

MINISTERIUM
FÜR EIN
LEBENSWERTES
ÖSTERREICH

bmlfuw.gv.at

klimaaktiv



LEITFADEN FÜR ENERGIE-
AUDITS FÜR BETRIEBLICHE
ABWÄRMENUTZUNG



AUSTRIAN ENERGY AGENCY



IMPRESSUM

Medieninhaber und Herausgeber:
BUNDESMINISTERIUM
FÜR LAND- UND FORSTWIRTSCHAFT,
UMWELT UND WASSERWIRTSCHAFT
Stubenring 1, 1010 Wien

Herausgeber und Verfasser: Programmmanagement

Österreichische Energieagentur
Mag. Petra Lackner
Mariahilferstraße 136
++43 (0) 1 586 15 24 - 0
office@energyagency.at, eebetriebe@klimaaktiv.at
www.energyagency.at

Für den Inhalt verantwortlich: DI Peter Traupmann

Autor:
Mag. DI Konstantin Kulterer, Oskar Mair am Tinkhof, MSc
Österreichische Energieagentur

Alle Rechte vorbehalten.

Foto Titelseite: iStock.com / Janka Dharmasena

Haftungsausschluss:

Das Projektmanagement von klimaaktiv energieeffiziente Betriebe hat den TeilnehmerInnen im Rahmen der BeraterInnen-Informationen verschiedene Informationen zu ausgewählten Themenbereichen als mögliche Hilfsmittel für die spätere Projektarbeit zur Verfügung gestellt.

Die Ergebnisse aus der Anwendung dieser Hilfsmittel dienen lediglich zur Orientierung und gelten weder gegenüber Behörden noch Dritten als Nachweis oder Gutachten. Eine Haftung für direkte oder indirekte Schäden aufgrund der Nutzung dieser Hilfsmittel und errechneter Ergebnisse wird hiermit ausdrücklich ausgeschlossen.



Inhalt

1	Leitfaden und Ablauf eines Energieaudits nach EN 16247	5
1.1	Leitfaden für Energieaudits für betriebliche Abwärmenutzung.....	5
1.2	Ablauf eines Energieaudits nach ÖNORM EN 16247.....	6
1.3	Allgemeine Anforderungen an das Energieaudit.....	7
2	Prozessauswahl und Datenerhebung.....	5
2.1	Schritt 1: Identifikation von Prozessen als Abwärmequellen und –senken	6
2.2	Schritt 2: Bilanzierung	7
2.3	Schritt 3: Prozessauswahl zur näheren Betrachtung	8
2.4	Schritt 4: Datenaufnahme der ausgewählten Prozesse.....	10
2.5	Schritt 5: Berechnung bzw. Messung der relevanten Daten	12
3	Messung.....	13
3.1	Temperaturmessungen für alle Medien	14
3.2	Durchflussmessung von Flüssigkeiten.....	15
3.3	Volumenstrommessung von gasförmigen Medien.....	16
4	Vermeidung und Minimierung der Abwärmeströme	17
5	Optimierung bestehender Wärmetauscher und bestehenden Wärmetauscher-Netzwerkes 19	
5.1	Analyse der Temperaturen und Nutzung der Wärmetauscher	19
5.2	Feinanalyse mithilfe der Pinch-Methode	21
6	Nutzung betrieblicher Abwärme.....	23
6.1	Grobanalyse	23
6.2	Analyse mit der Pinch-Methode	27
6.3	Auswahl der Abwärmenutzungsmöglichkeit mit dem ka Pinch-Tool	34
6.4	Wirtschaftlichkeitsrechnung	35
6.5	Monitoring	37
7	Technologien zur Nutzung von Abwärmeströmen.....	39
7.1	Wärmetauscher	39
7.2	Warmwasserspeicher	51
7.3	Wärmepumpen.....	55
8	Anhang Wärmetauscherkosten.....	75
9	Literatur.....	81



1 Leitfaden und Ablauf eines Energieaudits nach EN 16247

1.1 Leitfaden für Energieaudits für betriebliche Abwärmenutzung

In Österreich werden zwei Drittel der eingesetzten Energie in der Sachgüterproduktion für Wärmeanwendungen benötigt. Bei vielen Prozessen zur Wärmeumwandlung bleiben große Mengen an Abwärme ungenutzt. Beispiele dafür sind Schmelzen, Backen, Destillieren, Eindampfen, Waschen und Reinigen, Trocknen. Auch bei der Druckluft- und Kälteerzeugung entsteht nutzbare Wärme.

Bis zu 70 % der eingesetzten Wärme gehen über Abluft oder Abwasser verloren. Diese Wärme kann aber in einem Wärmerückgewinnungssystem wiedergewonnen werden.

Dieser Leitfaden soll EnergieauditorInnen, EnergieberaterInnen und EnergiemanagerInnen helfen, Abwärmeströme detaillierter zu untersuchen und das Optimierungspotenzial abzuschätzen.

Der Schwerpunkt des Leitfadens ist die Untersuchung und Bewertung von verschiedenen Abwärmeströmen und deren mögliche Nutzung.

Nach Informationen zur Prozessauswahl und Datenerhebung wird eine strukturierte Vorgangsweise zur Identifikation von Prozessen als Abwärmequellen und –senken (also von Prozessen mit Wärmeüberschuss und Wärmebedarf) und der groben Bilanzierung bis zur detaillierten Datenaufnahme gegeben.

Auf Basis dieser Daten folgt dann die Datenanalyse. Folgende Maßnahmen zur Optimierung des Wärmebedarfs in Unternehmen mit dem Schwerpunkt Abwärmenutzung sind zu analysieren:

- Vermeidung bzw. Minimierung der Abwärmeströme
- Optimierung bestehender Wärmetauscher und des Wärmetauscher-Netzwerkes (dieser Schritt sollte jedenfalls bei Durchführung von Abwärmeanalysen durchgeführt werden).
- Zur eigentlichen Nutzung betrieblicher Abwärme wird zunächst eine Grobanalyse, die u.a. qualitative, quantitative und zeitliche Kriterien berücksichtigt, vorgeschlagen. Zusätzlich oder alternativ soll bei diesem Schritt die Pinch-Analyse bzw. das klimaaktiv Pinch-Tool eingesetzt werden.
- Zu folgenden technologischen Möglichkeiten zur Nutzung nicht vermeidbarer Abwärmeströme werden Informationen angeführt.
 - Wärmerückgewinnung über Wärmetauscher
 - Nutzung von Speichern
 - Wärmerückgewinnung über Wärmepumpen
- Wärmerückgewinnung aus Druckluft-, Kälte-, Dampf-, und Ventilatorsystemen werden in den entsprechenden Leitfäden berücksichtigt. Einspeisung von Abwärme in Nah- und Fernwärmenetze ist kein Schwerpunkt dieses Leitfadens.

Der Leitfaden ist eine Hilfestellung für die Durchführung eines Energieaudits für betriebliche Abwärmenutzung. Wird ein Energieaudit nach der ÖNORM EN 16247 Teil 1 und Teil 3 durchgeführt, sind weitere Aspekte zu beachten. Der Ablauf eines solchen Audits ist im folgenden Abschnitt beschrieben.



1.2 Ablauf eines Energieaudits nach ÖNORM EN 16247

Bezüglich des Ablaufs eines Energieaudits wird auf die ÖNORM EN 16247-1 2012 verwiesen. Die Norm versteht unter einem Energieaudit die „systematische Inspektion und Analyse des Energieeinsatzes und des Energieverbrauchs eines Systems oder einer Organisation mit dem Ziel, Energieflüsse und das Potential für Energieeffizienzverbesserungen zu identifizieren und diese zu berichten“ (Quelle: ÖNORM EN 16247-1 2012).

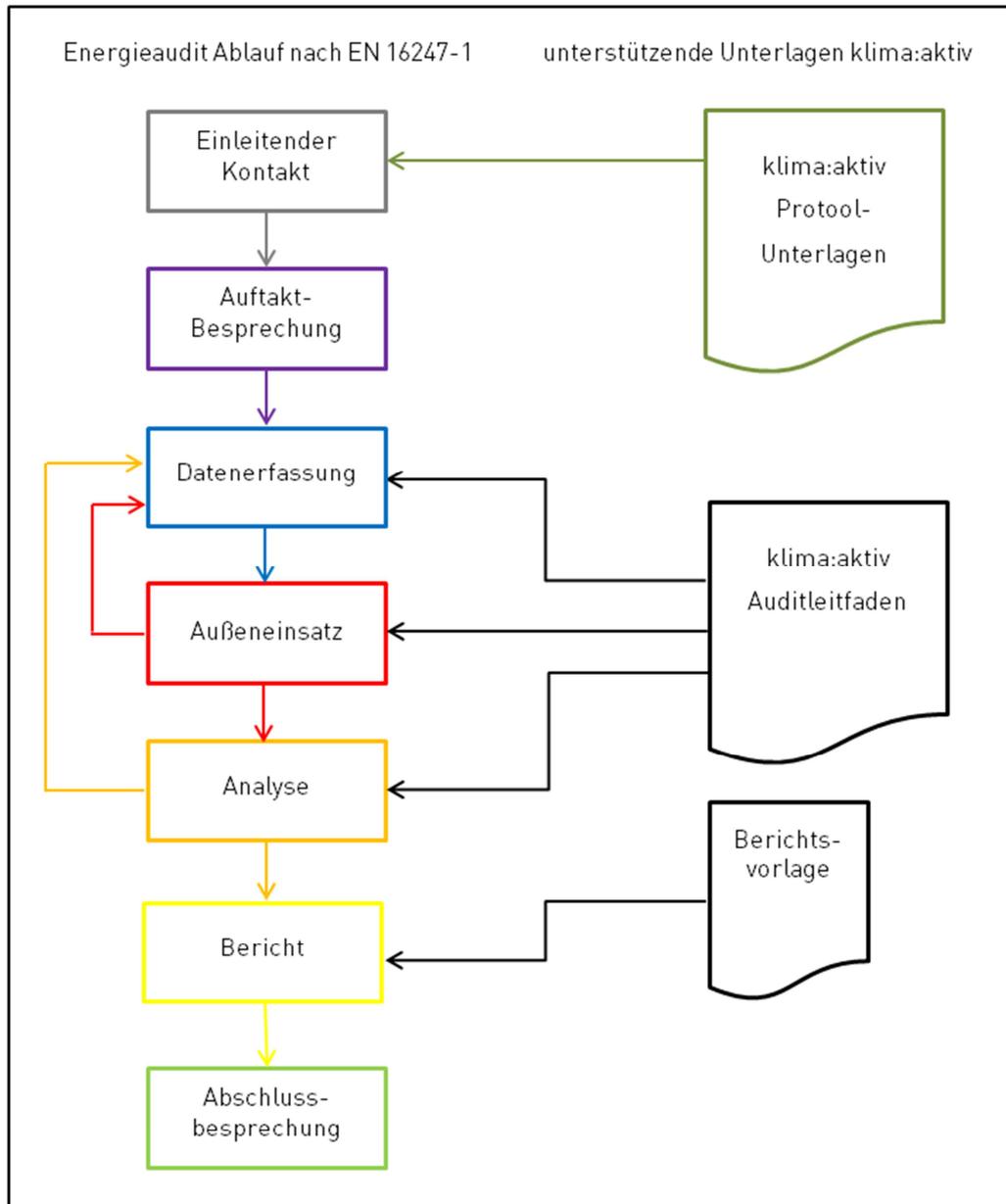


Abbildung 1: Ablauf eines Energieaudits (Quelle: Adaptiert aus ÖNORM EN 16247-1, 2012)

Die konkreten Tätigkeiten und Inhalte der in Abbildung 1 dargestellten Schritte sind in der Norm nachzulesen.



Zusammenfassend dargestellt beginnt der prinzipielle Ablauf eines Energieaudits mit einem **einleitenden Kontakt**, in dem man sich mit dem Unternehmen hinsichtlich Zielen, Erfordernissen und Erwartungen an das Energieaudit einigt.

Danach sind in einer **Auftaktbesprechung** alle interessierten Kreise über die festgelegten Ziele, den Anwendungsbereich, die Grenzen und die Tiefe des Energieaudits zu informieren. Diese beiden Schritte werden von klimaaktiv durch ein standardisiertes Anschreiben an die Unternehmen und den Einsatz des klimaaktiv Audittools „Protool“ unterstützt.

Gemeinsam mit dem Unternehmen (bzw. einer vom Unternehmen zu Verfügung gestellten Ansprechperson) sind dann anschließend alle **relevanten Daten zu erfassen** und die zu prüfenden Objekte **vor Ort zu inspizieren**. In einem nächsten Schritt sind die gesammelten **Daten und Informationen zu analysieren**, um die Energieeinsparmöglichkeiten identifizieren zu können. Bei diesen Schritten können die von klimaaktiv entwickelten Auditleitfäden als Hilfestellung herangezogen werden. www.klimaaktiv.at/eebetriebe

Die Ergebnisse des Energieaudits sind abschließend zu dokumentieren und dem Unternehmen vorzulegen. Hierfür wurde von klimaaktiv eine **Berichtsvorlage** erstellt, die den Vorgaben und Anforderungen der ÖNORM EN 16247-1 im Wesentlichen entspricht. (www.klimaaktiv.at/eebetriebe)

Für die Durchführung von Energieaudits in Betrieben mit dem Fokus Abwärmenutzung finden sich in dem vorliegenden Dokument zusätzliche Anleitungen und Hilfestellungen. Weitere allgemeine Informationen zur Durchführung von Energieaudits finden sich in der ÖNORM EN 16247-1. Spezielle Anforderungen an das Energieaudit in Gebäuden, an Industriestandorten und in Transportsystemen werden in den Normen ÖNORM EN 16247 Teil 2, Teil 3 und Teil 4 beschrieben.

Hinsichtlich der Qualifikation des/der Energieauditors/in gilt: dieser muss angemessen qualifiziert sein, alle von der Organisation gelieferten Informationen **vertraulich** behandeln und auf **objektive Art und Weise** handeln. Konkrete Anforderungen an die Qualifizierung von Energieauditoren werden im fünften Teil der Energieauditnorm „Qualifikation von Energieauditoren“ behandelt, welcher sich derzeit [Stand: September 2014] in der Entwurfsphase befindet. Außerdem sind im Bundesenergieeffizienzgesetz allgemeine Vorgaben enthalten.

1.3 Allgemeine Anforderungen an das Energieaudit

Aus der bisherigen Erfahrung hat sich gezeigt, dass insbesondere folgende Vorgaben aus der ÖNORM EN 16247 zu beachten sind:

1.3.1 Vertrauliche Ergebnisse, objektive Beratung

Die durch das Audit erhaltenen Ergebnisse müssen **vertraulich** behandelt werden. Der Energieauditor muss das Unternehmen **objektiv beraten** und die erzielten Ergebnisse transparent darstellen.

1.3.2 Eine Ansprechperson im Unternehmen

Das betroffene Unternehmen muss eine Person nominieren, die als **Ansprechperson** dient und mit dem/der EnergieauditorIn zusammenarbeitet. Die Person hat dafür Sorge zu tragen, dass dem EnergieauditorIn angeforderte Daten zu Verfügung gestellt werden bzw. hat diesen bei der Erhebung der Daten (auch vor Ort) zu unterstützen.



1.3.3 Bewertung der bereitgestellten Information

Der Energieauditor muss bewerten, ob die vom Unternehmen **bereitgestellten Informationen** ausreichen, um die vereinbarten Zielsetzungen zu erreichen. Ist dies nicht der Fall, stellt dies ein Abbruchkriterium des Energieaudits dar bzw. ist der Schwerpunkt auf die Datenerfassung (auch über längeren Zeitraum als Energiedatenerfassung) zu legen.

1.3.4 Vorauswahl bei komplexen Einheiten

Bei einer entsprechenden Größe des Unternehmens und der damit verbundenen hohen Anzahl an zu untersuchenden Einheiten ist eine **Vorauswahl** zu treffen bzw. der Umfang des Energieaudits genau festzulegen. Um ein strukturiertes Vorgehen zu gewährleisten, sollten zuallererst Maßnahmen dort gesetzt werden, wo die höchsten energetischen Einsparungen erzielt werden können (unter Berücksichtigung der damit verbundenen Kosten).

1.3.5 Ableitung von Leistungskennzahlen

Für die Darstellung der Energieeffizienz im Unternehmen sind **quantifizierbare Parameter**, die einen **Einfluss** auf den **Energieverbrauch des Unternehmens bzw.** der mit den einzelnen Technologien versorgten **Prozesse** haben, zu berücksichtigen. Das können z.B. Durchsatz in der Produktion, weitere Input-, Outputfaktoren, Betriebszeiten der Maschinen, Arbeitszeit, Helligkeit, Innentemperatur, Wetterbedingungen etc. sein (der Begriff in der Norm ist dafür „Anpassungsfaktor“). Es obliegt der Verantwortung des Energieauditors diese in Absprache mit dem Unternehmen festzulegen. Nach der Berücksichtigung aller auf den Energieverbrauch Einfluss nehmenden Faktoren ist daraus **eine Leistungskennzahl** zu wählen, mit der die Energieintensität des Unternehmens oder eines Systems/Prozesses abgebildet werden kann. Unter dem Begriff Energieeffizienz ist das Verhältnis zwischen einer erzielten Leistung bzw. Ertrag an Dienstleistung, Gütern oder Energie und der eingesetzten Energie zu verstehen. Beispiele für Leistungskennzahlen sind: kWh/Durchsatz in Produktion, kWh/m², kWh/Mitarbeiter, kWh/Dienstleistung, etc.

1.3.6 Beachtung von Betriebsgrößen und Einflussfaktoren

Prinzipiell sind **Messungen von benötigten Betriebsgrößen** (z.B. Energieverbrauch, Leistungsbedarf, Volumenstrom, Druck, Betriebszeit etc.) immer Hochrechnungen oder Abschätzungen dieser Größen vorzuziehen.

1.3.7 Erhebung zusätzlicher Dokumente

Neben dem Energieverbrauch sind ggf. auch relevante bereits durchgeführte Messungen, **Betriebs- und Wartungsdokumente, Nutzerverhalten** und relevante Wirtschaftsdaten, wie z.B. den derzeitigen Verrechnungstarif zu erheben.

2 Prozessauswahl und Datenerhebung

In dem folgenden Kapitel sind die wesentlichen Informationen zur Identifikation, Bilanzierung und Auswahl der Prozesse, sowie zur Datenaufnahme und Berechnung der wesentlichen Parameter beschrieben. Diese Schritte sind immer dann erforderlich, wenn die Prozesse im Unternehmen nicht bekannt sind bzw. nur eine Grobanalyse durchgeführt wird (vgl. Abbildung 1).

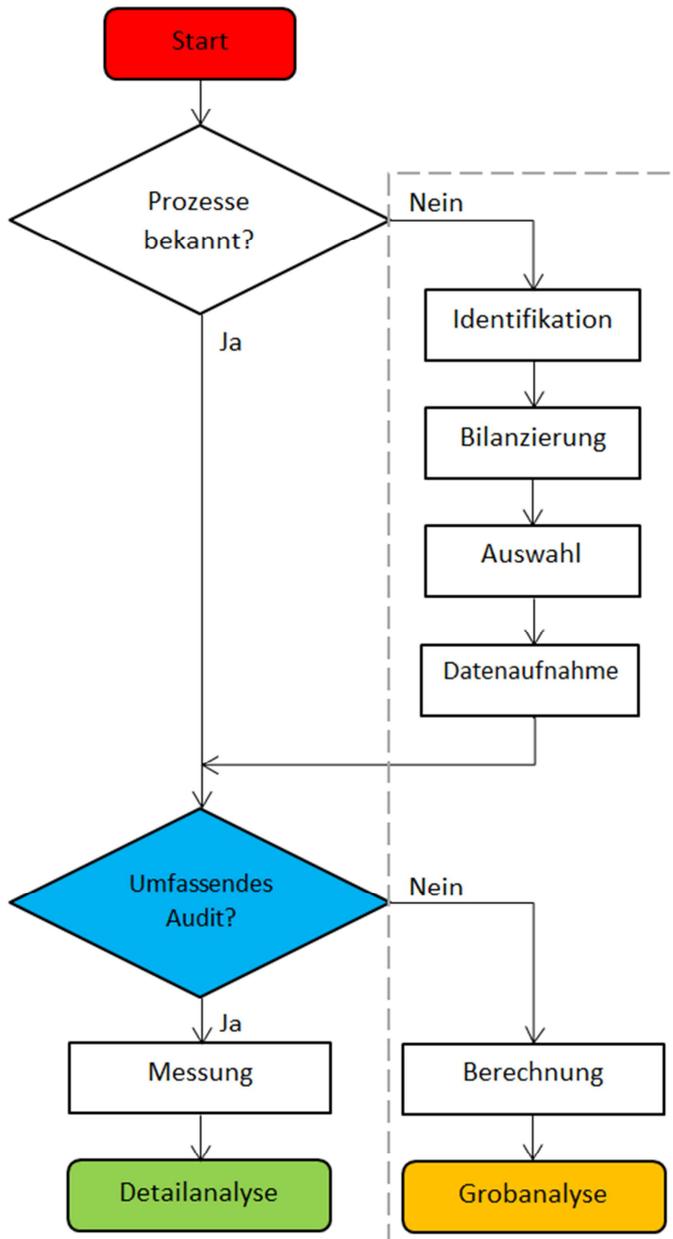


Abbildung 1: Vorgehensweise bei der Prozessauswahl bzw. bei der Durchführung einer Detail- bzw. Grobanalyse (Quelle: AEA)



2.1 Schritt 1: Identifikation von Prozessen als Abwärmequellen und –senken

Zunächst ist abzuklären, ob sich das Energieaudit auf das gesamte Unternehmen bezieht oder nur auf vom Auditor und/oder dem Unternehmen vorausgewählte Abwärmeströme.

Bezieht sich das Energieaudit auf einen ausgewählten Abwärmestrom und sind die wesentlichen Parameter der Abwärmequelle und Abwärmesenke bekannt, wird auf das Kapitel 3 - Messung - verwiesen.

Sind die wesentlichen Prozesse im Unternehmen nicht bekannt, wird grundsätzlich empfohlen, sich einen Überblick über die Prozesse zu beschaffen.

Dazu ist eine Tabelle oder ein Flow-Chart mit den wichtigsten wärme- und kälteverbrauchenden Prozessen mit und ohne Abwärme zu erstellen. Quellen können z.B. Verfahrens- oder Rohrleitungs- und Instrumentenfließbilder (R&I) sein. Dabei sind sowohl branchenspezifische, als auch sog. Querschnittstechnologien oder branchenübergreifende Prozesse zu erheben. Zu diesen gehören auch Kälte- Wärmeversorgung, Lüftungsanlagen, Druckluftbereitstellung.

Beispiele für Branchenspezifische Prozesse:

- Trocknung
- Reinigung
- Waschen
- Kochen
- Pasteurisieren
- Sterilisieren
- Färben
- Destillieren
- Extrahieren
- Eindampfen
- Bleichen
- Wärmebehandlung
- Schmelzen

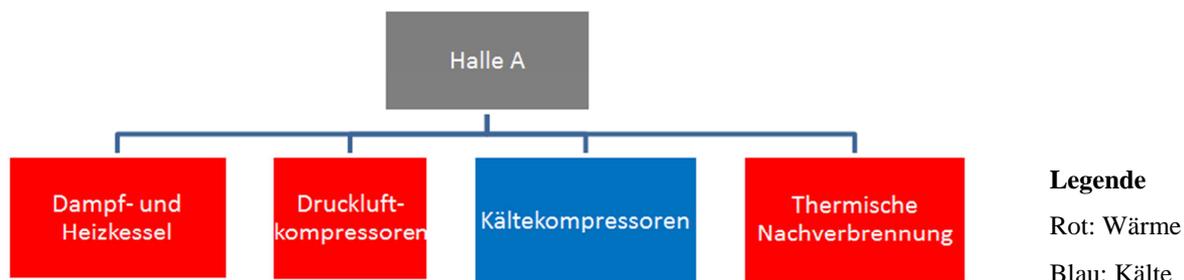


Abbildung 2 Beispiele für branchenübergreifende Prozesse



2.2 Schritt 2: Bilanzierung

2.2.1 Kälte- Wärmeverbrauchende Prozesse

In einem nächsten Schritt soll eine grobe Energiebilanz erstellt werden, um zu prüfen, welche Prozesse die wesentlichen Wärme- und Kälteverbraucher im Betrieb sind. Dies soll zunächst für die verschiedenen Wärmeenergieträger und/oder Strom getrennt erfolgen. Dazu ist es sinnvoll, vor der detaillierten Analyse zunächst eine etwas gröbere Darstellung zu wählen.

