eines angepassten Stagnationskühlers dimensioniert. Darüber hinaus wurde ein Konzept entwickelt, das eine hydraulisch

und regeltechnisch „automatisierte“ Einbindung des Stagnationskühlers im Bedarfsfall zuverlässig gewährleistet.

Zur Zielerreichung wurden Literaturrecherchen durchgeführt sowie interne Expertenworkshops zur Weiterentwicklung des vorhandenen Stagnationskühlerkonzeptes (Hydraulik, Regelung, Berechnung) abgehalten.

Das vorhandene theoretische Berechnungsmodell auf MS Excel Basis wurde um die Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohrwendeln sowie um den Wärmeübergang durch freie Konvektion an umströmten Zylindern erweitert und benutzerfreundlich gestaltet.

Die technische Spezifikation des Stagnationskühlers wurde für die Erstellung der Ausschreibungsunterlagen an das ausführende Unternehmen weitergeleitet. Zur kostentechnischen Optimierung wurden hierbei im Vorfeld sowohl potentielle Hersteller des erforderlichen Wärmetauschers kontaktiert als auch die Gegebenheiten vor Ort für eine problemlose Installation begutachtet.

Ein Wirtschaftlichkeitsvergleich zwischen den beiden Stagnationskühlerkonzepten aus den Projekten PROMISE APPLICATION bzw. PROMISE DEMO IF wurde auf Basis von Material- und Betriebsmittelkosten durchgeführt.

Die Umsetzung der Maßnahme im Rahmen des Komplementärprojektes PROMISE DEMO wurde aufgrund des vorzeitigen Projektabbruches nicht realisiert.

Methodik: Einbindung einer Hochtemperaturwärmepumpe zur Abwärmenutzung

Das Abwärmepotential wurde hinsichtlich verfügbarem Wärmestrom und nutzbarem Temperaturniveau messtechnisch erfasst. Auf diesen Daten basierend wurde eine detaillierte Recherche nach verfügbaren Technologien, Anlagen und Herstellern durchgeführt. Die erreichbaren Effizienzen von unterschiedliche Wärmepumpensystemen basierend auf Herstellerangaben und durchgeführten thermodynamischen Simulationen dienten neben relevanten Kältemitteeigenschaften (wie Brennbarkeit, Toxizität, Treibhauspotential etc.) als Kriterium für den technischen Vergleich.

Des Weiteren wurden verschiedene Einbindungsvarianten für die Hochtemperatur-Wärmepumpe in die bestehende Anlagehydraulik erarbeitet und ebenfalls miteinander verglichen.

Zur wirtschaftlichen Bewertung wurden Amortisationszeiten und Wärmegestehungskosten mittels statischer und dynamischer Methoden ermittelt. Zusätzlich wurde eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, um den der Einfluss einzelner Systemparameter Wobei mittels einer durchgeführten Sensitivitätsanalyse der Einfluss einzelner Parameter verdeutlicht wurde, um die Auswirkungen von Abweichungen von den zum Teil getroffen Annahmen zu eruieren.

Die Umsetzung der Maßnahme im Rahmen des Komplementärprojektes PROMISE DEMO wurde aufgrund des vorzeitigen Projektabbruches nicht realisiert.

2.5 Aufbau der Arbeit

→ **Weiterentwicklung eines Konzeptes zur Erreichung eines Anlagenbetriebes mit unproblematischem Stagnationsverhalten ohne Einsatz von Fremdenergie zur Abfuhr der im Stagnationsprozess entstehenden Wärme**

Aufgrund der Gegebenheiten vor Ort wurde im Gegensatz zum Prototypen aus dem Projekt PROMISE APPLICATION kein Siedekühler entworfen sondern ein Rohrwendelwärmeübertrager, in dem zwar ebenfalls innerhalb der Rohrwendel die Kondensation und Abkühlung des Wärmeträgermediums erfolgt, der Wärmeübergang außen allerdings gegen eine ruhende Flüssigkeit stattfindet.

→ **Entwicklung eines Konzeptes, das eine hydraulisch und regeltechnisch „automatisierte" Einbindung des Stagnationskühlers im Bedarfsfall zuverlässig gewährleistet**

Die Anforderungen, die an solare Prozesswärmeanwendungen gestellt werden (Vermeidung von Wärmeträgerverlusten, wartungsfreie, automatische Wiederbefüllung des Systems) wurden im vorliegenden Projekt weiterentwickelt und ein hydraulische und regelungstechnische Konzept des Stagnationskühlers mit Rohrwendelwärmeübertrager erarbeitet.

→ **Weiterentwicklung und Validierung eines Auslegungstools, das die wärmetechnische und geometrische Beschreibung eines Stagnationskühlers erlaubt**

Basierend auf dem Dimensionierungsprogramm des Siedekühlers aus dem Projekt PROMISE APPLICATION wurden die Berechnungen um die Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohrwendeln sowie um den Wärmeübergang durch freie Konvektion an umströmten Zylindern erweitert. Grundlagen für die Berechnung wurden dem VDI Wärmeatlas (2006) entnommen.

→ **Analyse der Herstellungskosten, Identifikation von Vereinfachungsmöglichkeiten und Prüfung der Kostenreduktionspotenziale eines neuen Stagnationskühlerkonzeptes**

Eine Analyse der Herstellungskosten sowie der Kosten für Betriebsmittel und Wartung hat gezeigt, dass das neue Stagnationskühlerkonzept günstiger realisiert werden kann als das bisherige Konzept mit Siedekühler (geringere Materialkosten; kein zusätzlicher Behälter und kein aufbereitetes Wasser erforderlich). Voraussetzung ist allerdings, dass ein ausreichend großes Kühlwasserreservoir bereits zur Verfügung steht und zugänglich ist (z.B. Sprinklerbecken, Kühlwasserbecken für Maschinenkühlung, Regenwasserzisternen, Abwasserschächte,…).

→ **Messtechnische Erhebung des nutzbaren Abwärmepotentials bei dem teilnehmenden Industriebetrieb**

Der potenziell nutzbare Abwärmestrom wurde aus Messungen der Wärmeströme zum und vom bestehenden Kaltwassersatz, sowie dessen elektrischen Leistungsaufnahme erhoben. Es wurden zwei Messkampagnen bei unterschiedlichen Auslastungen der Anlage über einen Zeitraum von ca. 1 Woche durchgeführt.

Die ausgewerteten Messdaten enthalten hochaufgelöste Temperatur- und Leistungsprofile des bestehenden Kaltwassersatzes, die in weiterer Folge für die Dimensionierung einer geeigneten Hochtemperaturwärmepumpe herangezogen wurden.

→ **Technologiescreening und Herstellerrecherche nach verfügbaren Wärmepumpensystemen**

Basierend auf den Ergebnissen der messtechnischen Erhebung erfolgten ein Screening nach verfügbaren Wärmpumpensystemen sowie eine Recherche nach geeigneten Wärmepumpenlieferanten. Es wurden mehrere Konzepte zur hydraulischen Einbindung einer Hochtemperaturwärmepumpe erarbeitet und die Anlage schließlich entsprechend des Abwärmeangebotes und des Wärmebedarfs vordimensioniert. Potentielle Lieferanten aus dem In- und Ausland wurden dabei erhoben und teilweise bei der Preiserhebung kontaktiert.

→ **Bewertung von Umsetzungskonzepten unterschiedlicher Wärmepumpensystem**

Verschiedene Umsetzungskonzepte unterschiedlicher Wärmpumpensysteme wurden erarbeitet und miteinander verglichen, wobei für die Bewertung besonders die Eignung dieser für das geforderte Temperatur- und Leistungsniveau ausschlaggebend war.

Für die wirtschaftliche Bewertung wurden die Amortisationszeiten der potentiellen Wärmepumpen unter Berücksichtigung der Charakteristika der Abwärmeströme analysiert und miteinander verglichen. Die dafür notwendigen Wärmepumpenleistungszahlen wurden mit Unterstützung durch mögliche Lieferanten oder via Simulationen abgeschätzt und notwendige Anschaffungs- und Installationskosten erhoben. Weitere Rahmenbedingungen, wie Strom- & Gaspreise, Energiepreissteigerungsfaktoren, Inflation und Zinssätze wurden von der Fa. Assmann Ladenbau GmbH bekanntgegeben. Die zu erwartenden Volllaststunden der Hochtemperatur-WP wurden anhand von Aufzeichnungen der bisherigen Auslastung des Kaltwassersatzes und aus Messdaten der verfügbaren Abwärmeleistung hochgerechnet.

Die aus diesem Projekt erarbeiteten Daten wurden der Fa. Assmann Ladenbau GmbH als Entscheidungsbasis für bzw. gegen eine mögliche Realisierung dieser Wärmepumpen-Anlage entsprechend aufbereitet.

3 Inhaltliche Darstellung

Die inhaltliche Darstellung des Projektes umfasst den Zeitraum zwischen Projektstart am 17.03.2011 (Kick-off Meeting) und der Einstellung des Projektes seitens des Antragstellers am 22.06.2012. Das Infoschreiben an die österr. Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG) bzgl. des vorzeitigen Projektabschlusses vom 22.06.2012 ist im Anhang 7.1 angefügt. Aufgrund des vorzeitigen Projektabschlusses wurde Arbeitspaket drei „Monitoring der Anlagen“ nicht bearbeitet und ist in diesem Bericht daher nicht weiter berücksichtigt.

3.1 Einleitung

Grundsätzlich gilt, dass Systeme zur Einbindung von nachhaltigen Energieträgern in einen Industriebetrieb vor allem dann technisch und wirtschaftlich sinnvoll zur Umsetzung gelangen können, wenn zuvor bereits Potentiale zur Steigerung der betrieblichen Energieeffizienz (z.B. Prozessoptimierung, Wärmedämmung, Abwärmenutzung) ausgeschöpft wurden.

Durch diese methodische Herangehensweise kann sichergestellt werden, dass bei der Planung nachhaltige Energieversorgungstechnologien, auch bei gewachsenen Unternehmensstrukturen, bereits optimierte Auslegungsparameter herangezogen werden können (Abbildung 2).

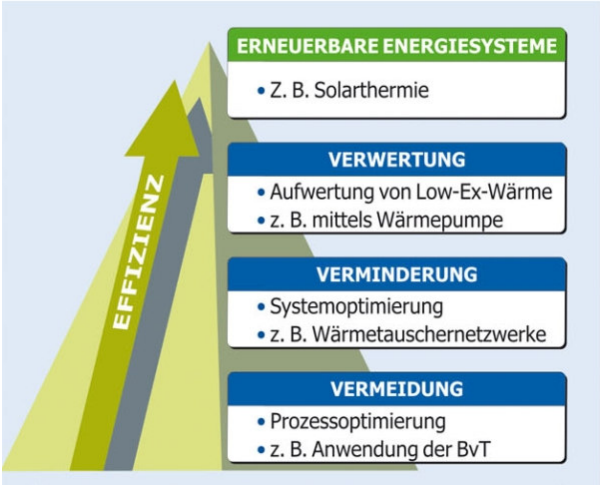


Abbildung 2: Methodische Herangehensweise zur Steigerung der Energieeffizienz in Unternehmen /AEE INTEC/

Vor diesem Hintergrund wurden im Rahmen des Komplementärprojekte PROMISE DEMO aufbauend auf eine detaillierte Energiedatenerfassung zuerst Maßnahmen zur Vermeidung von Wärmeverlusten identifiziert (Behebung von Mängel bei der Wärmedämmung von heißwasserführender Rohrleitungen), bevor Maßnahmen zur direkten und indirekten Abwärmenutzung im Projekt PROMISE DEMO IF näher betrachtet wurden. Direkte Abwärmenutzung in Form von Wärmerückgewinnung aus einem Druckluftkompressor zur Bereitstellung von Brauchwarmwasser wurde schließlich vom Unternehmen zur Umsetzung freigegeben.

Bei indirekter Abwärmenutzung ist das Temperaturniveau der Abwärme für eine direkte Nutzung zu gering. Mittels Wärmepumpsystemen kann diese Abwärme unter Zufuhr exergetisch hochwertigerer Energie (elektrisch oder thermisch) auf ein höheres und damit wieder nutzbares Temperaturniveau angehoben werden. Um mit Wärmepumpen Prozesswärme im Temperaturbereich ≥80°C bereitstellen zu können werden spezielle Hochtemperatur-Wärmepumpen benötigt, die derzeit noch keine Standardanwendung auf dem Markt darstellen. Im Zuge von PROMISE DEMO IF wurde der potentielle Einsatz einer geeigneten Hochtemperatur-Wärmepumpe zur innerbetrieblichen Nutzung der Abwärme aus einem bestehenden Kaltwassersatz evaluiert.

Gemäß der methodischen Herangehensweise sollte das Umsetzungsvorhaben im Rahmen von PROMISE DEMO mit der Einbindung einer nachhaltigen Energieversorgungstechnologie komplettiert werden. Aufgrund des erforderlichen Temperaturniveaus im Bereich zwischen 35 und 75°C bei der galvanischen Veredelung und Pulverbeschichtung wurde die hydraulische Einbindung einer thermischen Großsolaranlage in den bestehenden Heißwasserversorgungskreislauf unter techno-ökonomischen Gesichtspunkten bewertet und die hydraulische Einbindung im Detail geplant. Wie bei Hochtemperaturwärmepumpen stellen auch solare Prozesswärmeanwendungen noch keine Standardlösung dar und wurden deshalb insbesondere hinsichtlich der Beherrschung des Stagnationsverhaltens gesondert im Rahmen von PROMISE DEMO – IF untersucht.

3.2 Beherrschung des Stagnationsverhaltens von thermischen Großsolaranlagen

Speziell für Industrieanwendungen muss eine reibungsfreie Energieversorgung gewährleistet werden können, um teure Produktionsstillstände zu vermeiden. Für den Einsatz thermischer Solaranlagen bedeutet das auch die Sicherstellung der Funktionalität in Perioden ohne Wärmeabnahme (z.B. Produktionsstillstand an Wochenenden, Betriebsurlauben, etc...). Voraussetzung hierfür ist eine wartungsarme und ohne Hilfsenergie funktionierende Stagnationskühlung gekoppelt an eine automatische Wiederbefüllungseinrichtung.

Grundsätzlich versteht man unter Stagnation in der Solarthermie die Verdampfung des Wärmeträgermediums im Solarkreislauf infolge eines Überangebotes an Energie, die nicht mehr abgeführt werden kann. Auslöser hierfür können technische Defekte sein (z.B. Ausfall der Solarkreispumpe), Stromausfälle oder auch fehlende Wärmeabnahme. Allgemein muss bei Stagnation kurzfristig mit einer relativ hohen thermischen Dampfleistung gerechnet werden, die abzuführen ist. Ohne geeignete Kühlmaßnahmen führt das über die Sicherheitseinrichtung (Überdruckventil) zu einer Teilentleerung des Systems mit Verlusten an dampfförmigem Wärmeträger.

Die Vorgänge innerhalb des Kollektorkreises während der Stagnation sind aus umfangreichen Voruntersuchungen für eine Reihe von unterschiedlichen hydraulischen Kollektorverschaltungen bekannt (z.B.: Fink, Hausner, 2001). Allerdings stammen diese Erkenntnisse überwiegend aus Versuchen an thermischen Solaranlagen mit einer Kollektorfläche bis 30 m², was bedingt, dass sich lediglich Empfehlungen für das Zusammenschalten großer Kollektorfelder ableiten lassen. Solare Großanlagen wurden bisher aus Wirtschaftlichkeitsgründen so konzipiert, dass auch im Sommer das solare Wärmeangebot der Anlage den in der Regel eher gleichförmig verlaufenden Wärmebedarf des Verbrauchers nicht überschritten hat. Stagnation trat damit nur bei seltenen technischen Gebrechen auf. Entsprechender Wartungsaufwand nach einem Stagnationsfall wurde in Kauf genommen.

Bei Großanlagen für industrielle Anwendungen kann wesentlich häufiger Stagnation auftreten (z.B. aufgrund von Verfahrensabhängigkeiten, Wochenendstillstände oder Betriebsferien). Daraus ergibt sich die Forderung, dass keine Wärmeträgerverluste auftreten dürfen und eine wartungsfreie automatische Wiederbefüllung gewährleistet sein muss.

3.2.1 Grundlegendes zum Stagnationsverhalten thermischer Solaranlagen

Zur Beschreibung des Stagnationsvorganges in einem thermischen Solarkollektorfeld erfolgt eine Einteilung in fünf unterschiedliche Phasen (siehe auch schematische Darstellung in Abbildung 3):

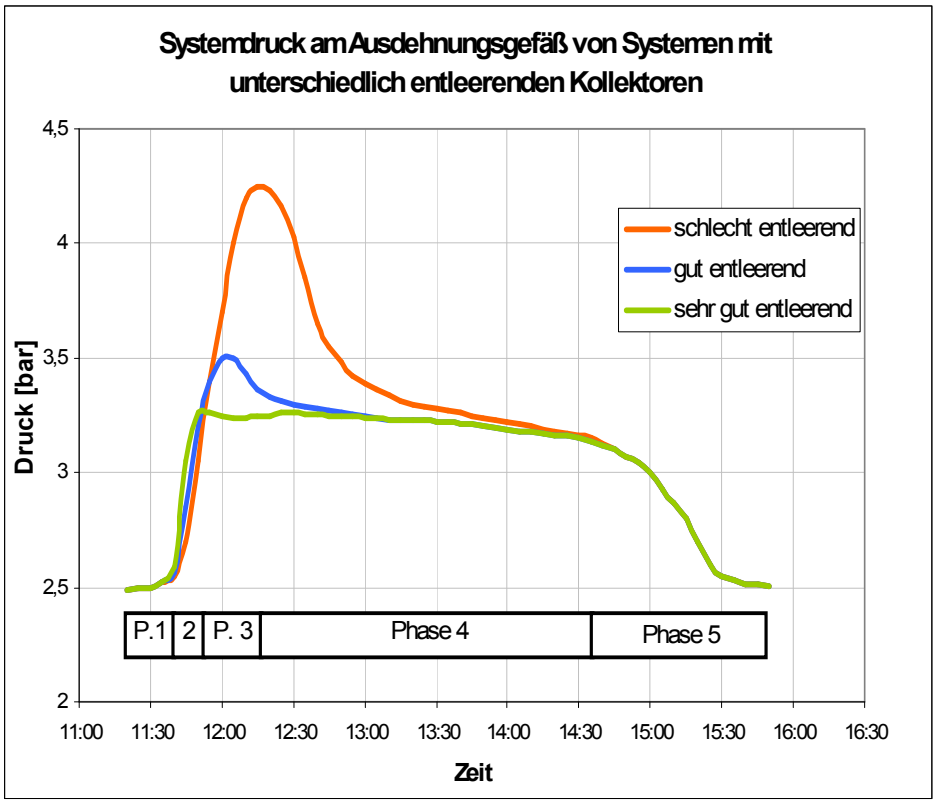


Abbildung 3: Die fünf Phasen während eines Stagnationsvorganges sowie Druckverlauf in Abhängigkeit des Entleerungsverhaltens der eingesetzten Kollektoren /AEE INTEC/

→ **Phase 1: Flüssigkeitsdehnung**

- sehr kleiner Druckanstieg

→ **Phase 2: Ausdrücken der Flüssigkeit aus dem Kollektor durch erste Dampfbildung**

- eine kleine Menge Wärmeträgerflüssigkeit verdampft und drückt einen großen Teil des Kollektorinhalts in das Membranausdehnungsgefäß (MAG)
- Druck und Siedetemperatur steigen sehr rasch an
- Restflüssigkeit im Absorber ist noch vorhanden

→ **Phase 3: Leersieden des Kollektors – Phase mit Sattdampf**

- Restflüssigkeit verdampft bei Siedetemperatur
- Dampf transportiert große Energiemengen sehr effektiv zu allen vom Dampf erreichten Wärmesenken (Systemkomponenten).
- Dampfvolumen steigt bis die Oberfläche der Wärmesenken die vom Dampf transportierte Energie auch abgeben kann (Kollektorwirkungsgrad bei Siedetemperatur)
- Druck steigt nun langsamer bis zu seinem Maximalwert

→ **Phase 4: Leersieden des Kollektors – Phase mit Sattdampf und überhitztem Dampf**

- der Kollektor trocknet zunehmend aus und überhitzt, sein Wirkungsgrad sinkt damit weiter
- Dampfvolumen und Druck sinken
- Systembelastung sinkt
- System wird bis zum unteren Kollektoranschluss wiederbefüllt

→ **Phase 5: Wiederbefüllung des Kollektors**

Als wichtigste Kenngröße und Maßzahl zur Beurteilung des Stagnationsverhaltens von Kollektoren und Systemen wurde die spezifische maximale Dampfproduktionsleistung *DPL* in W/m² Kollektorbezugsfläche (üblicherweise Aperturfläche) erkannt. Sie erlaubt eine Klassifizierung von unterschiedlichen Kollektortypen bzw. hydraulischen Verschaltungsvarianten sowie die Errechnung der maximalen Reichweite des Dampfes. Die Werte für die spezifische maximale Dampfproduktionsleistung reichen hier gemäß Fink et al. (2003) von ≤ 50 W/m² Aperturfläche bei gut entleerenden Flachkollektorsystemen bis 120 W/m² bei Flachkollektorsystemen mit schlechtem Entleerungsverhalten.

Aus dem Produkt *DPL* [W/m²] und installierte Kollektorfläche $A_{Apertur}$ [m²$_{Apertur}$] errechnet sich schließlich die Dampfproduktionsleistung eines beliebigen Kollektorfeldes in Watt.

Ein Modell zur Vorhersage der spezifischen Dampfproduktionsleistung *DPL* in W/m² unter Berücksichtigung nachfolgender Variablen:

Kollektorwirkungsgrad ηcoll [-] (ηcoll als Funktion der Kollektorkoeffizienten η0, a1, a2)

Bestrahlungsstärke in Kollektorebene Gcoll [W/m²]

Umgebungstemperatur θa [°C] und

Systemüberdruck bei Stagnation psys [barü] bzw. der korrelierenden Siedetemperatur θs [°C]

findet sich in der Dissertation von Scheuren (2008) für Systeme mit unterschiedlichem Entleerungsverhalten (Klassifizierung gemäß Scheuren (2008): A = optimales, B = mäßiges, C = schlechtes Entleerungsverhalten):

$$\begin{aligned} Klasse\ A: &\quad DPL_A = 0{,}15 \cdot P_{stag} + 10 \\ Klasse\ B: &\quad DPL_B = 0{,}20 \cdot P_{stag} + 40 \\ Klasse\ C: &\quad DPL_A = 0{,}25 \cdot P_{stag} + 80 \end{aligned} \qquad (3\text{-}1)$$

mit der theoretischen Stagnationsleistung P_{stag} in W/m²

$$P_{stag} = \quad G_{coll} \cdot \eta_0 - a_1 \cdot (\vartheta_s - \vartheta_a) - a_2 \cdot (\vartheta_s - \vartheta_a)^2 \qquad (3\text{-}2)$$

Die Standardunsicherheit dieser Methode wird mit 25 % beziffert (Scheuren, 2008).

Aus der Kenntnis der spezifischen Dampfproduktionsleistung in W/m² sowie bei bekannter spezifischer Wärmeverlustleistung von dampfdurchströmten Rohrleitungen in W/m lässt sich in weiterer Folge die sogenannte *Dampfreichweite* in Metern errechnen. Die Dampfreichweite gibt Auskunft darüber, wie weit Dampf in das System vordringt und ob ggf. Gegenmaßnahmen ergriffen werden müssen, um temperaturempfindliche Bauteile zu schützen. Des Weiteren ist es für die Auslegung des Membranausdehnungsgefäßes (MAG) von Bedeutung die Dampfreichweite zu kennen bzw. daraus das Dampfvolumen zu ermitteln. Neben der Flüssigkeitsdehnung muss das MAG in konventionellen Solarsystemen so dimensioniert sein, das es auch das Dampfvolumen aufnehmen kann. Angepasstes Formelwerk zur Dimensionierung findet sich hierzu in Fink et al. (2003).

3.2.2 Stagnation bei kleinen Anlagen

Für kleinere Solaranlagen (bis etwa 50 m²) wird zur Begrenzung des Dampfvolumens ein in der Praxis vielfach erprobter und bewährter, ohne Hilfsenergie arbeitender Stagnations-Luftkühler eingesetzt (siehe schematische Darstellung Abbildung 4).

Damit können Wärmeträgerverluste vermieden werden und eine selbsttätige Wiederbefüllung des Systems wird ermöglicht.

Bei den diesbezüglichen Untersuchungen wurden in Abhängigkeit vom Entleerungsverhalten für den Kollektor verlassenden Dampf Leistungen von etwa 20 W je m² Kollektorfläche (sehr gut entleerende Kollektoren und Systeme) bis etwa 130 W/m² (sehr ungünstig entleerende Kollektoren und Systeme) ermittelt (Fink et al., 2003).

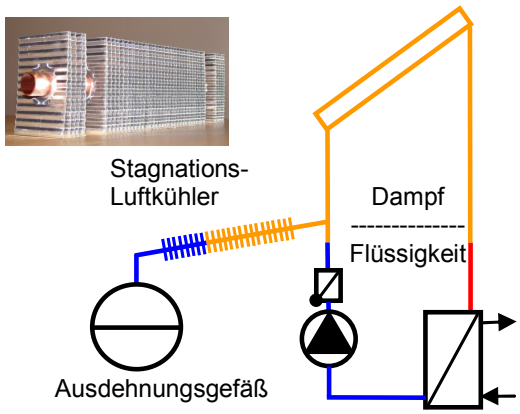


Abbildung 4: Prinzipschema der Verwendung eines Stagnationskühlers bei kleinen Solaranlagen bis etwa 50 m² /AEE INTEC/

Gelb: Dampf, rot: heißes, blau: kühleres flüssiges Wärmeträgermedium

Diese Leistung muss an die Umgebung abgegeben werden bevor temperaturempfindliche Komponenten des Systems (z.B. das Membranausdehnungsgefäß - MAG) von Dampf erreicht werden. Reichen dazu die Wärmeverluste von Vor- und Rücklaufleitung nicht aus, dann kann der Stagnations-Luftkühler die Dampfausbreitung begrenzen. Die Kenntnis der spezifischen Dampfleistung des Kollektors bzw. Systems erlaubt eine korrekte Dimensionierung des Kühlers und des Membranausdehnungsgefäßes. Damit wird auch das Ansprechen des Sicherheitsventils verhindert.