Folgende Daten sind für diesen Schritt notwendig (siehe Tabelle 1)

- Leistung
- Auslastung
- Betriebszeit

Leistung

Generell werden Wärmetauscher bzw. Brenner, Öfen, Kälteanlagen usw. so ausgelegt, dass sie bestimmte Betriebszustände in bestimmten Zeitintervallen herstellen können.

In einer ersten Annäherung ist zunächst die thermische Leistung des Prozesses, der Maschine oder des Wärmetauschers zu erheben. Diese kann dem Typenschild oder der Herstellerinformation entnommen werden. Manche Angaben sind erst in [kW] umzurechnen.

Auslastung

Ein weiterer wichtiger Parameter ist die Auslastung: Viele Maschinen werden tatsächlich mit einer geringeren Auslastung als ursprünglich geplant ausgelastet. Hier ist bei der Begehung festzustellen, welche maximale Kapazität die Maschine hat und welche Kapazität derzeit benötigt wird. Hilfreich sind dabei Listen bzw. Einschätzung des Maschinenführers, elektronische Steuerungen oder Produktionsaufzeichnungen. Oft erfolgen solche Aufzeichnungen auch in Stück pro Stunde/Schicht/Tag, dies ist am besten Vor-Ort auch in [kg] zu erheben.

Betriebszeit

Dies kann meist über die Einschaltdauer pro 24 h erfolgen, dazu ist die Ein- und Ausschaltzeit zu erheben. Weiters ist die Anzahl der Tage pro Jahr zu erheben, an denen die Anlage eingeschaltet ist.



Tabelle 1: Tabelle zur Bilanzierung der Prozesse nach Energieversorgungssystem getrennt (Quelle: AEA)

INPUT		Abschätzung		Endenergieverbrauch			
Heiz-, Kühlsystem		Wirkungs- grad des Heiz- od. Kühlsystems (Erzeugung, Verteilung)		gesamt [kWh] für Brennstoff für Heizsystem			
Brennstoff		Kosten pro kWh Endenergie		Kosten pro kWh Nutzenergie (nach Erzeugung und Verteilung)			
OUTPUT Prozess	Energie- träger	Leistung [kW _{th}]	Auslas- tung [%]	Betriebs- zeit pro Jahr [h]	Nutzener- giebedarf Leistung mal Ausl. mal Betriebsz. [kWh/a]	Betriebs- kosten	Relevant für weitere Betrach- tung?
z.B. Trock- nung							

2.2.2 Abwärmeströme aus Kälte- und Wärmeversorgung und anderen Hilfsprozessen

Für die weitere Betrachtung sind aber auch Abwärmeströme aus den Querschnittstechnologien und Kälte- und Wärmeversorgungsprozessen zu erheben und zu bewerten. Dazu sind insbesondere die verfügbaren Leistungen, Temperaturniveaus und Betriebszeiten abzuschätzen. Für Details zu Abwärmenutzung aus Druckluft-, Kälte-, Ventilator- und Dampfsystemen siehe klimaaktiv Druckluft -, Kälte-, Ventilator- und Dampfsysteme Leitfaden.

2.3 Schritt 3: Prozessauswahl zur näheren Betrachtung

Die Relevanz für die weitere Betrachtung muss der/die EnergieauditorIn gemeinsam mit dem Unternehmen bewerten. Mögliche Kriterien für die weitere Betrachtung der Prozesse können sein:

- Größenordnung des Energieverbrauchs des Prozesses
- Temperaturniveau der zu- und abströmenden Medien
- Art der Medien (Feststoffe eignen sich meist wenig für Wärmerückgewinnung)
- Betriebszeiten
- Inhaltsstoffe (Verunreinigungen wie z.B. Feststoffe, Flusen sind bei der Auslegung zu beachten)

Folgende Tabelle zeigt Beispiele für Prozesse, bei denen erfahrungsgemäß häufig nutzbare Abwärme anfällt bzw. Abwärme genutzt werden kann.



Abwärmequellen – Industrieprozesse

- Wärme in Abgasen von Industrie-, Backöfen und weiteren Verbrennungsprozessen
- Prozessabluft
- Abluft aus Trocknungsanlagen
- Brühdampf aus Destillations- und Verdampfungsanlagen
- Wärme in gasförmigen und flüssigen Strömen aus Prozessen (z.B. Abwasser)
- Konvektions- und Strahlungswärme von heißen Oberflächen von Maschinen und Anlagen
- Wärmeverluste über (warmes) Kühlwasser oder Schmiermittel
- Wärme in Produkten aus Prozessen
- Kühlen von hydraulischen Systemen

Abwärmequellen – Hilfsprozesse

- Thermische Nachverbrennung
- Wärme von Druckluftkompressoren
- Wärme aus Kälteanlagen
- Wärme aus Lüftungsanlagen (Abluft)
- Dampfkessel-Abschlammung
- Kondensatrücklauf
- Abluft Dampfkessel, Heizkessel

Nachstehend sind sog. Senken, also Prozesse genannt, die Abwärme nutzen können. Hier ist wichtig zu beachten, dass nach der Vermeidung der Abwärme, die unmittelbare Nutzung im selben Prozess Vorrang vor allen weiteren Möglichkeiten der Abwärmenutzung hat. Der Grund liegt daran, dass die Prozessabwärme mit dem Prozesswärmeeintrag meist räumlich und zeitlich übereinstimmt.

Senken – Prozesse, die die Abwärme nutzen können

- Beheizung, Vorheizung industrieller Prozesse
- Vorwärmen von Brenngasen für Öfen, Heizkessel
- Beheizung von Gebäuden
- Warmwasseraufbereitung, inkl. Vorwärmen des Wassers für den Kessel
- Trocknung
- Stromerzeugung



2.4 Schritt 4: Datenaufnahme der ausgewählten Prozesse

Für die ausgewählten Prozesse sind anschließend, falls für den Prozess relevant, folgende Parameter zu erheben:

- Leistung
- Auslastung
- Prozessart (Batch- vs. kontinuierlicher Prozess), Betriebszeit
- Volumenstrom
- Medium
- Dichte
- Spezifische Wärmekapazität
- Temperaturen Eingang/Ausgang
- Derzeitige Versorgungstemperatur und –art (Dampf, Warmwasser)
- Druck
- Örtliche Gegebenheit
- Derzeitige Nutzung der Abwärme
- Vorhandene Speicher

Leistung

Die Leistung wurde bereits im ersten Schritt erhoben bzw. siehe Anmerkungen oben unter Prozessschritt Bilanzierung. Ergänzend soll die derzeitige Beladung der Maschinen (und Gesamtproduktion) erhoben werden.

Auslastung, derzeitiger Betriebszustand

Siehe dazu Anmerkungen oben. Für eine detaillierte Analyse ist aber noch folgender Zusammenhang relevant: Manche thermische Maschinen nehmen auch bei geringer Last zumindest die halbe Leistung auf. Hier ist, wenn möglich, das Regelverhalten der Maschine zu erheben und zu prüfen, ob die thermische Leistung und damit der Energieinhalt der Abluft- und Abwasserströme bei geringerer Last tatsächlich niedriger ist.

Prozessbetriebsart, zeitlicher Verlauf, Betriebszeiten

Zu den Betriebszeiten siehe Anmerkung oben unter Grobanalyse.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist, ob die Leistung kontinuierlich oder diskontinuierlich in Spitzen abgefragt wird. Die notwendige Leistung kann entweder gemessen oder berechnet werden.

Für die Auslegung von Wärmerückgewinnungs-Anlagen ist vorrangig die Grundlast ausschlaggebend.



Medien

Für jeden Prozess ist zu prüfen, welches Medium bzw. welche Medien für den Prozess benötigt werden, welche Medien austreten und welche Temperatur- und Druckniveaus herrschen und ob gegebenenfalls kritische Stoffe enthalten sind.

Hier sind zunächst die Massenströme pro Stunde [kg/h] abzuschätzen (oft über Tageswerte zu errechnen). In weiterer Folge sollte dieser Wert auch für eine Jahresbetriebsdauer ermittelt werden.

Für die Medien sind dabei auch die spezifischen Wärmekapazitäten zu erheben.

(das klimaaktiv Pinch-Tool enthält eine Tabelle mit vielen Wärmekapazitäten)

Temperaturen

Folgende Temperaturniveaus sind dabei relevant:

- Temperatureintritt
- Zieltemperatur - auf welche Temperatur wird gekühlt oder aufgewärmt?
- Mit welcher Temperatur verlässt das Prozessmedium den Prozess/die Anlage?
- Welche Temperaturen haben die Abluft-, Abwasserströme?
- Gegebenenfalls ist eine Information wichtig, auf welche Temperatur diese Abluft-, -wasserströme abgekühlt werden können. Hier ist insbesondere Kondensation, Frieren und ähnliches gemeint.

Bei diesem Schritt sind auch die Temperaturanforderungen zu hinterfragen bzw. ist zu beachten, dass z.B. aufgrund von zu langer Lagerung nach dem vorgelagerten Prozessschritt Wärmeaustausch mit der Umgebung erfolgt sein kann.

Druck

Abwasser- und Abluftdrücke sind zu erheben, diese werden für die Auslegung von möglichen Wärmetauschsystemen benötigt.

Kritische Stoffe

Kritische Stoffe sind insbesondere Stoffe, die nach Temperaturabsenkung (Kondensation) korrosive Wirkung haben (CO), weiters Stoffe, die die Funktionsfähigkeit des Wärmetauschers beschränken (Flusen).

Örtliche Gegebenheiten

Generell ist zur Abwärmenutzung am Ort oder in der Nähe der Abwärmequelle ausreichend Installationsraum für die Komponenten vorzusehen. Lange Transportwege der Trägermedien erhöhen die Energiekosten und verringern die Gewinne aufgrund des Wärmeverlustes. Welche Distanz noch wirtschaftlich ist, hängt vom spezifischen Projekt ab. (Bayrisches Landesamt für Umwelt, 2012)



2.5 Schritt 5: Berechnung bzw. Messung der relevanten Daten

In Abhängigkeit der Tiefe des Energieaudits sind entweder Berechnungen anzustellen oder Messungen durchzuführen.

Für die Grobanalyse können Energieströme mittels Multiplikation der erhobenen Parameter berechnet werden (z.B. Leistung mal Volllaststunden) bzw. mit den klimaaktiv Pinch-Tool automatisch berechnet und weiter analysiert werden (vgl. auch Abschnitt 0.).

$$\dot{Q} = m_1 \cdot c_p \cdot \Delta T$$

\dot{Q} ... Abwärmestrom Leistung in [kJ/s] (Umrechnung in kW=kJ/3.600)

m ... Massenstrom [kg/s]

c_p ... spezifische Wärmekapazität des Abwärmestroms[kJ/kgK]

ΔT ... Temperaturdifferenz, auf die ein Abwärmestrom abgekühlt werden kann[K]

Für die Detailanalyse sind Messungen vor Ort über einen bestimmten Zeitraum durchzuführen. Dadurch ist es möglich, die Prozesse genauer zu analysieren.

Falls möglich sind Messungen der Berechnung vorzuziehen! Im nächsten Kapitel finden sich deshalb weitere Informationen zum Thema Messung.



3 Messung

Energieflüsse können entweder auf der Primärseite der Energiezufuhr oder auf der Sekundärseite (Prozessmedium) gemessen werden. Die Wahl ist üblicherweise von der Verfügbarkeit der möglichen Messpunkte abhängig (Zugang zu den Leitungen, Isolierung, Zustand der Leitungen, Regelung, etc.). Folgender Überblick über mögliche Messungen kann als Anhaltspunkt für mögliche Messpunkte dienen:

Messungen auf Prozessmedium-Seite („Sekundärseite“):

- Messungen am *Prozessmedium* (Wasser, Luft, Produktflüsse), das im Prozess erwärmt wird
- Messungen am Frischwasser, das einem Behälter zugeführt wird und kontinuierlich auf einer bestimmten Temperatur gehalten wird (z.B. in Waschanlagen)

Messungen auf der Wärmeversorgungsseite („Primärseite“):

- Messungen an der Warmwasserzuleitung und Temperaturmessungen vor und nach dem Wärmetauscher (bei indirekter Energieversorgung).
- Messungen an der Warmwasserzuleitung und der Temperatur des Warmwassers (bei direkter Energieversorgung)
- Messungen an der Dampf- oder Kondensatleitung eines Prozesses (oder mehrerer Prozesse, wenn das Regelschema so gestaltet ist, dass die Messdaten danach den einzelnen Prozessen zugeordnet werden können)
- Messungen am Frischwasser, das in das Dampfzufuhrsystem eingeleitet wird (zur Bestimmung der Energie, die als Direktampf verwendet wird)“ (Schweiger, 2011, S. 50)

Diese Parameter können in unterschiedlicher Genauigkeit aufgenommen werden. Wo möglich, sind bestehende Sub-Zähler und Prozesssteuerungen zu berücksichtigen.

Tabelle 2 Überblick über mögliche Methoden zur Abschätzung von relevanten Parametern

Methoden zur Abschätzung - Messvarianten - Messinstrumente	
Temperatur	Installierte Messinstrumente
	Infrarotpistole
	Thermoelement
Volumenstrom	Max. Fördervolumen Pumpe
	Max. Förderstrom Ventilator
	Volumenstrommessung
Betriebszeiten	Betriebszeiten-Aufzeichnungen
	Regelung der Anlagen überprüfen
	Tag-, Nacht-, Wochenendabschaltung



3.1 Temperaturmessungen für alle Medien

Bei der Beurteilung des Abwärmepotentials in Betrieben ist die Höhe der Temperaturen einer der entscheidenden Faktoren. Eine erste Hilfe bieten dazu installierte Messinstrumente, deren Anzeige ist auf Plausibilität zu prüfen.

Für viele Medien sind Temperaturen im Betrieb bekannt bzw. werden zur Prozesssteuerung verwendet. Diese messen zwar meist den Prozess aber nicht Abgas- bzw. Abwassertemperaturen. Eine Ausnahme bilden Abwassertemperaturen des zentralen Abwasserkanals, da diese Temperaturen meist per Bescheid vorgegeben sind.

Die Messung selbst sollte zu einem Zeitpunkt erfolgen an dem der entsprechende Prozess bzw. die Maschine den häufigsten Betriebspunkt erreicht hat. Auch der Ort der Messung ist entscheidend, hier ist beispielsweise bei Abluftkanälen zu prüfen, ob nicht vorher bereits Frischluft zugemischt wurde.

Wenn der Massenfluss in Rohren (Wärmeversorgungsflüsse, Produktströme oder Kälteversorgungsflüsse) bekannt ist, kann die Messung der Vor- und Rücklaufemperatur am Rohr über einige Stunden schon ausreichende Informationen für die Berechnung der Wärme oder Kälte, die über das Rohr zugeführt wird, liefern. (Schweiger, 2011, S 49)

Mit Infrarotpistolen können an (nicht-isolierten) Behältern und Rohren Messungen durchgeführt werden, die Rückschlüsse auf die Temperaturen während des Betriebs erlauben.

Generell sind Kontaktmessungen mit Thermoelementen an der Behälter- bzw. Rohroberfläche eine sehr gute Möglichkeit Temperaturen zu messen, da viele Fehlerquellen die bei Infrarotanwendungen auftreten ausgeblendet sind. Dazu ist gegebenenfalls Dämmmaterial und evtl. Grünspan auf den Rohren zu entfernen. Die Temperaturmessung bei mittleren und hohen Temperaturen ist mit der entsprechenden Sicherheitsausrüstung durchzuführen.

Sollte die Prozesstemperatur schnellen Veränderungen unterworfen sein, so lassen sich Thermoelemente mit Datenschreibern schnell installieren, die die Daten während der Besichtigung speichern. Auf Basis von Temperaturmessungen an isolierten Behältern oder Rohren können Wärmeverluste berechnet werden. (Schweiger, 2011, S 49)

3.1.1 Arten von Temperaturmessung

Folgende Arten von Temperaturmessungen sind verfügbar:

Widerstandsthermometer (RTD): Bevorzugt kommen metallische Widerstände zum Einsatz, insbesondere Platin und Nickel, deren Widerstand gut reproduzierbar mit der Temperatur ansteigt. Es ist die am meisten entwickelte Technologie mit internen Signalen zur Kalibrierung. Resetting ist möglich, die Thermometer haben eine hohe Genauigkeit. Widerstandsthermometer basieren auf dem Messprinzip, dass der elektrische Widerstand eines Leiters oder Halbleiters von der Temperatur abhängt. (<http://www.msr.uni-bremen.de/download/MSGrundlagenTemperatur.pdf>)

Thermoelement: Dazu werden zwei Leiter aus unterschiedlichen Materialien elektrisch miteinander verbunden. Zwischen ihren Enden liegt dabei eine Spannung an, die von der Temperaturdifferenz zwischen den Enden und der Kontaktstelle abhängt. Sie haben einen weiten Temperaturbereich und sind tragbar, benötigen aber Kalibrierung und erzeugen ein schwaches Signal, was beim industriellen Einsatz zu Ungenauigkeiten führen kann.

Thermistore werden für permanente Messungen genutzt. Sie haben niedrige Kosten, automatisches Resetten ist möglich. Thermistoren werden aus Metalloxid-Halbleitermaterial hergestellt, deren Widerstand sich mit der Temperatur ändert und sind in einer Glas- oder Epoxidperle eingeschlossen. (<http://www.ni.com/white-paper/7112/de/>)



Infrarot-Thermometer: Diese messen die Temperaturen über die thermische Strahlung auf Distanz, sind insbesondere zur Identifikation von „hot spots“ und ungenügender Isolierung geeignet, allerdings nicht für gewölbte Oberflächen (also Rohre). Sie sind preisgünstig und praktisch bei Begehungen. Thermometer decken in der Regel einen Bereich von -50 Grad Celsius bis zu mehreren Hundert oder gar Tausend Grad ab. Wichtig sind die einzustellenden Korrektor für Emissionsgrade. (Meist ist eine Tabelle mit den gängigen Werkstoffen integriert) (ab ca. 50 EUR)

Tabelle 3 Beispiele für Emissionsgrade von Aluminium

Werkstoff	Spezifikation	Temperatur	Spektrum	Emissionsgrad
Aluminium	Blech, 4 Muster unterschiedlich zerkratzt	70 °C	8 bis 5 µm	0,03 bis 0,06
Aluminium	Eloxiertes Blech	100 °C	Gesamtspektrum	0,55
Aluminium	Folie	27 °C	3 µm	0,09

Infrarot-Kamera: Diese werden meist für Oberflächentemperaturen, z.B. Isolierung von Leitungen genutzt. Dazu muss aber der Emissionsgrad des Materials bekannt sein, für rostfreien Stahl und allgemein für polierte Metalle bzw. Substanzen mit niedrigem Emissionsgrad ist diese Technik nicht geeignet. Kosten: 1.500 EUR-8.000 EUR

3.2 Durchflussmessung von Flüssigkeiten

Zur Durchflussmessung von Flüssigkeiten hat sich für Energieaudits in Österreich die Clap-on Ultraschall-durchflussmessung durchgesetzt:

Dabei wird die Geschwindigkeit eines strömenden Mediums (Gas, Flüssigkeiten) mit Hilfe akustischer Wellen gemessen. Die Messung ist weitgehend unabhängig von den Eigenschaften der Medien: elektrische Leitfähigkeit, Dichte, Temperatur und Viskosität.

Clap-on ist eine Sonderform der Ultraschalldurchflussmessung, bei der die Messinstrumente außen am Rohr angebracht werden und daher keine Eingriffe in das Rohr benötigen. Dabei kann die Menge bzw. die Fließgeschwindigkeit bestimmt werden. In Kombination mit Temperaturmessungen können daraus rasch die Energieflüsse errechnet werden. Kurzfristige Messungen (z.B. über einige Stunden) geben nur einen Abschnitt der Gesamtproduktion wieder, und zwar besonders dann, wenn die Produktionsabläufe sehr zeitabhängig sind.

Die Einsatzbereiche liegen bei Nennweiten DN 5 bis DN 6000.

Die wesentlichen Vorteile von Clamp-On:

- einsetzbar für alle homogenen Medien in schalldurchlässigen Rohren, auch mit Auskleidung
- großer Messstofftemperaturbereich -40 ... +170 °C
- ideal für Nachrüstungen, da Rohre nicht aufzubohren sind
- kein Druckverlust im Rohr
- preisgünstig, insbesondere bei großen Nennweiten



3.3 Volumenstrommessung von gasförmigen Medien

Für Volumenstrommessung (und der Luftgeschwindigkeit) an Lüftungskanälen können Flügelrad-Anemometer eingesetzt werden.

Eine weitere Möglichkeit besteht über die Messung der elektrischen Leistungsaufnahme des Elektromotors. Über diese Leistung kann mithilfe des Datenblattes des Ventilators der geförderte Volumenstrom abgeschätzt werden.



4 Vermeidung und Minimierung der Abwärmeströme

Bevor über eine Nutzung der Abwärme- und -kälteströme nachgedacht wird, sind folgende Möglichkeiten zur Reduktion der Abwärme- und -kälteströme zu untersuchen:

- Zeitliches Abschalten der Prozesse, falls diese ohne Notwendigkeit in Betrieb sind (Beispiel: Lüftungsanlagen außerhalb der Betriebszeit, Spülvorgänge ohne Produktbeladung)
- Prüfen, ob Rezirkulation also direkte Nutzung des warmen Austrittsmediums möglich ist
- Temperatur-Zonierung: Prüfen, ob es möglich ist, Zonen mit unterschiedlichen Temperaturniveaus zu versorgen in Abhängigkeit der Prozessschritte
- Prozess-Steuerung, um neuerliches Abkühlen und Wiederaufwärmen zu vermeiden. Evt. ist es möglich, Prozesse vom Ende der letzten Schicht auf den Beginn der ersten Schicht zu verlegen, damit über Nacht nicht Wärmeverluste bzw. Wärmeeintrag auftreten. Dies ist insbesondere relevant wenn Produkte weiterverarbeitet werden.
- Optimierung der Aus- und Einlagerung von Produkten und Be- und Entladung von Maschinen, um Dauer der Öffnungszeiten bzw. notwendige Wärme- und Kältezufuhr zu beschränken
- Reduktion der Betriebszeiten: z.B. Einbau von Sensoren, um die Trocknungsdauer auf die notwendige Dauer zu beschränken
- Prüfung der Regelung (z.B. CO₂-Sensoren zur Belüftung) und Einstellung (Temperatureinstellung für den Prozess)
- Reduktion der Abstrahlverluste: Isolierung der Maschine (abhängig von der Oberflächentemperatur), Abdecken von offenen Bädern
- Ersatz der Maschine durch Maschine mit höherer Effizienz und/oder geringerer Abstrahlung usw.
- Reduktion der Belüftungsraten auf das erforderliche Niveau (gesetzl., per Bescheid, ArbeitnehmerInnenschutz usw.)



5 Optimierung bestehender Wärmetauscher und des bestehenden Wärmetauscher-Netzwerkes

Die Optimierung bestehender Wärmetauscher und des bestehenden Wärmetauschernetzwerkes stellt ein wesentliches Element bei der Verbesserung der Abwärmenutzung dar. In vielen Unternehmen sind bereits Wärmetauscher zur Abwärmenutzung installiert, die aber oft nicht optimal genutzt werden. Zur Modellierung gibt es mehrere Analyse-Softwareprogramme, die auch eine umfassende Dateneingabe erfordern. In diesem Kapitel werden zwei unterschiedliche Zugänge zur Optimierung vorgeschlagen:

- Eine Analyse auf Basis bestehender Wärmetauscher zur Beurteilung, ob der Wärmetauscher optimal betrieben wird
- Eine Analyse zur Gesamtsystembewertung zur Beurteilung, ob die Wärmetauscher richtig platziert sind. Dazu ist eine Durchführung der Pinch-Analyse erforderlich (Details dazu siehe nächstes Kapitel)

5.1 Analyse der Temperaturen und Nutzung der Wärmetauscher

Die folgende Analyse dient dazu, einzelne Wärmetauscher zu bewerten, kann aber keine Aussage treffen, ob die Wärmetauscher überhaupt die „richtigen“ Prozessströme verbinden (dazu ist die Pinch-Analyse geeignet).

Zunächst sind sämtliche bereits vorhandene Wärmetauscher aufzulisten. Dabei sind zuerst insbesondere jene Wärmetauscher mit den höchsten Leistungen aufzunehmen. Dazu sind soweit verfügbar Auslegungs- und reale Daten zu den primär- und sekundärseitigen Stoffströmen aufzunehmen. Vor-Ort kann überprüft werden, ob beispielsweise ein Temperatur- und/oder Mengemessung installiert ist, ob Filter vorhanden sind und ob diese regelmäßig getauscht werden.