3.2.3 Stagnationskühler für solare Großanlagen – Konzept PROMISE APPLICATION

Im Rahmen des Vorgängerprojektes PROMISE APPLICATION (Stiglbrunner et al., 2010) wurde das wartungsfreie Konzept zur Beherrschung des Stillstandsverhaltens bei kleinen Anlagen erstmals für Großanlagen adaptiert. Es wurde ein neues Kühlerkonzept entwickelt, sowie ein Dimensionierungsprogramm erstellt und eine geeignete hydraulische Einbindung in den Solarkreislauf entworfen. Ein Prototyp dieses Stagnationskühlers wurde an einer bestehenden Großsolaranlage (501 m²) erprobt (siehe schematische Darstellung Abbildung 5).

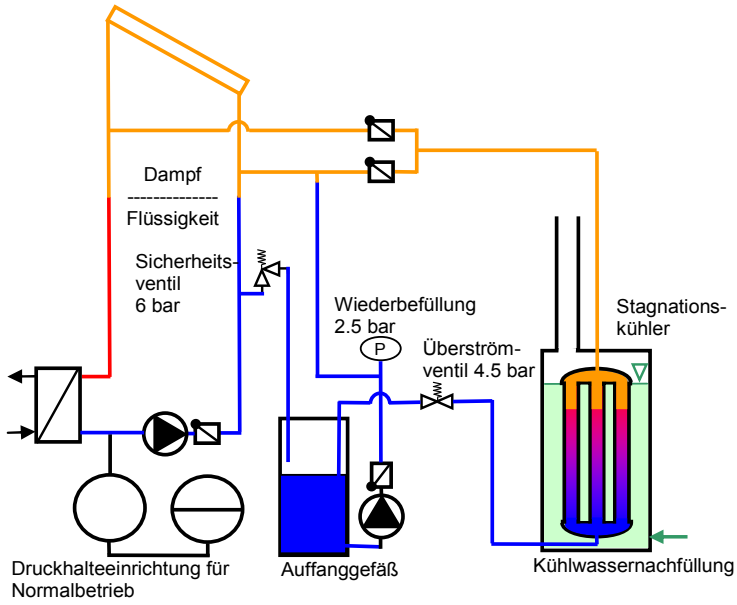


Abbildung 5: Schema der Einbindung eines Stagnationskühlers für große Solaranlagen nach dem Prinzip Filmkondensation und Blasensieden /AEE INTEC/

Gelb: Dampf, rot: heißes, blau: kühleres flüssiges Wärmeträgermedium

Die durchgeführten Versuche und die Detailmessungen haben gezeigt, dass die Dampfausbreitung mit diesem Kühler wirksam begrenzt werden kann und dass die Betriebssicherheit der Anlage auch ohne Hilfsenergie für gewährleistet ist.

Das Luftkühlelement (vgl. Abbildung 4) musste durch ein wesentlich effektiveres und kleiner dimensionierbares Element ersetzt werden (Stagnationskühler – vgl. Abbildung 6).

Die konventionelle Druckhalteeinrichtung (Vorschaltgefäß und MAG) ist in diesem Konzept nur für den Normalbetriebszustand vorgesehen, d. h. sie muss nur die Flüssigkeitsdehnung aufnehmen können und kann deshalb klein dimensioniert werden.

Funktionsbeschreibung – Konzept PROMISE APPLICATION

Im Stagnationsfall bewirkt eine, durch Dampfentwicklung verursachte, Volumenzunahme im Solarkreis eine Drucksteigerung bis der Ansprechdruck des Überströmventils überschritten wird und Flüssigkeit nach Abkühlung im Stagnationskühler und Entspannung in das drucklose Auffanggefäß strömt. Später erreicht Dampf den Kühler, wird hier an den senkrecht angeordneten Kondensationsrohren kondensiert (Filmkondensation) weiter abgekühlt und ebenfalls im Auffanggefäß aufgefangen. Das Überströmventil legt dabei den maximalen Systemdruck fest. Nach Beendigung des Stagnationsvorganges wird das Wärmeträgermedium zuerst aus dem MAG und nach Unterschreitung des Normalsystemdrucks wieder automatisch (druckgesteuert) in das System gepumpt.

In dieser Umsetzungsvariante enthält der Stagnationskühler einen Rohrbündelkondensator, der vom Kühlmittel Wasser (drucklos) umgeben ist (Abbildung 6). Infolge der Kondensation des Dampfes und der Abkühlung des heißen Kondensates auf < 100°C verdampft dieses Kühlmittel (entkalktes oder Regenwasser erforderlich!) und wird über eine Abdampfleitung über Dach abgeleitet.

Gemäß Dimensionierung des Stagnationskühlers reicht die Flüssigkeitsvorlage im Mantelraum für ein oder auch mehrere Stagnationsvorgänge aus (Sicherheit bei Stromausfall!), bevor über einen Niveauschalter entkalktes Wasser nachgespeist werden muss.

Während des eigentlichen Stagnationsvorganges muss keine Hilfsenergie zur Verfügung stehen.

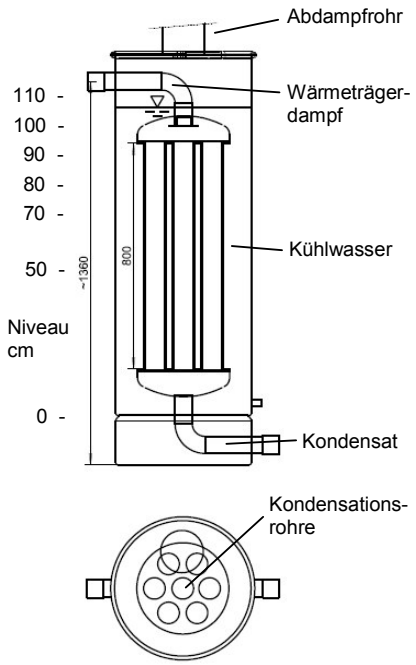


Abbildung 6: Prototyp des umgesetzten Stagnationskühlers aus dem Projekt PROMISE APPLICATION /Pink Energie- und Speichertechnik/

3.2.4 Stagnationskühler für solare Großanlagen – Konzept PROMISE DEMO IF

Für den speziellen Anwendungsfall der Fa. Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH wurde das Auslegungsmodell des Stagnationskühler für Großsolaranlagen aus dem Projekt PROMISE APPLICATION adaptiert sowie der Prototyp eines angepassten Stagnationskühlers dimensioniert und real umgesetzt werden. Darüber wurde ein Konzept entwickelt, das eine hydraulisch und regeltechnisch „automatisierte“ Einbindung des Stagnationskühlers im Bedarfsfall zuverlässig gewährleistet.

Im Gegensatz zum Projekt PROMISE APPLICATION wurde kein Siedekühler entworfen (Wärmeübertragung mittels Filmkondensation innen, Wärmeleitung durch die Rohrwandung parallel angeordneter Fallrohre und Blasensieden außen), sondern ein Rohrwendelwärmeübertrager, in dem zwar ebenfalls innerhalb der Rohrwendel die Kondensation und Abkühlung des Wärmeträgermediums erfolgt, der Wärmeübergang außen allerdings gegen eine ruhende Flüssigkeit stattfindet (Abbildung 7).

Verglichen mit dem Siedekühler setzt sich das neue Stagnationskühlerkonzept aus handelsüblichen Standard-Komponenten zusammen und für den Betrieb wird kein entkalktes Wasser benötigt. Voraussetzung ist allerdings, dass ein ausreichend großes Kühlwasserreservoir bereits zur Verfügung steht und zugänglich ist (z.B. Sprinklerbecken, Kühlwasserbecken für Maschinenkühlung, Regenwasserzisternen, Abwasserschächte,…).

Vorbehaltlich der Gegebenheiten vor Ort stellt dieses neue Konzept eines Stagnationskühlers somit eine kostengünstige und multiplizierbare Alternative zum bisherigen Prototyp aus dem Projekt PROMISE APPLICATION dar.

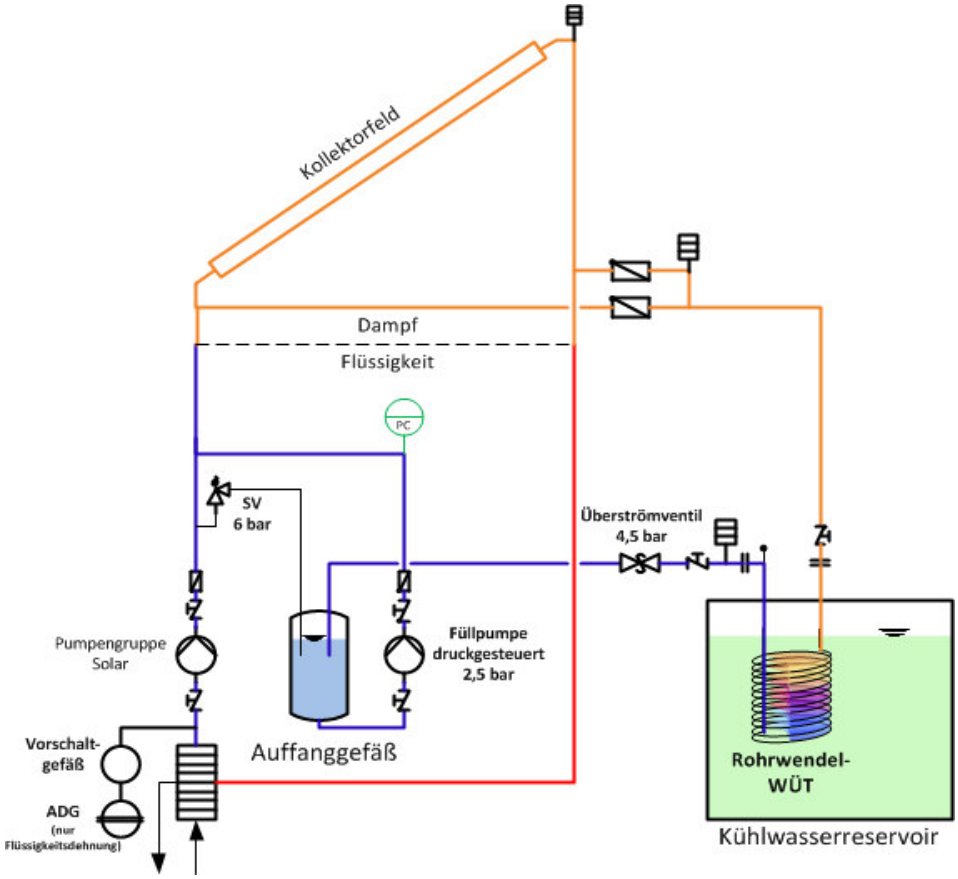


Abbildung 7: Schema der Einbindung eines Stagnationskühlers für große Solaranlagen nach dem Prinzip Filmkondensation in Rohrwendeln und freie Konvektion an umströmten Rohren. /AEE INTEC/

Gelb: Dampf, rot: heißes, blau: kühleres flüssiges Wärmeträgermedium

Funktionsbeschreibung – Konzept PROMISE DEMO IF

Abbildung 8 zeigt das hydraulische und regelungstechnische Konzept des Stagnationskühlers mit Rohrwendelwärmeübertrager.

→ **Während Stagnation**

Analog zum Stagnationskühlerkonzept aus PROMISE APPLICATION wird der Kühlerbetrieb durch Überschreiten eines festgelegten Ansprechdruckes des Überströmventils initiiert.

Der Kühler muss sowohl von der Solar-Vorlauf- als auch von der Solar-Rücklaufleitung gleichzeitig angeströmt werden können, wobei bei den Rohrleitungen zum Kühler darauf zu achten ist, dass sie leicht fallend verlegt werden um Dampfschläge zu vermeiden. Das Überströmventil ist nach dem Kühler anzuordnen und dient der definierten Entspannung der Flüssigkeit. Der Kühler ist so zu dimensionieren, dass die zulaufende Flüssigkeit bereits auf < 100 °C abgekühlt ist, um eine Nachverdampfung bei Umgebungsdruck zu verhindern.

Alle Rohrleitungen, Einbauten und Armaturen bis zum Überströmventil müssen Dampf- und Glykolbeständigkeit bei einer Temperatur bis max. 160°C und einem Druck von 6 bar aufweisen. Eine Dämmung der Rohrleitungen ist hier nicht erforderlich, da diese als zusätzliche Wärmesenken fungieren.

Alle Komponenten ab und einschließlich des Überströmventils müssen nur noch eine Temperaturbeständigkeit bis 100°C aufweisen.

Die entspannte Flüssigkeit wird in einem drucklosen Auffanggefäß, in das auch das Sicherheitsventil entleert, aufgefangen. Während des gesamten Stagnationsvorganges wird keine Zusatzenergie benötigt.

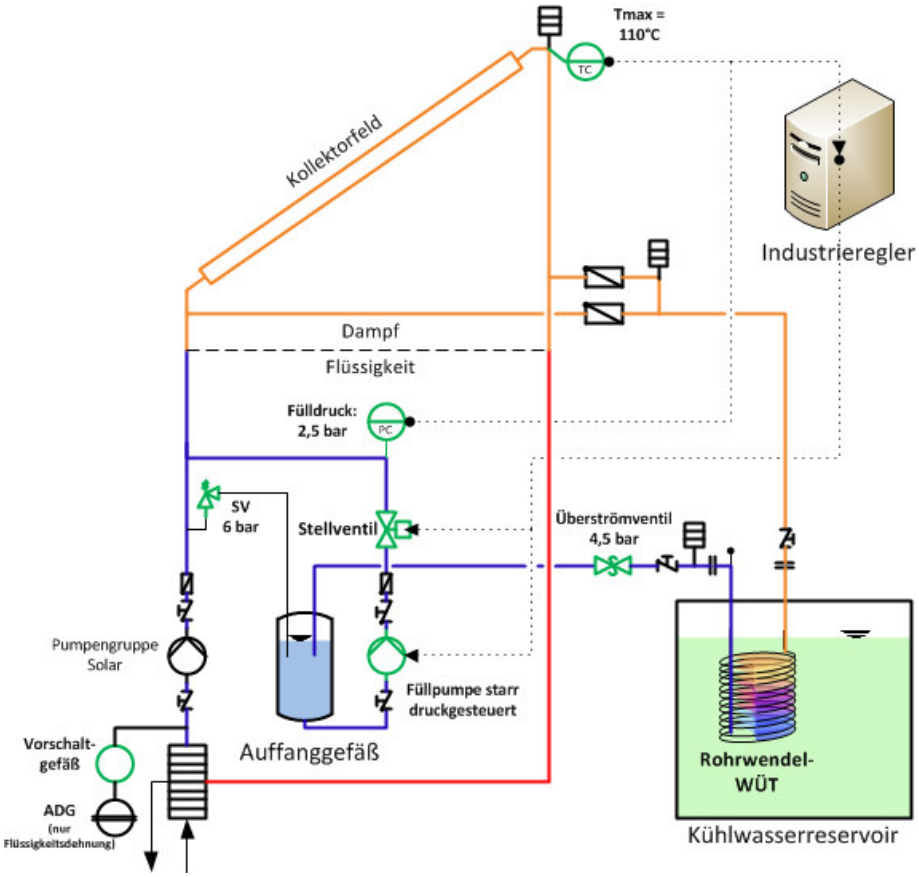


Abbildung 8: Hydraulisches und regelungstechnisches Konzept des angepassten Stagnationskühlers für die Firma Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH /AEE INTEC/

Gelb: Dampf, rot: heißes, blau: kühleres flüssiges Wärmeträgermedium

→ Wiederbefüllung der Anlage

Nach Beendigung des Stagnationsvorganges und Unterschreiten des Normalbetriebsdruckes wird über einen Druckschalter die Anlage automatisch wiederbefüllt. Sobald der Druck wieder unterhalb des Betriebsdruckes fällt (Drucksensor PC) und die Temperatur am Kollektorfühler (TC) unterhalb von 110°C zu liegen kommt, wird die Füllpumpe über die zentrale Leittechnik (ZLT) angesteuert und die Wiederbefüllung startet.

Ein weiteres Kriterium, das eingeführt wird, entspricht einer Wochenend- oder Urlaubsschaltung: An langen Wochenenden oder Betriebsurlauben soll sichergestellt werden, dass nach Stagnation des Systems keine erneute Wiederbefüllung eintritt. Aufgrund der fehlenden Wärmeabnahme würde dies zu erneuter Stagnation und deshalb zu einer Dauerbelastung des Systems führen. Über die Ansteuerung eines Stellventils stellt die ZLT sicher, dass während Betriebsurlauben das Ventil geschlossen ist und die Pumpe nicht anläuft.

Ein Stellventil ist erforderlich, um eine selbsttätige Wiederbefüllung des Systems zu vermeiden: Nach Stagnation und Abkühlung des System entsteht ein Unterdruck, der Kondensat vom Auffanggefäß zurück in das Kollektorfeld saugen würde.

→ **Wartung der Anlage**

Zu Wartungszwecken muss die Zugänglichkeit zum Kühler zur optischen Kontrolle und ggf. Reinigung gewährleistet sein. In unregelmäßigen Abständen ist es notwendig die Wärmeübertragerfläche von Ablagerungen (Fouling) zu befreien. Komponenten zur (manuellen) Absperrung und Demontierung sind dementsprechend vorzusehen.

→ **Dimensionierung des MAG**

Besonderes Augenmerk ist auf die richtige Dimensionierung des Membranausdehnungsgefäßes (MAG) zu legen. Dieses muss so dimensioniert sein, dass es zwar die Flüssigkeitsdehnung im normalen Betriebsdruckbereich aufnehmen kann aber bei Dampfentwicklung, noch bevor Dampf in kritische Anlagenbereiche gelangt, einen entsprechenden Druck entwickelt, dass das Überströmventil anspricht. Das bedeutet für Solaranlagen ungewöhnlich kleine MAG-Volumina. Aus diesem Grund sind Druckhalteanlagen, welche mit konstantem Druck arbeiten, für diese Art der Stagnationsbeherrschung in der Regel nicht geeignet.

Angepasstes Berechnungstool

Basierend auf dem Dimensionierungsprogramm des Siedekühlers aus dem Projekt PROMISE APPLICATION wurden die Berechnungen um die Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohrwendeln (für die Berechnung des Wärmeübergangs zwischen Kondensat und Rohrwand innen) sowie um den Wärmeübergang durch freie Konvektion an umströmten Zylindern (für die Berechnung des Wärmeübergangs zwischen Rohrwand außen und Kühlmedium außen) erweitert.

Der Wärmeübergang von der Dampfphase zum Kühlmedium unterteilt sich im Falle des Rohrwendelwärmetauschers somit in folgende Schritte:

- Filmkondensation des Dampfes an der Innenseite der Rohrwendel. Berechnung des Wärmeüberganges für waagrechte und leicht geneigte Rohre (Rohrwendel) (VDI Wärmeatlas, 2006 - Kapitel Ja)
- Wärmeübertragung bei der Strömung des Kondensats an der Innenseite der Rohrwendel (Abkühlung von Kondensationstemperatur auf T<100°C): Wärmeübergangskoeffizient von etwa 10.000 W/(m²·K) werden erreicht (VDI Wärmeatlas, 2006 - Kapitel Gc)
- Wärmeübertragung durch das Rohr. Das für den Prototyp verwendete Edelstahlrohr hat einen Wärmedurchgangskoeffizient von etwa 9.000 W/(m²·K).
- Wärmeübertragung durch freie Konvektion an der Rohrwendel außen gegen das Kühlwasserreservoir: hier tritt der größte Widerstand auf - der Wärmeübergangskoeffizient außen liegt bei etwa 1.000 W/(m²·K) (VDI Wärmeatlas, 2006 - Kapitel Fa)
- Insgesamt, inklusive der Berücksichtigung von Fouling liegt der Wärmedurchgangskoeffizient in einem Bereich von 650 (Kühlen) bis 750 (Filmkondensation) W/(m²·K).

Das weiterentwickelte Auslegungstool (MS Excel) wurde für die Dimensionierung (wärmetechnische und geometrische Beschreibung) des bereits erläuterten Prototyps für die Fa. Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH herangezogen. Eine Validierung des Auslegungstools anhand der Messergebnisse aus dem Monitoring war aufgrund des vorzeitigen Projektabschlusses nicht möglich.

Ein Screenshot der Benutzeroberfläche des angepassten Berechnungstools (Auslegung der Rohrwendel zur Flüssigkeitskühlung) ist im Anhang 7.1 angefügt.

Analyse der Herstellungskosten, Identifikation von Vereinfachungsmöglichkeiten und Prüfung der Kostenreduktionspotenziale

Gegenüber dem Konzept des Siedekühlers verringert sich aufgrund des schlechteren Wärmeübergangs an der Außenseite der Rohrwendel der Wärmedurchgangskoeffizient etwa um 25 – 35 %, der mit einer entsprechend größeren Wärmeübertragungsfläche kompensiert werden muss.

Dem gegenüber stehen geringere Fertigungskosten, da es sich bei Rohrwendelwärmeübertrager um industriell gefertigte Systemkomponenten handelt, für die ggf. auch Sondermaße ohne großen Mehraufwand hergestellt werden können (Variation von Material, Wendeldurchmesser D, Steigung k, Anzahl der Wendeln n).

Zudem entfällt die Abdampfleitung, da es im Sprinklerbecken nur zu einer geringen Temperaturerhöhung kommt, nicht jedoch zu einer Verdampfung.

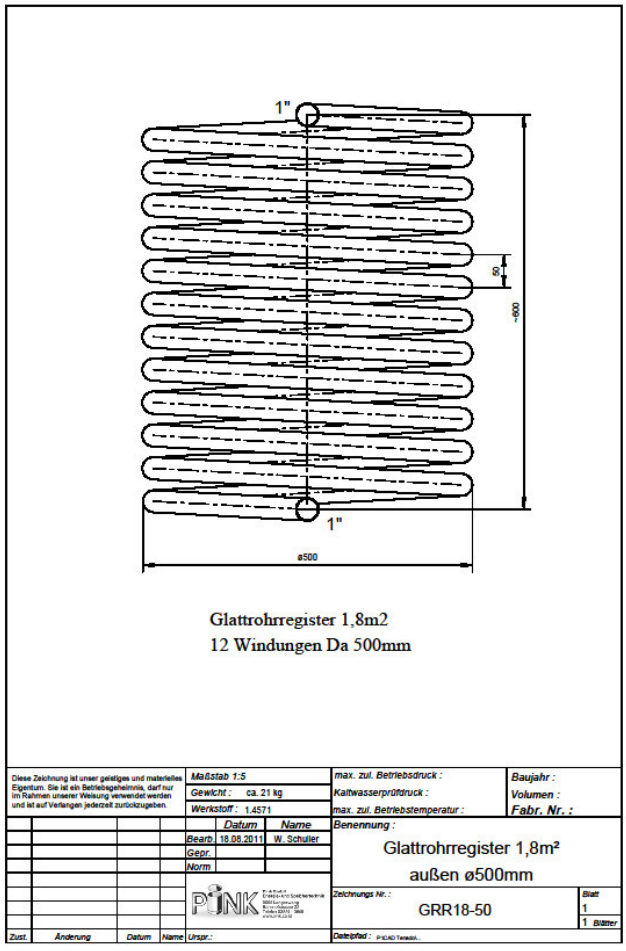


Abbildung 9: Ausführungsbeispiel Edelstahl Glattrohrregister für Einsatz als Stagnationskühler /Pink Energie- und Speichertechnik/

Da es zu keiner Verdampfung an der glatten Oberfläche der Edelstahl Rohrwendel kommt, wird davon ausgegangen, dass die Verkalkung des Wärmeübertragers nur eine untergeordnete Rolle spielt. Anders als beim Siedekühler ist daher kein entkalktes Kühlwasser nötig sondern es muss lediglich sichergestellt werden, dass der Stagnationskühler zu Wartungszwecken absperr- und demontierbar installiert wird.

Zusammengefasst zeigt die Analyse der Herstellungskosten sowie der Kosten für Betriebsmittel und Wartung, dass das neue Stagnationskühlerkonzept günstiger realisiert werden kann als das bisherige Konzept mit Siedekühler (geringere Materialkosten; kein zusätzlicher Behälter und kein aufbereitetes Wasser erforderlich). Voraussetzung ist allerdings, dass ein ausreichend großes Kühlwasserreservoir bereits zur Verfügung steht und zugänglich ist (z.B. Sprinklerbecken, Kühlwasserbecken für Maschinenkühlung, Regenwasserzisternen, Abwasserschächte,…).

Ein Wirtschaftlichkeitsvergleich unterschiedlicher Stagnationskühlervarianten basierend auf realen Investitionskosten konnte nicht durchgeführt werden, da es sich hierbei nicht um Standardlösungen / Standardprodukte handelt sondern bisweilen um spezielle, für den Anwendungsfall angepasste Prototypen.