Tabelle 4 Datenaufnahme für bestehende Wärmetauscher

			Primärseite			Sekundärseite		
Bezeichnung Wärmetauscher Ort / Prozess	Art des Wärmetauschers (Platten, Röhren usw.)	Leistung Auslegung/real [kW]/[kW]	Strombezeichnung	t1/t2* Auslegung/real [°C]/ [°C]	Mediendurchsatz Auslegung/real [kg/s]/ [kg/s] Aggregatzustand	Strombezeichnung	t3/t4* Auslegung/tatsächlich [°C]/ [°C]	Mediendurchsatz Auslegung/real [kg/s]/ [kg/s] Aggregatzustand

*t1/t2: Temperatur Primärseite (Warmes Medium) Eingang/Ausgang

*t3/t4 Temperatur Sekundärseite (Kaltes Medium) Eingang/Ausgang



5.1.1 Temperaturen- und Massenstrom-Check

Zunächst ist zu prüfen, ob die realen Temperaturen- und Massenströme der Auslegung entsprechen.

Außerdem kann man prüfen, welche Temperaturen nach dem Wärmetauscher bei bestimmten Medienströmen herrschen sollten:

Dazu sind die Temperaturen und Massenströme vor dem Wärmetauscher und die Massenströme nach dem Wärmetauscher abzuschätzen. Daraus lassen sich die erwarteten Temperaturen nach dem Wärmetauscher abschätzen:

$$\Delta T_2 = \frac{m_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta T_1}{m_2 \cdot c_{p2}}$$

$\Delta T_{1...}$ Temperaturdifferenz auf der Primärseite (Heiz-Fluid) [K]

m_1 ... Massenstrom auf der Primärseite (Heiz-Fluid) [kg/s]

c_{p1} ... spezifische Wärmekapazität des Mediums auf der Primärseite (Heiz-Fluid) [kJ/kgK]

$\Delta T_{2...}$ Temperaturdifferenz auf der Sekundärseite (Kühl-Fluid) [K]

m_2 ... Massenstrom auf der Sekundärseite (Kühl-Fluid) [kg/s]

c_{p2} ... spezifische Wärmekapazität des Mediums auf der Sekundärseite (Kühl-Fluid) [kJ/kgK]

Ursachen dafür, dass die erwarteten Temperaturbereiche nicht erreicht werden, können sein:

- Falscher Anschluss (im Gleichstrom, statt im Gegenstrom, damit geringere Leistung des Wärmetauschers)
- Geringerer Massenstrom, damit geringere Wärmekapazität im Eingangsstrom (als in Auslegungssituation)
- Höherer Massenstrom führt bis zu einem gewissen Punkt zu höherem Wärmeübergang (höhere Geschwindigkeit und mehr Turbulenz)
- Ab einem bestimmten Massenstrom kann aufgrund der begrenzten Wärmeübertragungsfläche keine weitere Wärmeübertragung erfolgen, dadurch strömt dieser Strom mit erhöhter Temperatur aus dem Wärmetauscher aus
- Verkalkung, Fouling des Wärmetauschers
- Verstopfte Filter vor dem Wärmetauscher
- Lufteinschluss im Wärmetauscher (damit verringerter Wärmeübergang)
- Schlechte Regelung des Wärmetauschers
- Geringerer Wirkungsgrad des Wärmetauschers als erwartet (geringere Rückwärmezahl)

Bei Wärmetauschern, die über Dampfsysteme versorgt werden (also nicht zur Rückgewinnung genutzt werden), oder von Wärmetauschern in Dampfsystemen (zur Rückgewinnung von Brühdampf, Nachdampf):

- Ungünstige Platzierung der Kondensatableiter (Rückstau von Kondensat)
- Defekter Kondensatableiter

Aus dieser Analyse sind die entsprechenden Korrekturmaßnahmen abzuleiten.



5.1.2 Nutzungs-Check

Nachdem geprüft wurde, ob die Wärmetauscher optimal betrieben werden, ist weiters die Frage, ob eine richtige Nutzung der Wärmetauscher erfolgt.

Ob die Wärmetauscher an den optimalen Strömen installiert sind, ist erst nach Durchführung einer Pinch-Analyse möglich (siehe dazu Feinanalyse)

Weiters ist aber zu prüfen, ob die vom Wärmetauscher übertragene Wärme auch optimal genutzt wird:

- Wird die Wärme zeitlich optimal zu Verfügung gestellt? (evt. erfolgt die Nutzung zeitlich versetzt, über einen Speicher könnte mehr Energie übertragen werden)
- Kann der Wärmetauscher die Wärme in den Speicher übertragen? Hier können mehrere Gründe vorliegen, warum dies nicht in geeigneter Weise erfolgt (z.B. über Nacht und am Vormittag wurde Speicher bereits mit konventioneller Heizung beheizt; der Speicher wird bereits über einen anderen Wärmetauscher gefüllt; der Speicher ermöglicht nur bestimmte Temperaturniveaus)

5.2 Feinanalyse mithilfe der Pinch-Methode

Auf Unternehmensebene kann auch die Pinch-Methode genutzt werden, um Wärmetauschernetzwerke zu optimieren.

Folgende fünf Punkte sollen dabei untersucht werden:

- 1) Kein Heizen unter dem Pinch

Unter einer bestimmten Temperatur (dem Pinch) sollte theoretisch nicht geheizt werden, da genügend Abwärme aus anderen Prozessen mit einer höheren Temperatur verfügbar wären.

- 2) Kein Kühlen über dem Pinch

Über einer bestimmten Temperatur (dem Pinch) sollte theoretisch nicht gekühlt werden, da genügend Senken mit einer niedrigeren Temperatur verfügbar wären, um diesen Prozess abzukühlen.

- 3) Keine Wärme über den Pinch übertragen (das entspricht den ersten zwei Regeln)

Hinweis: Aus ökonomischen und technischen Gründen werden diese Regeln nicht immer berücksichtigt, um die Anzahl der Wärmetauscher zu minimieren!



4) Schleifen identifizieren und aufbrechen

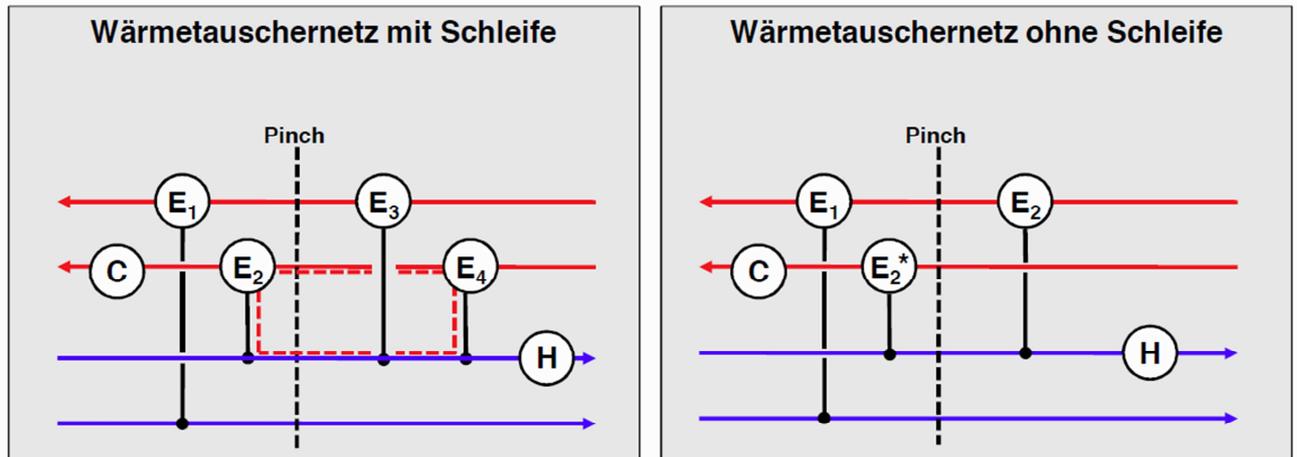


Abbildung 3 Vermeidung von Schleifen im Wärmetauschernetz (Universität Duisburg, Essen, o.J.)

5) Pfade identifizieren und aufbrechen (z.B. Übertragen von Wärme von einem kalten Strom, der später erwärmt wird zu einem warmen Strom)

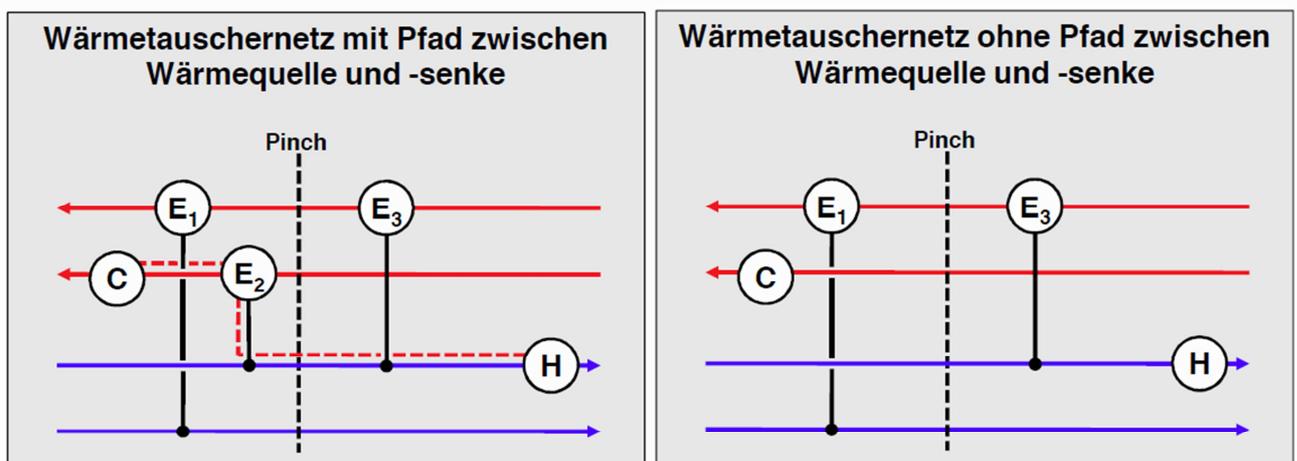


Abbildung 4 Vermeidung eines Wärmetauschernetzes mit Pfad zwischen Wärmequelle und -senke (Universität Duisburg, Essen, o.J.)



6 Nutzung betrieblicher Abwärme

Aus den aufgenommenen Daten sind Möglichkeiten zur Nutzung vorhandener Abwärme- und Abkälteströme zu definieren.

Aufbauend auf der physikalischen und ökonomischen Analyse erfolgt die Auswahl der Technologie zur Nutzung betrieblicher Abwärme.

- Wärmetauscher
- Wärmepumpen
- Warmwasserspeicher
- ORC (Organic Rankine Cycle) - Prozess, Dampfturbine (im Detail in diesem Leitfaden nicht behandelt)

6.1 Grobanalyse

Beim Wärmetausch von Prozess zu Prozess oder beim Einsatz von Wärmepumpen gilt es folgende Bewertungen durchzuführen:

- Qualitative Bewertung: Wärmequellen mit hoher bzw. ausreichender Temperatur sind mit Wärmesenken mit niedriger Temperatur zu kombinieren.
- Quantitative Bewertung: Wärmefall und –bedarf sollen möglichst gut übereinstimmen.
- Zeitliche Bewertung: Der Wärmefall und –bedarf sollen möglichst zeitnah erfolgen.

Bei zu geringer Temperatur können Wärmepumpen, bei zu hohem zeitlichem Abstand Wärmespeicher eingesetzt werden.

Folgende Parameter sollen daher zumindest aus dem Schritt Datenerhebung vorhanden sein:

- Temperaturbereich Wärmequelle und -senke
- Aggregatzustand Abwärmemedium
- Betriebsstunden Wärmequelle und -senke
- Thermische Leistung der Wärmequelle und -senke
- Zeitliche Überlappung
- Verfügbarer Platz für den Wärmetauscher

6.1.1 Qualitative Bewertung

Als qualitative Bewertung wird die Bewertung hinsichtlich des Temperaturniveaus zu verstehen. Die Nutzbarkeit der rückgewonnenen Abwärme ist insbesondere vom verfügbaren Temperaturniveau abhängig. Je höher die Temperatur, desto mehr Anwendungsmöglichkeiten stehen zu Verfügung.

Zur Nutzung niedrigerer Temperaturniveaus eignen sich:

- Niedertemperatursysteme (Fußbodenheizung) und
- Systeme mit niedriger Eingangstemperatur (Verbrennungs-, Trocknungs-, Frischluft, Frischwasser, Speisewasser)
- Vorwärmung von z.B. Frischwasser, die Endtemperatur wird über andere Wärmequellen erreicht

Eine weitere Möglichkeit stellen Wärmepumpen zur Anhebung des Temperaturniveaus dar.



Folgende Abbildung gibt eine Übersicht über Temperaturniveaus von Abwärmequellen und Abwärmenutzung.

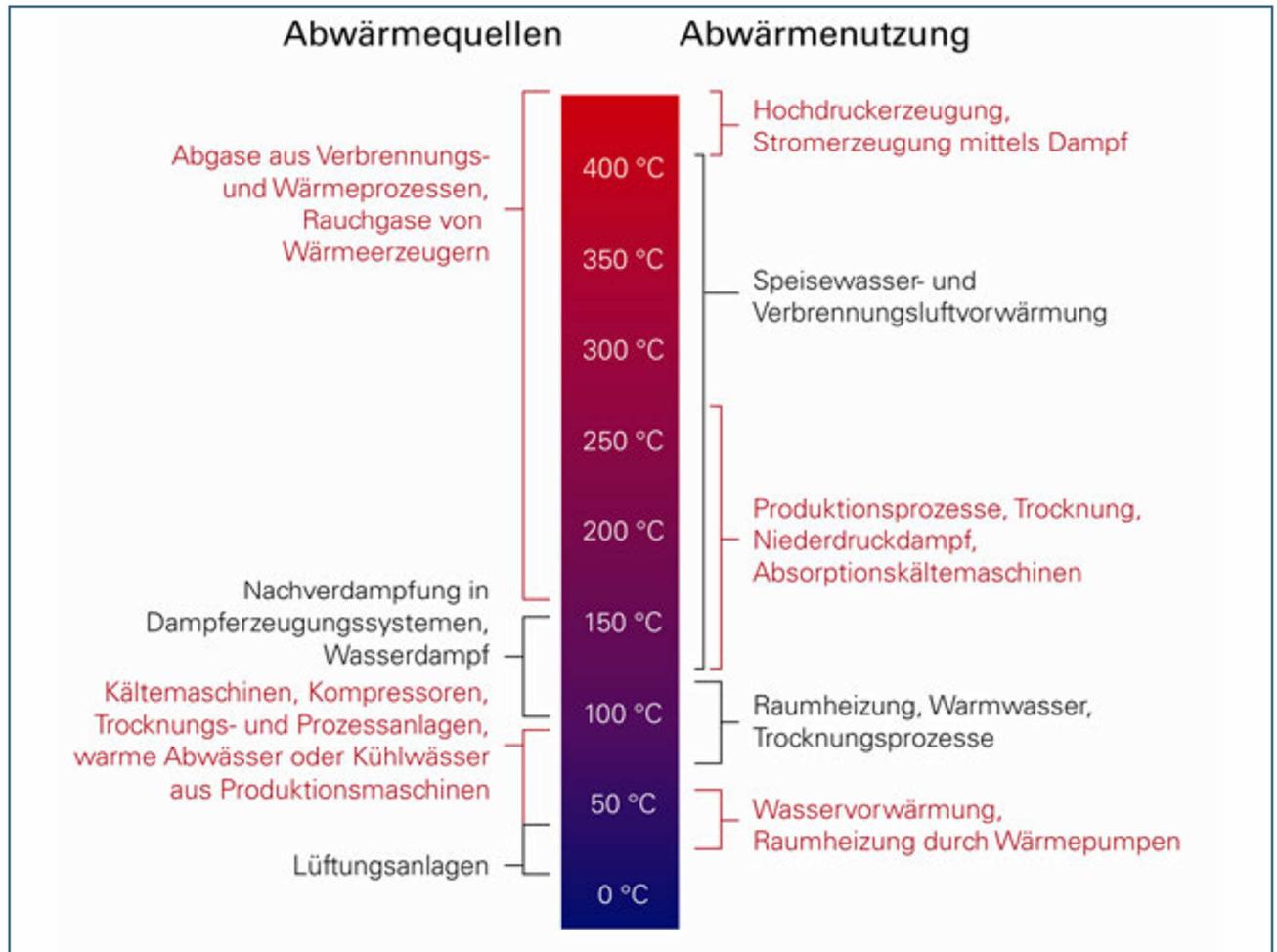


Abbildung 5 Verschiedene Abwärmequellen und Abwärmesenken nach Temperaturniveau (Bayerisches Landesamt für Umwelt, 2012, S. 6)

Im Niedertemperaturbereich der Abwärme, bis zu 50°C, ist der bevorzugte Einsatzbereich der Wärmepumpen. Allerdings gibt es in vielen Betrieben, die Möglichkeit auch in diesem Temperaturbereich sowohl zur prozessinternen Wärmenutzung (z.B. Waschmaschinen) als auch zur betriebsinternen Wärmenutzung (Vorwärmung des Wassers im Warmwasserspeicher) Wärmetauscher einzusetzen.

Ab 50°C ist der Wärmetausch für Prozesse mit geringer Temperaturanforderung gut geeignet. Die prozessinterne Wärmenutzung eignet sich insbesondere ab Temperaturen von über 150°C.



Tabelle 5 Wärmenutzungsmöglichkeiten nach Temperaturbereich (SAENA, o.J)

Temperatur-bereich - Abwärmequelle	Prozessinterne Wärmenutzung (z.B. Verbrennungsluft)	Betriebsinterne Wärmenutzung (für andere Prozesse mit geringer Temp. anforderung)	Einsatz von Wärmepumpe
Bis 50°C	Frischwasservorwärmung	Frischwasservorwärmung	Sehr gut geeignet
50°C-100°C	Unter Umständen	Gut geeignet	Unter Umständen
150°C-500°C	Gut geeignet	Gut geeignet	
Über 500°C	Sehr gut geeignet	Gut geeignet	

6.1.2 Quantitative Bewertung

Für die quantitative Bewertung ist eine Abschätzung der durchschnittlichen Leistung der Abwärmequelle erforderlich. (Siehe Anmerkungen dazu unter Datenanalyse). Generell sollte man zunächst die großen Leistungen analysieren, umgekehrt zählen sich Maßnahmen im Leistungsbereich von unter 10 kW mit Ausnahme des Einsatzes von Wärmepumpen nur unter Umständen aus. Ab 10 kW ist es sinnvoll, alle Varianten der Abwärmenutzung zu prüfen.

Als Medien eignen sich insbesondere Flüssigkeiten zur Abwärmenutzung für betriebsinterne Wärmenutzung und für den Einsatz von Wärmepumpen. Gasförmige Medien eignen sich im Regelfall nur für prozessinterne Wärmenutzung. Eine Einschränkung gilt hier jedoch für höhere Temperaturbereiche, wie sie z.B. bei Abgasen von Öfen und Kesseln vorkommen.

Falls die versorgte Nutzleistung höher als die Abwärmeleistung ist, muss für betriebsinterne Wärmenutzung eine Zusatzheizung installiert sein bzw. bleiben.

Tabelle 6 Wärmenutzungsmöglichkeiten nach Leistungsbereich (SAENA, o.J)

Durchschnittliche Leistung der Abwärmequelle	Prozessinterne Wärmenutzung (z.B. Verbrennungsluft)	Betriebsinterne Wärmenutzung (für andere Prozesse mit geringer Temp. anforderung)	Einsatz von Wärmepumpe
Bis 10 kW			Unter Umständen
10 bis 100 kW	Gut geeignet	Gut geeignet	Sehr gut geeignet
100 kW -1 MW	Sehr gut geeignet	Sehr gut geeignet	Gut geeignet
Über 1 MW	Sehr gut geeignet	Gut geeignet	Unter Umständen
Gasförmig	Gut geeignet	Unter Umständen	
Flüssig	Gut geeignet	Gut geeignet	Gut geeignet

6.1.3 Zeitliche Bewertung

Bei Betriebszeiten unter 2.000 h pro Jahr eignet sich insbesondere die prozessinterne Wärmenutzung, aufgrund des oft höheren Temperaturniveaus und der guten Gleichzeitigkeit von Anfall und Nutzung der Wärme. Wärmepumpen sind ab einer Betriebszeit von ca. 2.000 h wirtschaftlich zu betreiben. Für betriebsinterne Wärmenutzung sind im Regelfall längere Betriebszeiten ab 4.000 h erforderlich.



Darüber hinaus sind auch die genauen zeitlichen Verläufe der Abwärmequellen und –senken wichtig: Manche Prozesse haben zyklische Betriebsweisen, was sich auf die nutzbare Energiemenge auswirkt. Bei den Abwärmesenken ist insbesondere der zeitliche Auftritt der Maximallast wesentlich.

Bei prozessinterner Wärmerückgewinnung ist die zeitliche Überlappung oft sehr hoch, nur beim Start des Prozesses ist diese Wärme oft noch nicht verfügbar.

Generell sollten Wärmetauscher und Wärmepumpen auf die Grundlast ausgelegt werden, um eine hohe Laufzeit, niedrige Kosten und damit eine hohe Wirtschaftlichkeit zu erreichen.

Tabelle 7 Wärmenutzungsmöglichkeiten nach Betriebsstunden (SAENA, o.J.)

Betriebs-stunden Abwärmequelle	Prozessinterne Wärme- nutzung (z.B. Verbrennungsluft)	Betriebsinterne Wärme- nutzung (für andere Prozesse mit geringer Temp. anforderung)	Einsatz von Wärme- pumpe
Bis 2.000 h	Gut geeignet		
2.000 h bis 4.000 h	Sehr gut geeignet	Unter Umständen	Gut geeignet
4.000 h bis 6.000 h	Sehr gut geeignet	Gut geeignet	Sehr gut geeignet
Über 6.000 h	Sehr gut geeignet	Sehr gut geeignet	Sehr gut geeignet
Abwärmesenke			
Zeitlicher Bedarf an Nutzleistung			
Bis 1.000 h	Unter Umständen	Unter Umständen	
1.000 bis 2.000 h	Gut geeignet	Gut geeignet	Gut geeignet
Über 2.000 h	Sehr gut geeignet	Sehr gut geeignet	Sehr gut geeignet
Nutzleistung größer als Abwärmeangebot	Unerheblich	Zusatzheizung	Zusatzheizung
Zeitliche Überlappung Anfall Abwärme und Nutzwärmebedarf	Oft gegeben	Speicher	Speicher



6.1.4 Zusammenfassende Bewertung

Zusammenfassend können als Daumenregel gelten:

Interne Wärmenutzung ist sehr gut oder gut geeignet, wenn die Temperaturen über 150°C betragen, im Leistungsbereich über 10 kW, bei flüssigen und gasförmigen Medium und ab Betriebszeiten von 4.000 h der Abwärmequelle und ab 1.000 h zeitlichem Bedarf der Nutzenergie.

Betriebsinterne Wärmenutzung ist sehr gut oder gut geeignet, wenn die Temperaturen über 50°C betragen, im Leistungsbereich ab 10 kW, bei flüssigem Medium und ab Betriebszeiten von 4.000 h der Abwärmequelle und ab 1.000 h des Nutzungsenergiebedarfs.

Wärmepumpen sind sehr gut oder gut geeignet, wenn die Temperaturen unter 50°C betragen, im Leistungsbereich bis zu 1 MW, bei flüssigen Medien und ab Betriebszeiten von 2.000 h.

Ergänzend für Stromerzeugung aus Abwärme, die in diesem Leitfaden nicht näher betrachtet wird:

ORC-Turbinen eignen sich sehr gut oder gut für Temperaturen über 150 °C, bei Betriebszeiten von über 4.000 h (Abwärme und Nutzung), ab einer Leistung von 100 kW und bei flüssigem Aggregatzustand der Abwärme.

Dampfturbinen eignen sich sehr gut oder gut bei Temperaturen über 150 °C, bei Betriebszeiten der Abwärmequelle von über 4.000 h, ab einer Leistung von 100 kW, bei flüssigem Aggregatzustand, bei Betriebszeiten der Nutzung von 2.000 h.

(SAENA, o.J.)