Für die geplante thermische Solaranlage bei der Firma Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH, die im Rahmen des Komplementärprojektes PROMISE DEMO realisiert werden sollte, wurde seitens AEE INTEC ein Stagnationskühler nach oben beschriebenem Konzept im Detail dimensioniert sowie eine Regelungsstrategie erarbeitet und detaillierte Ausschreibungsunterlagen (Stückliste) in Absprache mit der Fa. Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH sowie mit einem potentiellen Hersteller (Fa. Pink Energie- und Speichertechnik) erstellt. Im Projektverlauf war es hierzu unter anderem erforderlich, bereits eine grobe Planung der Rohrleitungsführung durchzuführen sowie die technische Umsetzbarkeit mit einem Hersteller mehrmals telefonisch zu diskutieren und schlussendlich zu fixieren.

In der realen Umsetzung wäre der Stagnationskühler in einem vorhandenen Sprinklerbecken in unmittelbarer Nähe der Technikzentrale, für Wartungszwecke absperr- und demontierbar, versenkt worden. Die Materialwahl für das Wendelrohr fiel gemäß den Anforderungen (Dampf- und Glykolbeständigkeit bis 160°C und 6 bar) auf Edelstahl glatt. Alle für die Ausschreibung notwendigen Unterlagen (Schema, Stückliste, Spezifikationen) sind dem Anhang 7.1 zu entnehmen.

3.3 Hochtemperaturwärmepumpe zur Nutzung von Abwärme

In der Industrie fallen i.d.R. enorme Abwärmemengen aus unterschiedlichsten Prozessen an, welche meist mit zusätzlichem Aufwand „entsorgt“ werden müssen. Aus energetischer bzw. exergetischer Sicht ist industrielle Abwärme eine sehr wertvolle Wärmequelle, da ihr Temperaturniveau (ca. 30 bis 60°C) deutlich höher als z.B. jenes von Umgebungsluft oder Erdreich ist.

Mittels Wärmepumpensystemen können prinzipiell Abwärmeströme, die aufgrund ihres tiefen Temperaturniveaus innerbetrieblich nicht weiter genutzt werden können und deshalb an die Umgebung abgeführt werden müssen, auf ein nutzbares, höheres Temperaturniveau angehoben werden. Dadurch kann ein großes, bisher brachliegendes Potential zur Energieversorgung erschlossen und ein signifikanter Beitrag zur Reduktion des Verbrauchs fossiler Brennstoffe erreicht werden, wie in Abbildung 10 bildhaft verdeutlicht.

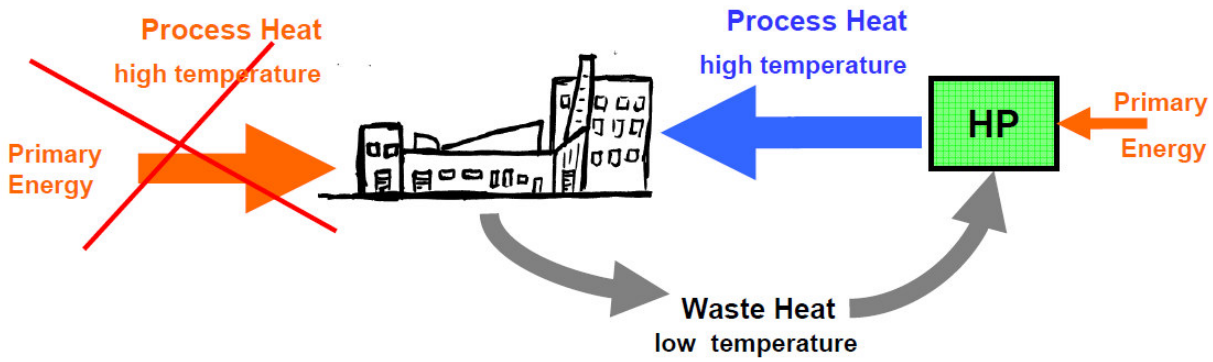


Abbildung 10: Schematische Darstellung des Prinzips der innerbetrieblichen Abwärmenutzung mittels Wärmepumpen (Zotter & Rieberer, 2010) /IWT/

Wie bereits erwähnt, gibt es trotz der ökologischen und ökonomischen Vorteile auch international nur sehr wenige Wärmepumpenanwendungen zur industriellen Abwärmenutzung. Grund dafür sind die geforderten Nutztemperaturniveaus, die meist über 80°C und damit deutlich über denen von konventionellen Heizungs- oder Brauchwasseranwendung liegen. Daher sind i.d.R. spezielle Hochtemperatur-Wärmepumpen erforderlich. Leider deckt der Markt den Bedarf an geeigneten Hochtemperatur-Wärmpumpen nur bedingt. Für eine größere Verbreitung von Hochtemperatur-Wärmepumpen zur innerbetrieblichen Abwärmenutzung dürften auch die von der Industrie geforderten (sehr kurzen) Amortisationszeiten und fehlende Erfahrung mit bereits realisierten Anlagen nachteilig sein.

Zielsetzung dieses Projektschwerpunktes war es, bisher nicht genutzte Kondensationsabwärme eines bestehenden Kaltwassersatzes auf einem Temperaturniveau von ca. 45°C mittels einer elektrisch betriebenen Hochtemperaturwärmepumpe auf ein nutzbares Temperaturniveau zur Beheizung von Galvanikbecken (Prozesswärme, ca. 80°C) anzuheben. Auf Basis von Energiemessungen (Abwärmepotential, Nutzenergiebedarfsprofile), sowie wirtschaftlicher und techn. Kriterien (Zuverlässigkeit, Effizienz, Umweltverträglichkeit bzw. Toxizität der verwendeten Kältemittel, Gesamttreibhausgasemissionen, etc.) sollten mögliche Konzepte (Type der HT-Wärmepumpe, hydraulische Einbindung, etc.) für eine mögliche Umsetzung aufbereitet und priorisiert werden.

3.3.1 Grundlegendes zur industriellen Abwärmenutzung mittels Wärmepumpe

Um industrielle Abwärme für die innerbetriebliche Wärmeversorgung weiter zu nutzen, können theoretisch unterschiedliche Wärmepumpensysteme und –kreisläufe für die benötigte Temperaturanhebung genutzt werden (vgl. IEA, 2010). Dazu zählen:

→ **elektrisch bzw. mechanisch angetriebene Wärmpumpenprozesse, wie:**

- ein- und mehrstufige Kompressionswärmepumpenkreisläufe (Kaltdampfkreisläufe),
- Kaskaden-Kompressions-Wärmepumpenkreisläufe,
- Add On-Kompressions-Wärmepumpenkreisläufe
- Joule/Brayton-Prozesse (Kaltgaskreisläufe),

- „Hybrid-Wärmepumpe“ (Kompressions/Absorptionskreislauf)[1]
- mechanische Brüdenverdichter,

→ **als auch thermisch angetriebene Wärmpumpenprozesse, wie:**

- Ab- und Adsorptionskreisläufe,
- Resorptionsanlagen,
- thermische Brüdenverdichter (Thermokompression, Dampfstrahlverdichter).

Einige der o.a. thermisch angetriebenen Wärmpumpenprozesse, wie Ab-, Adsorptions- oder Dampfstrahlkältemaschinen können auch zur Generierung von „Kälte“ aus der industriellen Abwärme genutzt werden. Die Kältegenerierung aus Abwärme ist für dieses Projekt aber nicht von Relevanz.

In der Industrie sind - wenn überhaupt verwendet - hauptsächlich geschlossene Kompressionswärmepumpen großer Leistung installiert, aber auch einige wenige Absorptionskältemaschinen kommen zum Einsatz. Der Markt wird dzt. mit kleineren und variabel einsetzbaren Anlagen bislang kaum versorgt. Lt. Lambauer et al. (2008) sind meist Anwendungen im niedrigeren Temperaturbereich bis 70°C realisiert.

Generell weisen Wärmepumpen in der Industrie ein großes ökologisches Potential auf, da lt. Untersuchungen von Lambauer et al. (2008) durch den Einsatz dieser im Vergleich zu konventionellen Wärmeerzeugern Emissionseinsparungen in Deutschlands Industrie von durchschnittlich 49% erzielbar sind. Diesen Werten liegt der Emissionsfaktor für Strom aus dem deutschen Strom-Mix zugrunde. Da der österreichische Emissionsfaktor für den elektrischen Strom in kg_CO_2 pro kWh_{el} wesentlich kleiner ist, kann man davon ausgehen, dass das österreichische Einsparpotential prozentuell höher ist. Neben dem standortspezifischen Emissionsfaktor Strom wird das Emissionseinsparungspotential vor allem durch die Effizienz, mit der die Wärmepumpe arbeitet, beeinflusst. Denn je höher die Effizienz der jeweiligen Wärmepumpenanlage, desto mehr CO_2-Emissionen können eingespart werden.

Funktion und Effizienz von elektrisch angetriebenen Wärmepumpen

Das Kältemittel nimmt in einer (einstufigen) Kompressions-Wärmepumpe (siehe Abbildung 11 und Abbildung 12) Wärme aus einer Quelle auf niedrigem Temperaturniveau (durch Verdampfung und Überhitzung auf die Sauggastemperatur) auf. Das dampfförmige Kältemittel wird im Verdichter auf ein höheres Druck- und damit Temperaturniveau angehoben. Diese Wärme wird an eine Senke durch Enthitzung, Kondensation und ggfs. durch Unterkühlung des Kältemittels abgegeben. Anschließend wird das Kältemittel wieder auf das niedrige Druck- bzw. Temperaturniveau entspannt bzw. gedrosselt. Die abgeführte Wärme auf hohem Temperaturniveau ist, um die dem Verdichter zugeführte elektr. Energie, höher als die auf tiefem Temperaturniveau aufgenommene Wärme. (vgl. Rieberer et al., 2009)

[1] Die „Hybrid-Wärmepumpe“ ist prinzipiell eine mechanisch angetriebene Wärmepumpe, stellt aber hinsichtlich des verwendeten Prozesses eine Kombination von Absorptions- und Kompressions-Kreislauf dar.

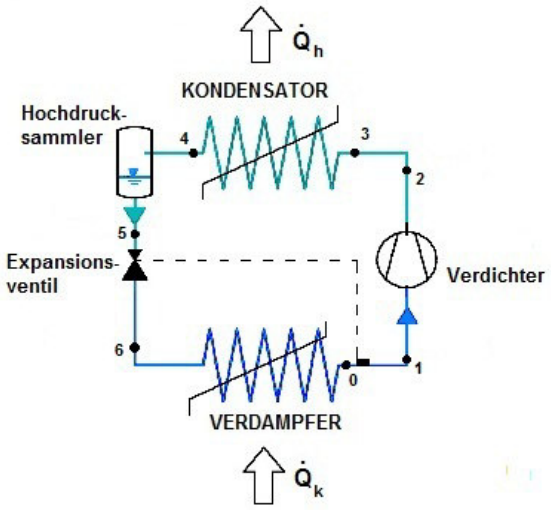


Abbildung 11: Schema einer einstufigen Kompressions-Wärmepumpe (vgl. Hoff, 2011) /IWT/

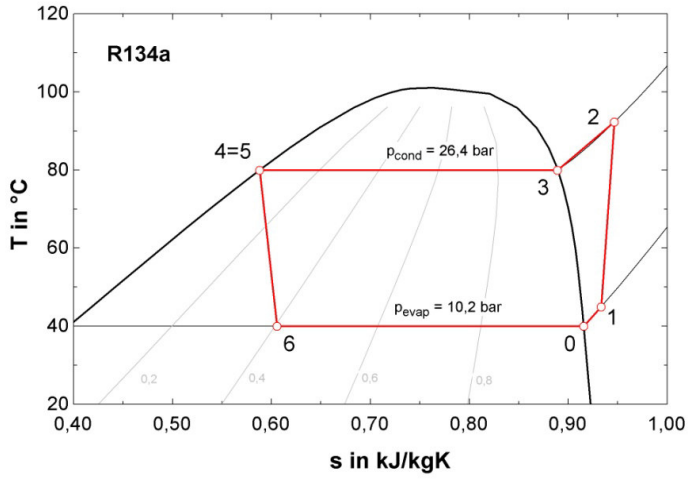


Abbildung 12: Kreisprozess einer einstufigen Kompressions-Wärmepumpe im T/s - Diagramm (vgl. Hoff, 2011) /IWT/

Die Effizienz von Wärmepumpen wird mit der sogenannten Leistungszahl (ε) bzw. aus dem englischen Sprachgebrauch kommend mit dem COP (Coefficient of Performance) angegeben. Der COP_H (COP für den Heizfall) ist für elektr. angetriebene Kompressions-Wärmepumpen, siehe z.B. für einen einstufigen Kreislauf in Abbildung 11, das (momentane) Verhältnis aus Wärmeleistung Q_h zur aufgenommenen elektr. Antriebsleistung P_{el} in einem bestimmten Betriebspunkt (Glg.(3-3)).

$$COP_H = \varepsilon_H = Q_h / P_{el} \qquad (3\text{-}3)$$

Der COP_H ist maßgeblich vom Wärmesenken- (T_H) und Wärmequellentemperaturniveau (T_0) abhängig, da diese maßgeblich bestimmend für die Lage des Kondensations- (T_{cond}) und Verdampfungstemperaturniveaus (T_{evap}) sind. Der linksläufige Carnotprozess stellt den Idealprozess für Wärmepumpenanwendungen dar, siehe Abbildung 13. Gemäß Carnot wird der theoretisch maximal erreichbaren $COP_{H,Carnot}$, wie in Glg. (3-4) definiert, ausschließlich von T_{cond} und T_{eVap}. Eine genauere Annäherung an den realen einstufigen Wärmepumpenprozess gibt der Perkins-Evans-Cycle (vgl. Abbildung 13 rechts mit Abbildung 12).

$$COP_{H,Carnot} = \frac{T_{cond}}{T_{cond} - T_{evap}} \qquad (3\text{-}4)$$

Der Gütegrad ν ist das Verhältnis zwischen dem COP_H der realen Anlage und dem praktisch nicht erreichbaren Effizienz des Idealprozess ($COP_{H,Carnot}$) und ist damit ein Maß für die exergetische Effizienz der Anlage.

$$COP_H = \nu \cdot COP_{H,Carnot} \qquad (3\text{-}5)$$

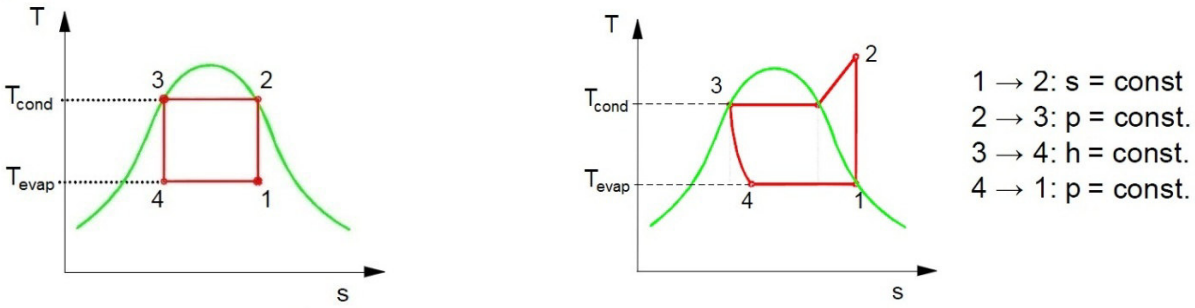


Abbildung 13:Wärmepumpenvergleichsprozess - Links: Linksläufiger Carnotprozess und Rechts: Perkins-Evans-Cycle (Rieberer, et al., 2009) /IWT/

Zur energetischen Bewertung der Wärmepumpeneffizienz während einer Periode wird die so genannte Arbeitszahl (β) verwendet, siehe Glg. (3-6). β bzw. auch SPF (Seasonal Performance Factor) ist das Verhältnis von gelieferter Nutzwärmeenergie (Q_h) zur verbrauchten elektrischen Antriebsenergie (W_{el}) während eine Heizsaison oder eines Jahres.

$$\beta = SPF = Q_h / W_{el} \qquad (3\text{-}6)$$

Der SPF ist kleiner als der COP, da auch Teillast-, An- und Stillstandsverluste der Anlage berücksichtigt werden. Der SPF muss über ein geeignetes Monitoring nach erfolgter Installation der Anlage messtechnisch erfasst werden. Daher wird zur Bewertung vorab meist der COP für bestimmte Betriebspunkte zum Vergleich herangezogen. Werte für den COP_H wurden in diesem Projekt für potentiell relevante Wärmepumpenkreisläufe einerseits aus Herstellerangaben und andererseits aus Simulationen ermittelt (siehe Tabelle 3).

Wärmequelle Abwärme

Wärmepumpen nutzen in der Regel regenerative Wärmequellen, wie Umgebuns-, Erdwärme oder Grundwasser. Aus ökologischer und exergetischer Sich ist die Nutzung von Abwärme aus industriellen Fertigungsprozessen mittels Wärmepumpen aufgrund der deutlich höheren Temperaturniveaus (meist 30 bis 60°C) besonders interessant.

Abbildung 14 zeigt den Verlauf von $COP_{H,Carnot}$ für eine Hochtemperaturanwendung bei veränderlichen Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperaturen. Somit lassen sich für industrielle Abwärmenutzungen mittels Wärmepumpen – bei gleichem Temperaturhub (ΔT entspricht der Differenz zwischen Kondensations- (T_{cond}) und Verdampfungstemperatur (T_{evap})) - aufgrund der höheren Temperaturniveaus der Abwärme theoretisch höhere $COP_{H,Carnot}$ erzielen, als bei der Nutzung konventioneller Wärmequellen, wie Umgebungsluft oder Erdwärme (unter Vernachlässigung von notwendigen Temperaturdifferenzen für die Wärmeübertragung).

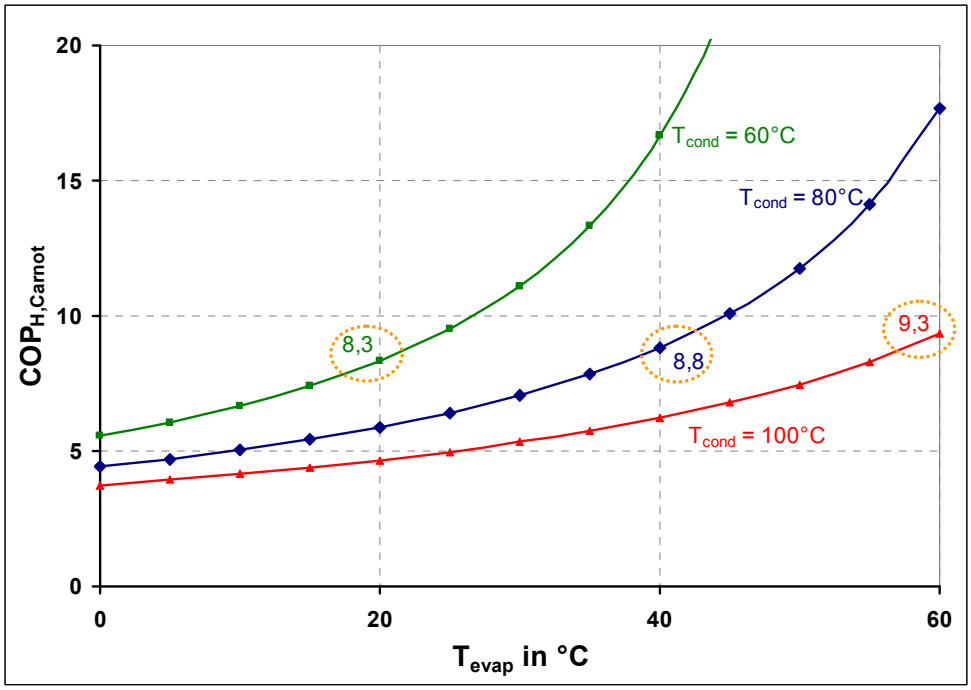


Abbildung 14: Verlauf des $COP_{H,Carnot}$ als Funktion von Kondensations- (T_{cond}) und Verdampfungstemperatur (T_{evap}) – Markierte Werte des $COP_{H,Carnot}$ bei gleichem Temperaturhub von 40 K /IWT/

Die Erschließung von Abwärmequellen ist meist mit zusätzlichen Investitionen verbunden, jedoch steht die daraus gewonnene Wärme im Betrieb „kostenlos“ zu Verfügung. Im Falle der Abwärmenutzung entfallen sogar Betriebskosten für die „Wärmeentsorgung“ der Abwärme (z.B.: für den Betrieb von Ventilatoren von Rückkühlanlagen).

3.3.2 Messtechnische Erhebung des nutzbaren Abwärmepotentials

Der potenziell nutzbare Abwärmestrom ist für die Auslegung der HT-Wärmepumpe essentiell. Neben der Leistung sind vor allem das Temperaturniveau und die zeitliche Verfügbarkeit der Abwärme von Interesse. Denn je höher das Temperaturniveau der Abwärmequelle ist, desto effizienter arbeitet (theoretisch) die HT-Wärmepumpe bei gleichbleibender Wärmesenkentemperatur. Ein zu hohes Temperaturniveau kann jedoch den potentiellen Einsatz diverser handelsüblicher Kältemittel aufgrund unüblicher Drucklage begrenzen.

Für eine innerbetriebliche Nutzung von Abwärme mittels Wärmepumpe muss das Angebot dieser entweder mit dem Bedarf an Nutzwärme im zeitlichen Einklang sein oder ein entsprechender Speicher wärmequellen- oder -senkenseitig vorgesehen werden. Ist diese Gleichzeitigkeit gewährleistet, so ist die zeitliche Verfügbarkeit der Abwärme für die Volllaststunden der Wärmepumpe maßgebend und damit ein wichtiger wirtschaftlicher Parameter.

Beschreibung der Abwärmequelle

Als Wärmequelle wird die zurzeit ungenutzte Abwärme der Luftkondensatoren eines bestehenden Kaltwassersatzes bei der Fa. Assmann in Leibnitz in Auge gefasst. Dabei handelt es sich um eine Kompressionskältemaschine der Fa. Climaventa, wie in Abbildung 15 dargestellt, bestehend aus zwei

parallelen Kältekreisläufen mit einem gemeinsamen Verdampfer. Die Kältekreisläufe (ref 1 und ref 2) mit je einem Kompressor, einem wassergekühlten „Kondensator“ zur bereits installierten Niedertemperatur-Wärmerückgewinnung, einem Luftkondensator und einer Drossel arbeiten zurzeit noch mit dem Kältemittel R22[2]. Die beiden parallelen Kältekreisläufe sind bei Volllast zeitgleich mit allen „Kondensatoren“ in Betrieb. Zur Regelung des Kaltwassersatzes bei geringerer Auslastung werden die Kompressoren abwechselnd im On/Off-Betrieb getaktet.

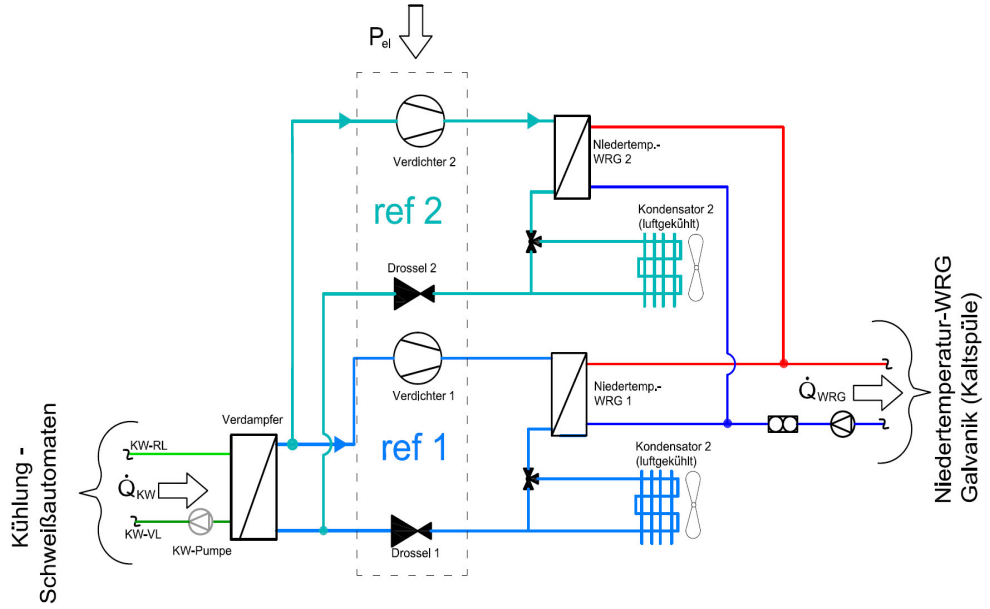


Abbildung 15: Schema Kaltwassersatz @ Assmann Ladenbau GmbH (Leibnitz) (vgl. CLIMAVENTA, 1992) /IWT/

In Tabelle 1 sind die wichtigsten Leistungsdaten lt. Fa. Climaventa (1992) des Kaltwassersatzes zusammengefasst. Im Auslegungsfall beträgt die Kälteleistung 152 kW, wobei das Kaltwasser (das zur Kühlung von Schweißapparate verwendet wird) von ca. 12 auf 7°C abgekühlt wird. Es besteht die Möglichkeit einen Teil der Abwärme des Kaltwassersatzes über eine bereits vorhandene Niedertemperatur-Wärmerückgewinnung zur Erwärmung der s.g. Kaltspüle der Galvaniklinie mit einem Temperaturniveau von ca. 30°C auszukoppeln. Die „restliche“ Abwärme wird über einen luftgekühlten Kondensator an die Umgebung abgegeben (siehe Abbildung 15). Die maximal anfallende Gesamtabwärmeleistung des Kaltwassersatzes beträgt bei Volllast 208 kW. Die Wärmetauscher für die Niedertemperatur-Wärmerückgewinnung erwärmen Heizwasser von 40 auf 45°C, wobei diese lt. Datenblatt so groß ausgelegt wurden, um die ganze Abwärmeleistung des Kaltwassersatzes (theoretisch) übertragen zu können.

Im Betrieb bei Fa. Assmann in Leibnitz wird aber stets nur ein Teil der Abwärme in der Niedertemperatur-Wärmerückgewinnung genutzt und der Rest über die Luftkondensatoren abgeführt. Da sich der Kaltwassersatz innerhalb einer Werkshalle befindet, erhöht sich durch die Abgabe der

[2] R22 soll lt. Fa. Assmann voraussichtlich durch das DropIn-Kältemittel R407C substituiert werden.

Kondensationswärme über den Luftkondensator die Lufttemperatur innerhalb dieser Halle, was vor allem im Sommer von den Mitarbeitern (lt. Fa. Assmann) als unbehaglich empfunden wird.

Tabelle 1:Leistungsdaten des Kaltwassersatzes (Techn. Datenblatt WRAR0702/B; Fa. CLIMAVENTA, 1992)

Kühlleistungsdaten der WRAR 0702/B	***in***	**Wert**
Max. Kälteleistung	kW	**152**
Kaltwassertemperaturen	°C	**7 / 11,8**
Max. elektr. Leistungsaufnahme (@ Außenlufttemperatur 35°C)	*kW*	**58**
Max. mögliche Heizleistung der Niedertemperatur-Wärmerückgewinnung	*kW*	**208,3**
Wassertemperaturen der Niedertemperatur-Wärmerückgewinnung	°C	45 / 40

Der Kaltwassersatz versorgt die Punktschweißgeräte und Gitterschweißautomaten im Werk mit Kaltwasser. Die Auslastung dieser Schweißautomaten und damit auch der Kaltwasserbedarf unterliegen prinzipiell konjunkturellen bzw. auslastungsbedingten Schwankungen. Um den tatsächlichen Bedarf an Kaltwasser bzw. die damit verbundene Abwärmemenge der Kondensatoren des Kaltwassersatzes – welche von der HT-Wärmepumpe als Wärmequelle genutzt werden soll - zu bestimmen, wurde der Kaltwassersatz zwei Mal über einige Tage messtechnisch analysiert.

Messtechnische Erhebung der Wärme-Quelle und –Senke

Wie bereits erwähnt, zur Auslegung der HT-Wärmepumpe bzw. für eine Beurteilung der Wirtschaftlichkeit dieser, ist es notwendig Temperaturniveaus und Wärmeleistungen der Quelle (Abwärme des Kaltwassersatzes) und Senke (anfänglich geplant: 80°C - Wärmeversorgungsschiene der Galvanik) sowie Volllastbetriebsstunden möglichst genau zu eruieren. Zur Erfassung dieser Betriebsgrößen wurden zwei Vorort-Messungen durchgeführt. Bei der ersten Vorort-Messung (vom 04.05.2011 bis 09.05.2011) betrug die Auslastung der Schweißerei lt. Fa. Assmann ca. 30% und war damit unüblich gering. Da bei der ersten Messung einige Temperaturfühler defekt waren und darüber hinaus die Messung der elektrischen Leistungsaufnahme nicht verfügbar war, konnten aus dieser Messung keine belastbaren Ergebnisse ermittelt werden.

Deshalb wurde vom 29.06.2011 bis 04.07.2011 eine zweite Vorort-Messung durchgeführt. Die Auslastung der Schweißerei lag bei ca. 70%. Dies entspricht lt. Fa. Assmann in etwa der durchschnittlichen Auslastung der Schweißerei. Für die Vorort-Messung wurden die Temperaturen und Volumenströme der externen Kreise, wie Kaltwasser (KW) und Niedertemperatur-Wärmerückgewinnung (WRG) sowie die elektrische Leistungsaufnahme der Kompressoren des Kaltwassersatzes (siehe Abbildung 16) gemessen. Weiters wurden auch die Prozesstemperaturen zwischen den jeweiligen Komponenten des Kaltwassersatzes (siehe Abbildung 17) erfasst. In Abbildung 18 ist ein Schema zur energetischen Bilanzierung des Kaltwassersatzes dargestellt. Der Fühler zur Messung der Eintrittstemperatur des Kältemittels in den Kompressor 2 war leider defekt, deshalb liegen für diesen Wert keine Ergebnisse vor.

Abbildung 16: Messungen der elektr. Leistungsaufnahme der Kompressoren

Abbildung 17: Kältekreislauf des Kaltwassersatzes

Für die elektrische Leistungsaufnahme der Kompressoren des Kaltwassersatzes ($P_{el} = P_{el_KOM1} + P_{el_KOM2}$) wurden 5min-Mittelwerte aufgenommen. Die thermischen Leistungen (Minutenmittelwerte) des Verdampfers (Q_{KW}) und der Niedertemperatur-Wärmerückgewinnung (Q_{WRG}) wurden mittels Temperatur- und Volumenstrommessung im jeweiligen externen Kreis bestimmt.

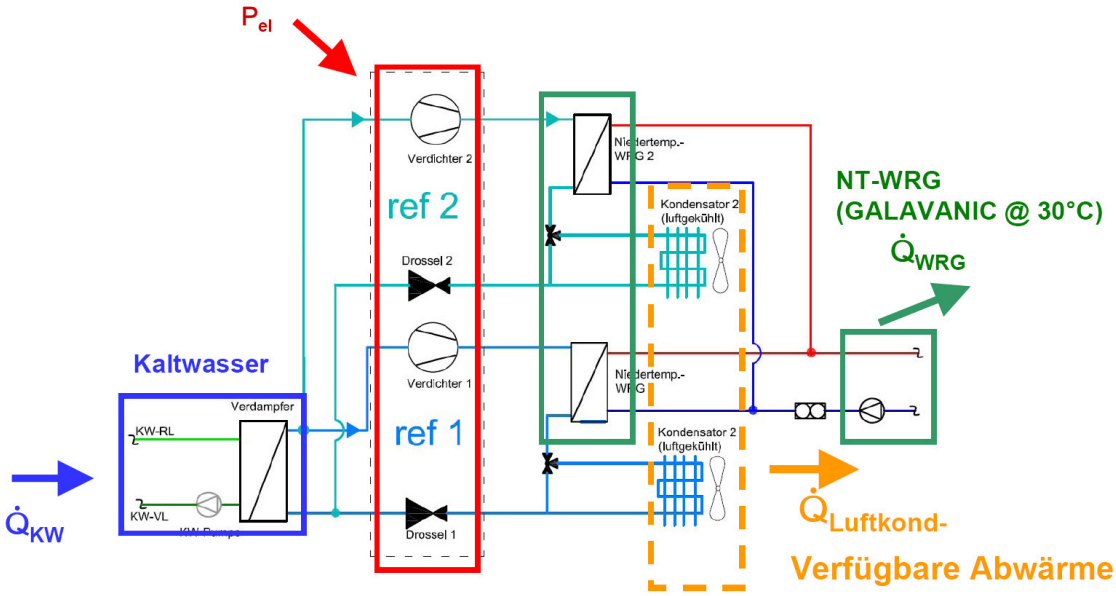


Abbildung 18: Messschema des Kaltwassersatzes - Messung vom 29.06. bis 4.7.2011 /IWT/

Das für die HT-Wärmepumpe verfügbare Abwärmepotential (abgegebene Wärmeleistung beider Luftkondensatoren - $Q_{Lufkond.}$) wurde unter der Annahme vernachlässigbarer Wärmeverluste bzw. Wärmeeinträge aus folgender Bilanzierung (siehe Glg. (3-7)) der gemessenen Leistungen ermittelt:

$$Q_{Lufkond.} = Q_{KW} + P_{el} - Q_{WRG} \qquad (3\text{-}7)$$

In Abbildung 19 und Abbildung 20 sind die zeitlichen Verläufe der Leistungen dargestellt, wobei in Abbildung 19 die gesamte Messperiode und in Abbildung 20 nur ein Werktag zur besseren Veranschaulichung der Schaltzyklen des Kaltwassersatzes dargestellt ist.

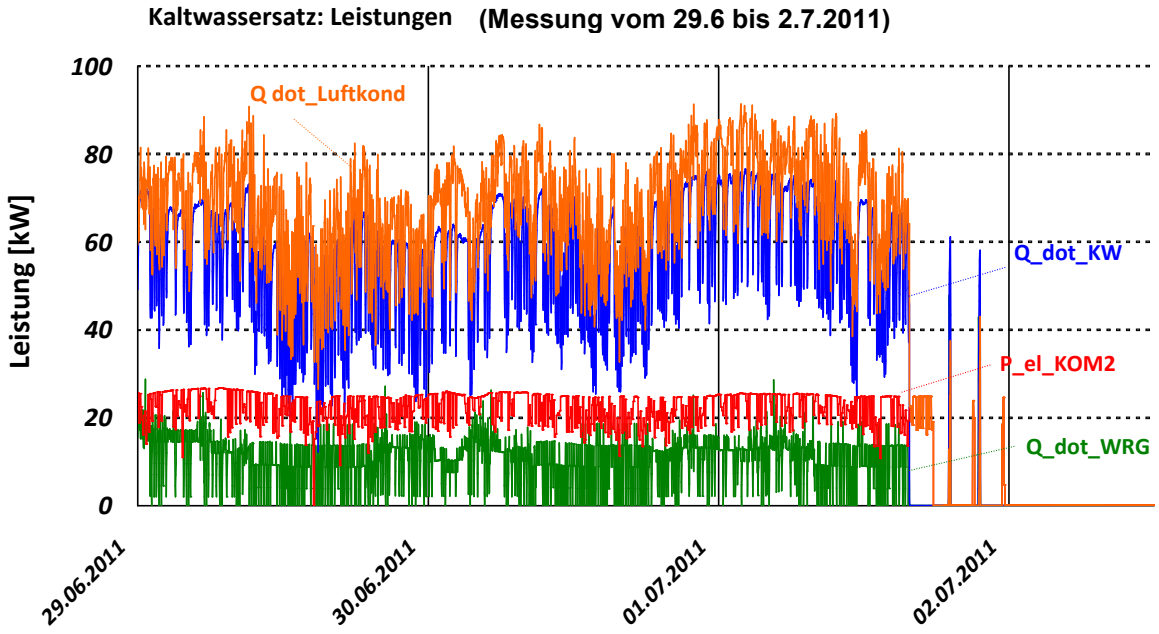


Abbildung 19: Am Kaltwassersatz gemessene und berechnete Leistungen (29.6. bis 2.7.2011)

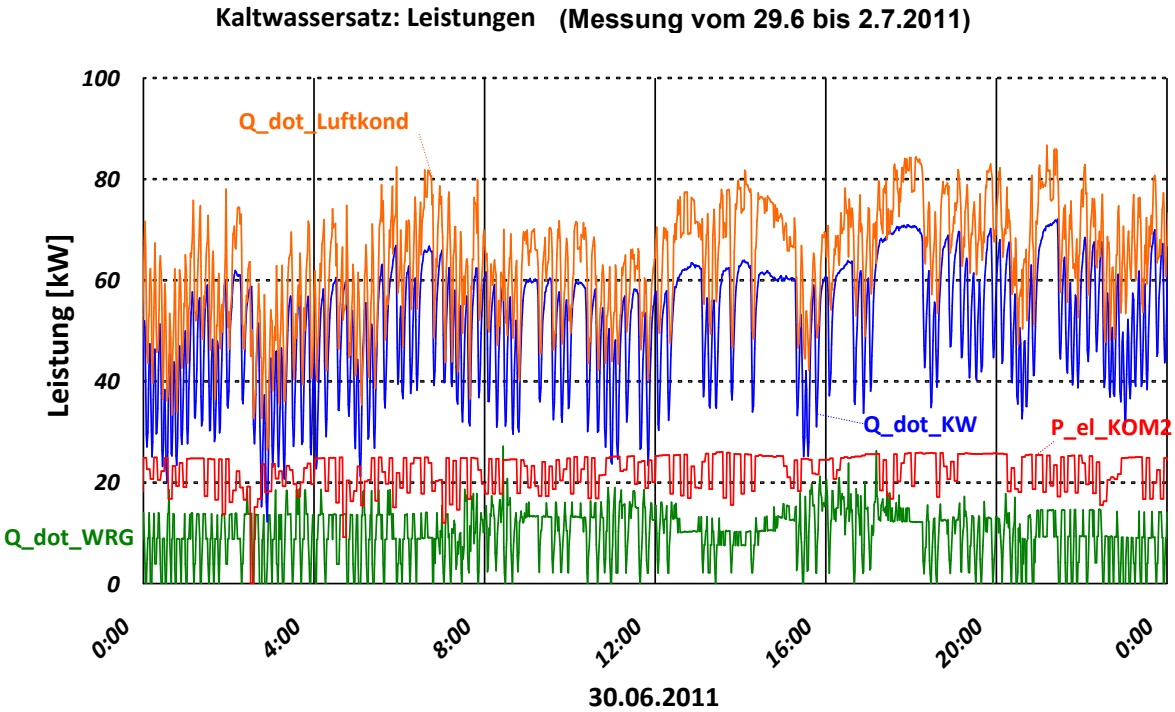


Abbildung 20: Am Kaltwassersatz gemessene und berechnete Leistungen (30.6.2011)

Im Anhang sind weiters die zeitlichen Verläufe des Volumenstroms und Temperaturniveaus des Kaltwassers (Abbildung 33) und der Niedertemperatur-Wärmerückgewinnung (NT-WRG, Abbildung 34), ersichtlich. Die am Kaltwassersatz gemessenen Temperaturverläufe sind in

Abbildung 35 bis Abbildung 37 im Anhang für beide Kältekreisläufe (ref 1 und ref 2) angeführt.

Die aus den Messungen ermittelte Kälteleistung des Kaltwassersatzes (Q_dot_KW) ist im Vergleich zum Datenblatt (vgl. Tabelle 1) wesentlich geringer. Vor allem aber, die für die Hochtemperatur-WP verbleibende nutzbare Abwärme (Q_dot_Luftkond) war wesentlich geringer als anfänglich vermutet wurde. Gründe dafür sind, dass ein Teil der Abwärme, wie schon erwähnt, zur Wärmeversorgung der in der Galvanikanlage (Q_dot_WRG) bereits genutzt wird und andererseits die geringe Auslastung des Kaltwassersatzes selbst. Die an den Werktagen[3] gemessenen minimalen und maximalen Minutenmittelwerte sowie der arithmetische Mittelwert aus den Messdaten der Messperiode sind in nachfolgender Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2: Auswertung der zweiten Messung vom 29.06.2011,12:00 Uhr bis 01.07.2011, 24:00 Uhr

Messgrößen		MIN	MAX	(arithm.) MITTEL
Q_dot_KW	kW	12,2	79,6	55,6
Q_dot_WRG	kW	-6,2	28,7	10,2
P_el_KOM2	kW	0,2	26,8	22,3
Q_dot_Luftkond	**kW**	**26,5**	**91,3**	**67,6**
t_Abwärme[4]	**°C**	**36,2**	**43,7**	**40**

Conclusio zur Erhebung des nutzbaren Abwärmepotentials:

Folgendes Fazit kann aus der zweiten Vorort-Messung (29.06. bis 04.07.2011) getroffen werden:

- Die durchschnittliche Kälteleistung des Kaltwassersatzes betrug bei einer üblichen Auslastung der Schweißanlagen von 70% nur rd. 37% der Volllast.[5]
- Rd. 13% der Abwärme des Kaltwassersatzes wurde in der Messperiode bereits für die Niedertemperatur-Wärmerückgewinnung genutzt.
- Die durchschnittliche für die HT-Wärmepumpe verfügbare Abwärmeleistung ist mit ca. 68 kW wesentlich geringer als ursprünglich angenommen (220 kW).
- Das Temperaturniveau der nutzbaren Abwärme (t_Abwärme) liegt durchschnittlich bei 40°C.

3 Da die Schweißerei nur an Werktagen in Betrieb war, wurde das Wochenende nicht mitbilanziert.

[4] Rücklauftemperatur der bestehenden NT-WRG (externer Kreis)

[5] Anm.: Hinsichtlich der Teillastregelung besteht Optimierungspotenzial, da meist nur einer der zwei Kompressor mit sehr kurzen Schaltintervallen von 5 bis 10 min in Betrieb ist, wie aus den Messwerten für die Kompressoraustrittstemperaturen (vgl. Anhang-Abbildung 35) hervorgeht.

3.3.3 Technologiescreening und Herstellerrecherche

Wie bereits erwähnt, sind aufgrund der hohen Temperaturniveaus für die industrielle Abwärmenutzung keine konventionellen Heizungs- oder Brauchwasser-Wärmepumpen sondern meist spezielle „maßgeschneiderte“ s.g. industrielle Wärmepumpen erforderlich. Leider deckt der Markt den Bedarf an geeigneten Wärmpumpensystemen mit entsprechenden Hochtemperaturkältemittel nur bedingt.

Mittels eines detaillierten Technologiescreenings wurden unterschiedliche Wärmpumpensysteme sowie potentielle Kältemittel für den geforderten Temperaturbereich evaluiert. Anschließend wurden potentielle in- & ausländische Wärmepumpenhersteller und -lieferanten erhoben und z.T. für eine Preiserhebung kontaktiert. Als Basis dieser Recherche wurden die erhobenen Messdaten des Abwärmepotentials herangezogen.

Potentielle Wärmepumpensysteme

Um das Temperaturniveau der Abwärme des bestehenden Kaltwassersatzes bei der Fa. Assmann von rd. 40°C auf ca. 80°C zu heben, stehen folgende zwei Wärmepumpenschaltungsvarianten (siehe Abbildung 21) zur Verfügung:

→ **Wärmepumpe in Kaskadenschaltung**

→ **Add On–Wärmepumpe**

In Abbildung 21 sind beide Varianten (je 1-stufig) prinzipiell für die Abwärmenutzung aus einem 1-stufigen Kaltwassersatz inkl. Prozess im T/s – Diagramm zur Erläuterung dargestellt.

Bei einer sogenannten **Kaskadenschaltung** werden zwei oder mehrere Wärmepumpen bzw. Kältemaschinen (mit unterschiedlichen Kältemitteln) hintereinandergeschaltet, wobei der Verdampfer der „oberen“ Kaskadenstufe die Kondensationswärme der „darunter liegenden“ Wärmepumpe aufnimmt (vgl. Cube, 1981). Die Notwendigkeit von Kaskaden ist vor allem bei großen Temperaturhüben (das ist der Temperaturunterschied zw. Wärmequelle und -senke) gegeben, wo die Drucklagen eines Kältemittels für die Temperaturen ungeeignet sind. Deshalb werden unterschiedliche Kältemittel für die jeweiligen Kreisläufe verwendet, die für die geforderten Temperaturniveaus thermodynamisch besser geeignet sind (vgl. Cube, 1981).

- Konventionellerweise sind die einzelnen Wärmepumpen der Kaskade über eine so genannte Verdampfer/Kondensator - Einheit gekoppelt (siehe Abbildung 21). Dies ist ein Wärmetauscher, indem auf der einen Seite das „Niedertemperatur-Kältemittel“ kondensiert und dabei die Kondensationswärme an das auf der anderen Seite des Wärmetauschers verdampfende und kühlere „Hochtemperatur-Kältemittel“ des Hochtemperaturkreises abgibt.
- Der Kaltwassersatz kann bis auf die Substitution von R22 (bisher verwendet) durch ein neues Kältemittel bestehen bleiben. Dadurch sind notwendige Änderungen für das bestehende System bei dieser Applikation wesentlich geringer, was vor allem wirtschaftliche Vorteile mit sich bringt.

Wie aus Abbildung 21 ersichtlich, wird die so genannte „**Add On – Wärmepumpe**“, bestehend aus einem Kompressor, einem Kondensator und einer Drossel, einer bereits installierten Kältemaschine „angefügt“. Die Add on–WP benötigt keinen eigenen Verdampfer, da der Kompressor der Add on–WP direkt Kältemitteldampf aus dem Kondensator des Kaltwassersatzes bei Hochdruckniveau ansaugt und auf ein noch höheres Druckniveau verdichtet, um das geforderte Nutztemperaturniveau für die Wärmeversorgung zu erreichen. Im Vergleich zur Kaskade liegt der Vorteil der Add on–WP darin, dass das Abwärmetemperaturniveau des Kaltwassersatzes besser ausgenutzt werden kann, da keine Grädigkeiten, wie in der Verdampfer/Kondensator-Einheit zur Wärmeübertragung, in einer Kaskadenschaltung notwendig sind. Dadurch ist die zu erwartende Effizienz bei der Add on–WP höher als bei der Kaskade. Für diese Wärmepumpenanwendung ist jedoch ein Kältemittel erforderlich, dass für die Temperaturniveaus die entsprechenden thermodynamischen Eigenschaften aufweist, besonders die Drucklagen sind dabei von Interesse. Ebenso ist der Aufwand zur Regelung der Add On-WP höher und techn. Herausforderungen, wie z.B. die Vermeidung von Öl-Verschleppungen müssen bei der Umsetzung berücksichtigt werden.

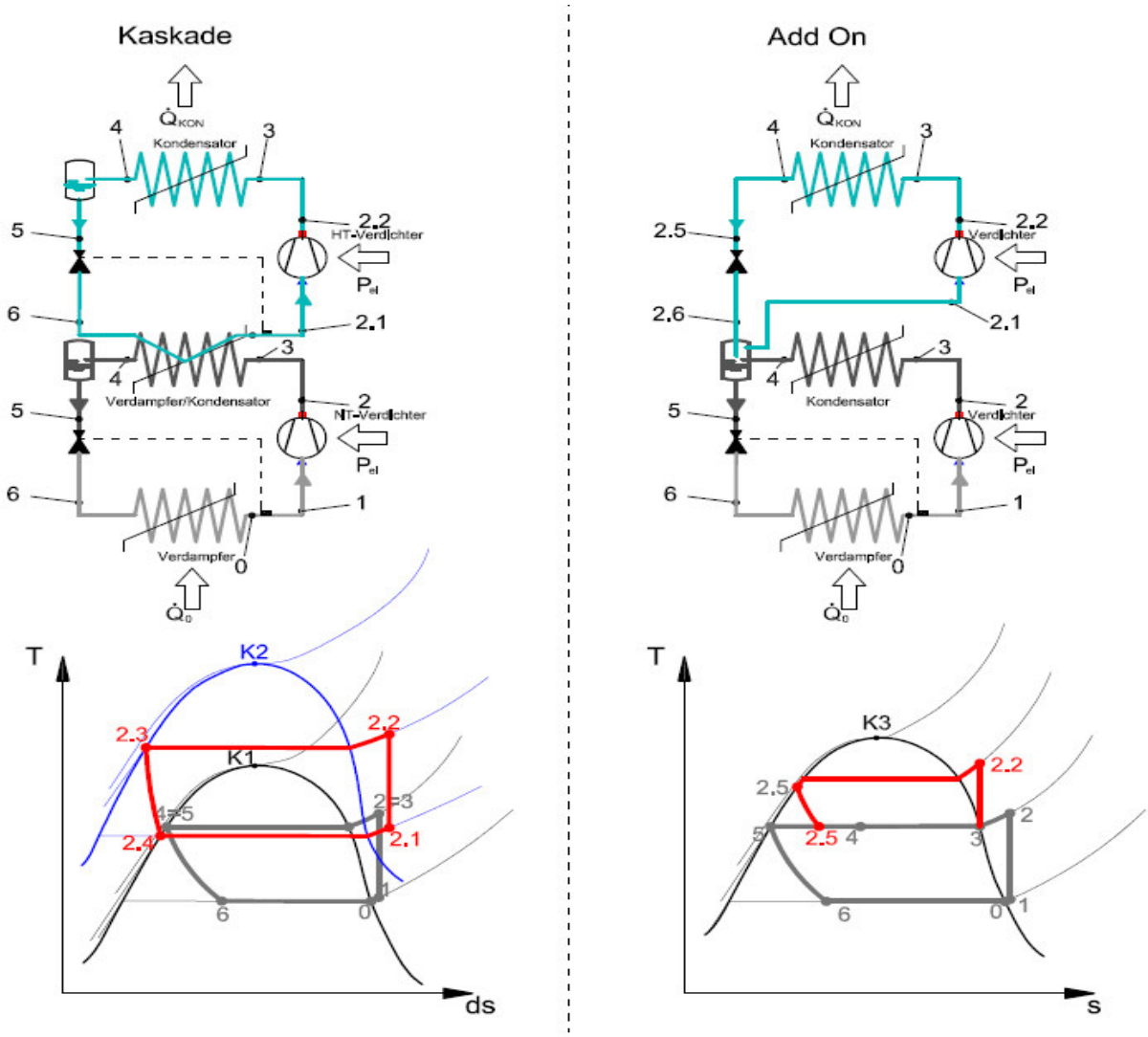


Abbildung 21: Fließschema einer Kaskadenschaltung und einer Add On-WP inkl. dazugehöriger T/s – Diagramme (Kreisläufe ohne Druckverluste und mit isentroper Verdichtung) /IWT/

Bei einer *kaskadischen Applikation* können prinzipiell folgende geschlossene elektrisch angetriebene Wärmepumpenkreisläufe eingesetzt werden:

→ **Kompressions-Wärmepumpen (Kaltdampfprozess) mit Kältemittel**

→ **Hybrid-Wärmepumpe (Kompressions-/Absorptions-Wärmepumpenprozess) mit Arbeitsstoffgemisch**

Bei **Kompressions-Wärmepumpen** (Kaltdampfprozess) werden Anlagen nicht nur einstufig ausgeführt. Speziell bei hohen Druckverhältnissen – meist bei hohen Temperaturhüben - wird die Druckerhöhung auf zwei Verdichtungsstufen aufgeteilt, wodurch der Kreislauf „carnotisiert“ und die Effizienz verbessert wird. (vgl. Rieberer et al., 2009).