6.1.5 Einschränkungen zur Kombination von Energieströmen

Allerdings können nicht alle Energieströme, die die oben genannten Kriterien erfüllen, kombiniert werden. Die Gründe können sein:

- Die Ströme liegen zu weit voneinander entfernt.
- Es gibt keinen Platz für den Wärmetauscher.
- Prozesstechnische Gründe, z.B. konstruktiv nicht möglich oder Energiestrom ist ein festes Produkt
- Sicherheitstechnische Gründe (Gefahr von Verunreinigung)
- Aus Flexibilitätsgründen (Verknüpfung zweier Energieströme würde An- und Abfahren der Anlage erschweren)
- Korrosionstechnisch (korrosive Stoffpaarungen)

6.2 Analyse mit der Pinch-Methode

6.2.1 Einführung in die Pinch-Methode

Die Pinch-Methode ist ein theoretisches Verfahren zur Bestimmung des Energiesparpotenzials durch Wärmerückgewinnung in einem Betrieb. Die Pinch-Analyse stellt dazu den Wärme- und Kältebedarf des gesamten Systems in einem einfachen Diagramm dar, das den Energiebedarf (Heizen und Kühlen) der Prozesse und die jeweils erforderlichen Temperaturniveaus ausweist.



Vorteile der Pinch-Methode

- Quantifizierung der möglichen Energieeinsparung durch Wärmerückgewinnung (als Bezugspunkt zum Vergleich mit realen Situationen)
- Richtlinie zur Bewertung bestehender Wärmetauscher-Netzwerke
- Bestimmung des externen Wärmebedarfs und des erforderlichen Temperaturniveaus
- Bestimmung des externen Kältebedarfs und des erforderlichen Temperaturniveaus

Nachteile Pinch-Methode

- Der einzugebende Datenumfang (mithilfe des klimaaktiv Pinch-Tools wird eine Unterstützung geliefert, um die Eingabe rasch abarbeiten zu können)
- Die Pinch-Methode errechnet ein theoretisches Potenzial und damit einen Referenzpunkt, der praktisch nur unter Umständen erreichbar ist.

6.2.2 Verbundkurven

Die Auswertung eines Pinch-Programms erfolgt mit Verbund- oder Composite-Kurven. Diese dienen dazu, einen Zielwert für den minimalen Energieverbrauch eines Prozesses zu ermitteln. Die Kurven sind Profile

- der Quellen, also des Wärmeangebots im Prozess (Hot Composite Curve = Wärmeverbundkurve, zu kühlende Ströme) und
- der Senken, also des Wärmebedarfs im Prozess (Cold Composite Curve = Kälteverbundkurve, aufzuwärmende Ströme).

Auch Ströme, die für den Prozess nicht unbedingt erforderlich sind (wie z.B. Abwasser, das zum Abfluss fließt), können in die Analyse aufgenommen werden, sofern sie als Heiz- oder Kühlmittel für andere Ströme eingesetzt werden können.

Die Pinch-Theorie unterteilt die Wärmeflüsse im System basierend auf den Temperaturstufen in einen kalten Teil, in dem Überschusswärme anfällt und gekühlt werden muss, und einen warmen Teil, der beheizt werden muss.

Diese Trennung erfolgt durch die Verbindung der Temperatur-Enthalpiekurven aller zu beheizenden Ströme (Cold Composite Curve) und aller zu kühlenden Ströme (Hot Composite Curve) in einem Temperatur-Betriebs-Diagramm. Der Überdeckungsgrad dieser Kurven ist ein Maß für das Wärmerückgewinnungspotenzial.

Folgende Tabelle zeigt ein Beispiel von verschiedenen Strömen:

Die Wärmekapazitäts-Flussrate CP ist der (Massenstrom) * (Wärmekapazität) und wird anhand der Enthalpieänderung je Temperatureinheit [$kW/^\circ C$] gemessen. Strom 2 muss bspw. 18,5 kW an Wärme zugeführt werden und wird dabei um 90K erwärmt, die Enthalpieänderung beträgt daher 0,2055 $kW/^\circ C$.

Die folgende Tabelle fasst die benötigten Daten zusammen.



Tabelle 8 Erforderliche Daten für Pinch-Analyse (letzte 3 Spalten benötigen Sie auch für das klimaaktiv Pinch-Tool)

Strom	Stromtyp	Starttemperatur in °C	Endtemperatur in °C	Leistung in kW	CP (Wärmekapazitäts-Flussrate) kW/°C	Massenstrom [kg/s]	Medium	Betriebsstunden
1	Kalt (Senke)	72°C	80°C	18,5 kW	2,3125			
2	Kalt (Senke)	20°C	110°C	18,5 kW	0,2055			

Die Wärmeverbundkurve wird gebildet, indem die Enthalpieänderungen der Ströme in den jeweiligen Temperaturbereichen addiert werden:

- Im Temperaturintervall zwischen 20°C und 72°C ist nur ein Temperaturstrom vorhanden. Daher entspricht der Wärmekapazitätsstrom der Verbundkurve dem Wärmekapazitätsstrom von Strom 2. Leistung für diesen Bereich daher: $\Delta T (52K) * CP (0,2055 \text{ kW/}^\circ\text{C}) = 10,7 \text{ kW}$.
- Im Temperaturintervall zwischen 72 und 80°C sind Strom 1 und Strom 2 vorhanden, die Summe der Wärmekapazitätsströme beträgt 2,52 kW/°C. Leistung für diesen Bereich daher: $\Delta T (8K) * CP (2,52 \text{ kW/}^\circ\text{C}) = 20,1 \text{ kW}$. Je höher der Wert für CP, desto flacher die Kurve. (Summe der Kurve bisher 30,9 kW).
- Im Temperaturbereich von 80°C bis 110°C ist wiederum nur der zweite Strom vorhanden. Leistung für diesen Bereich daher: $\Delta T (30^\circ\text{C}) * CP (0,2055 \text{ kW/}^\circ\text{C}) = 6,2 \text{ kW}$. Summe gesamt wieder 37 kW.

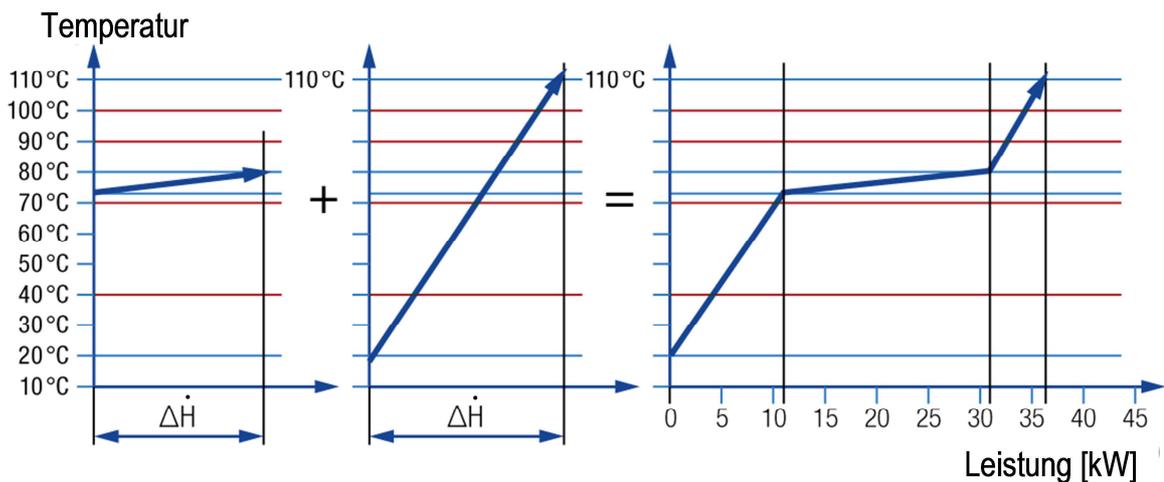


Abbildung 6: Thermodynamische Verbindung der kalten Ströme. Die Verbundkurve entsteht durch Addition der Enthalpieänderungen der einzelnen Ströme innerhalb der einzelnen Temperaturintervalle, (Schweiger, 2011, S.25)



Die Warmströme werden genauso verbunden.

Um das Energieoptimum (Ziel, Target) zu ermitteln, werden die Wärme- und Kälteverbundkurve in einem Diagramm dargestellt. Dann wird die Kälteverbundkurve solange horizontal nach links verschoben, bis der vertikale Abstand der heißen und kalten Kurven der minimal zulässigen Temperaturdifferenz entspricht. (Kälteverbundkurve unter der Wärmeverbundkurve). Das Verschieben ist möglich, da die Enthalpiedifferenz immer eine relative und nicht eine absolute Größe ist.

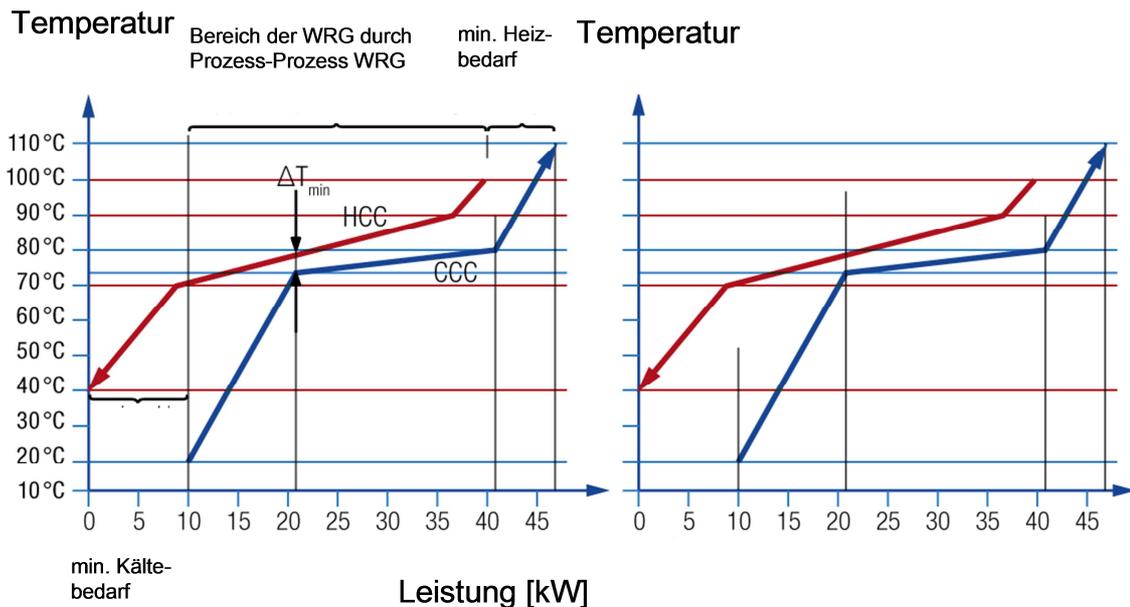


Abbildung 7: Darstellung der Kombination der Kälte- und Wärmeverbundkurven (Schweiger, 2011, S.25)

Folgende Faktoren sind für die Bestimmung der minimalen Temperaturdifferenz ΔT_{min} (dieser Punkt entspricht dem minimalen ΔT für einen Wärmetauscher im System) zu berücksichtigen:

- Je kleiner das ΔT_{min} desto größer die Wärmetauscherfläche und desto höher die Investitionskosten.
- Für nahezu parallele Composite-Kurven wird ein höheres ΔT_{min} ausgewählt, als für stark divergierende Systeme.
- Für Systeme, die leicht verschmutzen oder Systeme mit geringen Wärmedurchgangskoeffizienten werden normalerweise höhere Werte verwendet (30-40°K).
- Für chemische Prozesse und für Prozesse mit Hilfsstoffen zur Wärmeübertragung liegen die Werte zwischen 10 und 20°K. Bei Prozessen unterhalb der Umgebungstemperatur werden Werte zwischen 3-5°K verwendet.



Tabelle 9: Typische ΔT_{\min} -Werte verschiedener Prozesse (Linhoff March nach Schweiger, 2011, S 26)

Industrieller Sektor	ΔT_{\min} -Erfahrungswerte
Ölraffinerung	20 – 40 °K
Petrochemie	10 – 20 °K
Chemie	10 – 20 °K
Niedrigtemperaturprozesse	3 – 5 °K

6.2.3 Aussage der Verbundkurven / Composite Curve

Die Kurven sind durch einen Punkt der niedrigsten Temperaturdifferenz ΔT_{\min} voneinander getrennt. Dieses ΔT_{\min} bestimmt jenes Temperaturniveau im System, das als thermodynamische Einschnürung des Prozesses oder als „Pinch“ bezeichnet wird. Die Pinch-Temperatur teilt das System in zwei Hälften:

- Oberhalb des Pinch ist der Prozess im Wärmedefizit, also nicht genügend Wärme vorhanden, die durch Wärmezufuhr (Heizen) ausgeglichen werden muss.
- Unterhalb des Pinch ist der Prozess im Wärmeüberschuss, der durch Kühlen (Wärmeabfuhr) abgebaut werden muss oder an die Umgebung abgegeben wird.

Daraus ergeben sich drei wichtige Regeln für die Wärmeintegration:

- Theoretisch ist keine externe Wärmezufuhr unterhalb der Pinch-Temperatur nötig, da ausreichend Abwärme vorhanden ist.
- Theoretisch ist keine externe Kühlung oberhalb der Pinch-Temperatur nötig, da die Kühlung durch das Heizen anderer Prozessströme erreicht werden kann.
- Es soll theoretisch kein Wärmeaustausch über den Pinch erfolgen: Abwärme, mit einer Temperatur über der Pinch-Temperatur soll nicht zum Aufheizen eines Beckens unter Pinch-Temperatur (ein Temperaturbereich, wo bereits Wärmeüberschuss vorhanden war) herangezogen werden

Die Überschneidung der Kurven zeigt die größtmögliche Prozesswärmerückgewinnung. Auch der minimale Heizbedarf und der minimale Kühlbedarf können aus der Abbildung abgelesen werden.

Dies sind aber theoretische Werte und sind in der Praxis kaum erreichbar. Die Gründe dafür sind Schwierigkeiten bei der Nutzung von Prozessströmen, die verschmutzt, korrosiv oder zu weit entfernt sind. Trotzdem bietet die Pinch-Analyse einen guten Überblick über die verschiedenen thermodynamischen Möglichkeiten.

6.2.4 Gesamtverbundkurve

Die Gesamtverbundkurve (Grand Composite Curve - GCC) ist eine andere Methode ein Wärmequellen-/Wärmesenkenprofil eines Prozesses darzustellen. Mit dieser kann man den Pinch-Punkt, den minimalen Heiz- und Kühlbedarf und das optimale Temperaturniveau der zuzuführenden Heiz- und Kühlenergie bestimmen.



Zur Erzeugung der Grand Composite Curve müssen die Heat Composite Curve (Wärmeverbundkurve) und die Cold Composite Curve (Kälteverbundkurve) um $\Delta T_{\min}/2$ zueinander verschoben werden, so dass sie sich am Pinch-Punkt berühren. Die horizontale Differenz zwischen den beiden Kurven wird dann in eine neue T-H-Kurve eingezeichnet, die dann die GCC ergibt.

Dies bedeutet, dass bei den abgelesenen Temperaturen der Gesamtverbundkurve $\Delta T_{\min}/2$ auf der Heizseite jeweils addiert bzw. auf der kalten Seite subtrahiert werden muss, um die Mediumtemperaturen für Heiß- oder Kühlwasser zu erhalten.

Wird der Wärmefluss mit steigenden Temperaturen größer, so ist der Prozess eine Wärmesenke (bei dieser Temperatur wird mehr Energie benötigt als gegeben ist). Wird der Wärmefluss mit sinkenden Temperaturen größer, so wirkt der Prozess als Wärmequelle.

Schraffierte Dreiecke sind Zonen, in denen eine prozessinterne Wärmerückgewinnung möglich ist und daher keine externe Wärmezufuhr oder -abfuhr benötigt. (Bundesamt für Energie, 2006, S 33).

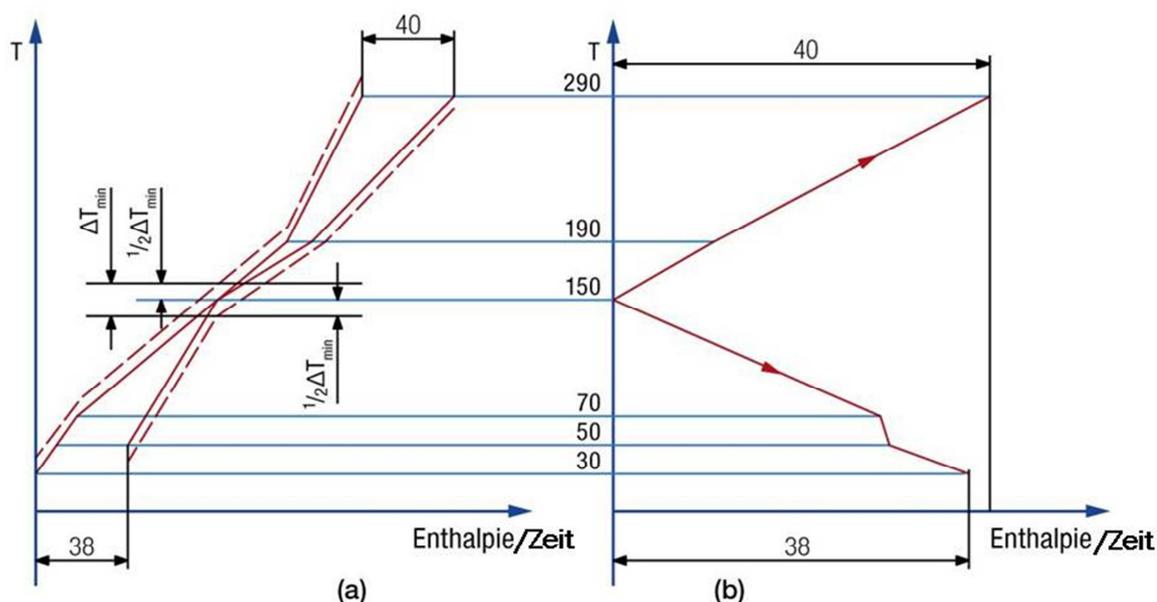


Abbildung 8: Sich überschneidende HCC und CCC (a) und die Entwicklung der GCC (b) (Schweiger, 2011, S 27)

Bei der Optimierung der Energieversorgung, also der Bestimmung, welche Wärmequelle Wärme zu Wärmesenken der Prozesse transportieren kann, wird der verbleibende Wärmebedarf nur dann von externen Energiequellen abgedeckt, wenn keine Abwärme zur Verfügung steht. Wärmeintegration ist praktisch immer wirtschaftlicher als Projekte mit Wärmepumpen.

Aus der Gesamtverbundkurve kann die Wärme- und Kälteleistung sowie das günstigste Temperaturniveau abgelesen werden.

Heizenergie wird auf dem tiefst möglichen Temperaturniveau, Kälteenergie auf dem höchst möglichen Temperaturniveau platziert. Es werden also jene Energiequellen eingesetzt werden, die für den jeweiligen Temperaturbereich optimal sind.

Für Wärmepumpen soll die Wärmequelle unterhalb der Pinch-Temperatur also im Bereich mit Wärmeüberschuss liegen, die Wärmeabgabe soll oberhalb der Pinch-Temperatur liegen.

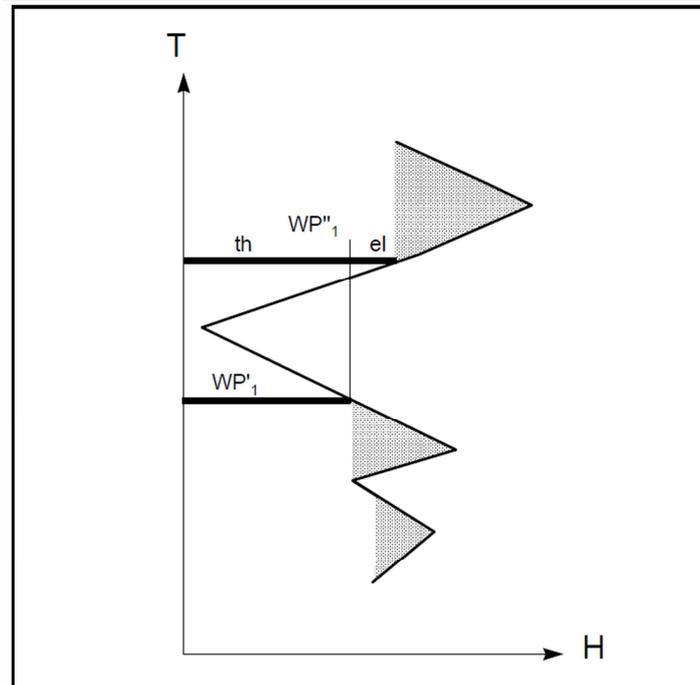


Abbildung 9 Platzierung von Wärmepumpen mit der Gesamtverbundkurve (Quelle: Bundesamt für Energie, 2006, S. 37)

Wärmepumpen können im Rahmen der Pinch-Analyse in vier Kategorien eingeteilt werden:

Tabelle 10 Arten von Wärmepumpen (STENUM, 2011)

Art der Wärmepumpe	Beschreibung
Prozess-Prozess Wärmepumpe	Wärmepumpe nimmt Wärme aus Prozess auf und gibt Wärme in Prozess ab. Sie sparen sowohl heiße als auch kalte Betriebsmittel.
Prozess-Utility Wärmepumpe	Wärmepumpe nimmt Wärme aus Prozess unter Pinch auf und gibt (z.B Dampf) ins Utility System ab.
Utility-Prozess Wärmepumpe	Wärmepumpe nimmt Wärme aus Utility über dem Pinch auf und gibt Wärme in Prozess ab.
Utility-Utility Wärmepumpe	Wärmepumpe ist ins Utility System integriert und arbeitet im Prozessdampfnetz. Wird angewendet, wenn aufgrund Prozessänderung höheres Dampfdruckniveau erforderlich ist und keine KWK eingesetzt wird.

Die Analyse der Gesamtverbundkurve liefert die oberen Grenzwerte für die mögliche Wärmeleistung. In der Realität muss man beachten, um welche Wärmeströme und um welche Temperaturniveaus es sich handelt. Das Wärmepotential enthält den Wärmeinhalt von mehreren Strömen. Diese Ströme können jedoch nicht immer verwendet werden. Meist wird nur ein Strom, möglichst jener mit der höchsten Leistung, als Wärmequelle oder Wärmesenke vorgesehen.



Tabelle 11 Auswahl von Wärmepumpen mit Unterstützung der Pinch-Analyse (STENUM, 2011)

Wärmepumpenart	Notwendige Kennwerte aus der Gesamtverbundkurve
Brüdenverdichter	T-Differenz von max. 20-30°C, große Wärmeleistungen, möglichst flache, horizontale Gesamtverbundkurven-Äste
Geschlossene Kompressionswärmepumpen	Prozesse mit möglichst flachen, horizontalen Gesamtverbundkurven-Ästen
Gasmotoren	Nutzung des Wärmeinhalts des Abgases und Kühlwassers zur Beheizung eines kalten Prozessstroms, Pinchtemperatur über 90°C
Absorptionswärmepumpe (Typ I)	Prozesse mit möglichst flachen, horizontalen Gesamtverbundkurven-Ästen Ast über Pinch benötigt doppelte Leistung, wie Ast unter Pinch
Absorptionswärmetransformatoren (Typ II)	Prozesse mit möglichst flachen, horizontalen Gesamtverbundkurven-Ästen: Ast über Pinch benötigt halbe Leistung, wie Ast unter Pinch

6.3 Auswahl der Abwärmenutzungsmöglichkeit mit dem ka Pinch-Tool

Das klimaaktiv Pinch-Tool ermöglicht eine sehr rasche und unkomplizierte Durchführung der Pinch-Analyse zur Bestimmung der optimalen Abwärmenutzung.

Das Tool bietet dem Anwender die Möglichkeit, basierend auf realen Betriebsdaten von

- Prozessströmen und
- Abwärmeströmen aus der Energieversorgung

ein Wärmetauschernetzwerk zu kreieren und zu bewerten.

Dazu unterstützt das Tool die Analyse in fünf Schritten:

- Schritt 1 Eingabe der Liste der Wärme- und Kälteströme über den Anwender
- Schritt 2 Darstellung der Pinch-Kurven
- Schritt 3 Vorschläge für die einzusetzenden Wärmetauscher
- Schritt 4 Möglichkeit zur manuellen Adaptierung der Wärmetauscher
- Schritt 5 Ökonomische und ökologische Bewertung der Wärmetauscher

Die genaue Vorgangsweise entnehmen Sie dem Handbuch zum Tool.

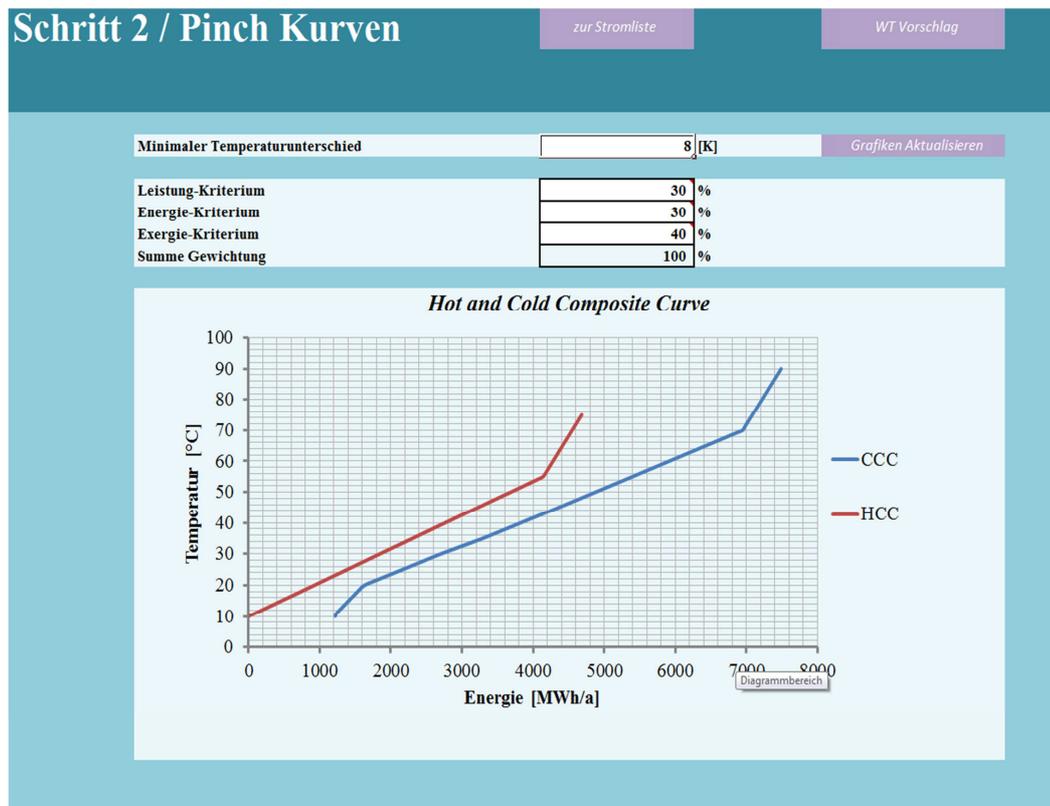


Abbildung 10 Screenshot aus dem klimaaktiv Pinch-Tool

6.4 Wirtschaftlichkeitsrechnung

Zur Beurteilung der konkreten Maßnahmen (Einsatz von Wärmetauscher, Wärmepumpe) ist eine Wirtschaftlichkeitsrechnung durchzuführen. Technische Details zur Bewertung der Einsparungen bzw. übertragenen Wärme sind dem Kapitel zu den Technologien zur Abwärmenutzung zu entnehmen.

Für eine Bewertung sind die Gesamtkosten pro Jahr zu ermitteln. Diese setzen sich aus folgenden Kostenarten zusammen:

- Investitionskosten (Installationsmaterial und Montage)
- Laufende Kosten (Energiekosten, Wartungs- und Instandhaltungskosten)

Bei der Abwärmenutzung werden Wärmeenergie und –kosten eingespart. Zur Bestimmung der laufenden Kosten sind auch die zu erwartenden Betriebskosten für den Stromverbrauch des Ventilators, der Umwälzpumpe und die Wartungs- und Instandhaltungskosten (1,5-3% der Investitionskosten) erforderlich.

Bei Wärmetauschern, Wärmepumpen und –speichern ist zu beachten, dass die Installationskosten einen großen Anteil an den Investitionskosten haben können.

In der Regel bieten sich folgende statische Investitionsrechenverfahren für die wirtschaftliche Bewertung der Maßnahmen an: Kostenvergleichsrechnung bzw. Rentabilitätsrechnung.



6.4.1 Kostenvergleichsrechnung

Die Amortisationszeit gibt nur an, wann das eingesetzte Kapital zurückgeflossen ist und ist daher eine Risikobewertung. Sämtliche Kosteneinsparungen nach der errechneten Amortisationszeit (z.B. nach 3 Jahren) werden nicht berücksichtigt und dieses Kriterium gibt keine Aussagen zur Rentabilität. Dennoch wird dieses Kriterium von vielen Betrieben zur Bewertung von Projekten im Bereich Energietechnik angewendet.

Der Zeitpunkt ab dem ein Kostenvorteil entsteht, kann anhand der folgenden Formel errechnet werden:

$$A = \frac{\text{Investitionskosten}}{\text{Differenz der laufende Kosten}} \quad \text{Formel (5)}$$

A... statische Amortisationsdauer [a]

Investitionskosten [€]

Differenz der laufenden Kosten [€/a]

6.4.2 Return on Investment

Bei der Berechnung des Returns on Investment (ROI) geht es darum, durch die Kosteneinsparung eine höhere Verzinsung zu erwirtschaften, als eine risikolose Anlageform. Dabei gilt: Desto höher der ROI desto besser. Der ROI kann folgendermaßen berechnet werden:

$$\text{ROI} = \frac{\text{Differenz der laufenden Kosten}}{\text{Investitionskosten}} \cdot 100\% \quad \text{Formel (6)}$$

ROI... Return on Investment [%]

Investitionskosten [€]

Differenz der laufenden Kosten [€/a]

6.4.3 Dynamische Wirtschaftlichkeitsrechnung

Zur Durchführung der dynamischen Wirtschaftlichkeitsberechnung eignen sich für hier relevante Projekte mehrere Methoden.

Der **interne Zinssatz** ist jener Zinssatz bei dem der Kapitalwert Null ist. Dieser Wert gibt die durchschnittliche jährliche Rendite einer Investition an. Allerdings handelt es sich nur um die Effektivverzinsung des jeweils noch gebundenen Kapitals, die Rückflüsse pro Periode (Einsparungen) müssten nochmals zum internen Zinsfuß angelegt werden können.

Dieser wird beispielsweise im Excel (Funktion IKV) berechnet und liefert insbesondere dann gute Ergebnisse, wenn zunächst ein negativer Auszahlungsstrom (die Investition) erfolgt und in den Folgejahren positive Rückflüsse, also Energiekosteneinsparungen generiert werden. Im Excel ist dazu eine Spalte mit den Cash-Flows (der Differenz aus Erträge und Aufwand) für jedes Jahr anzulegen. Hier ist die Energiepreissteigerung zu berücksichtigen, d.h. die Einsparungen sind für jedes Jahr aufzuzinsen. Wenn der interne Zinssatz über dem Marktzinssatz bzw. über der vorgegebenen Mindestverzinsung liegt, sollte das Projekt durchgeführt werden.

Für Wärmerückgewinnungsprojekte können Lebensdauern von 8 Jahren angesetzt werden.

Bei alternativen Investitionsmöglichkeiten wird die Beurteilung mithilfe der Kapitalwert- oder Annuitätenmethode empfohlen:



Der **Kapitalwert** bewertet den Wert der Einsparungen über die gesamte Laufzeit zum Investitionszeitpunkt unter Berücksichtigung des angenommenen Zinssatzes und zieht davon die Investitionskosten oder Kreditzahlungen (ebenfalls zum Investitionszeitpunkt) ab. Bei einem Kapitalwert von 0 erhält man genau das eingesetzte Kapital über den monetären Wert der Einsparungen zurück. Bei alternativen Investitionen ist jene Investition mit dem höchsten Kapitalwert zu wählen.

Bei der **Annuitätenmethode** geben die Annuitäten die, über die Laufzeit gestreckt, durchschnittlichen jährlichen Einsparungen wieder. Annuität bedeutet eine über die Laufzeit gleich bleibende Zahlung. Eine Investition ist dann positiv zu beurteilen, wenn die Annuität größer oder gleich Null ist. In diesem Fall erhält man mindestens das eingesetzte Kapital verzinst mit dem Kalkulationszinssatz zurück.

Der Unterschied der beiden Methoden ist u.a., dass die Annuitätenmethode die Auswirkung der Einsparmaßnahme auf den jährlichen Cash Flow berücksichtigen kann. Die Kapitalwertmethode geht hingegen davon aus, dass sämtliche Einsparungen bereits zum Anfangszeitpunkt lukriert werden.

6.5 Monitoring

Es empfiehlt sich, Energieeinsparungen durch Energiecontrolling zu verifizieren. Dazu sollen laut internationalen Protokollen (IPMVP) der Energieverbrauch und Einflussfaktoren vor (Referenzzeitraum) und nach Umsetzung der Energiesparmaßnahme (Berichtszeitraum) gemessen und analysiert werden. Der Energieverbrauch vor Umsetzung der Maßnahme wird dann zunächst an die Bedingungen des Berichtszeitraums angepasst, beispielsweise durch Anpassung an die tatsächlich produzierte (getrocknete, gebackene) Menge. Von diesem Betrag wird dann der im Berichtszeitraum gemessene Energieverbrauch abgezogen.

Dazu sind beispielsweise Gas- oder Wärmemengenzähler, die Aufzeichnung der produzierten Einheiten und gegebenenfalls Temperaturmessungen und Brennerlaufzeiten erforderlich.



7 Technologien zur Nutzung von Abwärmeströmen

In dem folgenden Kapitel werden mögliche Technologien zur Nutzung von Abwärmeströmen vorgestellt.

7.1 Wärmetauscher

Der folgende Abschnitt beschreibt physikalische Grundlagen von Wärmetauschern und geht auf unterschiedliche konstruktive Ausführungen ein.

7.1.1 Physikalische Grundlagen

Wärmetauscher oder Wärmeübertrager sind technische Apparate, welche die Übertragung von Wärme von einem Fluid auf ein anderes ermöglichen. Damit dies gelingt, muss der Wärmeübertrager von zumindest zwei Fluiden unterschiedlicher Temperatur durchströmt werden. Aus physikalischer Sicht ist die Wärmeübertragung eine Kombination aus Wärmeleitung und Wärmedurchgang. Die Wärmeleitung beschreibt dabei die physikalischen Eigenschaften des leitenden Materials (Wärmeleitfähigkeit); der Wärmedurchgang hingegen beschreibt den Prozess der Übertragung. Dieser lässt sich für eine ebene Wand mathematisch folgendermaßen ausdrücken (Achtung: gilt nur für Fluide ohne Änderung des Aggregatzustandes):

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (t_i - t_a)$$

\dot{Q} ... Wärmestrom [W]

k ... Wärmedurchgangskoeffizient [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

A ... Fläche [m^2]

t_i ... Temperatur innen [K]

t_a ... Temperatur außen [K]

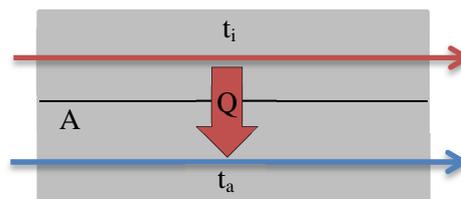


Abbildung 11 Idealisierte Wärmeübertragung längs der ebenen Wand aufgrund unterschiedlicher Temperaturen (eigene Darstellung, AEA)

$k = f(\text{Wärmeübertragungskoeffizient, Schichtdicke, Wärmeleitfähigkeit, Wärmedurchgangswiderstand, Verschmutzungsfaktor})$



In der Regel ist die Temperatur innen und außen längs der ebenen Wand nicht konstant. Die Temperaturverläufe beim Gleich- bzw. Gegenstrom-Wärmeübertrager lassen sich wie folgt darstellen (vgl. Abbildung 12):

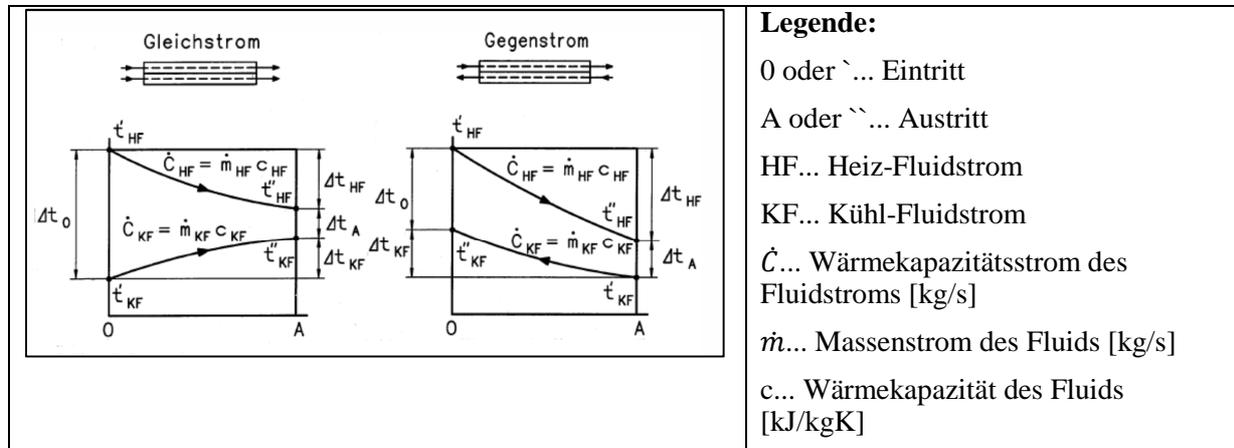


Abbildung 12: Temperaturverläufe bei Gleich- bzw. Gegenstrom-Wärmeübertrager (Quelle: Recknagel et al., 2010)

Zur exakten mathematischen Abbildung ist daher die Ermittlung einer mittleren Temperaturdifferenz erforderlich. Diese kann folgendermaßen berechnet werden:

Arithmetisches Mittel (anwendbar: $\Delta t_A / \Delta t_0 \geq 0,7$)

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_0 + \Delta t_A}{2}$$

Logarithmisches Mittel (empfohlener Wert)

$$LMTD = \frac{\Delta t_0 - \Delta t_A}{\ln \frac{\Delta t_0}{\Delta t_A}}$$

Gleichstromwärmetauscher:

Δt_0 ...Differenz Eintrittstemperaturen Heiz-, Kühlfluidstrom [K]

Δt_A ...Differenz Austrittstemperaturen Heiz-, Kühlfluidstrom [K]

Gegenstromwärmetauscher:

Δt_0 ...Differenz Eintrittstemperaturen Heiz-Fluidstrom, Austrittstemperatur Kühl-Fluidstrom [K]

Δt_A ...Differenz Austrittstemperaturen Heiz-Fluidstrom, Eintrittstemperatur Kühl-Fluidstrom [K]

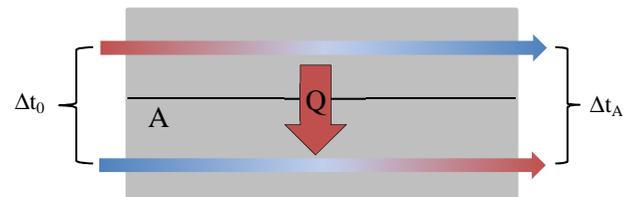


Abbildung 13 Wärmeübertragung längs der ebenen Wand unter Darstellung der Temperaturänderung (eigene Darstellung, AEA)



Zur Auslegung des Wärmetauschers sind folgende Formeln relevant:

$$\dot{Q} = m_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta T_1 = m_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta T_2$$

m ... Massenstrom [kg/s]

$c_{p1,2}$... spezifische Wärmekapazität des Kühl-Fluidstrom (1) und des Heiz-Fluidstrom (2) [kJ/kgK]

$\Delta T_{1,2}$... Temperaturdifferenz des Kühl-Fluidstrom (1) und des Heiz-Fluidstrom (2) [K]

\dot{Q} ... Wärmestrom [kJ]

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot LMTD$$

\dot{Q} ... Wärmestrom [W]

k... Wärmedurchgangskoeffizient [W/m²K]

A... Fläche [m²]

Thermische Länge/Number of Transfer Units (NTU)

Die Logarithmische Temperaturdifferenz kann aber, wenn eine Ausgangstemperatur nicht bekannt ist, nicht einfach angewendet werden. Dabei kann man sich eines anderen Wertes, des NTU-Wertes, bedienen. Bei dieser Methode muss dafür die Wärmetauscherfläche und Wärmedurchgangskoeffizient bekannt sein.

Diese dimensionslose Kenngröße gibt an, in welchem Verhältnis die Wärmeübertragungseinheiten zur vorhandenen Wärmekapazität stehen:

- Große NTUs bedeuten, dass bspw. auf Grund einer großen Übertragungsfläche die vorhandene Wärmemenge eines Stromes schnell übertragen wird. Man spricht von großer thermischer Länge des Wärmetauschers. Geringe Temperaturunterschiede reichen aus, um relevante Wärmemenge zu übertragen.
- Bei kleinen NTUs dauert die Wärmeübertragung länger, sie haben eine kleine thermische Länge.

Die mögliche Effizienzsteigerung durch Vergrößerung der Fläche ist für kleine NTUs (bis zu einem Wert von ca. 1,5) größer als für größere NTUs (ab 3). Wenn sich dieser Wert verdoppelt, steigt nicht die Effizienz um das Zweifache. Für größere NTUs zahlt es sich daher eher nicht aus, die Fläche zu vergrößern.

$$NTU = \frac{k \cdot A}{\dot{C}}$$

k... Wärmedurchgangskoeffizient [W/m²K]

A... Fläche [m²]

\dot{C} ... Wärmekapazitätsstrom [W/K]: $m \cdot c_p$ (in W umrechnen kJ/3.600)

m ... Massenstrom [kg/s]

c_p ... spezifische Wärmekapazität des Mediums [kJ/kgK]

Hier ist von den beiden Wärmekapazitätsströmen (kalt und warm) der kleinere anzusetzen (also jener, der tatsächlich übertragen werden kann):

Dieser Wert kann auch in Temperaturen ausgedrückt werden, sowohl für die kalte als auch warme Seite (Heiz-, Kühlfluidstrom):

$$NTU = \frac{\Delta T}{LMTD}$$



ΔT ... Temperaturdifferenz des jeweiligen Stromes Eingang, Ausgang

$LMTD$ Logarithmische Temperaturdifferenz, siehe oben

Ein weiterer relevanter Wert ist das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme aus kleinerem (\dot{C}_1) und größerem Wärmekapazitätsstrom (\dot{C}_2). Dieser Wert beeinflusst die übertragene Wärmemenge und damit den Wirkungsgrad. Ist der Wert 1, ist die Effizienz am niedrigsten.

$$\mu = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}$$

Diese Werte können in einem NTU Diagramm verwendet werden, um das Temperaturverhältnis und damit die Endtemperaturen der Wärmeströme aus dem Wärmetauscher zu berechnen.

Turbulente Strömung, Fließgeschwindigkeit

Eine hohe Fließgeschwindigkeit erhöht die Wärmeübertragung bzw. vergrößert den Wärmeübergang, ermöglicht Selbstreinigung und verringert die Ablagerung von Schlamm und Kalk.

Niedrige Fließgeschwindigkeit kann zu laminarer Strömung und damit geringem Wärmeübergang führen, außerdem verlängert sich die Verweildauer im Wärmetauscher.

Empfohlene Fließgeschwindigkeiten zur Herstellung turbulenter Verhältnisse sind 0,3 bis 0,9 m/s für Platten, 1,3 m/s für Rohrbündelwärmetauscher.

Druckverlust

Der Druckverlust von Wärmetauschern ist eine wichtige Kenngröße, da unter Umständen Pumpen benötigt werden, um den Druckverlust im Wärmetauscher auszugleichen.

- Ein zu geringer Druckverlust kann dazu führen, dass die Strömung innerhalb des Wärmetauschers von turbulenter zu laminarer Strömung übergeht und dieser Übergang mit einem Leistungsverlust einhergeht.
- Ein zu hoher Druckverlust führt zum Rückgang des Volumenstromes oder zu einer höheren Pumpenleistung. Falls der Druckverlust über dem Druckabfall über das Regelventil liegt, kann dieses nicht mehr regeln.
- Empfohlene Druckverluste für Plattenwärmetauscher liegen bei 0,25-0,3 bar (25 kPa-30 kPa).

7.1.2 Arten

Nach der thermischen Auslegung kann zwischen Regeneratoren, Rekuperatoren und Mischwärmeübertragern unterschieden werden. Der Unterschied wird im nachfolgenden Text genauer erläutert.

7.1.2.1 Regeneratoren

In Regeneratoren wird ein und dieselbe Heizfläche (Platten, Kammern) abwechselnd von dem heißen und kalten Fluid umströmt. Beim Durchströmen des heißen Fluids nimmt die Heizfläche die Wärme auf und speichert sie, um sie nach dem Umschalten an das kalte Fluid wieder abzugeben. Beispiele sind die Regeneratoren der Siemens-Martin- und anderer Industrieöfen, Winderhitzer für Hochöfen und Ljungström-Luftvorwärmer.

Generell unterscheidet man zwischen feststehenden Regeneratoren (Speichermasse wird abwechselnd vom warmen bzw. kaltem Fluid durchströmt) und rotierenden Regeneratoren (Speichermasse rotiert und bewegt



sich innerhalb der Fluidströme). Einsatzgebiete sind die Lüftungs- und Klimatechnik, sowie die Prozesslufttechnik. In der Abbildung 14 ist ein Sorptionsregenerator dargestellt.

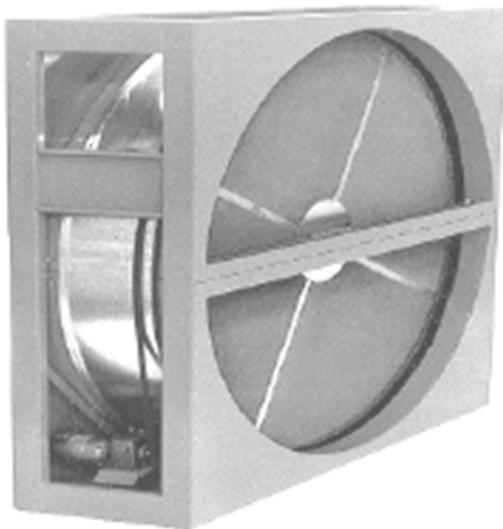


Abbildung 14: Sorptionsregenerator der Fa. Munters

7.1.2.2 Rekuperatoren

In Rekuperatoren werden die Medien getrennt aneinander vorbeigeführt und dabei Wärme von höherem Temperaturniveau auf niedrigeres Temperaturniveau transportiert. Bei den Rekuperatoren unterscheidet man nach der Strömungsrichtung der strömenden Medien:

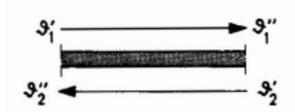
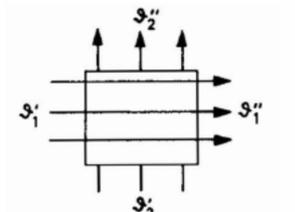
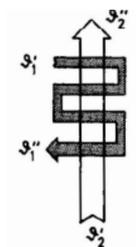
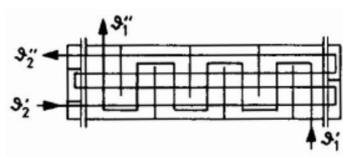
- - Gleichstromwärmeübertrager
- - Gegenstromwärmeübertrager
- - Kreuzstromwärmeübertrager

In der Praxis kommen diese reinen Strömungsfälle auch oft vermischt vor, so z.B. gleichzeitig Gleich- und Gegenstrom oder mehrfacher Kreuzstrom. Einsatzgebiete von Rekuperatoren sind der Anlagenbau und die Gebäudetechnik.