Abbildung 22 zeigt einen Anlagenvergleich inkl. Kreisprozess im T/s-Diagramm für folgende Kreisläufe:

- 1-stufig,
- Economizer-Schaltung
- 2-stufig

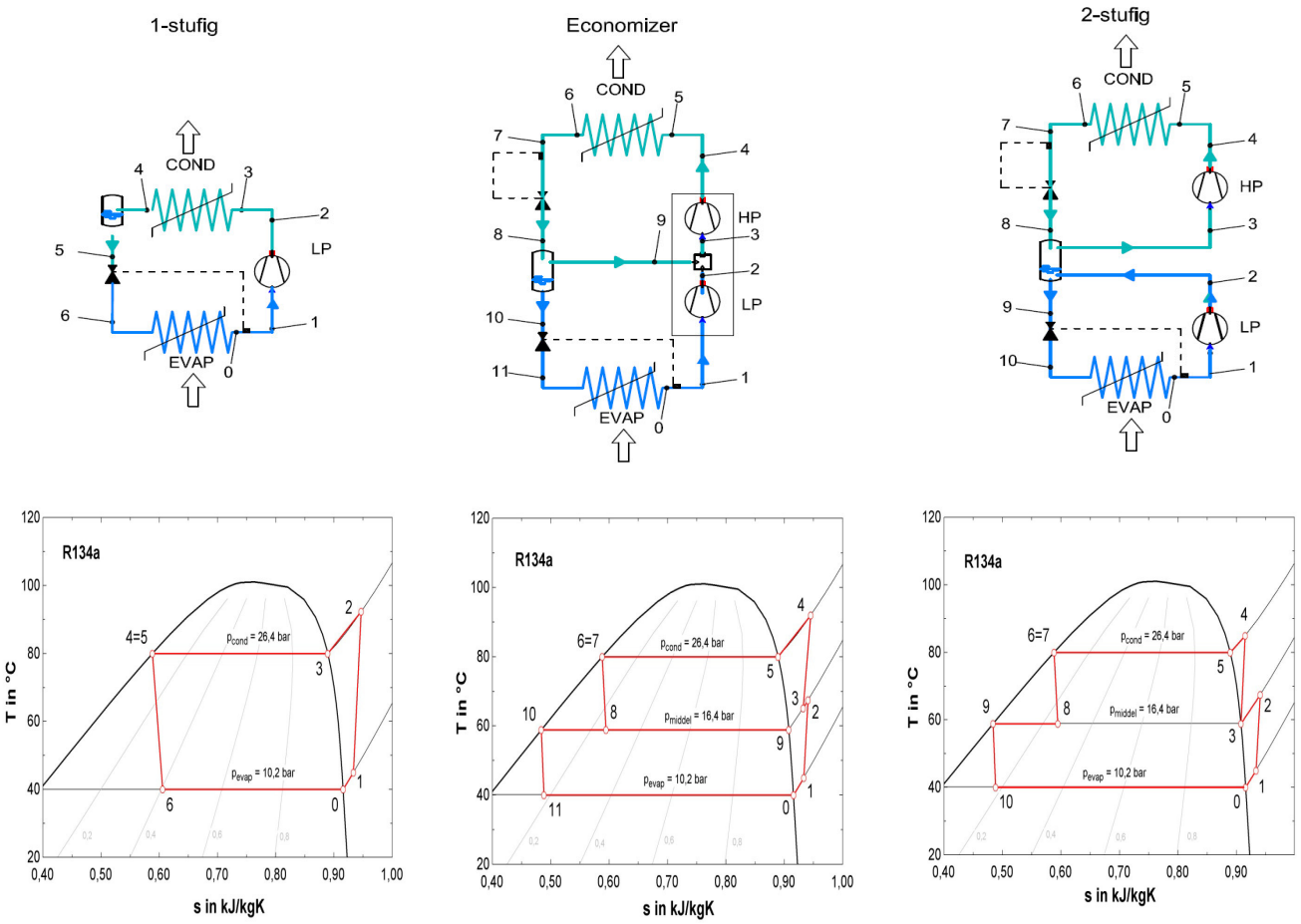


Abbildung 22: Fließschema einer 1-stufigen, Economizer- und 2-stufigen Kompressions-WP inkl. dazu gehörige Kreisläufe für R134a in T/s – Diagramm (vgl. Hoff, 2011) /IWT/

Neben dem positiven Effekt der höheren Effizienz ist vor allem auch die niedrigere Verdichteraustrittstemperatur beim **2-stufigen** gegenüber dem 1-stufigen Kreislauf zu erwähnen. Besonders bei Hochtemperaturanwendungen sind die Verdichterendtemperaturen aufgrund der hohen Wärmesenkentemperaturniveaus sehr hoch und meist eine limitierende Größe, da es kaum Kompressorschmieröle für diesen Temperaturbereich gibt. Der 2-stufige Kreislauf ist aber aufgrund der zwei Verdichter komponentenintensiv und relativ teuer.

Eine anlagentechnisch einfachere und damit kostengünstigere, wenn auch nicht ganz so effiziente Lösung ist die s.g. „**Economizer"-Schaltung**, die auch mit einem Verdichter (Schrauben- oder Scrollverdichter mit Ansaugöffnung im Mitteldruckteil) realisiert werden kann. (vgl. Rieberer et al., 2009).

Eine **Hybrid-Wärmepumpe** ist eine Kombination aus Kompressions- und Absorptionswärmepumpe mit geeignetenen Arbeitsstoffpaar. In Abbildung 23 ist schematisch ein 1-stufiger Kreislauf dargestellt.

Die Hybrid-WP nimmt Wärme auf niederem Temperaturniveau im Desorber (bzw. Generator) von der Wärmequelle auf und gibt Wärme nach der Druckerhöhung im Absorber bei deutlich höherem Temperaturniveau an die Wärmesenke wieder ab. Die für die Temperaturanhebung notwendige Druckerhöhung erfolgt mittels eines elektrisch angetriebenen Kompressors und einer: Lösungsmittelpumpe.
Hybrid-Wärmepumpen eignen sich besonders für die Hochtemperaturanwendung, da durch den Einsatz des Lösungsmittels die Drucklagen für die geforderten Temperaturniveaus deutlich gesenkt werden können.

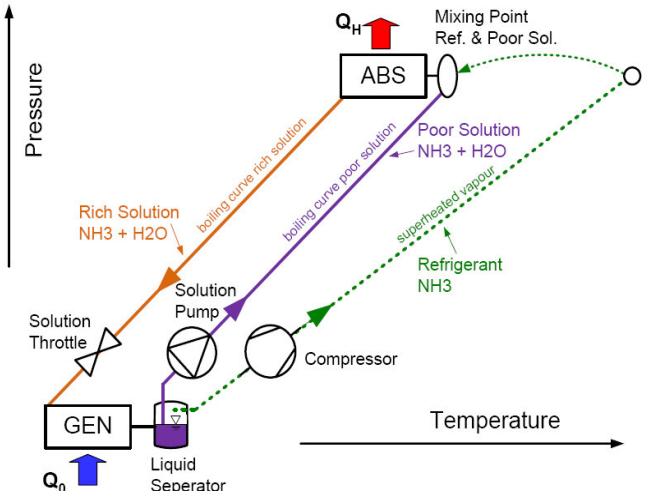


Abbildung 23: Schematische Darstellung einer Hybrid-Wärmepumpe /IWT/

Transkritische CO_2-Wärmepumpen eignen sich besonders für Anwendungen, bei denen ein großer Temperaturgleit der Wärmesenke benötigt wird, wie z.B. bei der Warmwasserversorgung, wo ca. 15°C warmes Wasser auf über 60°C erhitzt wird (vgl. Rieberer, 1998). Im Falle der hier verfolgten Anwendung wird der Temperaturgleit der Wärmesenke nur ca. 10 K betragen, wodurch der Einsatz einer CO_2-Wärmepumpe weder technisch noch wirtschaftlich sinnvoll erscheint.

Vergleich der erzielbaren Effizienzen und Kältemitteleigenschaften für unterschiedliche Wärmepumpensysteme

Wie bereits erwähnt, je höher der COP_H desto weniger elektrische Antriebsleistung wird benötigt und desto weniger CO_2-Emissionen fallen an, um die gleiche Wärmemenge bereit zu stellen. Der COP_H hat auch maßgeblichen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit der Wärmepumpe, da mit steigender Leistungszahl bzw. Arbeitszahl die Betriebskosten der Anlage sinken.

In diesem Projekt wurden die zu erwartenden Werte für COP_H einerseits aus Herstellerangaben und andererseits via Simulation ermittelt (siehe Tabelle 3). Um die zu erwartenden COPs unterschiedlicher Anlagen und Kältemittel vergleichen zu können, wurden für folgende Wärmepumpensysteme eigens Simulationsmodelle mittels der Software „Engineering Equal Solver“ (EES, 2010) erstellt:

→ **Kompressions-WP für R134a, R245fa, R600a, R717 und R718**

- 1-, 2-stufige & Economizer-Schaltung
- Add On-WP

→ **Hybrid-WP mit NH3/H2O (1- bzw. 2-stufige Verdichtung mit Lösungsmittelwärmetauscher)**

Diese Modelle basieren auf Massen- und Energiebilanzen, wobei der insentrope und der volumetrische Wirkungsgrad der Kompressoren in Abhängigkeit des jeweiligen Druckhubes abgebildet wurden.

In Abbildung 24 ist dazu beispielhaft der Kreislauf einer Add On-WP und in Abbildung 25 eine WP in kaskadischer Ausführung inkl. Kaltwassersatz im t/h – Diagramm für **R134a** gem. Simulation dargestellt. Die Kondensationstemperatur des Kaltwassersatzes ist jeweils 45°C. Lt. Simulation beträgt der COP_H einer ADD ON–WP mit R134a 4,9 und ist bei denselben Temperaturniveaus (t_h = 75°C und t_0 = 45°C) höher als bei einer mit R134a betriebenen WP in kaskadischer Ausführung (COP_H = 3,6). Grund dafür ist, dass der Saugdruck in der Add On-WP höher ist, da das Kältemittel vom Add On-Kompressor direkt angesaugt wird und keine Temperaturdifferenz zwischen Wärme abgebendem und aufnehmendem Kältemittel notwendig ist. Dadurch kann das Temperaturniveau der Abwärme des Kaltwassersatzes besser ausgenützt werden und der notwendige Temperaturhub ist geringer als bei einer kaskadischen Ausführung, vergleiche Abbildung 24 mit Abbildung 25.

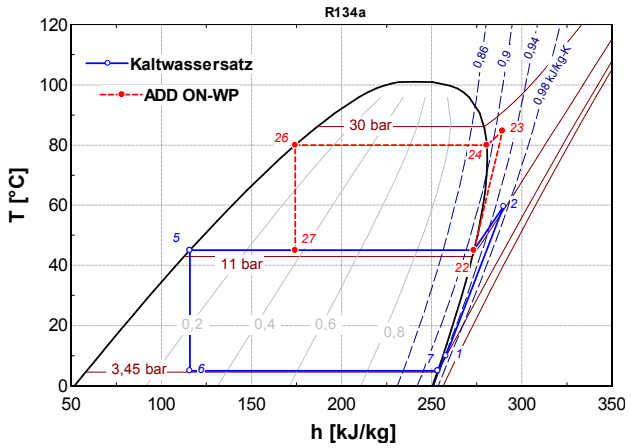


Abbildung 24: t/h – Diagramm der Kreisläufe des Kaltwassersatzes (blau) und der Add On –WP (rot) /IWT/

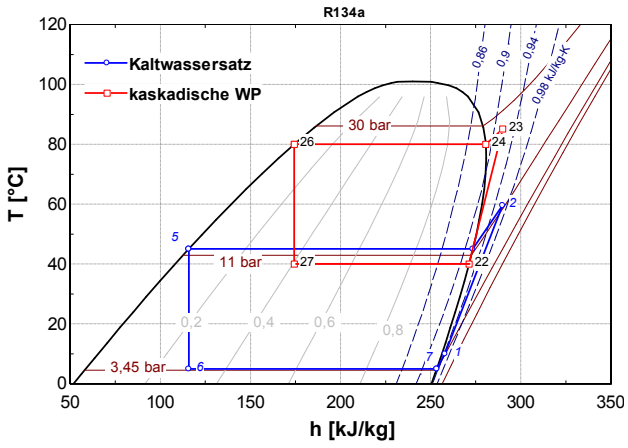


Abbildung 25: t/h – Diagramm der Kreisläufe des Kaltwassersatzes (blau) und der kaskadischen WP (rot) /IWT/

Trotz der hohen Leistungszahl der Add On-WP birgt diese Variante auch folgende techn. Problemstellungen:

- Da auch der bestehende Kaltwassersatz mit R134a betrieben werden muss, sinkt aufgrund der kleineren volumetrischen Kälteleistung von R134a verglichen mit R22 die maximale Kälteleistung der Anlage um ca. 30%.
- Zwei Sammler sind notwendig, da der Kaltwassersatz aus zwei Kältekreisen besteht.
- Besondere Aufwendungen sind vorzusehen, um Ölverschleppungen zu vermeiden.
- Die Anlagenkomplexität steigt und die Regelung muss überarbeitet werden.
- Aufgrund der Komplexität dürften die Kosten für den Umbau (Peripherie) teurer als bei einer Kaskade sein.

Daher hat sich das Projektkonsortium tendenziell für eine Hochtemperatur-WP in kaskadischer Ausführung entschieden.

An **Kältemittel** von Wärmepumpen werden zahlreiche Anforderungen gestellt. Einige der Eigenschaften sprechen für oder gegen das eine oder andere Kältemittel, weshalb die Auswahl des geeigneten Kältemittels meist einen Kompromiss darstellt. Vor allem für die industrielle Anwendung eignen sich nur wenige Kältemittel.

Die s.g. volumetrische Kälteleistung (q_0) hat vor allem Auswirkung auf die Anlagengröße und damit auf den Anschaffungspreis der Anlage. Günstig ist eine hohe volumetrische Kälteleistung, die bei einer hohen spez. Kondensationswärme sowie eine große Dichte am Verdichtereintritt gegeben ist. Abbildung 26 zeigt die vol. Kälteleistungen relevanter Kältemittel in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur. Ein Sinken der volumetrischen Kälteleistung geht mit dem Verlassen des 2-Phasen-Gebietes einher. Das Ende der Kurven ist durch die kritische Temperatur des jeweiligen Mediums bestimmt.

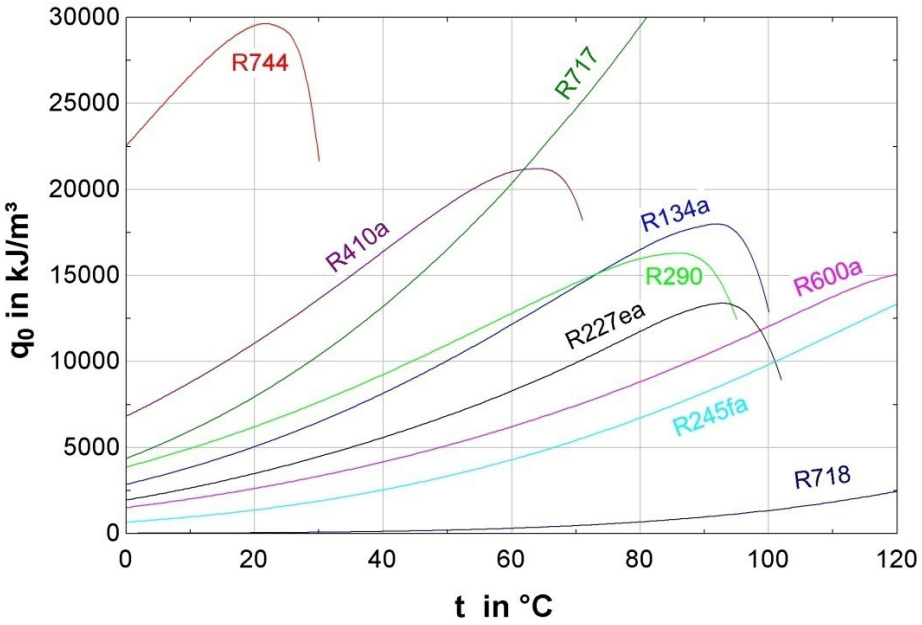


Abbildung 26: Volumetrische Kälteleistung verschiedener Kältemittel (vgl. Hoff, 2011) /IWT/

Besonders die Drucklage für den jeweiligen Temperaturbereich ist ein wichtiges Kriterium bei der Auswahl des Kältemittels. Einerseits soll ein Unterdruck (unter Atmosphäre) vermieden werden, da sonst Fremdgas (Luft, Wasserdampf) durch Undichtigkeiten in den Kreislauf gelangen kann. Andererseits soll der maximale Betriebsdruck, also der Hochdruck, aus Festigkeitsgründen nicht zu hoch sein. Auch das Druckverhältnis sollte möglichst niedrig sein, da der isentrope Wirkungsgrad und der Liefergrad der Verdichter (z.B. Kolbenverdichter) mit zunehmenden Druckverhältnissen abnehmen.

Auch die Verdichtungsaustrittstemperatur ist bei der Auswahl mit entscheidend. Denn, wie bereits erwähnt, ist bei zu hoher Verdichtungsaustrittstemperatur die Stabilität des Schmieröles nicht mehr gegeben.

Lt. Tabelle 3 eignen sich für die hier diskutierte Anwendung hinsichtlich des zu erwartenden COPs besonders die Kältemittel **R718 (Wasser)** und **R717 (Ammoniak)**. Beides sind natürliche Kältemittel und weisen kein Treibhausgaspotential (GWP - Global Warming Potential[6]) auf. Wasser kommt aber aufgrund der ungünstigen Drucklage und der sehr geringen volumetr. Kälteleistung für diese Anwendung nicht in Frage. Aufgrund der Toxität und der Brennbarkeit von Ammoniak ist die Aufstellung dieser Anlagen mit gewissen Auflagen verbunden. In der benötigten Leistungs- und Temperaturklasse (hohe Drucklage) wurden keine WP-Hersteller gefunden.

R245fa (Pentalfluarproan) ist ein Hochtemperaturkältemittel und eignet sich hinsichtlich Drucklage und Effizienz besonders für diesen Temperatureinsatzbereich. R245fa hat jedoch eine geringe volumetr. Kälteleistung und ein hohes GWP. Es konnte keine am Markt erhältliche Anlage für diese Anwendung eruiert werden.

R600a (Isobutan) hat einen geringen GWP und kein Ozonabbaupotential und weist für diesen Temperaturbereich sehr gute thermodynamische Eigenschaften auf. Jedoch werden aufgrund der leichten Entflammbarkeit von R600a meist nur sehr kleine Anlagen mit geringen Füllmengen betrieben.

R134a (Tetrafluorethan: CH2F-CF3) findet Anwendung bei Kondensationstemperatur bis ca. 85°C. Es ist nicht brennbar oder giftig und hat kein Ozonabbaupotential. Jedoch weist R134a ein sehr hohes GWP auf, weshalb Leckagen bei Anlagen mit diesem Kältemittel aus ökologischer Sicht vermieden werden sollten.

Eine **Hybrid-Wärmepumpe**, mit dem Arbeitsstoff Ammoniak-Wasser (**NH3-H2O**) eignet sich für diesen Temperaturbereich, da die Drucklage je nach Konzentration im Lösungskreislauf variiert werden kann.

Im Zuge des vorliegenden Projektes wurden verschiedene Simulationsmodelle für Hybride-Kreisläufe mit zusätzlichen Lösungsmittelwärmetauschern (Osenbrück-Cycle vgl. Nordtvedt, 2005) erstellt.

Beispielhaft für diese durchgeführten Untersuchungen sind in Abbildung 28 Simulationsergebnisse zum erwartenden COP_H sowie dem Hochdruck (p_{high}) eines 1-stufigen Osenbrück-Cycle (vgl. Abbildung 27) mit dem Arbeitsstoff NH3-H2O in Abhängigkeit des spezifischen Lösungsumlaufs (f – Verhältnis aus Lösungs- zum Kältemittelmassenstrom) für die geforderten bzw. gegebenen Temperaturniveaus der hier

6 Das GWP (Global Warming Potential) ist ein Maß für die Treibhauswirksamkeit eines Gramms des Kältemittel in der Atmosphäre im Bezug zu 1 g $C0_2$. Das GWP wird bezogen auf einen Vergleichszeitraum (meist 100 Jahre) angegeben.

verfolgten Anwendung dargestellt. Wie aus Abbildung 28 ersichtlich ist, kann eine Hybrid-Wärmepumpe die Hochdrucklage durch Variation des spezifischen Lösungsumlaufs anpassen.

Es wurde weiters ein Hersteller von Hybrid-WP aus Norwegen kontaktiert, um die Simulationsergebnisse mit COP-Werten von realen Anlagen zu vergleichen. Der Hersteller bietet jedoch für den geforderten Leistungsbereich keine Anlagen an.

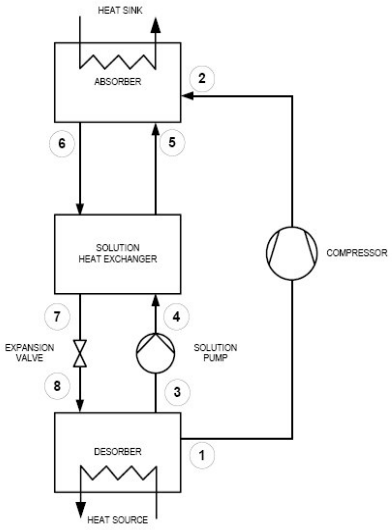


Abbildung 27: Fließschema einer Hybrid-WP (Osenbrück-Cycle vlg. Nordtvedt, 2005)

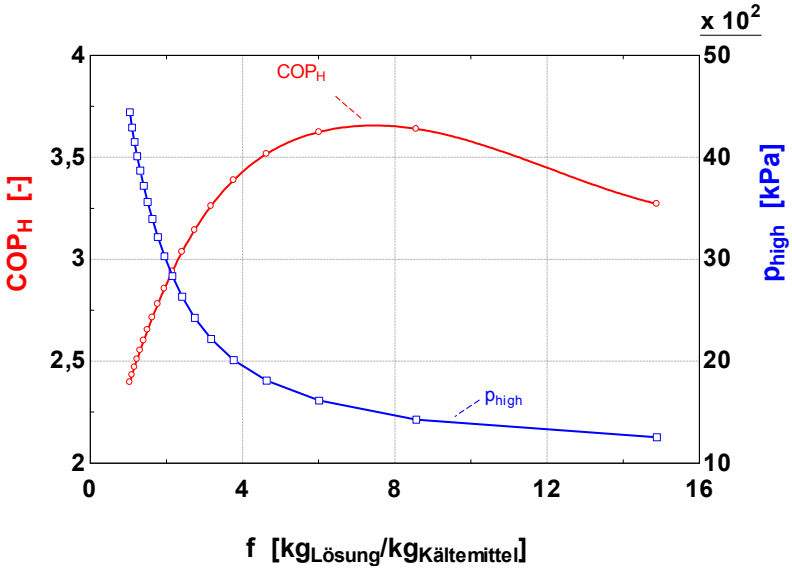


Abbildung 28: Simulationsergebnisse - COP_H & p_{high} vs. f für eine Hybrid-Wärmepumpe (Osenbrück-Cycle) @ plow = 2 bar, $t_{source,ex}$ = 40°C, $t_{sink,ex}$ = 85°C /IWT/

Tabelle 3: Kätemittelübersicht (h – Herstellerangabe, andere via Simulation)

		COP_H	p_sat(80°C)	GWP	Giftig	Brennbar
Anlage	**Kältemittel**	*[-]*	*[bar]*	*[kg_{CO2-eq}/kg]*	*[-]*	*[-]*
ADD ON	***R134a***	4,9	27,5	1300	Nein	Nein
KASKADE	***R134a***	3,6 (h)	27,5	1300	Nein	Nein
KASKADE	***R245fa***	4,2	8,3	950	gering	Nein
KASKADE	***R600a***	4,0	13,8	3		Ja
KASKADE	***R717***	4,3	43	0	Ja	Ja
KASKADE	***R718***[7]	4,4	0,5	0	Nein	Nein
KASKADE	***NH3-H2O (Hybrid-WP)***	3,8 (h)	variabel	0	Ja	Ja

Lieferantenrecherche:

Lieferanten für potentielle Hochtemperatur-WP im geforderten Temperatur- und Leistungsbereich wurden erhoben und tlw. kontaktiert. Dazu wurden die Marktrecherchen über Hersteller von Industriewärmepumpen von Lambauer et al. (2008), Pecka (2011) und Sironi (2009) in diesem Projekt aktualisiert und ergänzt.

[7] Sehr geringe volumetrische Kälteleistung (nur 1/120 von R717) und Unterdrücke

Meist werden „maßgeschneiderte“ Wärmepumpen im größeren Leistungsbereich (von 300 kW bis 1500 kW_{th}) angeboten. Wie die Recherche zeigte, bieten für Nutztemperaturen über 80°C nur sehr wenige Hersteller Wärmepumpen für eine Wärmesenkenleistung von ~ 70 kW an. Deshalb wurden nur folgende Wärmepumpenlieferanten kontaktiert bzw. von ihnen Angebote eingeholt:

→ ***Fa. Hybrid Energy* – Hersteller von Hybrid-Wärmepumpen aus Norwegen:**

- Nach mehreren Telefonaten wurde für den geforderten Leistungsbereich keine Anlage angeboten, da diese lt. Fa. Hybrid Energy nur schwer wirtschaftlich darstellbar ist.

→ ***Fa. Emerson Climate Technologies GMbH* - Hersteller bzw. Anbieter von Wärmepumpen, Kälte- & Klimatechnik für Industrie, Gewerbe und Wohnbauten:**

- Für diesen Leistungs- und Temperaturbereich wurde keine passende Anlage angeboten werden.

→ ***Fa. Frigopol* – österreichischer Hersteller von Wärmepumpen und Kältemaschinen für Industrie, Gewerbe und Wohnbauten:**

- Im Zuge eines Treffens wurden der Fa. Frigopol die Betriebsbedingungen für die benötigte Wärmepumpe erläutert. Jedoch konnte für die geforderten Temperaturniveaus keine Anlage angeboten werden.

→ ***Fa. Johnson Controlls* – u.a. Hersteller von Wärmepumpen und Kältemaschinen für Industrie, Gewerbe und Wohnbauten:**

- Für diesen Leistungs- und Temperaturbereich konnte keine passende Anlage angeboten werden.

→ ***Fa. Cofely* – Hersteller von Kompressionskältemaschinen und Wärmepumpen aus Österreich:**

- Eine Kompressions-WP mit dem Kältemittel R134a wurde für die vorliegende Anwendung angeboten. Diese Firma führt auch die Kältemittelsubstitution für den bestehenden Kaltwassersatz durch. Weiters bestünde auch die Möglichkeit einer Add On–WP von Cofley zu beziehen, wobei der Anschaffungspreis fast identisch mit jener der geschlossenen Kompressions-WP ist.

3.3.4 Umsetzungs- und Einbindungskonzept

Die Einbindung der Wärmepumpe soll einen einwandfreien und effizienten Betrieb mit hohen Volllaststunden ermöglichen, damit die Umsetzung auch wirtschaftlich darstellbar ist. Dazu muss das verfügbare Abwärmepotential zur Gänze genutzt werden, weshalb stets auf die Gleichzeitigkeit von Angebot und Bedarf geachtet werden muss.

Beim Vergleich verschiedene Umsetzungskonzepte wurden neben techn., auch ökologische und ökonomische Kriterien zur Bewertung herangezogen.

Wärmequellenseitige Einbindung

In Abbildung 29 sind zwei mögliche Varianten zur Koppelung der Hochtemperatur-WP mit dem bestehenden Kaltwassersatz dargestellt. Im oberen Teil der Abbildung 29 ist die Hochtemperatur-WP als Add On-WP integriert und im unteren Teil kaskadisch.

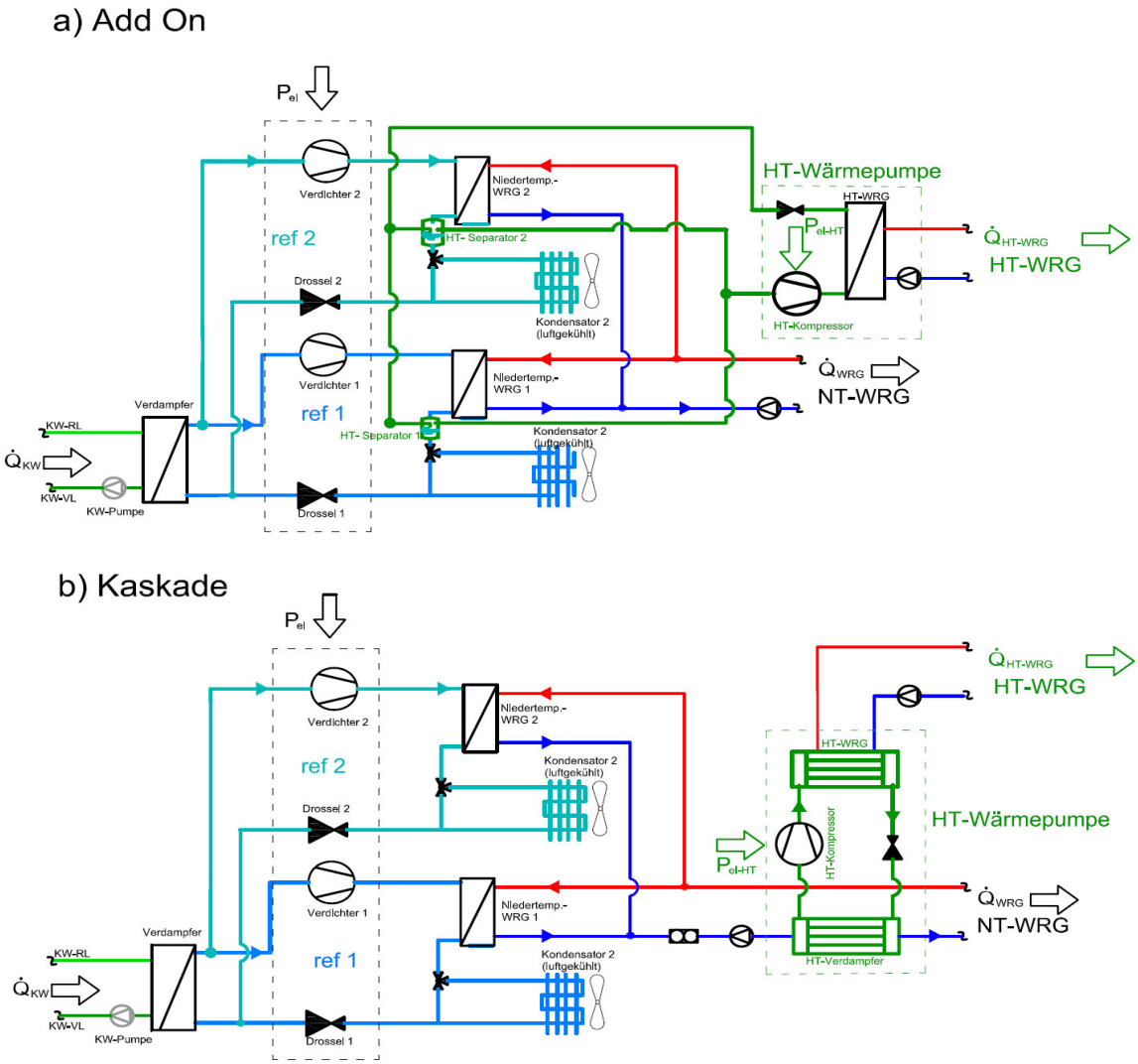


Abbildung 29: Vorschläge für die Einbindung der HT-WP - Anlagenschemata: a) Add On – WP bzw. b) HT-WP in Kaskadenschaltung (im Rücklauf der Niedertemp.-WRG) /IWT/

Im Falle einer kaskadischen Einbindung der Hochtemperatur-WP für die Wärmerückgewinnung würde diese nicht über eine übliche Verdampfer/Kondensator-Einheit mit dem Kaltwassersatz gekoppelt werden, sondern der Verdampfer der Hochtemperatur-WP würde im bestehenden Rücklauf der NT-WRG Schiene integriert werden. Folgende Gründe sprechen für dieses Konzept im Vergleich zur konventionellen Kaskadenschaltung:

- Besteht kein Bedarf an Hochtemperaturwärme aber Bedarf an Kaltwasser kann die Abwärme des Kaltwassersatzes stets in der NT-WRG genutzt und/oder im Luftkondensator abgeführt werden.

- Die bestehenden Wärmetauscher der NT-WRG sind, wie bereits erwähnt, ursprünglich auf eine Wärmetauscherleistung von 208 kW (max. Abwärmeleistung) ausgelegt worden. Damit sind diese Wärmetauscherflächen mehr als ausreichend groß, um sowohl die Wärmeleistung für die NT-WRG (lt. Messungen durchschnittlich 10 kW) als auch für die WRG mittels Hochtemperatur-WP (lt. Messungen durchschnittlich ca. 70 kW) zu übertragen.
- Der Kaltwassersatz kann bis auf die Substitution des derzeit verwendeten Kältemittels bestehen bleiben. Dadurch sind notwendige Änderungen für das bestehende System bei dieser Variante sehr gering, was vor allem wirtschaftliche Vorteile mit sich bringt.

Wie bereits erwähnt, sprechen einige technische Herausforderungen, wie Öl-Verschleppungen, der regelungstechnische Aufwand und die Reduktion der maximalen Kälteleistung des Kaltwassersatzes um ca. 30% gegen die Add On-Variante mit R134a. Weiters ist die Add On-Schaltung im Vergleich zur Kaskadenschaltung auch aus wirtschaftlicher Sicht im Nachteil. Trotz des annähernd gleichen Anschaffungspreises beider Varianten mit dem Kältemittel R134a, sind die Kosten für den aufwendigeren Umbau (Peripherie) zur Integration der Add On-WP wesentlich höher als bei der Kaskade.

Wärmesenkenseitige Einbindung

Neben der Verfügbarkeit der Wärmequelle hat auch die „Verfügbarkeit“ der Wärmesenke Einfluss auf die Volllaststunden der Hochtemperatur-WP. Denn nur wenn auch gleichzeitig Heizwärmebedarf besteht, kann das verfügbare Abwärmepotential voll genutzt werden. Ein entsprechender Wärmespeicher könnte die Diskrepanz zwischen Anbot und Nachfrage temporär ausgleichen, welcher aber mit zusätzlichen Investitionskosten verbunden wäre.

Abbildung 30 zeigt das Verteilerschema der bestehenden Heizzentrale der Fa. Assmann, in welchem auch die maximalen und durchschnittlichen Heizleistungen sowie Vor- und Rücklauftemperaturen der einzelnen Verbraucherkreise angeführt sind. Diese Daten stammen aus bereits durchgeführten Messungen aus einem Vorgängerprojekt (siehe Mauthner, 2009).

Ursprünglich sollte die Hochtemperatur-WP zur Wärmeversorgung in den Galvanikbädern genutzt werden. Nach weiteren Untersuchungen bzgl. der Einbindung in die bestehende Heizungshydraulik hat sich gezeigt, dass es energetisch und wirtschaftlich am sinnvollsten wäre, den primären Rücklauf der Heizzentrale als Wärmesenke für die Hochtemperatur-WP zu nutzen. Lt. den vorhandenen Messdaten (Mauthner, 2009) betrug die primärseitige durchschnittliche Heizleistung in der gemessenen Heizperiode 1714 kW (max. 6350 kW). Aufgrund dieses großen Bedarfs an Heizleistung im Verhältnis zur Wärmeleistung der Hochtemperatur-WP (max. 250 kW) könnte die Wärmepumpe auch ohne Speicher in den Rücklauf integriert werden. Vor allem da mehrere Verbraucher vom Verteiler versorgt werden, dürfte stets ein oder mehrere Abnehmer Bedarf an der Nutzwärme der Hochtemperatur-WP haben.

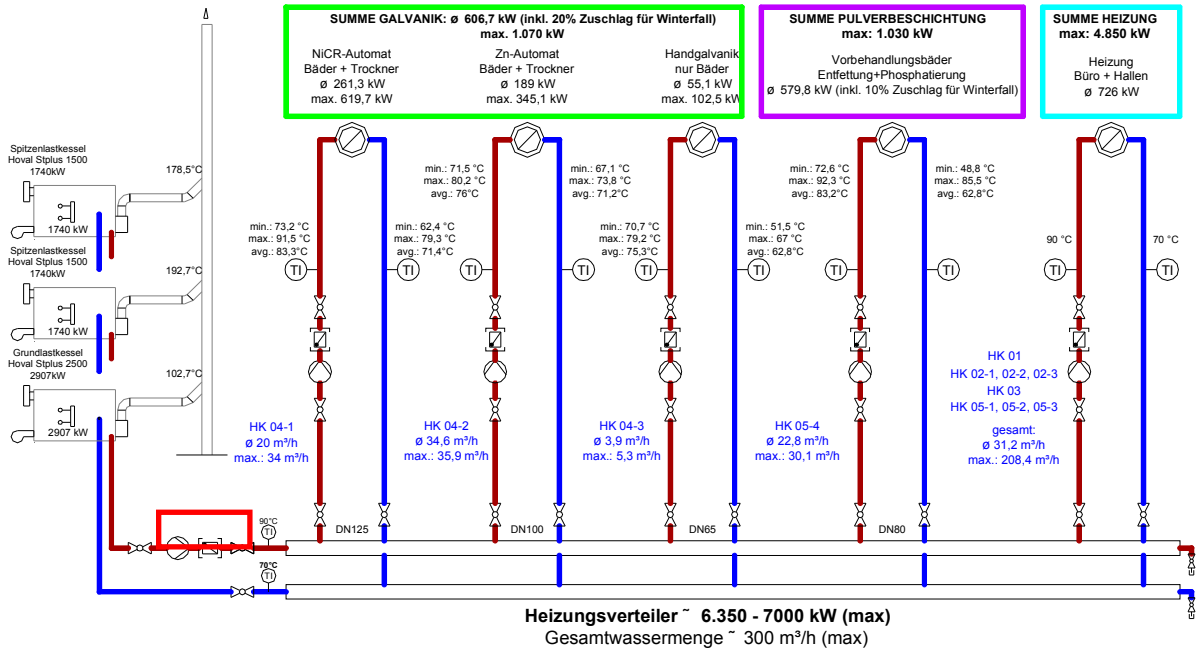


Abbildung 30: Verteilerschema Heizzentrale Bestand, Fa. Assmann Ladenbau (Mauthner, 2009)

Ein weiterer Grund, der für die Einbindung in den primären Rücklauf der Heizzentrale spricht, ist das relativ konstante und niedrige Temperaturniveau, das lt. den Messdaten (Mauthner, 2009) im Durchschnitt bei ca. 77,5°C liegt. Neben dem Heizwärmebedarf für die Auslastung der Hochtemperatur-WP, begünstigt ein möglichst tiefes Temperaturniveau der Wärmesenke die Effizienz der Anlage - je tiefer desto günstiger.

Technische Bewertung

Unter Berücksichtigung aller o.a. Vor- und Nachteile hat sich das Konsortium darauf geeinigt, dass hinsichtlich der technischen Umsetzbarkeit einer Hochtemperatur-WP eine mit R134a betriebene Kompressions-Wärmpumpe in kaskadischer Ausführung, wie in Abbildung 29 b dargestellt, am aussichtsreichsten ist. Wie bereits beschrieben, soll der Verdampfer dieser R134a Wärmpumpe im Rücklauf der bestehenden NT-WRG des Kaltwassersatzes und der Kondensator im primären Kesselrücklauf in der Heizzentrale eingebunden werden.

Ein maßgeblicher Grund der für diese Variante spricht, ist, dass ein nationaler WP-Hersteller, der auch Erfahrung mit dem bestehenden Kaltwassersatz hat, eine entsprechende Anlage in diesem Temperatur- und Leistungsbereich anbietet. Gegen eine Add On-WP sprechen vor allem die aufwändige Regelung, mögliche Öl-Verschleppungen, sowie die einhergehende Reduktion der Kälteleistung des Kaltwassersatzes bei einer Umrüstung auf R134a.

Wirtschaftlichkeitsanalyse

Wirtschaftliche Kriterien wurden zur Entscheidung für/gegen die Umsetzung der Hochtemperatur-WP herangezogen. Dazu wurde eine Wirtschaftlichkeitsanalyse mittels dynamischer & statischer Amortisationsrechnung auf Basis der zuvor erhobenen Daten durchgeführt. Weitere notwendige

Rahmenbedingungen, wie Strom- und Gaspreise, Energiepreissteigerungsfaktoren, Inflationsrate und Zinssätze für Annuitäten wurden von der Fa. Assmann Ladenbau GmbH bekanntgegeben.

Zu den Anschaffungskosten für die Wärmepumpe wurden Peripheriekosten (zusätzliche Planungs- und Installationskosten und bauliche Aufwendungen, wie Fundament etc.) im Ausmaß von 50% des Anschaffungspreises der Wärmepumpe mit berücksichtigt. Bei den Kalkulationen wurde eine Förderung der Wärmepumpe inkl. Peripherie durch die Kommunal Kredit (KPC) der umweltrelevanten Kosten stets mitberücksichtigt. Des Weiteren wurden auch nicht geförderte Projektierungskosten gemäß der Fa. Assmann berücksichtigt

Keine Investitionskosten oder Abschreibungen wurden für den zum Vergleich herangezogenen bestehenden Gaskessel berücksichtig, da dies keine Ersatzinvestition darstellt, sondern dieser als „Back-up" System im Betrieb genutzt werden soll. Damit sind beim Referenzwärmeerzeuger Gaskessel ausschließlich Energiekosten ausschlaggebend.

→ a) Hochrechnung der zu erwartenden Volllaststunden

Auf Basis der Vorort erhobenen Kaltwassersatz-Messdaten (vom 29.06 bis 4.7.2011) und der Auswertung der Aufzeichnung der Schweißautomaten-Maschinenstunden wurde die verfügbare Abwärmeleistung der Wärmequelle auf ein Jahr hochgerechnet, um in weiterer Folge die zu erwartenden Volllaststunden der HT-Wärmepumpe zu ermitteln.[8]

Aufgrund der relativ kurzen Messdauer (1 Woche) und der unterschiedlichen Auslastung der Schweißautomaten sind die Ergebnisse dieser Hochrechnung jedoch mit gewissen Unsicherheiten behaftet. Weiteren Einfluss auf die Qualität der Hochrechnung könnte auch die Außenlufttemperatur durch jahreszeitliche Schwankungen haben.[9] Die Volllast-Betriebsstunden wurden wie folgt hochgerechnet:

1. Aus dem Datensatz der Messung vom 29.06 bis 4.7.2011 wurden die Energien des Kaltwasserbedarfs, der NT-WRG und des elektrischen Antriebs des Kaltwassersatzes ermittelt.
2. Die Kaltwasserenergie wurde auf die Maschinenstunden der Schweißgeräte bezogen. Mit Hilfe dieses ermittelten Umrechnungsfaktors (kWh_{th}/M.-Std) wurde die jährliche Kaltwasserenergie für den Zeitraum ab 2007[10] berechnet.
3. Aus der elektrischen Energieaufnahme des Kompressors 2 wurden mit einer angenommenen Volllastleistung von 26 kW die Volllast-Betriebsstunden des Kaltwassersatzes für die drei vermessenen Werktage berechnet.
4. Aus den Betriebsstunden des Kaltwassersatzes und den Maschinenstunden der Schweißgeräte wurde für die drei Werktage ein Umrechnungsfaktor ermittelt und damit weiter die Volllast-Betriebsstunden des Kaltwassersatzes für den Zeitraum ab 2007, siehe Tabelle 4.

[8] Unter der Voraussetzung, dass es stets einen Abnehmer für die Wärme der HT-WP gibt (unendlich große Wärmesenke).

[9] Nur dann, wenn die Leistung der Wärmerückgewinnung von der Umgebungstemperatur beeinflusst wird.

[10] Da ab diesem Zeitpunkt Aufzeichnungen über die Maschinenstunden verfügbar waren und ein aussagekräftigerer Durchschnittswert für die Hochrechnung der zukünftigen Auslastung der Schweißautomaten pro Jahr geben ist.

Tabelle 4: Zusammenhang zwischen Volllaststunden der Schweißautomaten und des Kaltwassersatzes

Jahr	Maschinenstunden Schweißautomaten	Volllast-Betriebsstunden Kaltwasser-Satz	Maschinenstd.-Schweißautomaten zu Maschinenstd.-Kaltwassersatz
2007	10.450	6.737	1,55
2008	7.693	4.960	1,55
2009	7.553	4.869	1,55
2010	5.821	3.753	1,55
Jan-Jun 2011	2.861	1.844	1,55
Durchschn.	**6.866**	**4.757**	**1,55**

Es ergibt sich ein Umrechnungsfaktor von 1,55 M-Std. Schweißgeräte / M-Std Kaltwasser-Satz und damit eine durchschnittliche Auslastung des Kaltwassersatzes von 4.800 Volllaststunden/Jahr.

→ b) Amortisationszeit

In Tabelle 5 sind die Basisdaten der **statischen Amortisation**srechnung dargestellt. Die Hochtemperatur-WP dürfte sich gemäß diesen Rahmenbedingungen in **weniger als 6 Jahren** (statisch) amortisieren.

Unter Berücksichtigung der Lebensdauer der Wärmepumpe von 15 Jahre und einem kalkulatorischen Zinsfuß von 5%, einer für diesen Zeitraum angenommenen Inflation von 3% p.a. und einer Gaspreis- und Strompreissteigerung von 5 und 3% p.a. ergibt sich eine **dynamische Amortisationszeit von 6,8 Jahren.**

→ c) Wärmegestehungskosten

Mit den in Tabelle 5 aufgelisteten Basisdaten und den o.a. dynamischen Kostenfaktoren betragen die Wärmegestehungskosten für die Hochtemperatur-Wärmepumpe 4,8 Cent/kWh. Im Vergleich dazu kostet eine kWh_{th} mit dem bestehenden Gaskessel 7,2 Cent (ohne Berücksichtigung von Investitionskosten bzw. Abschreibungen für den Gaskessel). Pro Jahr wäre dadurch eine Kostenersparnis von über 9.000 € möglich.

→ d) Sensitivitätsanalyse

Um den Einfluss einzelner Parameter zu quantifizieren wurden Sensitivitätsanalysen durchgeführt, da wirtschaftliche Analysen im Energiesektor z.T. auf Vorhersagen, wie z.B. der Entwicklung der Energiepreise beruhen und damit mit einer gewissen Unsicherheit verbunden sind. Mittels dieser Variationsrechnungen lässt sich der Einfluss der Annahmen bestimmen.

Abbildung 31 zeigt die Sensitivitätsanalysen der statischen Amortisationszeit. Daraus ersichtlich ist, dass der Gaspreis den größten Einfluss auf die wirtschaftliche Darstellung der Wärmepumpe hat. Würde der Gaspreis um 50% steigen, würde sich diese Wärmepumpenanwendung in weniger als 3 Jahren

amortisieren. Aber auch der COP der Wärmepumpe, der Strompreis und die Auslastung beeinflussen die Amortisationszeit erheblich. Lt. Sensitivitätsanalyse würde sich die Wärmepumpe mit einem COP von 2,3 innerhalb der Lebensdauer nicht rechnen.

Besonders der Wirkungsgrad des zum Vergleich herangezogen Gaskessels hat einen gravierenden Einfluss auf die Amortisation.

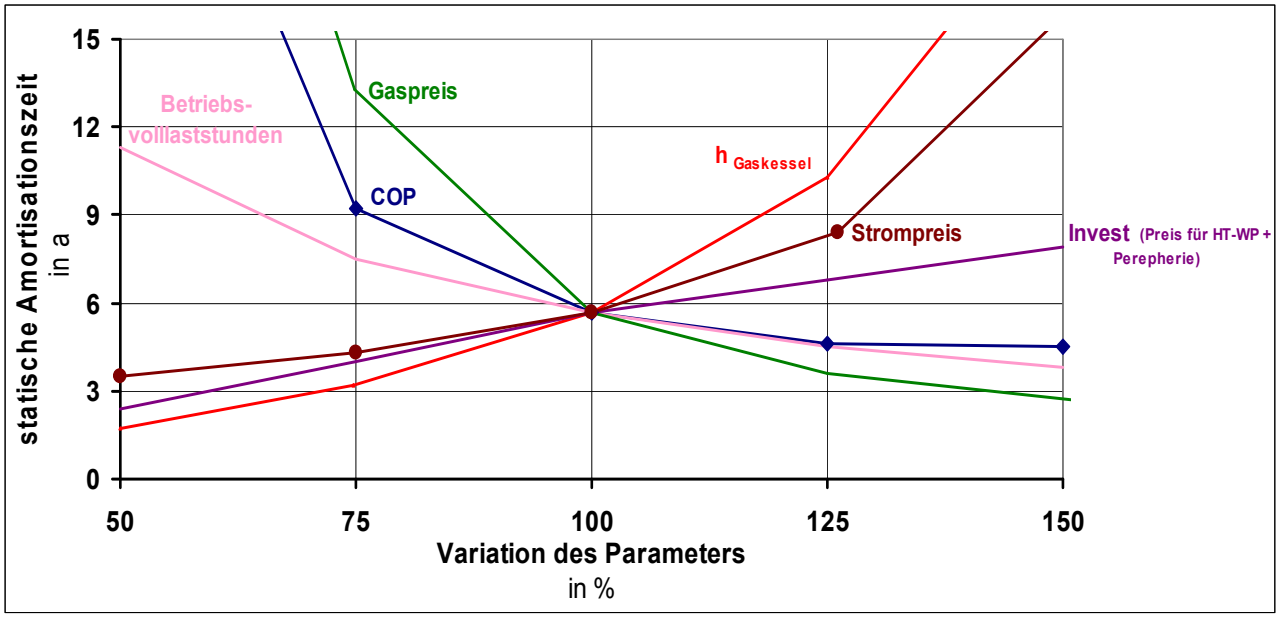


Abbildung 31: Sensitivitätsanalyse der statische Amortisationszeit der Hocttemperatur-Wärmepumpenapplikation @ Fa. Assmann in Leibnitz – Basiswerte in Tabelle 5 /IWT/

Ökologische Analyse

Hinsichtlich der ökologischen Relevanz könnte durch die Einbindung der Hochtemperatur-WP und der daraus folgenden Erdgassubstitution **über 60 Tonnen an CO2-Emissionen pro Jahr eingespart werden** (siehe Tabelle 5). Dieser Wert hängt neben der erreichbaren Effizienz der Wärmepumpe besonders vom standortspezifischen Emissionsfaktor für Strom ab. Für diese Ermittlung wurde der von der KPC (siehe Tabelle 5) vorgeben Wert, der zur Ermittlung der förderbaren umweltrelevanten Kosten verwendet wurde, herangezogen.