Die darauffolgende Tabelle zeigt aus physikalischer Sicht die verschiedenen Arten von Rekuperatoren und wie diese sich voneinander unterscheiden (vgl. Tabelle 12):



Tabelle 12: Arten von Rekuperatoren aus physikalischer Sicht (Quelle: Wagner, 2005)

Wärmeübertrager	Vor- und Nachteile
<p>Gleichstrom</p> 	<ul style="list-style-type: none"> + Niedrige Wandtemperaturen + Selbstbegrenzung (v_2'') - Größere Fläche bei gleicher Leistung ($v_1'' > v_2''$) - Temperaturerhöhung ist auf mittlere Temperatur begrenzt
<p>Gegenstrom</p> 	<ul style="list-style-type: none"> + Kleinere Fläche bei gleicher Leistung ($v_1'' > v_2''$) + Theoretisch möglich, kalten Strom auf Temperaturniveau des warmen Stromes anzuheben - Hohe Wandtemperaturen
<p>Reiner Kreuzgegenstrom</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Heiße bzw. kalten Ecken
<p>Kreuzgegenstrom</p> 	
<p>Kombinierter Strom</p> 	



Aus konstruktiver Sicht können Rekuperatoren folgendermaßen unterschieden werden:

Tabelle 13: Arten von Rekuperatoren aus konstruktiver Sicht (Quelle: Fischer, o.J., Rollins, D., 2014)

Wärmeüber-trager	Beschreibung	Bemerkung	Einsatzgebiete
Plattentypen	<p>Wärmeaustausch über parallel angeordnete, feststehende, sehr gut wärmeleitende Glas- oder Metallplatten, die wechselweise von Fort- und Außenluft durchflossen werden.</p> <p>Gelötet: Unlösbar durch Lötten verbundene Platten aus Kupfer oder Nickel</p> 	<ul style="list-style-type: none"> + Kompakte Bauweise + Einbau auf engstem Raum möglich + Erweiterbar + Reinigungsmöglichkeit + Günstig - Geringe Betriebsdrücke 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Produktkühlung/-erwärmung ■ Wärmerückgewinnung ■ Kühlung und Klimatisierung ■ Schwimmbecken ■ Heizungstechnik ■ Ölvorwärmer
	<p>Gedichtet: Mit einem Rahmen zusammengehaltene Platten getrennt durch Dichtung</p> 	<ul style="list-style-type: none"> + Individuelle Anpassung möglich + Umbau- und Erweiterung möglich (Leistungssteigerung) + Vielzahl von Plattenprofilen + Wartungsfreundlich - Dichtungen limitieren Einsatz bis ca. 150°C 	
Rohrbündel	<p>Rohr/Mantelsystem</p> <p>Rohrbündel in einem Mantelraum angeordnet. Das</p>  <p>eine (kalte) Fluid durchströmt das Rohrbündel, das andere (heiße) Fluid umströmt das</p>	<ul style="list-style-type: none"> + hohe und tiefe Temperaturen erreichbar + große Durchsatzmengen + Ausgereifte Technik + Befriedigender Wirkungsgrad + Befriedigendes Preis-Leistungsverhältnis + Unempfindlich gegen Druckstöße - Ungeeignet für verschmutzte Medien 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Abwasser ■ Dampfkondensation ■ Abgasrückgewinnung ■ Luftkühlung ■ Autoindustrie ■ Kühlung und Klimatisierung ■ Lebensmittelindustrie ■ Heizungstechnik im Wohnbau ■ Produktkühlung/-erwärmung



Wärmeüber-trager	Beschreibung	Bemerkung	Einsatzgebiete
	Rohrbündel im Mantelraum.		<ul style="list-style-type: none"> ■ Kühlwassersysteme ■ Grund- und Oberflächenwasser ■ Wärmepumpen ■ Schwimmbecken ■ Pharmaindustrie ■ Lebensmittelindustrie ■ Gewerbe
Doppelrohr-wärmetau-scher	<p>In ihm strömt das eine Fluid im Innenrohr, das andere Fluid im Mantelraum. Zur Erhöhung des Wärmeübergangs kann das Innenrohr außen berippt werden.</p> 	<ul style="list-style-type: none"> + Für Viskose Medien + Für Medien mit Partikeln oder Fasern + Hohe Drücke im Innenrohr möglich - Geringer Wirkungsgrad - Geringe Wärmeübertra-gungsfläche 	
Hybride Wärmeüber-trager	Vollverschweißte Wärmetau-scher: Mantel und Innenteil zusammengeschweißt oder komplett verschweißte Platten		<ul style="list-style-type: none"> ■ Hybridwärmetauscher ■ Dickflüssigere Medien ■ Abgasrückgewinnung ■ Hoher Druck ■ Chemische /Petrochemische Indust-rie ■ Öl- und Gasindustrie ■ Heizungstechnik ■ Zuckerverarbeitung ■ Zellstoff- und Papierin-dustrie



Wärmerohr: Ein Wärmerohr ist ein in der Mitte geteiltes Gehäuse, in dem sich mehrere Reihen von evakuierten Rohren befinden. In diesen Rohren, die zum besseren Wärmeübergang mit Rippen ausgestattet sind, befindet sich Kältemittel. Die warme Fortluft durchströmt den unteren Teil des Wärmerohrs und erwärmt dadurch das Kältemittel. Es verdampft und steigt nach oben in den kalten Außenluftstrom. Dort kondensiert es und überträgt dabei die Verdampfungswärme von der Fortluft auf die Außenluft. Wärmerohre werden bevorzugt verwendet, wenn

- keine Feuchte übertragen werden soll,
- keine Kontamination der Außenluft stattfinden darf,
- bei großen Luftleistungen kleine Geräteabmessungen gefordert sind,
- bei sehr hohen Temperaturen (ab ca. 200°C)

7.1.2.3 Mischwärmeübertrager

Bei der Wärmeübertragung durch Mischung gelangt die Wärme von dem heißen an das kalte Fluid durch unmittelbare Berührung. Dabei geht stets gleichzeitig ein Stofftransport vor sich. Beispiele dazu sind Verdunstungskühltürme und Mischkondensatoren.

7.1.3 Auswahl / Dimensionierung

Generell sind bei der Auswahl bzw. der Dimensionierung von Wärmeübertragern folgende Überlegungen anzustellen:

1. Einsatzmöglichkeiten erkennen: Als erstes sollte man sich die Frage stellen, ob eine direkte Übertragung der Wärme ohne Wärmeübertrager möglich ist. Wärmetauscher können oftmals ein Nadelöhr bilden. Falls ein Wärmeübertrager erforderlich ist, ist die nächste Frage ob eine Standardlösung ausreichend ist, oder man auf eine Speziallösung zurückgreifen muss. Je spezifischer die Anforderungen an den Wärmeübertrager sind, desto höher sind die Investitionskosten.
2. Richtige Auswahl der Wärmetauscher: Generell sollten folgende Punkte berücksichtigt werden:
 - Betriebsart
 - Zukünftige Anforderungen hinsichtlich der Leistung
 - Eigenschaften des Medium (Temperaturzustände, Reinheit)
 - Materialwahl
 - Durchflussleistung, notwendige Durchgänge
3. Richtige Dimensionierung: Bei der Dimensionierung gilt es folgende Punkte zu beachten:
 - Wärmeanforderung, Arbeitstemperaturen, Druckabfall, Turbulenzen
 - Pumpengröße → Betriebskosten
 - Isolierung
 - Standort/Platzbedarf
 - Zugänglichkeit (Wartung)



In der Regel gilt es, die Wärmeübertragerfläche und somit die Größe des Wärmeübertragers zu bestimmen. Anhand des folgenden Beispiels kann man erkennen, dass die Fläche im Wesentlichen von der zu überwindenden Temperaturdifferenz abhängt ist (Formel vgl. Abschnitt 7.1.1). Dabei gilt: Je geringer die Temperaturdifferenz, desto größer die erforderliche Wärmeübertragerfläche.

Tabelle 14: Auslegungsbeispiel für Wärmeübertrager (Quelle: Fischer, o.J.)

Parameter	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Volumenstrom Primär- und Sekundärseite [m³/h]	5		
Leistung [kW]	56,4 bis 57,7		
Vor- Rücklauf Sekundärseite [°C]	28 / 37,75		
Vor- Rücklauf Primärseite [°C]	70 / 60	45 / 35	40 / 30
Temperaturdifferenz [K]	32,12	7,02	2,01
Fläche [m²]	0,35	1,84	8,46

In der Detailplanung geht es bei Wärmeübertragern insbesondere um die Optimierung des Wärmedurchgangskoeffizienten. Dieser wird vorwiegend durch den Wärmeübertragungskoeffizient bestimmt. Dieser bewegt sich in der Regel in der folgenden Bandbreite (vgl. Tabelle 15):

Tabelle 15: Wärmeübertragungskoeffizienten

Art	Wärmeübertragungskoeffizient (W/m²K)
Freie Konvektion Gase	1 -60
Erzwungene Konvektion Gase	10-250
Wasser freie Konvektion	300-600
Wasser erzwungene Konvektion	500-2.500
Filmkondensation	5.000-15.000
Blasenverdampfung	2.500-50.000



Ein weiteres zentrales Kriterium ist auch der mögliche Verschmutzungsgrad durch verschiedene Medien (vgl. Tabelle 16). Der Verschmutzungsfaktor reduziert den Wärmedurchgang und muss bei der Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten berücksichtigt werden (vgl. Abschnitt 7.1.1).

Tabelle 16: Verschmutzungsfaktoren ausgewählter Medien

Medien	Verschmutzungsgrad [m ² K/W]
Meerwasser	0,0001 – 0,0002
Fluss- oder Kühlturmwater	0,0002 – 0,0004
Abwasser	0,0005 – 0,001
Kondensat	0,0001 – 0,0002
Wärmeträgeröl	0,0002
Wasserdampf	0,0001
Luft	0,0004
Organische Dämpfe	0,0002

Bei der Dimensionierung von Wärmeübertragern muss auch die Isolierung berücksichtigt werden. Auch diese muss im für den Anwendungsfall richtig dimensioniert werden (zu beachten: Temperaturniveau, Kondensation, Spezialanfertigung vs. Standardlösungen).

7.1.4 Investitionskosten

Die Investitionskosten sind in erster Linie von

- der Bauart des Wärmeübertragers,
- der Fläche (Leistung),
- dem Material,
- dem Wärmeträgermedien,
- der eingesetzten Dichtung,
- dem Druck und Temperaturanforderung im System und
- dem Gestell

abhängig. Wärmeübertrager werden meist auf spezielle Anwendungsfälle hin konzipiert und kalkuliert, wodurch Preislisten selten vorliegen.

Im **Anhang** sind Informationen zu Wärmetauscherkosten angeführt.



7.1.5 Informationen für Analyse

Für die Analyse des Prozesses sind folgende Informationen erforderlich (vgl. Tabelle 17 bzw. Abbildung 15):

Tabelle 17: Erforderliche Informationen für die Analyse in tabellarischer Form

Parameter	Wert
Medium Primärseite	
Temperatureintritt	
Temperaturaustritt	
Betriebsdruck	
Druckverlust	
Massenstrom	
Medium Sekundärseite	
Temperatureintritt	
Temperaturaustritt	
Betriebsdruck	
Druckverlust	
Massenstrom	



Projekt:	
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p style="text-align: center;">Betriebsdruck <input type="text"/> bar</p> <p style="text-align: center;">Medium – Primärseite</p> <div style="border: 1px solid black; height: 20px; width: 100%; margin-bottom: 5px;"></div> <p>Temp Aus <input type="text"/> °C</p> <p style="text-align: center;">Druckverlust <input type="text"/> kpa</p> <p>Temp Ein <input type="text"/> °C</p> </div> <div style="width: 10%; text-align: center;"> <p>Leistung: <input type="text"/> kW</p> </div> <div style="width: 45%;"> <p style="text-align: center;">Betriebsdruck <input type="text"/> bar</p> <p style="text-align: center;">Medium – Sekundärseite</p> <div style="border: 1px solid black; height: 20px; width: 100%; margin-bottom: 5px;"></div> <p>Temp Ein <input type="text"/> °C</p> <p style="text-align: center;">Druckverlust <input type="text"/> kpa</p> <p>Temp Aus <input type="text"/> °C</p> </div> </div>	
<input type="checkbox"/> Gelöteter PWT <input type="checkbox"/> Gedichteter PWT <input type="checkbox"/> Sonstiger	
Isolierung: <input type="checkbox"/> Ja <input type="checkbox"/> Nein	

Abbildung 15: Erforderliche Informationen für die Datenweitergabe an den Wärmetauscherlieferanten in graphischer Form am Beispiel eines Herstellers (UNEX HEATEXCHANGER Engineering GmbH)

7.2 Warmwasserspeicher

In dem folgenden Abschnitt sind die wesentlichen Informationen zu Warmwasserspeichern beschrieben.

7.2.1 Physikalische Grundlagen

(Warmwasser)Speicher werden dazu verwendet, Energie aus Abwärmeströmen zu speichern und zu einem späteren Zeitpunkt wieder abzugeben. Dies ermöglicht die Entkoppelung von der Erzeugung vom Verbrauch. Von zentraler Bedeutung ist dabei die (spezifische) Wärmekapazität der Wärmespeichermaterialien. Wie in der Tabelle 18 dargestellt, eignet sich Wasser als Speichermedium besonders gut.

Tabelle 18: Spezifische Wärmekapazität ausgewählter Medien

Medium	Temperaturbereich [°C]	Spezifische Wärmekapazität [Wh/kg K]	Dichte [kg/m ³]
Wasser	0 bis 100	1,16	998
Luft	-273 bis >1.000	0,28	1,1
Öl	0 bis 400	0,44 bis 0,5	800 bis 900
Kies, Sand	0 bis 800	0,2	1.800 bis 2.000
Salzschmelzen	150 bis 450	0,36	2.561 bis 2.243



7.2.2 Arten

Generell unterscheidet man bei Speichern zwischen thermischen Speicher und chemischen Speichern. Für die Abwärmenutzung sind vorwiegend die thermischen Speicher von Interesse. Diese lassen sich wiederum in Speicher mit fühlbarer Wärme (Wasserspeicher bzw. Gesteinsspeicher) bzw. in Speicher mit latenter Wärme (fest-flüssig bzw. flüssig-gasförmig) unterscheiden. In der Industrie werden aber vorwiegend Wasserspeicher genutzt.

7.2.3 Auswahl / Dimensionierung

Zunächst sind die Betriebszeiten der Wärmequellen und –senken zu ermitteln.

Daraus ist ersichtlich, ob man überhaupt einen Speicher benötigt. Ein Speicher ist nicht sinnvoll, wenn die Wärmequelle und –senke gleiche Betriebszeiten haben und die Wärmesenke einen geringeren Leistungsbedarf hat als die Wärmequelle abgeben kann.

D.h. man simuliert oder misst den stündlichen Wärmebedarf und die verfügbare Abwärme. Daraus errechnet man die Differenz von Wärmebereitstellung und Wärmebedarf. Bei positivem Ergebnis ist die mögliche Bereitstellung größer, der Speicher könnte geladen werden (z.B. in der Nacht). Bei negativem Ergebnis ist der Bedarf höher als die Bereitstellung, der Speicher müsste entladen werden. (z.B. in der Früh)

- Wenn die verfügbare Abwärme größer als der Wärmebedarf für eine Woche ist, gibt der Wärmebedarf die maximale Speichergröße vor.
- Wenn die verfügbare Abwärme kleiner ist als der Wärmebedarf für eine Woche, so gibt der Wärmebedarf die notwendige, maximale Speichergröße vor. (Fluch, Brunner 2013)

Generell kann die speicherbare Energiemenge folgendermaßen berechnet werden:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T + m \cdot L_f + m \cdot L_v \quad \text{Werte für Wasser}$$

$$c_p = 4,18 \text{ kJ/kg K}$$

Q ... Speicherfähigkeit [kJ]

$$L_f = 333,7 \text{ kJ/kg}$$

m... Masse [kg]

$$L_v = 2.258 \text{ kJ/kg}$$

c_p ... spezifische Wärmekapazität [kJ/kg K]

ΔT ...Temperaturdifferenz [K]

L_f ... Schmelzwärme [kJ/kg]

L_v ...Verdampfungswärme [kJ/kg]



Ein sehr wichtiges Kriterium bei der Speicherauslegung ist die Platzverfügbarkeit: Bei notwendigen Umbauarbeiten im Baubestand aufgrund der erforderlichen Speichergöße erhöhen sich die Kosten, ab ca. 10 m³ Speichergöße sind auch Spezialtransporte notwendig.

Speicherkaskaden aus kleineren Einzeltanks erleichtern diesen Punkt, haben aber folgende Nachteile (Wilhelms, 2009):

- Höhere Kosten
- Komplexe hydraulische Einbindung
- Aufwendige Montage
- Höhere Wärmeverluste
- Höherer Raumbedarf

7.2.4 Isolierung

Je nach Wärmedämmmaterial erhöht sich das Bruttospeichervolumen. In untenstehender Tabelle sind für einen 10 m³ umfassenden, drei Meter hohen Speicher und einen anzustrebenden U-Wert von 0,2 W/m²K die sich ergebenden Bruttospeichervolumina je nach Dämmmaterial angegeben.

Tabelle 19 Bruttospeichergöße in Abhängigkeit des Dämmmaterials (Speicher 10 m³, 3 m hoch) (Wilhelms, 2009)

Material	Erforderl. Dämmstärke (für U-Wert 0,2 W/(m ² K))	Bruttospeichergöße
VIP (Vakuum Isolations Paneele)	2,5 cm	Ca. 11 m ³
PU-Hart	12,5 cm	Ca. 13 m ³
EPS, XPS, Mineralwolle	20 cm	Ca. 16 m ³

Um die Wärmeverluste von Speichern zu begrenzen, sind neben dem Speicher selbst aber auch die Füße und Anschlüsse und die Zu- und Ableitungen zu isolieren.

7.2.5 Kostenbewertung

Die Kosten der über den Speicher zusätzlich wieder nutzbaren Wärme muss (beispielsweise über 10 Jahre) größer sein als die Investitionskosten, damit sich ein Speicher auszahlt.

Bei der Bestimmung der nutzbaren Wärme sind auch die Speicherverluste zu berücksichtigen: Diese sind abhängig von der Oberfläche, dem U-Wert und der Temperaturdifferenz. Zur Bestimmung der Temperaturdifferenz kann vereinfacht von einer Durchschnittstemperatur ausgegangen werden, im Detail müsste diese Bewertung über stündliche Simulation (mit eigenen Softwareprogrammen) erfolgen.

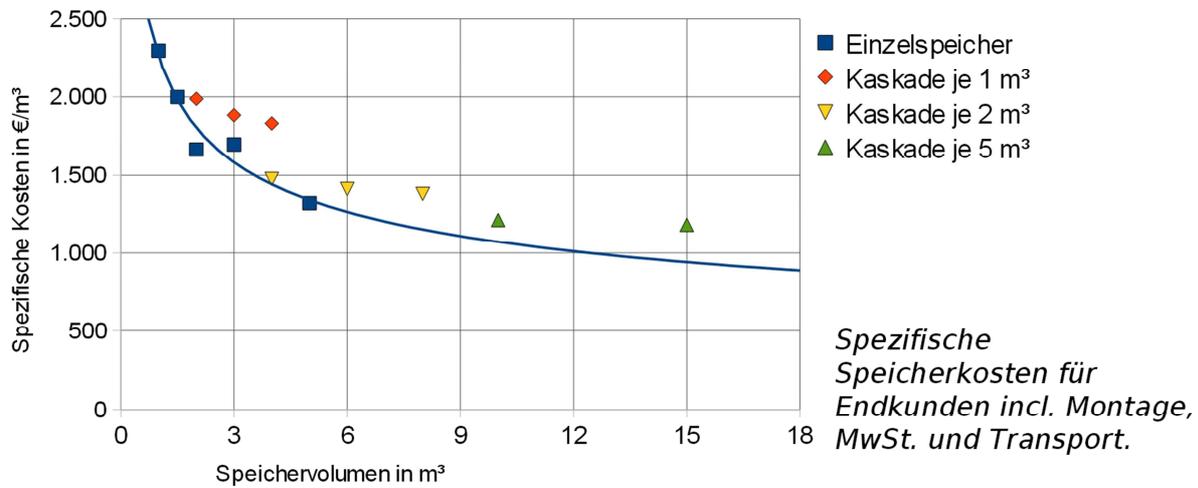


Abbildung 16 Spezifische Speicherkosten, inkl. Montage MwSt. und Transport (Wilhelms, 2009)

7.2.6 Informationen aus Analyse

Für die Analyse von bestehenden Speichern sind folgende Informationen erforderlich:

Tabelle 20: Erforderliche Informationen für die Analyse in tabellarischer Form

Parameter	Wert
Speichervolumen	
Vorlauftemperatur Speicherladung	
Rücklauftemperatur Speicherladung	
Vorlauftemperatur Speicherentnahme	
Rücklauftemperatur Speicherentnahme	



7.3 Wärmepumpen

In dem folgenden Abschnitt sind die wesentlichen Informationen zu Wärmepumpen (Kompressionswärmepumpe, thermische und mechanische Brüdenverdichter und Absorptionswärmepumpen) beschrieben.

Der Vorteil von Wärmepumpen ist, dass sie das Temperaturniveau von Abwärmeströmen anheben und damit Ströme mit vorher nicht nutzbarem Temperaturniveau weiter genutzt werden können.

Weitere Vorteile ergeben sich beispielsweise in Lüftungsanlagen bei zu großem Abstand zweier Luftströme für Wärmetauscher oder bei Verschmutzungsgefahr durch den Ausgangsstrom.

Zum stabilen Betrieb der Wärmepumpe können allerdings große Speichertanks erforderlich sein.

Häufigste Wärmequellen für Wärmepumpen

- Kühlwasser
- Abwasser
- Kondensat
- Dampf, Brüden
- Abwärme aus Verflüssigern von Kälteanlagen
- Abluft
- Abwärme aus Serverräumen
- Prozessströme

Häufigste Anwendungsgebiete für Wärmepumpen

- Raumheizung
- Brauchwasser
- Wassererwärmung für Waschanlagen und zu Reinigungszwecken
- Dampfproduktion
- Trocknung, Entfeuchtung
- Verdampfung
- Destillation
- Konzentration
- Bereitstellung von Fern- und Nahwärme



7.3.1 Anwendungsgebiete industrieller Wärmepumpen

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über Einsatzgebiete von Wärmepumpen in Produktionsbetrieben.

Nutzung Niedertemperatur-Abwärme (bis 30°C) zur Bereitstellung von Raum- und Prozesswärme

Insbesondere bei mechanischen Prozessen oder Kühlprozessen in der Chemie-, Pharma- und Lebensmittelindustrie (inkl. Molkereien) ist Niedertemperatur-Abwärme, die mit konventionellen Wärmetauschern nicht mehr verwendet werden kann, in großen Mengen ungenützt vorhanden. Durch den Einsatz von Kompressionswärmepumpen kann Niedertemperatur-Abwärme (bis 30°C) aus industriellen Prozessen für Raum- und Prozesswärme (bis 98°C) genutzt werden. (Ochsner, 2014)

Nutzung von Mitteltemperatur-Abwärme (35 - 55°C)

Aus dem Rauchgas (Heizwerke), aus dem Rücklauf von Fernwärmenetzen, chemischen und petrochemischen Prozessen sowie Kraftwerksprozessen aber auch aus Kühlwasser (z.B. aus Kunststoffspritzmaschinen), Abwasser und Waschwasser können Wärmeströme von 35-55°C von Kompressionswärmepumpen genützt und auf Vorlauftemperaturen von bis zu 98°C zur Erzeugung von Prozesswärme oder Fernwärme bis 98°C wirtschaftlich gehoben werden. Dabei können COPs von 4,6 (Wasser 45°C/Wasser 85°C) realistisch angenommen werden. (Ochsner, 2014)

Heißwassererzeugung bis 98°C

Für Lebensmittelindustrie, Molkereien, Schlachthöfe, Getränkeindustrie, u.a. kann aus Prozessabwärme Heißwasser über Kompressionswärmepumpen bereitgestellt werden. (Ochsner, 2014)

Erwärmen von Prozesswasser über Abwärme aus Kälteanlage

Viele Industriezweige, insbesondere die Lebensmittelbranche, benötigen warmes Prozesswasser und Warmwasser zu Reinigungszwecken im Temperaturbereich von 40-90°C. Gleichzeitig müssen Produkte für den Transport gekühlt oder gefroren werden.

Am häufigsten werden hier geschlossene Kompressionswärmepumpen zur Energieeinsparung genutzt: Abwärme aus der Kälteanlage hat einen Temperaturbereich von 25-30°C. Mit einer Kompressionswärmepumpe kann dies auf ein Temperaturniveau von bis zu 98°C gehoben werden und gleichzeitig Kühltürme und Verflüssigerflächen ersetzt werden. (Ochsner, 2014)

Außerdem kann diese Wärmepumpe direkt an den Kältemittelkreislauf angeschlossen werden und durch weitere Verdichtung die Kältemitteltemperatur auf 80°C erhöhen.

Die zu Verfügung stehende Leistung entspricht der dem Produkt abgeführten Wärme plus der elektrischen Leistung des Kältekompressors.

Trocknung

Wärmepumpen werden häufig in industriellen Entfeuchtungs- und Trocknungsprozessen bei Temperaturen bis max. 100°C eingesetzt. Die häufigsten Anwendungsgebiete sind Trocknung von Zellstoff und Papier, Lebensmittelprodukte und Holz. Wärmepumpentrockner haben COPs von 5-7 und können die Qualität der Produkte erhöhen.