Tabelle 5: Statische Amortisationsrechnung & CO_2-Reduktion pro Jahr der HT-WP

Kursiv = Eingabe
andere Werte werden berechnet

12.11.2011 Institut für Wärmetechnik

Institute of Thermal Engineering
TU Graz
Graz University of Technology

Statisch Armortisationszeit

				Anmerkungen:
durchschnittlich verfügbare Abwärmeleistung		*kW*	***75***	*lt. Projektmeeting vom 07.10.2011*
Heizleistung verfügbar duch WP		kW	103	
Betriebsstunden		*h/a*	***4000***	*lt. Projektmeeting vom 07.10.2011*
Heizenergie pro Jahr		kWh/a	411111	
Gaspreis		*Euro/kWh*		*lt. Assmann*
Strompreis		*Euro/kWh*		*lt. Assmann*
Energiekosten - Gaskessel				
Wirkungsgrad Gaskessel			***0,85***	*lt. Projektmeeting vom 07.10.2011*
Eneriepreis Gas pro Jahr (statisch)		Euro/a	20870	
Energiekosten - Wärmepumpe				
COP fürs Heizen			***3,7***	*lt. Anbot Fa. Cofely vom 12.10.2011*
Energiepreis Strom pro Jahr (statisch)		Euro/a	11667	
Preis WP		***Euro***	***40000***	*lt. Anbot Fa. Cofely vom 12.09.2011*
Zusätzlich (Installation, Fracht, Fundament…)		***Euro***	***20000***	*lt. Projektmeeting vom 07.10.2011*
Preis HT WP Gesamt		Euro	60000	
Spezifischer Preis		Euro/kWth	584	
nicht geförderte Projektierungskosten				
		€	***10000***	*Abzuklären mit Ökoplan*
Föderung der Investkosten lt. KPC (Umweltrelevantekosten max. 1500€ pro tonne CO2-einsparung pro Jahr)				
Umweltrelvante Kosten	91764,71	Euro		*lt. Telefonat mit KPC vom 12.10.2011*
WP	***30%***	Euro	12000	*lt. Telefonat mit KPC vom 12.10.2011*
Peripherie	***30%***	Euro	6000	*lt. Telefonat mit KPC vom 12.10.2011*

Investitionskosten für die Wärmepumpe abzgl. KPC-Förderung		**Euro**	**42000,00**
zusätzlich Kosten	**nicht geförderte Projektierungskosten**	**Euro**	**10000,00**
Ersparnis pro Jahr (statisch)		**Euro/a**	**9203,27**
Statische Amortisation		**Jahre**	**5,7**

CO2-Relevanz

spezifische Emissionen:				
	Strommix	g_CO2/kWh_el	*320*	*Werte lt. KPC - Fr. Preisegger*
	Erdgas	g CO2/kWh_ch4	*200*	*Werte lt. KPC - Fr. Preisegger*
Wärmepumpe	**C02-Emissione für Wärme WP**	**gCO2/kWh_th**	**86,5**	
bestehnder Gaskessel	**C02-Emissione für Wärme Gaskessel**	**gCO2/kWh_th**	**235,3**	
CO2-Einsparung pro Jahr		**tCO2/a**	**61**	

4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Ergebnisse und Schlussfolgerungen: Stillstandsverhalten von Großsolaranlagen

Obwohl es zur vorzeitigen Einstellung des Projektes gekommen ist, konnten wichtige weiterführende theoretische Untersuchungen zur Beherrschung des Stillstandsverhaltens von thermischen Großsolaranlagen durchgeführt werden:

Aufgrund der Gegebenheiten vor Ort wurde im Gegensatz zum Prototypen aus dem Projekt PROMISE APPLICATION kein Siedekühler entworfen (Wärmeübertragung mittels Filmkondensation innen, Wärmeleitung durch die Rohrwandung parallel angeordneter Fallrohre und Blasensieden außen), sondern ein Rohrwendelwärmeübertrager, in dem zwar ebenfalls innerhalb der Rohrwendel die Kondensation und Abkühlung des Wärmeträgermediums erfolgt, der Wärmeübergang außen allerdings gegen eine ruhende Flüssigkeit stattfindet. Gegenüber dem Konzept des Siedekühlers verringert sich aufgrund des schlechteren Wärmeübergangs an der Außenseite der Rohrwendel der Wärmedurchgangskoeffizient etwa um 25 – 35 %, der mit einer entsprechend größeren Wärmeübertragungsfläche kompensiert werden muss. Dem gegenüber stehen geringere Fertigungskosten, da es sich bei Rohrwendelwärmeübertrager um industriell gefertigte Systemkomponenten handelt, für die ggf. auch Sondermaße ohne großen Mehraufwand hergestellt werden können (Variation von Material, Wendeldurchmesser D, Steigung k, Anzahl der Wendeln n). Zudem entfällt die Abdampfleitung, da es im Sprinklerbecken nur zu einer geringen Temperaturerhöhung kommt, nicht jedoch zu einer Verdampfung. Da es zu keiner Verdampfung an der glatten Oberfläche der Edelstahl Rohrwendel kommt, wird davon ausgegangen, dass die Verkalkung des Wärmeübertragers nur eine untergeordnete Rolle spielt. Anders als beim Siedekühler ist daher kein entkalktes Kühlwasser nötig sondern es muss lediglich sichergestellt werden, dass der Stagnationskühler zu Wartungszwecken absperr- und demontierbar installiert wird.

Im Bedarfsfall kann auf ein „schubladenfertiges“ Stagnationskühlerkonzept inklusive Dimensionierungstool und Konzept zur hydraulisch und regeltechnisch „automatisierten“ Einbindung des Stagnationskühlers als Option des bereits vorhandenen, selbsttätig und energieautark arbeitenden Konzepts zurückgegriffen werden.

Ergebnisse und Schlussfolgerungen: Einbindung einer Hochtemperaturwärmepumpe zur Abwärmenutzung

Obwohl die Hochtemperatur-Wärmepumpe bis dato noch nicht umgesetzt wurde und daher keine Monitoringdaten und Erfahrungen über den Betrieb der Anlage vorhanden sind, können die Ergebnisse dieses Projektes als erfolgreiche Fallstudie herangezogen werden.

Im Zuge des Projekts konnte für eine innerbetriebliche Abwärmenutzung ein Einbindungskonzept für die Wärmepumpe erarbeitet werden, bei der sich diese trotz des relativ geringen Leistungsbereichs von ca. 70 kW_{th} (Wärmequellenleistung) und dem hohen Nutztemperaturniveau von fast 80°C auch wirtschaftlich darstellen lässt. Diese Wärmepumpe könnte sich bereits innerhalb von 7 Jahren (dynamisch)

amortisieren und aus ökologischer Sicht jährlich über 60 Tonnen an CO_2-Emissionen einsparen, weshalb diese Investition hinsichtlich CO_2-Vermeidungskosten besonders interessant wäre.

Im Konkreten sollte nicht genutzte Kondensationsabwärme eines bestehenden Kaltwassersatzes von einem Temperaturniveau von ca. 45°C mittels einer elektrisch betriebenen Hochtemperaturwärmepumpe auf ein nutzbares Temperaturniveau zur Beheizung von Galvanikbecken (Prozesswärme, ca. 80°C) angehoben werden. Die messtechnische Erhebung des zeitlichen verfügbaren Abwärmepotentials über einen repräsentativen Zeitraum zeigte, dass dieses geringer ist als anfänglich vermutet. Denn durchschnittlich sind nur ca. 75 kW gegenüber anfänglich angenommen 200 kW nutzbar. Gründe dafür waren eine geringere Auslastung des Kaltwassersatzes und das bereits ein Teil der Abwärme des Kaltwassersatzes direkt in einer eignen Niedertemperatur-Wärmerückgewinnung genutzt wird. Die Recherche nach einer geeigneten Hochemperatur-WP erschwerte sich dadurch, da der Markt den Bedarf an Anlagen für Nutztemperaturen > 80°C in diesem Leistungsbereich nur bedingt deckt. Maßgeschneiderte Anlagen lassen sich infolge des s.g. „Down-Scaling“ Effektes kaum wirtschaftlich darstellen. Eine Hybrid-Wärmepumpe, die sich prinzipiell sehr gut für die Hochtemperaturanwendung eignet, ist bis dato nur im größeren Leistungsbereich (> 300 kW) am Markt erhältlich. Schlussendlich konnten zwei geeignete Anlagen eines österreichischen Wärmepumpenlieferanten für diese Anwendung erhoben werden, eine Add On-WP und eine geschlossen einstufige Kompressionswärmepumpe in kaskadischer Ausführung, jeweils mit dem Kältemittel R134a. Zwar ist der COP der „geschlossenen“ Kompressionswärmepumpe mit ca. 3,5 geringer als jener der Add On-WP (~ 4), aber die Installation einer Add On-WP hätte durch die notwendige Umstellung des bestehenden Kaltwassersatzes auf das Kältemittel R134a eine Reduktion der Kälteleistung des Kaltwassersatzes von bis zu 30% zur Folge gehabt. Weiters ist diese Variante neben techn. Herausforderungen, wie Ölverschleppungen etc. auch wirtschaftlich aufgrund höherer Investitionskosten für die aufwendigere Peripherie im Nachteil. Die wärmesenkenseitige Einbindung der Hochtemperatur-WP sollte nicht, wie ursprünglich geplant, in der Wärmeversorgungsschiene der Galvanik erfolgen, sondern im Rücklauf des primärseitigen Kesselkreises in der Heizzentrale, wo alle Abnehmer im Werk versorgt werden. Aufgrund des dadurch viel größeren Bedarfs an Heizleistung im Verhältnis zur Wärmeleistung der Hochtemperatur-WP könnte diese auch ohne zusätzlichen Speicher integriert werden. Vor allem da damit alle Verbraucher versorgt werden, wird stets ein oder mehrere Abnehmer Bedarf an der Nutzwärme der Hochtemperatur-WP haben, wodurch das verfügbare Abwärmepotential voll ausgenutzt werden kann und für die Wärmepumpe mit einer Auslastung von 4000 Volllaststunden pro Jahr zu rechnen ist. Die Wirtschaftlichkeitsuntersuchungen zeigten, dass für einen rentablen Betrieb vor allem auch die Entwicklung des Gas- und Strompreises sowie der erreichbare SPF der Wärmepumpe entscheidend sind.

Die in diesem Projekt gewonnen Erkenntnisse hinsichtlich technischer und wirtschaftlicher Kriterien für/gegen eine Wärmepumpe zur industrielle Abwärmenutzung, sowie die Erfahrungen mit den Anforderung seitens der Industrie - wie maximale Amortisationszeiten, Sicherheitsanforderungen, minimaler zusätzlicher Peripherieaufwand, Regelaufwand, einfache und schnelle Integration etc. - erweitern das Know-how zu diesem in Österreich noch teilweise sehr unbekannten, aber aus ökologischer Sicht sehr wichtigen Thema.

5 Ausblick und Empfehlungen

Ausblick und Empfehlungen: Stillstandsverhalten von Großsolaranlagen

Das Stagnationsverhalten von Solarsystemen muss bei der Planung und Errichtung von Solarsystemen generell berücksichtigt werden. Insbesondere bei Solarsystemen in Produktionsbetrieben, wo es sich einerseits zumeist um Großanlagen handelt und wo häufig Zeiten ohne Wärmelast auftreten (Wochenende, Produktionsumstellungen, Produktionspausen, etc.), kommt dieser Thematik besonderes Augenmerk zu. Soll Solarthermie zunehmend in die Generierung von Prozesswärme eingebunden werden, gilt es hier angepasste Lösungsmöglichkeiten zu entwickeln. Bei den Untersuchungen im Rahmen von PROMISE DEMO IF hat sich gezeigt, dass häufig spezifische Gegebenheiten vor Ort genutzt werden können, um überschüssige Energie im Stagnationsfall abzuführen. Bei dem vorliegenden Fall stand ein großes Kühlwasserreservoir zur Verfügung (Sprinklerbecken), in das überschüssige thermische Energie im Bedarfsfall eingebracht werden könnte.

Bei den Berechnungen zum Rohrwendelwärmeübertrager mit dem angepassten Berechnungstool hat sich gezeigt, dass die erforderliche Wärmeübertragungsfläche vor allem durch die erforderliche Abkühlung des Flüssigkeitspfropfens bestimmt wird, der durch den entstehenden Dampf im Kollektorfeld nach Ansprechen des Überdruckventils zu Beginn über den Wärmetauscher gedrückt wird. Die für die Wärmeübertragerdimensionierung erforderlichen Parameter

- mittlere Temperatur des Flüssigkeitspfropfens, der auf < 100°C abgekühlt werden muss (wirksame Temperaturdifferenz) und
- Dauer, bis erstmals Dampf nachströmt (zur Berechnung des Volumenstroms des heißen Wärmeträgermediums)

können derzeit nicht rechnerisch ermittelt werden, sondern basieren ausschließlich auf empirischen Erfahrungswerten. Beide Parameter haben jedoch einen großen Einfluss auf die erforderliche Wärmeübertragungsfläche und mussten für die gegenständliche Auslegung basierend auf den Messergebnissen aus dem Projekt PROMISE APPLICATION abgeschätzt werden. Diese Erkenntnis ist vor allem deshalb von Bedeutung, da man bisher die aus theoretischen Untersuchungen und Messreihen bekannte spezifische maximale Dampfleistung in W/m² Kollektorfläche herangezogen hat, um die Leistung (und in weiterer Folge die Fläche) des Wärmeübertragers zu bestimmen (maximale Dampfleistung in Watt = Auslegungsleistung des Wärmeübertragers).

Tatsächlich kann die erforderliche Leistung zur Kühlung des Flüssigkeitspfropfens jedoch höher sein (abhängig von Kollektortechnologie, Kollektorverschaltung, Maximaldruck im System und *Stagnationsdauer*) und stellt in diesen Fällen die Engstelle bei der Dimensionierung des Wärmeüberträgers dar (im Falle der untersuchten Anwendung betrug die Dampfproduktionsleistung rund 70 kW und die erforderliche Leistung zum Kühlen des Flüssigkeitspfropfens 130 kW). Hier ergibt sich die Notwendigkeit weiterer Untersuchungen zur Berechnung und/oder empirischen Ermittlung der Stagnationsdauer bei großen thermischen Solaranlagen.

Ausblick und Empfehlungen: Einbindung einer Hochtemperaturwärmepumpe zur Abwärmenutzung

Dieses Projekt verdeutlicht, welch großes ökologisches und ökonomisches Potential die industrielle Abwärmenutzung mittels Wärmepumpen aufweist. Im Falle einer Realisierung der Hochtemperatur-Wärmepumpe im konkreten Anwendungsfall könnten ca. 60 Tonnen an CO_2-Emissionen pro Jahr eingespart werden, wobei sich die Anlage in weniger als 7 Jahren (dynamisch) amortisieren könnte.

Generell gibt es in Industriebetrieben eine Vielzahl von möglichen Abwärmequellen und eine ebenso große Palette an Anwendungen bei der die Wärmeversorgung in der Produktion z.T. durch industrielle Wärmepumpen gedeckt werden könnte. Folglich besteht ein riesiges Potential für den Einsatz von industriellen Wärmepumpen.

Obwohl für die Anwendung in dem vorliegenden Projekt eine geeignete Anlage gefunden werden konnte, ergab die Lieferantenrecherche, dass der Markt diesen Bedarf an Wärmepumpen für Nutztemperaturenniveaus größer 80°C bei Heizleistungen um ca. 150 kW zurzeit nur bedingt deckt. Eine relativ „kostengünstige“ Hochtemperatur-Wärmepumpe im kleinen bis mittleren Leistungsbereich, die in einem großen Temperaturbereich einsetzbar ist, könnte in unterschiedlichsten Branchen in Industrie und Gewerbe eingesetzt werden und dadurch eine signifikante Reduktion des Primärenergieeinsatzes und der CO2-Emissionen ermöglichen.

Im Falle einer Realisierung könnten die Erfahrungen und Ergebnisse dieses Projekt als „Best-Practise“ Beispiel herangezogen, und bei entsprechender Veröffentlichung eine Signalwirkung auf andere Industriebetriebe – und –branchen haben. Neben den ökologischen könnten auch die wirtschaftlichen Vorteile, die sich für die Betriebe ergeben, das Bewusstsein und die Akzeptanz zur Wärmerückgewinnung mittels Wärmepumpen in der Industrie steigern.

6 Literaturverzeichnis

CLIMAVENTA, 1992*:* Technisches Datenblatt Kaltwassersatz WRAR0702/B -·mit Stempel der Firma AXIMA Kältetechnik GmbH inkl. R&I Schema Nr.: 6 240a SULZER Escher WYSS – Lauterach

CUBE, 1981*:* Lehrbuch der Kältetechnik – Band 1; 3. Auflage, Verlag C.F. Müller, Kalsruhe ISBN 3-7880-7136-2

EES, 2011: Engineering Equation Solver. Academic Professional V8 [Hrsg.] F-Chart Software.

Fink, Hausner, 2001: Endbericht „Stagnation Technology for Thermal Solar Systems", Programmlinie CRAFT JOULE, Task B1 – B8, Gleisdorf.

Fink, Hausner, Wagner, Riva,. Hillerns, 2003: Endbericht „Entwicklung von thermischen Solarsystemen mit unproblematischem Stagnationsverhalten", Programmlinie „Haus der Zukunft", BMVIT Österreich, Gleisdorf.

Hoff, 2011: Hochtemperaturwärmepumpen für industrielle Abwärmenutzung - Bachelorarbeit der Studienrichtung Maschinenbau, Technische Universität Graz, verfasst am Institut für Wärmetechnik

IEA, 2010: Application of Industrial Heat Pumps – Legal Text; IEA Heat Pump Programme Annex 35 & IEA Industrial Energy Systems and Technologies Annex 13:

Lambauer, Fahl, Ohl, Blesl, Voß, 2008: Industrielle Großwärmepumpen - Potenziale, Hemmnisse und Best-Practice Beispiele – Endbericht des Forschungsprojekt gefördert von der Stiftung Energieforschung Baden-Württemberg, Universität Stuttgart, Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung in Kooperation mit Ochsner Wärmepumpen GmbH, Stuttgart 2008

Mauthner, 2009: Energieeffizienzsteigerung und solare Prozesswärme in Industriebetrieben - Fallstudie in einem ausgewählten Produktionsbetrieb der Oberflächenbehandlung für Metalle; Diplomarbeit der Fachhochschulstudiengänge Burgenland GmbH, Energie- und Umweltmanagement

Nortdvedt, 2005: Experimental and theoretical study of a compression/absorption heat pump with ammonia/water as working fluid –Doctoral Theses at NTNU 2005:82, Norwegian University of Science and Technology

Pecka, 2011. Energiemarkt Medien. [Online] Energie & Management Verlagsgesellschaft mbH, 5. April 2011. www.energiemarkt-medien.de/waermepumpen.html.

Rieberer, 1998: CO_2 as Working Fluid for Heat Pumps - Doctoral Theses at Graz University of Technology

Rieberer, Moser, Halozan, 2009. *Wärmepumpentechnik - Skriptum zur Vorlesung 307.052.* Graz : IWT, 2009.

Scheuren, 2008: Dissertation „Untersuchungen zum Stagnationsverhalten solarthermischer Kollektorfelder“, Zugl.: Kassel, Univ., Diss. 30.Mai 2008, ISBN 978-3-89958-430-1

Sironi, 2009: Wärmepumpen für Industrie und Gewerbe. [Hrsg.] Ch. Strobel. IKZ-Fachplaner. 2009, Heft April.

STATISTICS AUSTRIA, 2010a: Energy balances for Austria - 1970-2009, Statistics Austria - Federal Institution under Public Law, Vienna 2010, http://www.statistik.at/web_en/static/energy_balances_1970_to_2009_detailed_informat ion_029791.xls (abgerufen am 04.03.2011)

STATISTICS AUSTRIA, 2010b: AUSTRIA-Data-Figures-Facts 10/11, 6th edition, Statistics Austria - Federal Institution under Public Law, Vienna 2010, ISBN 978-3- 902703-66-8

Stiglbrunner et al., 2010: Endbericht „PROMISE APPLICATION - Senkung des CO2 Ausstoßes durch Energieeffizienz und thermische Solarenergie für Industriebetriebe – Werkzeuge, Methoden und Umsetzung”, Programmlinie „Neue Energien 2020 – 1. Ausschreibung“, Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG), Gleisdorf.

Vannoni et al., 2007: Potential for Solar Heat in Industrial Processes. IEA-SHC Task 33/IV; Download: http://www.iea-shc.org/publications/downloads/task33-Potential_for_Solar_Heat_in_Industrial_Processes.pdf

Verein Deutscher Ingenieure (2006): VDI-Wärmeatlas 10. Auflage; Herausgeber: VDI- Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC); Berlin – Heidelberg 2006

Zotter, Rieberer, 2010: Application of Industrial Heat Pumps – Planned Activities; Institute of Thermal Engineering, IEA Industrial Heat Pump Kick-off Meeting, 2009-04-07, IEA Annex Industrial Heat Pumps

7 Anhang

7.1 Infoschreiben bezüglich vorzeitiger Projektabschluss

Assmann Ladenbau

Einschreiben

Österreichische
Forschungsförderungsgesellschaft mbH

Sensengasse 1
1090 Wien
ÖSTERREICH

Leibnitz, am 22.06.2012
vevo

Förderungsvertrag zu Projekt 825590 u. 825537

Sehr geehrte Damen und Herren!

Wir möchten Sie darüber informieren, dass die Fa. Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH die oben angeführten Projekte mit nachfolgenden Begründungen eingestellt hat:

1. **Projekt 825590 Produzieren mit solarer Energie – Demonstrationsprojekt:**

Das Projekt wurde mit 17.03.2011 mit den Projektbeteiligten gemäß den definierten Arbeitspaketen gestartet uns so weit entwickelt, dass eine entsprechende Ausschreibung erfolgen konnte.

Im Zuge der durchgeführten Messungen zur Erstellung einer Energiebilanz wurde jedoch augenscheinlich, dass die theoretisch errechneten Energiewerte weit von den tatsächlich ermittelten Werten abgewichen sind.

Die Amortisationsrechnung mit den tatsächlich zu erwartenden Investitionskosten und der zu erwartenden Energiekapazität der Großsolaranlage hat aufgrund der schlechteren Energiebilanz die ursprünglich prognostizierte Amortisationszeit von **10 Jahren auf 22,7 Jahre** erhöht.

- Die dazu erstellte Amortisationsrechnung ist diesem Schreiben beigelegt.

Aufgrund der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung wurde das Projekt von unserer Geschäftsleitung gestoppt.

2. **Projekt 825537 Promise Demo – Industrielle Forschung**

Dieses Projekt wurde ebenso mit 17.03.2011 mit den Projektbeteiligten gemäß den definierten Arbeitspaketen gestartet.

Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH
8430 Leibnitz, Austria, Ottokar-Kernstock-Gasse 16, T +43 3452 700-0, F +43 3452 74288, office@assmann.at, www.assmann.at, Member of the Umdasch Shopfitting Group
UniCredit Bank Austria AG, Kto.Nr. 0882 61300/00, BLZ 12000, FN 35797v, HG Graz, DVR: 0736015, UID-Nr.: ATU 29607002, IBAN: AT 83 1100 0088 2613 0000, BIC (Swift Code): BKAUATWW

Assmann Ladenbau

Auch hier haben die Messungen zur Erstellung der Energiebilanz gezeigt, dass für den erforderlichen Energieeinsatz eine auf dem Markt erhältliche standardisierte Hochtemperaturwärmepumpe eingesetzt werden kann.
Somit besteht keine Erfordernis mehr, dieses Projekt noch weiter zu erforschen.

Aufgrund dieser Tatsache wurde das Projekt von unserer Geschäftsleitung ebenso gestoppt und eine Investition auf das Jahr 2013 verschoben, da sich diese Anlage nach wirtschaftlicher Betrachtung in ca. 6 Jahren amortisieren würde.

- Die dazu erstellte Amortisationsrechnung ist diesem Schreiben beigelegt.

3. Vorzeitiger Projektabschluss:

Da für diese Projekte bereits Fördergelder geflossen und an die Projektbeteiligten ausbezahlt worden sind, ersuchen wir höflichst um Informationen, wie wir die beiden Projekt vorzeitig zum Abschluss bringen können.

Für Rückfragen stehe ich Ihnen gerne zur Verfügung.

Hochachtungsvoll

ASSMANN Ladenbau Leibnitz GmbH

Assmann Ladenbau Leibnitz
Gesellschaft m. b. H.
8430 Leibnitz

Ing. Volker Vehovec
S/U/I

Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH
8430 Leibnitz, Austria, Ottokar-Kernstock-Gasse 16, T +43 3452 700-0, F +43 3452 74288, office@assmann.at, www.assmann.at, Member of the Umdasch Shopfitting Group
UniCredit Bank Austria AG, Kto.Nr. 0662-61300/00, BLZ 12000, FN 35797v, HG Graz, DVR: 0736015, UID-Nr.: ATU 29607002, IBAN: AT 83 1100 0088 2613 0000, BIC (Swift Code): BKAUATWW

7.1 Screenshot angepasstes Berechnungstool – Konzept PROMISE DEMO IF

Verlustleistung in Rohrwendeln - EINGABE						
	Symbol	Einheit	Eintritt l=0	Case 1	Case 2	Austritt l=l
Angaben Fluid AUSSEN						
Umgebungstemperatur Fluid	ϑ_{amb}	[°C]	30	30	30	30
Umgebungsdruck	p_{amb}	[mbar]	1013	1013	1013	1013
Geschwindigkeit der "ruhenden" Flüssigkeit	v_{Medium}	[m/s]	0	0	0	0
Angaben Fluid INNEN						
Typ Wärmeträger			Wasser	Wasser	Wasser	Wasser
Systemdruck bei Stagnation	p_{max}	[bar-ü]	4,5	4,5	4,5	4,5
Temperatur ein (Kondensationstemperatur Rohreintritt)	ϑ_{ein}	[°C]	155,5	155,5	155,5	155,5
Temperatur aus (Temperatur Rohraustritt)	ϑ_{aus}	[°C]	97,0	97,0	97,0	97,0
Eingaben Rohrwendel						
Innendurchmesser Rohr	di	[mm]	26	26	26	26
Außendurchmesser Rohr	da	[mm]	30	30	30	30
mittlerer Krümmungsdurchmesser Wendel	$DWendel$	[mm]	400	**400**	**400**	400
Massenstrom	m	[kg/h]	1500	1500	1500	1500
Wärmeleitfähigkeit Rohr	λ_{Rohr}	[W/mK]	350	350	350	350
Foulingwiderstand	$R_{Fouling}$	[m²·K/W]	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035

Verlustleistung in Rohrwendeln - AUSGABE Wärmeübertragerspezifikation

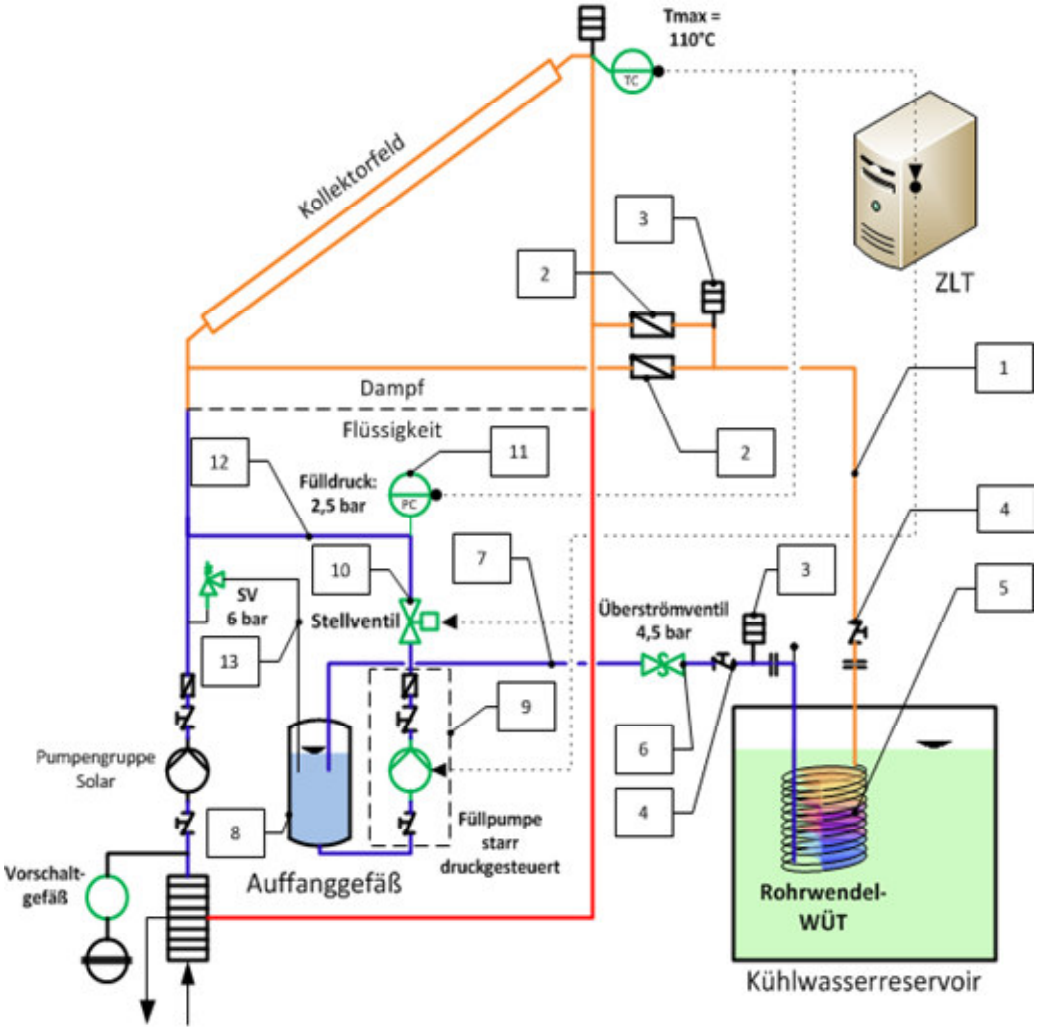
Ergebnisse (Stoffdaten) Fluid INNEN						
Dichte	$\rho_{,i}$	[kg/m³]	911,2	937,8	937,8	960,2
kinematische Viskosität Wärmeträgermedium	$\nu_{,i}$	[m²/s]	1,932E-07	2,332E-07	2,332E-07	3,040E-07
Wärmeleitfähigkeit Medium innen	$\lambda_{f,i}$	[W/mK]	0,68	0,68	0,68	0,68
spez. Wärmekapazität	$cp_{,i}$	[J/kgK]	4.325,2	4.257,8	4.257,8	4.211,1
Prandtl- Zahl	$Pr_{,i}$	[-]	1,12	1,36	1,36	1,81
Ergebnisse (Stoffdaten) Fluid AUSSEN						
Dichte	$\rho_{,a}$	[kg/m³]	995,8	995,8	995,8	995,8
kinematische Viskosität Wärmeträgermedium	$\nu_{,a}$	[m²/s]	8,008E-07	8,008E-07	8,008E-07	8,008E-07
Wärmeleitfähigkeit Medium aussen	$\lambda_{f,a}$	[W/mK]	0,61	0,61	0,61	0,61
spez. Wärmekapazität	$cp_{,a}$	[J/kgK]	4.182,4	4.182,4	4.182,4	4.182,4
Prandtl- Zahl	$Pr_{,a}$	[-]	5,43	5,43	5,43	5,43
Ergebnisse Rohrströmung						
kritische Re-Zahl Rohrwendel	Re_{krit}	[-]	8.081	8.081	8.081	8.081
hydraulischer Durchmesser innen	$d_{h,i}$	[mm]	26,00	26,00	26,00	26,00
charakteristische Überströmlänge aussen	$d_{h,a}$	[mm]	30,00	30,00	30,00	30,00
mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Rohr	v_m	[m/s]	0,861	0,837	0,837	0,817
Reynoldszahl Fluid	Re	[-]	**115911**	**93294**	**93294**	**69900**
Strömung	-	-	turbulent	turbulent	turbulent	turbulent
Ergebnisse Wärmeverlustleistung und WT-Dimensionierung						
erforderliche Verlustleistung des Rohres	Q_{Rohr}	**[W]**	**105.348**	**103.705**	**103.705**	**102.568**
erforderliche Wärmeübertragungsfläche aussen	$A_{Rohr,aussen}$	**[m²]**	**1,21**	**1,63**	**1,63**	**2,49**
erforderliche Rohrleitungslänge	l_{Rohr}	**[m]**	**12,83**	**17,30**	**17,30**	**26,39**
Temperaturdiff. Medium innen (Kernströmung) - Medium aussen (const.)	$\Delta\vartheta_{fluif,innen\ -\ fluid,aussen}$	[K]	**125,5**	**96,2**	**96,2**	**67,0**
Temperaturdifferenz Medium Kernströmung - Medium Rohrwand	$\Delta\vartheta_{fluif,innen\ -\ fluid,ri}$	[K]	11,30	8,40	8,40	5,68
Temperaturdifferenz Rohrwand (innen-aussen)	$\Delta\vartheta_{ri-ra}$	[K]	0,5	0,4	0,4	0,3
Temperaturdifferenz Rohrwand aussen (incl. Fouling) - Medium aussen	$\Delta\vartheta_{ra-fluid,aussen}$	[K]	83,14	65,17	65,17	46,63
logarithmische Temperaturdifferenz über Rohrlänge	dTln	[K]		8,17	8,17	
mittlerer Wärmeübergangskoeffizient innen über Rohrlänge	dα,i	[W/K]		12690,1	12690,1	

Verlustleistung in Rohrwendeln - AUSGABE Druckverlust

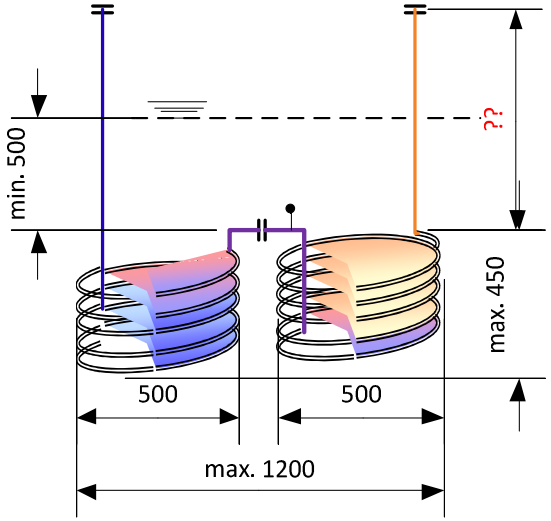
Eingaben Rohr						
∑ Zeta Werte (Formstücke)	$\zeta_{Einbauten}$	[-]	10	10	10	10
Rohrrauigkeit	K	[mm]	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015
Rohrleitungsdruck	p_{rel}	[bar]	1,5	1,5	1,5	1,5
Druck_absolut in Rohrleitung	p_{abs}	[$bar_{ü}$]	2,513	2,513	2,513	2,513
Berechnung 1						
Widerstandsbeiwert (Rohr)	ζ_{Rohr}	[-]	0,0172	0,0180	0,0180	0,0192
Berechnung 2						
Widerstandsbeiwert (Rohr)	ζ_{Rohr}	[-]	0,0178	0,0185	0,0185	0,0197
Ergebnisse Rohrreibung						
Druckabfall im Rohr	Δp_{Rohr}	[Pa]	2965,7	4052,6	4052,6	6400,2
Druckabfall durch Einbauten	$\Delta p_{Einbauten}$	[Pa]	3379,4	3283,8	3283,8	3207,0
Druckabfall	Δp	[Pa]	6345,1	7336,4	7336,4	9607,1
Druckabfall	Δp	[mWS]	0,63	0,73	0,73	0,96
Siedepunkt Wärmeträgermedium	t_s	[°C]	127,6	127,6	127,6	127,6

Zwischenrechnung						
Querschnitt _aussen	A_a	[m²]	7,069E-04	7,069E-04	7,069E-04	7,069E-04
Querschnitt _innen	A_i	[m²]	5,309E-04	5,309E-04	5,309E-04	5,309E-04
Umfang_aussen	U_a	[m]	9,425E-02	9,425E-02	9,425E-02	9,425E-02
Umfang_innen	U_i	[m]	8,168E-02	8,168E-02	8,168E-02	8,168E-02
Nusselt_Wendel	Nu_i	[-]	340,3	331,5	331,5	321,1
Nusselt_FreiZylinder	Nu_a	[-]	51,2	47,7	47,7	43,2
Wärmeübergangszahl innen	α_i	[W/m²K]	8.896	8.732	8.732	8.370
Wärmeübergangszahl aussen	α_a	[W/m²K]	**1.048**	976	976	884
Wärmeübergangswiderstand innen	R_{innen}	[m²K/W]	1,30E-04	1,32E-04	1,32E-04	1,38E-04
Wärmeleitwiderstand Rohr	R_{rohr}	[m²K/W]	6,13E-06	6,13E-06	6,13E-06	6,13E-06
Wärmeleitwiderstand Fouling	$R_{fouling}$	[m²K/W]	3,50E-04	3,50E-04	3,50E-04	3,50E-04
Wärmeübergangswiderstand aussen	R_{aussen}	[m²K/W]	9,54E-04	1,02E-03	1,02E-03	1,13E-03
Wärmedurchgangswiderstand	$R_{ges_iteration}$	[m²K/W]	1,44E-03	1,51E-03	1,51E-03	1,62E-03
Wärmedurchgangskoeffizient (bezogen auf Außenfläche)	k_a	[W/m²K]	694,3	661,0	661,0	615,4

7.2 Technische Spezifikation Stagnationskühler – Konzept PROMISE DEMO IF



Ausführung - Rohrwendel - WÜT (Vorschlag)



2 x in Serie
Da: je 500 mm
H: je 400 mm (max. 450 mm)

WT-Fläche aussen gesamt: 2,4 m²

absperr- und demontierbar

Alle Rohrleitungen müssen beginnend bei den Knotenpunkten A und B (über Dach) bis hin zum Rohrwendel-WÜT fallend verlegt werden!!

Abbildung 32: Technische Spezifikation Stagnationskühler für Fa. Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH. /AEE INTEC/

Tabelle 6: Stückliste Stagnationskühler

		Dimension	Spezifikation	Anmerkungen
1	Dampfleitung (ungedämmt)	DN25 (1")	dampf- und glykolbeständig; 160°C; 6 bar	fallend verlegt
2	2 x Rückschlagklappe dampfseitig	DN25 (1")	dampf- und glykolbeständig; 160°C; 6 bar	
3	2 x Entlüfter manuell	DN25 (1")	dampf- und glykolbeständig; 160°C; 6 bar	
4	2 x Absperrventil manuell	DN25 (1")	dampf- und glykolbeständig; 160°C; 6 bar	
5	Wendelrohrwärmetauscher geflanscht, Anschlüsse nach oben geführt; Öse für Wartungsarbeiten - Fa. Pink	DN25 (1")	dampf- und glykolbeständig; 160°C; 6 bar; Material: Edelstahl; Rohrwendel - WT-Fläche: 2,4m²	Rohrlänge: ~25m; Wendeldurchmesser Da: 500mm; Steigung k: ca. 50; Höhe h: ca. 2 x 400mm in Serie (max. 450 mm)
6	Überströmventil	DN25 (1")	glykolbeständig; **100°C**; 6 bar; Öffnungsdruck: 4,5 bar	
7	Kondensatleitung (ungedämmt)	DN25 (1")	glykolbeständig; 100°C; 6 bar	
8	Auffanggefäß Stahl beschichtet, drucklos	DN25 (1")	glykolbeständig; 100°C; Volumen: 2.000 Liter	LxBxH = 1,0 x 1,0 x 2,0 (inkl. Deckel)
9	Pumpengruppe	DN25 (1")	glykolbeständig; 100°C; V = 1,5 m³/h; Förderhöhe = ??	Heizungspumpe starr
10	Regelventil	DN25 (1")	glykolbeständig; 100°C	
11	Drucksensor			
12	Befüllleitung (ungedämmt)	DN25 (1")	glykolbeständig; 100°C; 6 bar	
13	Abblaseleitung Sicherheitsventil (ungedämmt)	DN40 (6/4")	dampf- und glykolbeständig; 160°C; 6 bar	

7.3 Anhang A: Hochtemperatur-Wärmepumpe. Abwärmepotential

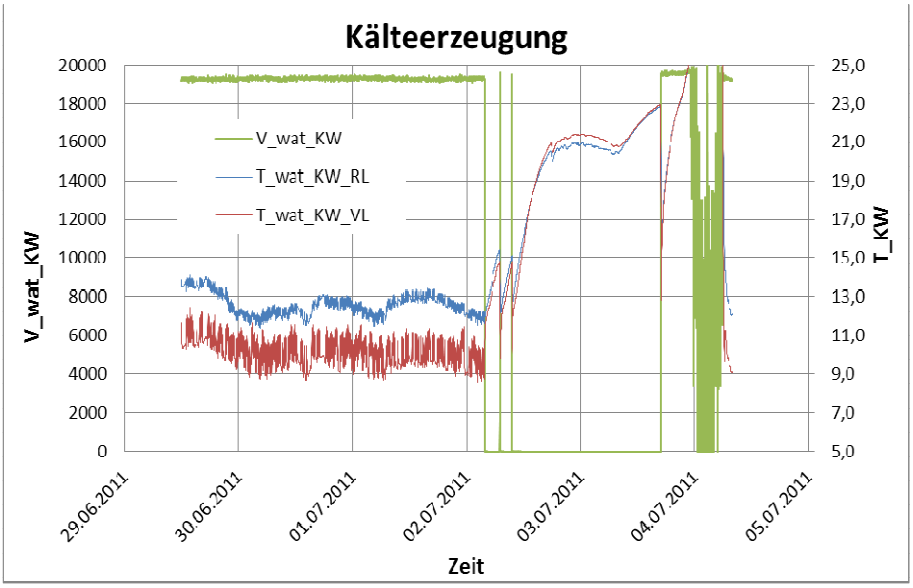


Abbildung 33: Volumenstrom und Temperaturniveaus des Kaltwassers von 29.06 bis 04.07.2011

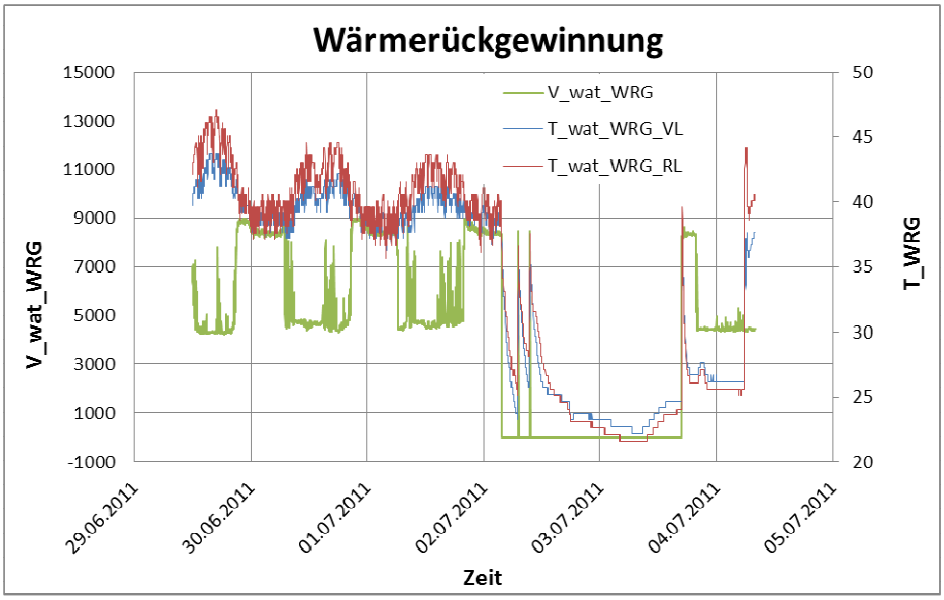


Abbildung 34: Volumenstrom und Temperaturniveau der Niedertemp.-WRG von 29.06 bis 04.07.2011

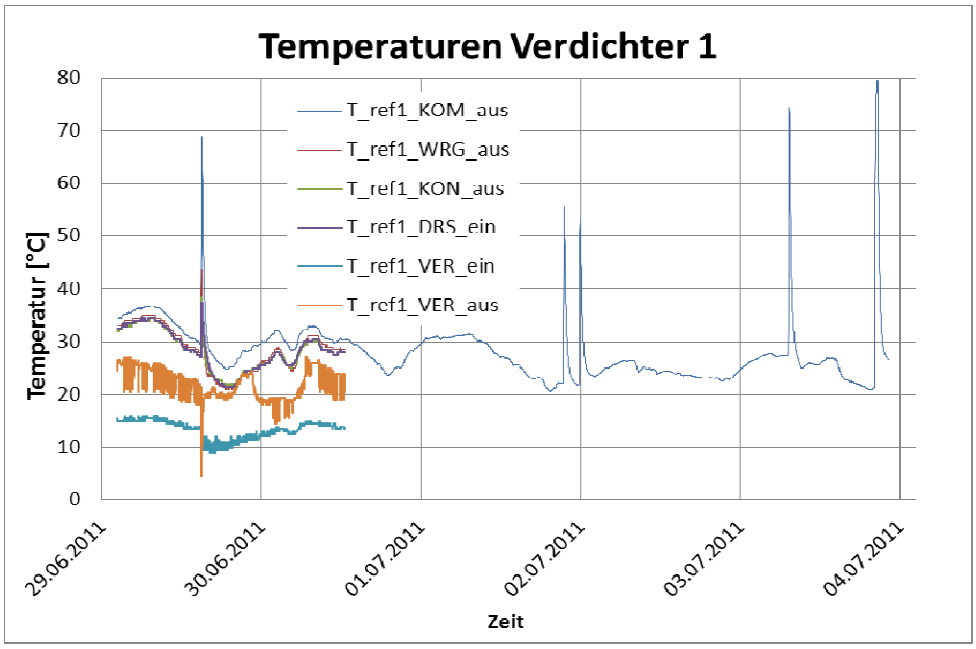


Abbildung 35: Gemessene Temperatur am Kältekreislauf (ref 1) von 29.06 bis 04.07.2011

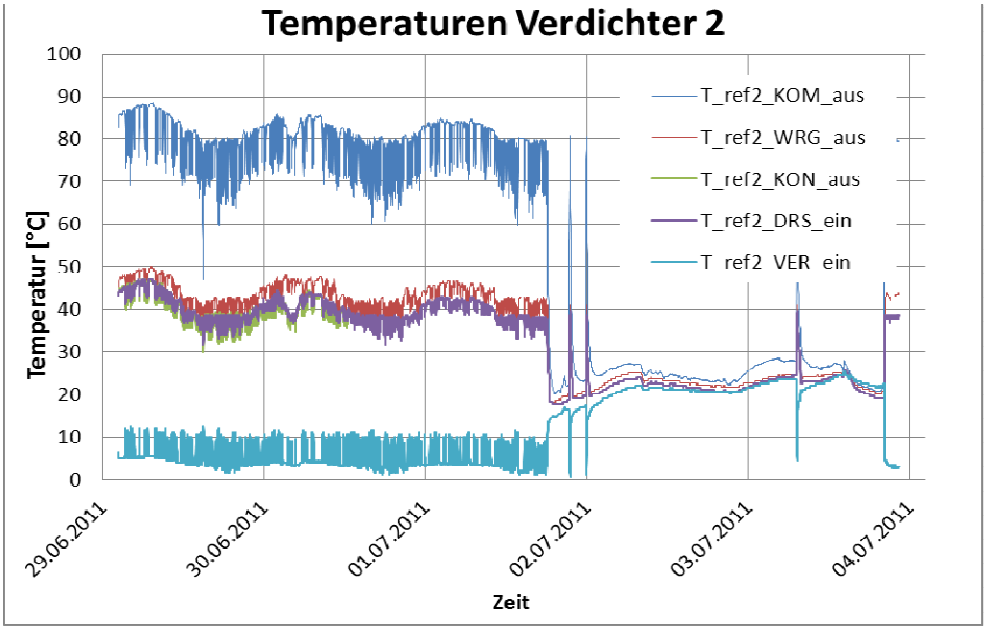


Abbildung 36: Gemessene Temperaturen am Kältekreislauf (ref 2) von 29.06 bis 04.07.2011

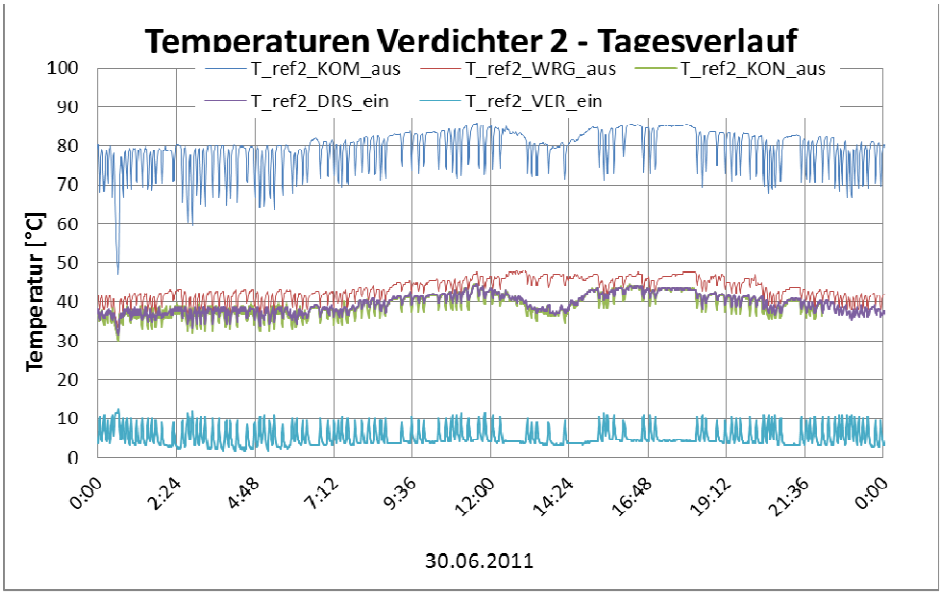


Abbildung 37: Gemessene Temperaturen am Kältekreislauf (ref 1) für den 30.06.2011

8 Kontaktdaten

ProjektleiterIn	Ing. Volker Vehovec
Unternehmen	Fa. Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH
Kontaktadresse	Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH Austria, 8430 Leibnitz, Ottokar-Kernstock-Gasse 16 T: +43 3452 700 261 F: +43 3452 74288 M: volker.vehovec@umdasch-shopfitting.com www.umdasch-shopfitting.com
Auflistung der weiteren Projektpartner (P)	AEE – Institut für Nachhaltige Technologien (P1) TU Graz – Institut für Wärmetechnik (P2) JOANNEUM RESEARCH – NTS (P3)

IMPRESSUM

Verfasser
Assmann Ladenbau Leibnitz GmbH
Ottokar-Kernstock-Gasse 16, 8430 Leibnitz
Tel: +43 3452 700 261
Fax: +43 3452 74288
E-Mail: austria@umdasch-shopfitting.com
Web: www.umdasch-shopfitting.com

Projektpartner und AutorInnen
AEE - Institut für Nachhaltige Technologien
- Franz Mauthner
- Christoph Brunner

TU Graz – Institut für Wärmetechnik
- Gerald Zotter
- René Rieberer

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