Zur Trocknung wird in den meisten Fällen über verschiedenen Medien aufgewärmte heiße Luft über das feuchte Produkt zirkuliert. Die feuchte, warme Luft wird dann teilweise abgeführt und teilweise mit vorgewärmer, trockener Frischluft vermischt und auf die gewünschte Trockentemperatur aufgeheizt.

Mit dem Verdampfer der Wärmepumpe kann dieser Abluft die Wärme entzogen werden, dabei wird die Abluft abgekühlt und entfeuchtet und die Luft kann dem Prozess wieder zugeführt werden. Über den Verflüssiger wird der Trockner beheizt.



Theoretisch kann daher der Trockner in einem geschlossenen System ausgeführt werden, was zu geringerer Geruchsbelastung führt. Praktisch werden auch Wärmepumpentrockner mit Zu- und Abluft ausgeführt. Zu diesem Zweck werden geschlossene Kompressionswärmepumpen und Brüdenverdichter eingesetzt. (De Kleijn)

Verdampfung und Destillation

Die meisten Wärmepumpen für diese Prozesse sind in der chemischen und Lebensmittelindustrie installiert. Bei Verdampfungsprozessen ist das eingedampfte Produkt das Hauptprodukt während der Dampf (Destillat) das Hauptprodukt bei Destillationsprozessen ist.

Bei diesem Prozess werden halb-offene Brüdenverdichter und geschlossene Kompressionswärmepumpen eingesetzt. Aufgrund des geringen Temperaturhubs sind COPs von 6 bis 30 möglich.

Pasteurisation

Zur Pasteurisierung muss ein Produkt auf 70°C erhitzt werden. Danach wird das Produkt wieder abgekühlt. In den meisten Pasteurisierungsprozessen ist daher bereits ein Wärmetauscher zwischen dem kalten und dem warmen Produktstrom eingebaut, das kalte Produkt vor der Pasteurisierung kühlt das warme Produkt nach der Pasteurisierung. Die zusätzliche Vorwärmung und Abkühlung erfolgt über Dampf und Kaltwasser.

Eine Wärmepumpe kann hier wie folgt eingesetzt werden: Dabei erhöht die Wärmepumpe die Verflüssigungstemperatur des Kältemittels von 25 bis 30°C auf über 80°C. Über diese Temperatur kann dann mit der am Verflüssiger abgegebenen Wärme der Pasteur erhitzt werden. Nach Kondensation und Druckreduktion im Expansionsventil wird das Kältemittel wieder in die Kälteanlage rückgeführt. (De Kleijn)

Waschprozesse

In industriellen Waschprozessen wird Heißwasser mit Lösemittel vermischt und über einem Produkt versprüht. Das Washwasser wird über einen Wärmetauscher, der über ein konventionelles Heizsystem erwärmt wird, geführt. Über einen Ventilator wird das Wasser unter Druckerhöhung über das Produkt gesprüht. Ein Teil des Washwassers verdampft, der größte Teil des Wassers wird aber im Kreislauf, also zunächst wieder in den Wassertank geführt. Viele Anlagen haben einen Ventilator zum Abzug des feuchten Dampfes, damit der Dampf nicht aus der Waschanlage unkontrolliert entweicht. Dieser Luftabzug stellt einen Unterdruck in der Maschine ein und bläst feuchte, warme Luft (z.B. 45°C bei 95% Rel. Feuchte) in die Umgebung.

Der Verdampfer einer Wärmepumpe kann die Temperatur der ausgehenden Luft auf unter den Taupunkt (35°C und 100% Restfeuchte) abkühlen (Wärmepumpenrücklauf 30°C) und mit dem Verflüssiger über eine Vorlauftemperatur von 65-70°C das Wasser direkt erwärmen oder vorwärmen.

Parameter zur Beurteilung sind: Ein- und Ausgangstemperatur des Produkts, Menge des ausgehenden Wasserdampfes und die Wärmeverluste über die Oberfläche der Waschanlage. (De Kleijn)

Dampferzeugung

Hochtemperatur Wärmepumpen können Dampf bis zu einer Temperatur von 150°C erzeugen. Dazu können halb-offene und offene Brüdenverdampfer und geschlossene Kompressionswärmepumpen genutzt werden.



7.3.2 Überblick Arten von Industriellen Wärmepumpen

Tabelle 21 Überblick über Arten von industriellen Wärmepumpen und ihren Eigenschaften (SAENA, o.J., IEA Heat Pump Center, GEA Wiegand, o.J.)

Art der Wärmepumpe	Quellentemperatur	Vorlauf-temperatur	Max. Temperaturerhöhung	COP	Kosten
Kompressions-Wärmepumpe (elektrisch)	8-100°C	65-98°C (Spezialanf.: 120°C)	80°K	2,5-5 (6)	100-350 EUR/kW _{th}
Mechanische Brüdenverdichter	70-80 °C	110-150 °C 190 °C*	1-stufig Vent: 6 K 2-stufig Vent. 12 K Einstuf. Radialkompr.: 12-18 K, max. 30 K	10-30	
Thermische Brüdenverdichter	0,1 - 0,5 barü	Bis 200°C	Abh. von Treibdampfdruckniveau		
Absorption WP (Typ I)	20-90°C	65-100°C	65 K	1,3-1,6	500-1000 EUR/kW _{th}
Absorption WP (Typ II)		150°C	60°K	0,45	

7.3.3 Kompressionswärmepumpen

7.3.4 Physikalische Grundlagen

Eine Wärmepumpe besteht prinzipiell aus folgenden Bauteilen (vgl. Abbildung 17):

1. Verdampfer: Im Verdampfer wird Abwärme direkt oder indirekt auf das (flüssige) Kältemittel übertragen welches in weiterer Folge verdampft.
2. Verdichter: Im Verdichter wird das (kalte) dampfförmige Kältemittel verdichtet und dadurch auf ein höheres Temperaturniveau gehoben. Der Verdichter wird mittels elektrischer Energie angetrieben.
3. Kondensator: Im Kondensator erfolgt die Wärmeübertragung vom Heißgas (dampfförmigen Kältemittel) auf die Wärmesenke. Das Kältemittel wird dabei wieder flüssig.
4. Expansionsventil (Drossel): Im Expansionsventil wird der Druck gesenkt, wodurch die Temperatur des Kältemittels abnimmt. Dadurch kann das Kältemittel wieder Abwärme aufnehmen.

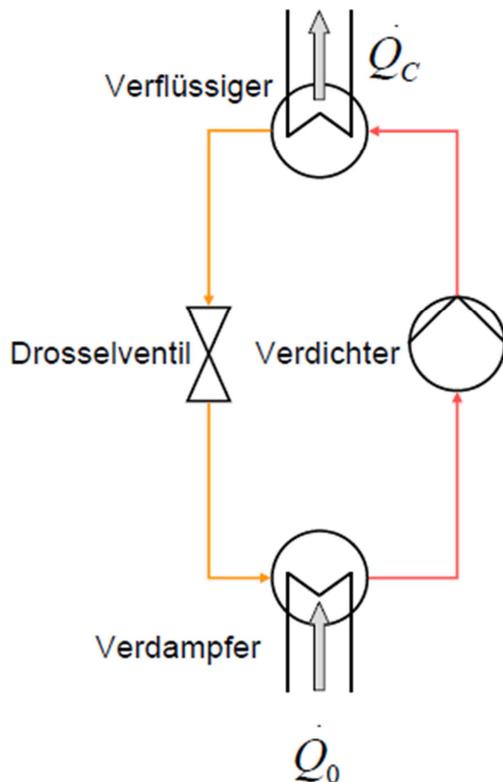


Abbildung 17: Wärmepumpenkreislauf (Quelle: Lambauer, 2014)

Von industriellen Wärmepumpen spricht man ab 100 kW Leistung, Anlagen bis 1,5 MWth sind verfügbar. Die Leistungszahlen liegen bei COP: 2,4 – 6. Generell nimmt der COP mit Zunahme des Temperaturanhebung ab, daher ist auf geringe Spreizung zu achten.

Für hohe Temperaturhübe sind zweistufige Wärmepumpen notwendig. Diese haben aber höhere Verluste und damit geringere Leistungszahlen. Die maximal nutzbaren Wärmequellentemperaturen und erreichbaren Vorlauftemperaturen sind von der Art des genutzten Kältemittels (und des Druckniveaus) abhängig.

Tabelle 22 Temperaturniveaus von Wärmequellen und Vorlauftemperaturen von Kompressionswärmepumpen (Ochsner, 2014)

Art der Anlage	Wärmequellen-temperaturbereich	Vorlauftemperatur max.	Beispiele für Leistungszahlen
1-stufiger Kältekreis	35-55°C	98°C bei niederen Wärmequellentemp.: 65-75°C	COP: 3-5 W40°/W80°C: COP 4,6
2-stufiger Kältekreis	8-25°C	98°C	W10°/W85°C: COP 2,5
Sonderanlagen		120-140°C	



Kriterien zum Einsatz von Wärmepumpen

- Keine Möglichkeit der direkten Nutzung der Abwärme oder Einsatz von Wärmetauschern
- Gleichzeitiges Kühlen und Heizen notwendig
- Es gibt Wärmeströme im Bereich von 70°C und darüber, die gekühlt werden müssen
- Es gibt Wärmeströme, die von Umgebungstemperatur auf 70°C bis 100 (120)°C aufgewärmt werden müssen
- Hohe Energiepreise allgemein
- Hohe Preise für thermische Energie, niedrige Preise für elektrische Energie
- Die Temperaturdifferenz (Hub) bezogen auf die Prozessmedien soll 50 K nicht überschreiten
- Die Leistungszahl sollte zumindest 3 betragen, um wirtschaftliche Ergebnisse zu erhalten
- Hohe Betriebszeiten
- Hohe gleichmäßige Wärmequellentemperatur
- Zeitliche Übereinstimmung der Wärmequellen und –senken (U.S. DOE, 2003)

7.3.4.1 Auswahl / Dimensionierung

Bei der Dimensionierung einer Wärmepumpenheizungsanlage ist der erste Schritt die Analyse der Wärmequelle und der Wärmesenke.

In einem nächsten Schritt muss der Wärmebedarf und das Nutzerverhalten analysiert werden. Um hohe Anlagenkosten und kurze Laufzeiten zu vermeiden, ist eine möglichst genaue Kenntnis dieser beiden Parameter von zentraler Bedeutung. Generell gilt: Je geringer die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke, desto wirtschaftlicher kann die Anlage betrieben werden (vgl. Abbildung 18 und der Formel für die Leistungszahl).

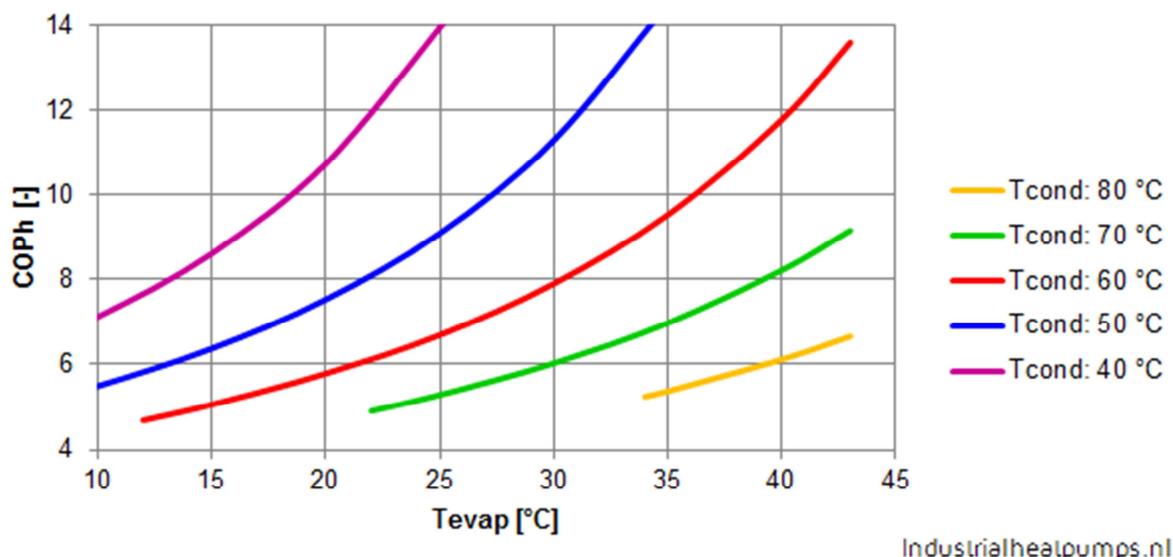


Abbildung 18: Einfluss der Verdampfertemperatur (Tevap) auf die Arbeitszahl, in Abhängigkeit von der gewählten Kondensationstemperatur (Tcond) (De Kleijn)



Bestimmung der übertragenen Wärmemenge, Temperaturniveaus

Die Effizienz einer Wärmepumpe kann mit Hilfe der Leistungszahl beschrieben werden. Diese entspricht dem Verhältnis zwischen der abgegebenen Wärmeleistung und der aufgenommenen elektrischen Leistung, gemessen unter normierten Prüfungsbedingungen.

$$\varepsilon_w = \frac{P_C}{P_{el}}$$

ε_w ... Leistungszahl []

P_C ... Leistung am Kondensator [W]

P_{el} ... Aufgenommene elektrische Leistung [W]

In folgenden Annahmen wird vereinfacht die Leistung der Wärmepumpen über die Laufzeiten als konstant angenommen. Dies kann bei Prozesswärmepumpen der Fall sein.

Zunächst ist die über die Wärmepumpe übertragene Wärmemenge zu bestimmen. Die gelieferte Wärmemenge ergibt sich aus dem Größenverhältnis der zu verknüpfenden Ströme.

- Zu bereitstellende Wärmeleistung am Kondensator ist gegeben (Q_c), die Wärmesenke stellt die Begrenzung für die zu übertragene Wärme dar
- Wärmeleistung am Verdampfer (Q_o) ist gegeben, die Wärmequelle stellt die Begrenzung für die zu übertragene Wärme dar

Zunächst ist näherungsweise die Leistungszahl über die Temperaturniveaus zu bestimmen:

$$\varepsilon = \frac{T_c}{T_c - T_o} * 0,5$$

T_c Verflüssigungstemperatur in [K] (Temperatur des Kältemittels = gewünschte Prozessmediumstemperatur der Wärmesenke nach Verflüssiger + 5 K)

T_o Verdampfungstemperatur in [K] (Temperatur des Kältemittels = vorliegende Prozessmediumstemperatur der Wärmequelle nach Verdampfer - 5 K)

0,5 angenommener Gütegrad (oder Herstellerangabe)

ε Leistungszahl



Bestimmung elektrische Leistung

Im **ersten Fall** - maximal verwendbare Wärmeleistung (Wärmesenke) bekannt - kann die erforderliche elektrische Leistung (Arbeit) bestimmt werden:

$$P_{el} = \frac{Q_c}{\mathcal{E}}$$

P_{el} elektrische Leistungsaufnahme Wärmepumpe [kW]

Q_c abgegebene Wärmeleistung über Wärmepumpe an Wärmesenke [kW]

\mathcal{E} Leistungszahl

Im **zweiten Fall** - Wärmequelle ist bekannt und kann zu 100% genutzt werden - kann die erforderliche elektrische Leistung (Arbeit) bestimmt werden:

$$P_{el} = \frac{Q_o}{(\mathcal{E} - 1)}$$

P_{el} ...elektrische Leistungsaufnahme Wärmepumpe

Q_o ...zugeführte Wärmeleistung über Wärmequelle [kW]

Energiekosteneinsparung

Die Kosteneinsparung über die Nutzung einer Wärmepumpe ergibt sich dann aus (nach U.S. DOE, 2003):

$$\Delta EK = (Q_c \times LZ \times K_{th}) - (P_{el} \times LZ \times K_{el})$$

ΔEK ... Energiekosteneinsparung (pro Jahr) [EUR/a]

Q_c ... abgegebene Wärmeleistung über Wärmepumpe an Wärmesenke [kW]

LZ ... Laufzeit der Wärmepumpe in Stunden pro Jahr [h]

K_{th} ...Kosten der thermischen Nutzenergie [EUR/kWh] (Wärme, die direkt über die Wärmepumpe übertragen wird muss nicht erzeugt und verteilt werden, dies ist abh. von der Anwendung z.B. $K_{th} = \text{Gaspreis}/0,75$ mit 0,75 als Wirkungsgrad Kessel mal Wirkungsgrad Wärmeverteilung)

K_{el} ...Stromkosten [EUR/kWh]

Eine **weitere Variante** stellt eine Wärmepumpe dar, die als Wärmequelle einen aktiv zu kühlenden Strom nutzt

Führt die Wärmepumpe auch zur Reduktion der Kühllast, in dem ein sonst aktiv zu kühlender Strom als Wärmequelle genutzt wird, kann der sonst dafür notwendige Strombedarf für die Kälteanlage abgezogen werden. Dabei müssen aber die unterschiedlichen Laufzeiten der Wärmepumpe und der Kälteanlage berücksichtigt werden (nur die geringere Laufzeit kann herangezogen werden).

$$\Delta EK = (Q_c \times LZ_{WP} \times K_{th}) + (Q_o \times \frac{1}{COP_{KA}} \times LZ_{KA} \times K_{el}) - (P_{el} \times LZ_{WP} \times K_{el})$$

LZ_{WP} ...Laufzeit Wärmepumpe

Q_o ... Von der aktiv gekühlten Wärmequelle aufgenommene Wärmeleistung [kW]



COP_{KA} ...Durchschnittlicher COP der Kälteanlage über das ganze Jahr (bzw. Betriebszeit der Anlage). Hier wäre daher eigentlich ein Jahresnutzungsgrad, z.B. der ESEER einzusetzen (dieser gilt aber vorwiegend für Klimaanwendungen)

LZ_{KA} ... Laufzeit bzw. Betriebszeit pro Jahr (z.B. April bis September) [h/a]

K_{el} ...Stromkosten [EUR/kWh]

Falls nicht direkt der zu kühlende Prozess gekühlt wird, sondern die Wärmepumpe den Kaltwasserkreislauf vor dem Kühlturm nutzt, ist damit auch ein geringerer Strombedarf verbunden. Dieser kann aber vorab nur geschätzt bzw. über Laufzeiten über unterschiedliche Betriebszustände modelliert werden. Dazu müsste die aufgenommene Energie am Kühlturm während der Betriebszeit der Wärmepumpe in Abhängigkeit der Rücklauftemperatur des Kaltwassers gemessen werden.

7.3.4.2 Investitionskosten

Generell setzen sich die Investitionskosten für eine Wärmepumpenanlage aus den Investitionskosten der Wärmepumpe und der Wärmequelle zusammen.

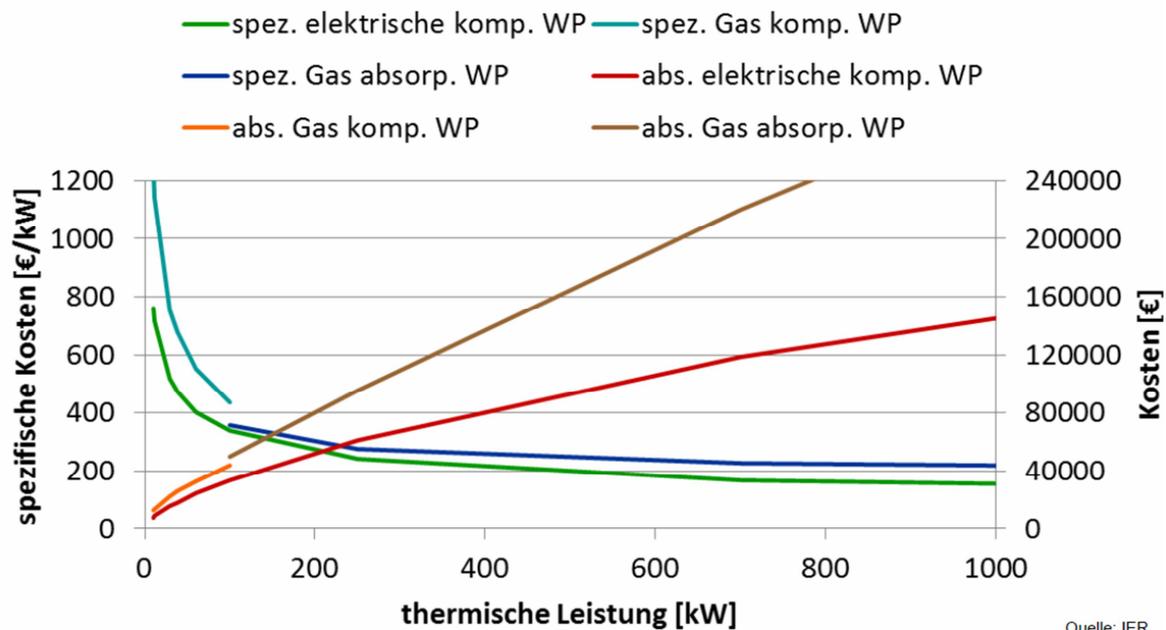
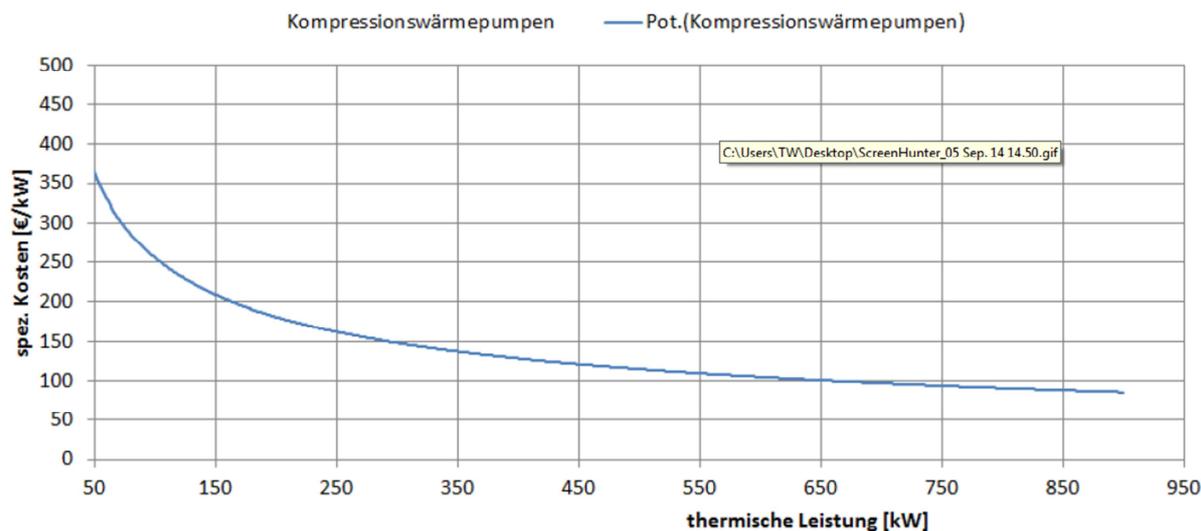


Abbildung 19 Spezifische Kosten für Kompressions- und Absorptionswärmepumpen, (Lambauer, 2012)



Quelle: IER

Abbildung 20 Spezifische Kosten für Kompressionswärmepumpen, (Lambauer, 2012)

7.3.4.3 Informationen aus Analyse

Für die Analyse des Prozesses sind folgende Informationen erforderlich (vgl. Tabelle 23 und Abbildung 21):

Tabelle 23: Erforderliche Informationen für die Analyse in tabellarischer Form

Parameter	Wert
Vorlauftemperatur Wärmequelle	
Rücklauftemperatur Wärmequelle	
Massenstrom Wärmequelle	
Vorlauftemperatur Wärmesenke	
Rücklauftemperatur Wärmesenke	
Massenstrom Wärmesenke	
Elektrische Energie Pumpe Wärmequelle	
Elektrische Energie Verdichter	
Elektrische Energie Pumpe Wärmesenke	
Betriebsdruck Wärmequelle (bei Direktverdampfern)	

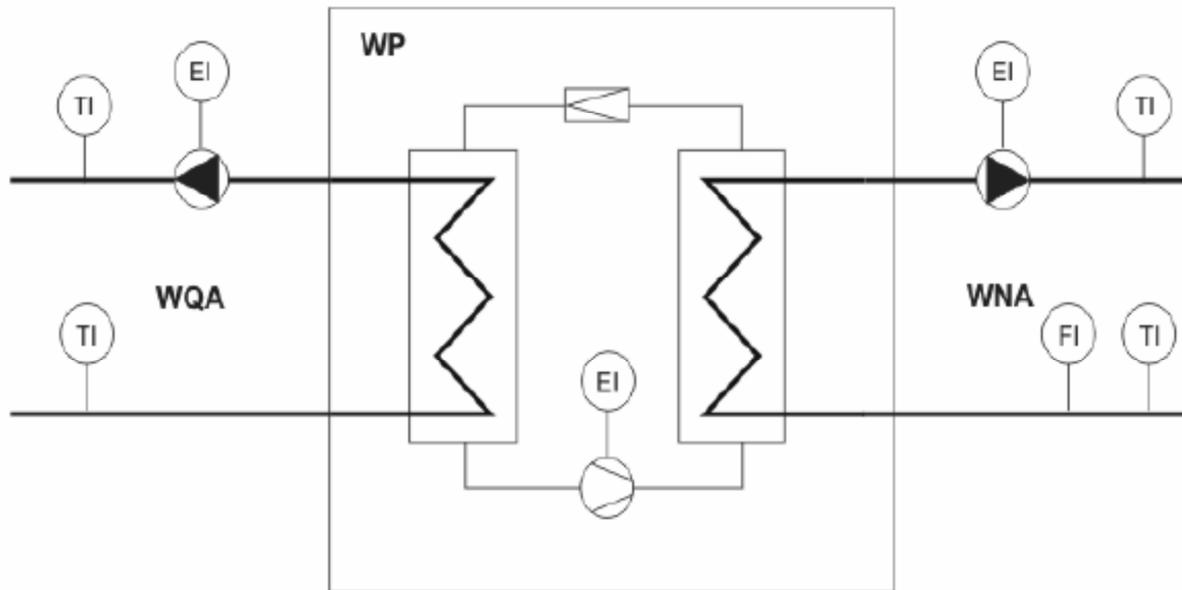


Abbildung 21: Messkonzept Wärmepumpenanlage (Huber, 2009)

7.3.5 Brüdenverdichter

7.3.5.1 Prinzip

Dampf aus industriellen Prozessen (Dampf einer Flüssigkeit wird in der Verfahrenstechnik als Brüden bezeichnet) wird auf höheren Druck verdichtet und damit die Temperatur erhöht. Der Dampf wird dann unter Abgabe der Wärme in denselben Prozess wieder kondensiert. Bei halboffenen Systemen wird die Wärme über einen Wärmetauscher übertragen.

Technologien zur Verdichtung sind elektrisch angetriebene, mechanische Kompressoren oder Ventilatoren und Dampföfen.

Anwendungsgebiete finden sich insbesondere in der Nahrungsmittelindustrie zum Eindicken, Kochen von Flüssigkeiten. Weitere Anwendungsbereiche sind Chemieindustrie zum Eindicken von Abwasserströmen und Konzentration von Salzlösungen, Papier- und Holzindustrie zur Konzentration und Trocknung. Vakuumverdampfen bei niedrigen Temperaturen wird in geringem Umfang zum Entsalzen verwendet.

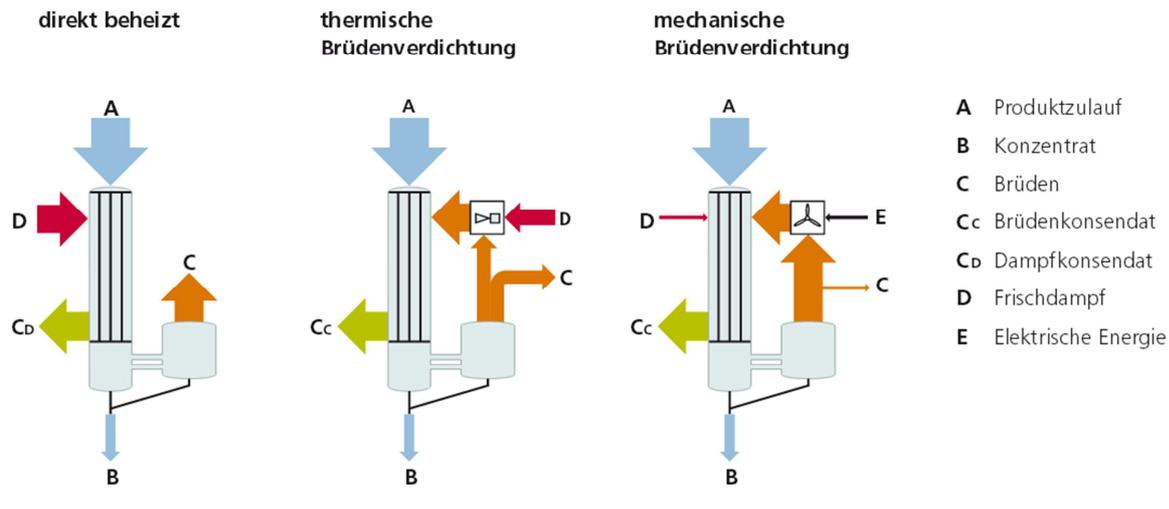


Abbildung 22 Brüdenverdichter im Vergleich (Beheizungsarten von Verdampfern) (GEA Wiegand GmbH nach Piller, 2014)

7.3.5.2 Thermische Brüdenverdichtung

Thermische Brüdenverdichter werden auch als Dampfstrahl-Verdichter oder Thermokompressoren bezeichnet. Voraussetzung für diesen Verdichter ist eine Dampfversorgung auf hohem bis mittlerem Druckniveau.

Dampfstrahl-Verdichter dienen zur Druckerhöhung von Abdampf, um ihn als Heizdampf wieder zu verwenden. Sie arbeiten nach dem Strahlpumpenprinzip und haben keine bewegten Teile und somit keine Verschleißteile. Einsatzgebiete sind Eindampfen, Destillieren, Kühlen, Kristallisieren, Desodorieren, Entgasen und Trocknen unter Vakuum.

Dampf mit hohem Druck strömt auf der einen Seite in den Verdichter. Mit Hilfe einer Druckreduzierung und der damit verbundenen hohen Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes wird ein Unterdruck im Verdichter erzeugt, um Niederdruckdampf aus einer Nachverdampfung anzusaugen.

Verdichter benötigen also immer einen Dampf mit höherem Druck, den sog. Treibdampf. Soll Dampf mit einem Druck von 0,5 barü angesaugt werden, so sollte mindestens ein Dampf mit einem Druck von 5 barü zur Verfügung stehen.

Das Verhältnis zwischen der Menge an Treibdampf und der Menge an angesaugtem Dampf vergrößert sich je niedriger der Treibdampfdruck ist. Je niedriger der Druck des Treibdampfes desto größer ist die Menge des Gemischdampfes.

Der Einsatz eines Verdichters hinsichtlich der Verwertung von Dampf mit niedrigem Druck (z. B. 0,1 - 0,5 barü) als Energiesparmaßnahme ist immer vorteilhaft.

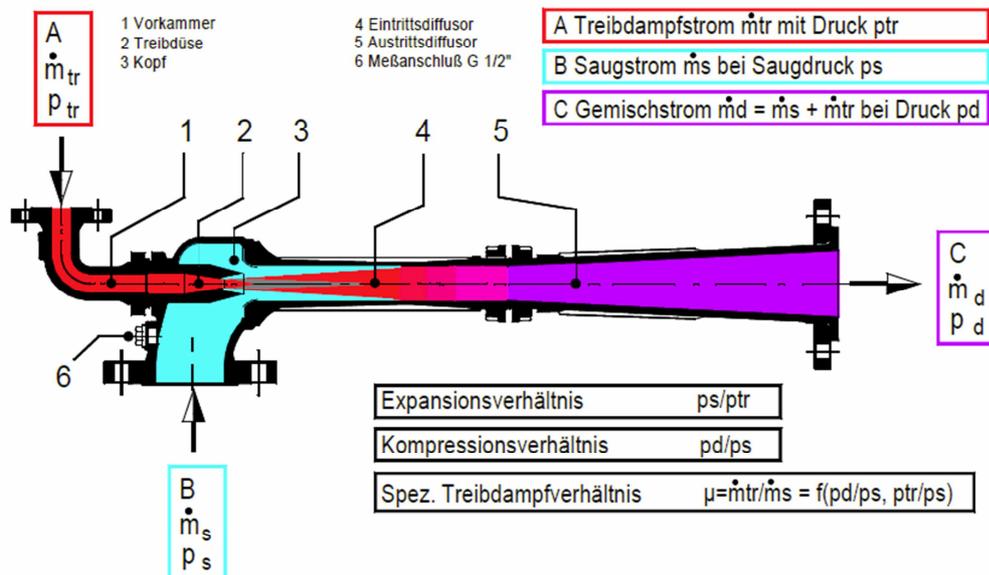


Abbildung 23 Aufbau eines Thermokompressors (Spirax Sarco in Zoubek, Neuzil, 2014)

Vorteile

- Einfache Konstruktion
- Keine beweglichen Teile
- Hohe Zuverlässigkeit
- Keine Wartung
- Installation in nassen und Ex-Schutz Bereichen möglich

Nachteile

- Da Treibdampf zugeführt wird, kann auch nicht der gesamte Brügendampf weiterverwendet werden.
- Verdichter sind hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit anfällig bei schwankendem Druck, sowohl beim Gegendruck auf der Gemischseite, als auch bei schwankendem Druck auf der Saugseite. Regelungsmöglichkeiten bestehen aber über Treibdampfdruckdrosselung oder über Düsenadeln, die den Düsenquerschnitt verkleinern.

Das Massenverhältnis β von angesaugten Brüden zu Treibdampf ist abhängig vom Treibdampfdruck und dem gewünschten Mischdampfdruck, der sich aus der geforderten Heizmitteltemperatur ergibt:

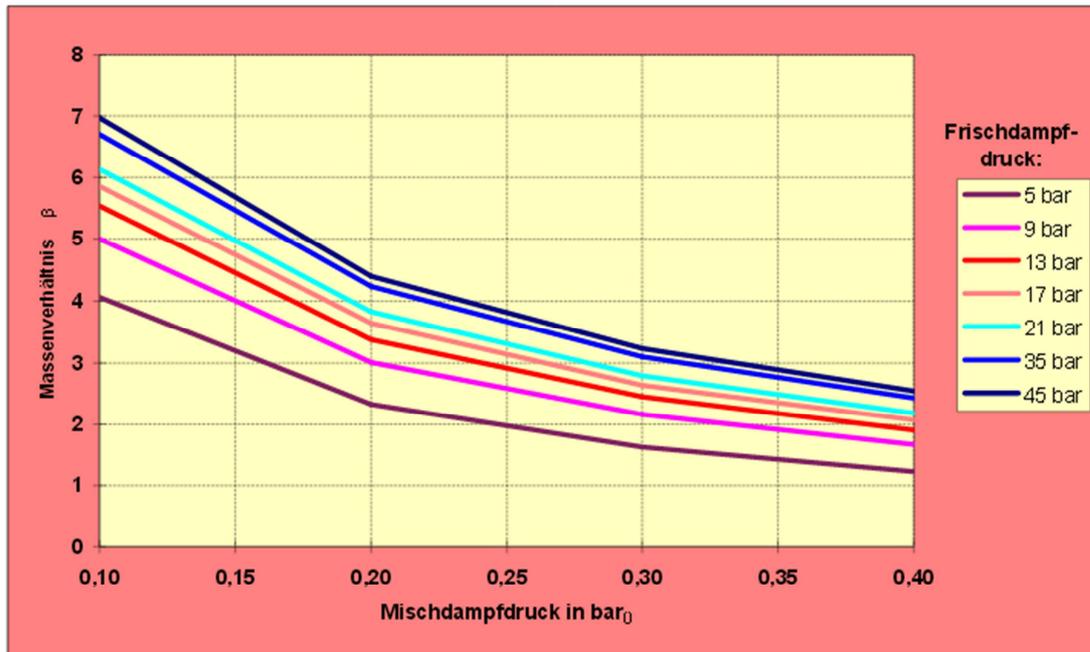


Abbildung 24 Massenverhältnis β (Verhältnis angesaugten Brüden zu Treibdampfmenge) in Abhängigkeit des Mischdampfdrucks und des Treibdampfdrucks (Vey S., 2000)

Wärmeenergiebestimmung

Die Energieeinsparung ergibt sich aus dem Wärmeinhalt in den Brüden, der über die Düse genutzt werden kann:

- Massenstrom der Brüden, der genutzt werden kann [t/h], [kg/s]
- Energieinhalt der Brüden (Enthalpie) [h1]

Falls dem Prozess gleich viel Dampf zugeführt wird, wie abgezogen, kann nicht die gesamte Brüden dampfmenge (aufgrund der zugeführten Treibdampfmenge) genutzt werden

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_{BR} \times \left(\frac{\beta}{\beta+1} \right) \times h''_{BD}$$

\dot{Q}_N ...Nutzwärmeleistung, die zusätzlich zur Treibdampfmenge weiter genutzt wird [kJ/h]

β ...Massenverhältnis von angesaugten Brüden/Treibdampf [], Beta (β) ergibt sich u.a. wie oben beschrieben aus den Druckverhältnissen und den Düsenparametern.

\dot{m}_{BR} ... Massenstrom der Brüden [kg/h]

h''_{BD} ...Enthalpie des Brüden dampfes (Verdampfungsenthalpie) [kJ/kg]

Energiekosteneinsparung

$$\Delta EK = Q_N \times LZ \times K_{th}$$

ΔEK ... Energiekosteneinsparung (pro Jahr) [EUR/a]

Q_N ... Nutzbare Wärmeleistung des Brüdenverdichters [kW]

LZ ... Laufzeit des Brüdenverdichters in Stunden pro Jahr [h]



K_{th} Kosten der thermischen Nutzenergie [EUR/kWh] (Wärme, die direkt über die Wärmepumpe übertragen wird muss nicht erzeugt und verteilt werden, dies ist abh. von der Anwendung z.B. Gaspreis/0,75)

Praktisch wäre zu prüfen, ob die **Treibdampfmenge** im System verbleibt, d.h. bisher zuzuführende Energiemenge ersetzt oder zusätzlich abgeführt werden muss. Falls letzter Fall zutrifft, muss die abzuführende Treibdampfmenge von der Energieeinsparung abgezogen werden.

7.3.5.3 Mechanische Brüdenverdichter

Die mechanische Brüdenverdichtung ermöglicht das Eindampfen von Flüssigkeiten im geschlossenen Prozess. Hier wird der in den industriellen Prozessen entstehende Prozessdampf (Brüden) eines Verdampfers mit einem Radialventilator oder einem Kompressor verdichtet und damit auch auf ein höheres Temperaturniveau gehoben und anschließend dem Prozess als frischer Heizdampf wieder zugeführt. Anwendungsgebiete sind: Verdampfung, Destillation, Kristallisation und Trocknung.

Tabelle 24 Erreichbare Temperaturerhöhung mit mechanischer Brüdenverdichtung je nach Bauart

Verdichterart	Erreichbare Temperaturerhöhung
1-Stufige Radialventilatoren	6°C
2- Stufige Radialventilatoren	12°C
1-Stufige Radialkompression	14 (12-18) °C
Weitere Kompressionsarten, z.B. zweistufige Kolbenverdichter, Schraubenverdichter	Bis zu 80°C

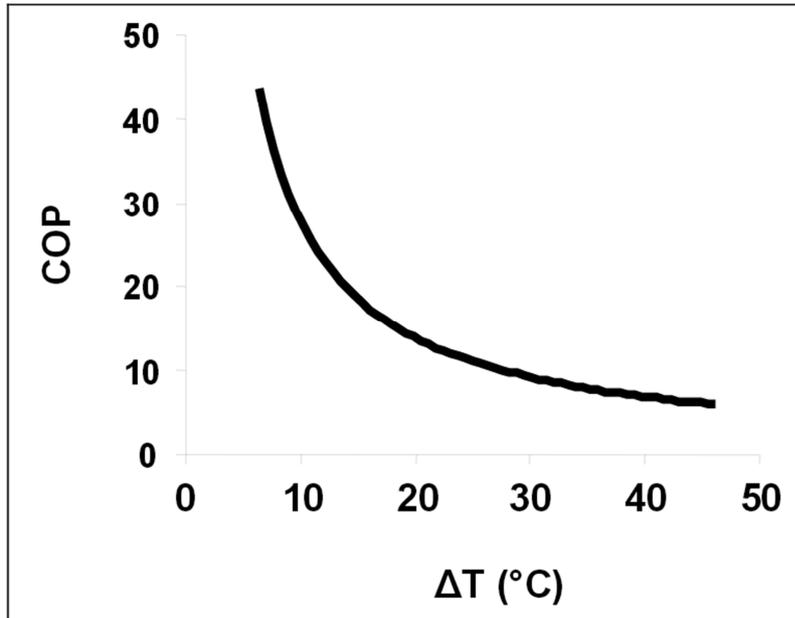
Vorteile

- Hohe Energieeinsparung
- Es kann die gesamte Brüden dampfmenge weiterverwendet werden. (daher meist effizienter als thermische Brüdenverdichter)
- Ventilatoren und Kompressoren können über Drehzahlregelung gut geregelt werden, damit kann der Dampfbedarf leicht angepasst werden.
- Die Möglichkeit temperaturempfindliche Flüssigkeiten im Vakuum einzudampfen (bis zu 35°C)
- Bestandteile des Endprodukts bleiben erhalten (entweichen nicht über die Brüden)

Nachteile

- Bedarf an elektrischer Energie
- Wartungsaufwand aufgrund beweglicher Teile

Um einen signifikanten Energieeinspareffekt zu erzielen, ist es notwendig auf niedrige Temperaturhübe zu achten, da der COP der Anlage gerade im Bereich mit niedrigen Delta T hoch ist.



Verhältnis des COP zu Temperaturdifferenz eine typischen Mechanischen Brüdenverdichter-Systems (Europäische Kommission 2009)

Kompressorleistungsbedarf

Die Bestimmung des Leistungsbedarfs des Kompressors und damit des Energiebedarfs kann über entsprechende Formeln (dann muss allerdings die spezifische Enthalpie nach Kompression bekannt sein) und auch über Nomogramme des jeweiligen Herstellers erfolgen:

Folgende Werte sind dazu notwendig:

- Die Menge des angesaugten Gases als Massenstrom in [t/h]
- Molare Masse (M) des angesaugten Gases [g/Mol, kg/kMol], oft Wasserdampf (18 g/Mol)
- Temperatur des angesaugten Gases [°C], Ansaugtemperatur für untenstehendes Bsp. 119°C
- Gewünschten Endtemperatur, die der Sattdampfentemperatur nach Verdichtung (p2) entspricht [bar]
- Kompressionsverhältnis (größer als 1) ergibt sich aus dem Druckverhältnis vor (p1) und nach der Verdichtung (p2) []
- Polytropenexponenten des Kompressors (Herstellerangabe, in untenstehender Grafik für eine einstufige Verdichtung von Sattdampf 1,33)

$$\Pi = \frac{p_2}{p_1}$$

Π ... Druckverhältnis

p1 ... Saugdruck (Brüdenampfdruck vor Kompression)

p2 ... Verdichtungsenddruck (Sattdampfdruck, entsprechend der Temperatur, der für Verdampfung des Produkts notwendig ist)

Einstufige Radialkompressoren mit Standardlaufrädern erreichen Druckerhöhungen für Wasserdampf bis 1,8, das entspricht abhängig von den Ausgangstemperaturen Temperaturerhebungen von 12-18 K Sattdampfentemperatur.

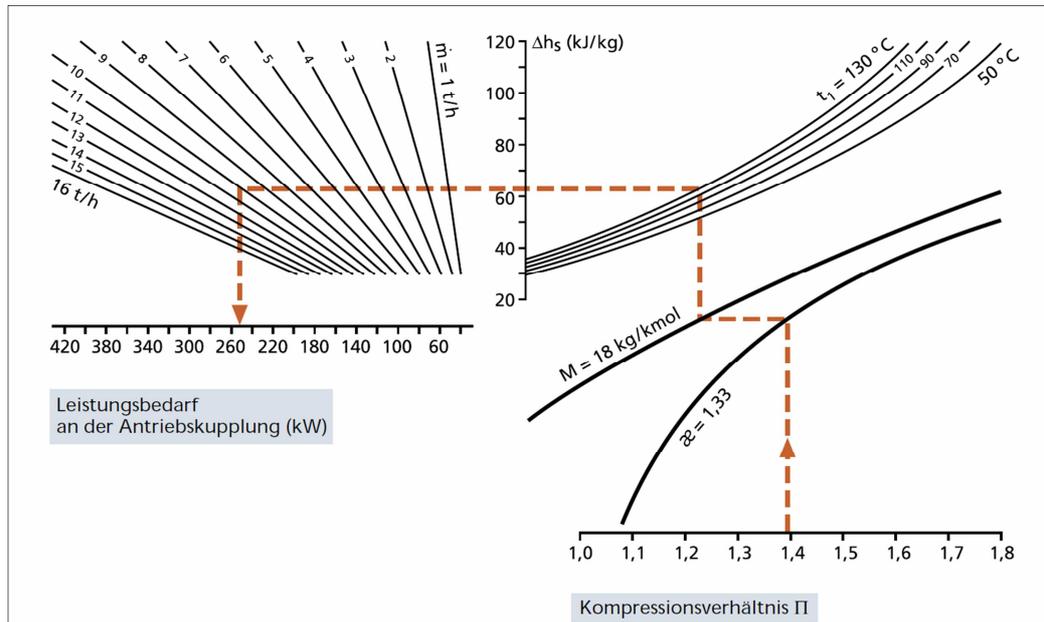


Abbildung 25 Bestimmung der Antriebsleistung des Brüdenverdichters, (GEA Wiegand, o.J.)

Wärmeenergiebestimmung

Zur Bestimmung der gewonnenen Wärmemenge sind notwendig:

- Die Menge des angesaugten Gases als Massenstrom in [t/h]
- Enthalpie nach der Verdichtung

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_{BR} \times h''_{BD}$$

\dot{Q}_N ...Nach der Verdichtung verfügbare Nutzwärmeleistung [kJ/h]

\dot{m}_{BR} ...Massenstrom der verdichteten Brüden [kg/h]

h''_{BD} ...Enthalpie des Brüden dampfes (Verdampfungsenthalpie) nach Verdichtung [kJ/kg]

Energiekosteneinsparung

$$\Delta EK = (Q_N \times LZ \times K_{th}) - (P_{el} \times LZ \times K_{el})$$

ΔEK ... Energiekosteneinsparung (pro Jahr) [EUR/a]

Q_N ...Nutzbare Wärmeleistung des Brüdenverdichters [kW]

LZ ...Laufzeit des Brüdenverdichters in Stunden pro Jahr [h]

K_{th} ...Kosten der thermischen Nutzenergie [EUR/kWh] (Wärme, die direkt über die Wärmepumpe übertragen wird muss nicht erzeugt und verteilt werden, dies ist abh. von der Anwendung z.B. Gaspreis/0,75)

P_{el} ...Elektrische Leistungsaufnahme des Brüdenverdichters [kW]

K_{el} ...Stromkosten [EUR/kWh]

7.3.6 Absorptionswärmepumpe (Typ I)

Statt über mechanische Verdichtung (Kompressor) erfolgt bei Absorptionswärmepumpen ein thermischer Antrieb der Maschine. Dieser besteht aus Absorber, Austreiber, Pumpe für das Lösungsmittel und Expansi-



onsventil, die weiteren Komponenten gleichen jenen der Kompressionskälteanlagen: Verdampfer, Verflüssiger, Expansionsventil.

Je nach Temperaturniveau werden als

- Arbeits- oder Kältemittel Wasser und als Absorptions- oder Lösungsmittel Lithium-Bromid
- Arbeits- oder Kältemittel Ammoniak und als Absorptions- oder Lösungsmittel Wasser

verwendet.

Im **Verdampfer** wird über die Abwärmequelle von niedrigem Temperaturniveau aufgenommen und das Arbeitsmittel verdampft.

Dieses gelangt in den **Absorber**. Im Absorber wird Ammoniak (Kältemittel, =Arbeitsmittel) unter Wärmeabgabe in Wasser (Lösungsmittel) absorbiert.

Dieses Gemisch wird über eine Pumpe und damit höherem Druck und Wärmezufuhr im **Austreiber** wieder getrennt. Für die Austreibung wird Abwärme auf sehr hohem Temperaturniveau ab ca. 500°C oder Hochdruck-Dampf genutzt. Das Wasser (Lösungsmittel) wird über Drosselventil entspannt und zum Absorber zurückgeführt (Lösungsmittelkreislauf).

Das Arbeitsmittel verdampft und kondensiert wieder im **Verflüssiger**, wo die Nutzwärme bei ca. 65-100°C abgegeben werden kann. Das Arbeitsmittel gelangt über das Expansionsventil wieder auf niedrigem Druck zum Verdampfer (Arbeitsmittelkreislauf).

Der COP dieser Maschinen beträgt 1,2 bis 1,4 (bis 1,6 möglich).

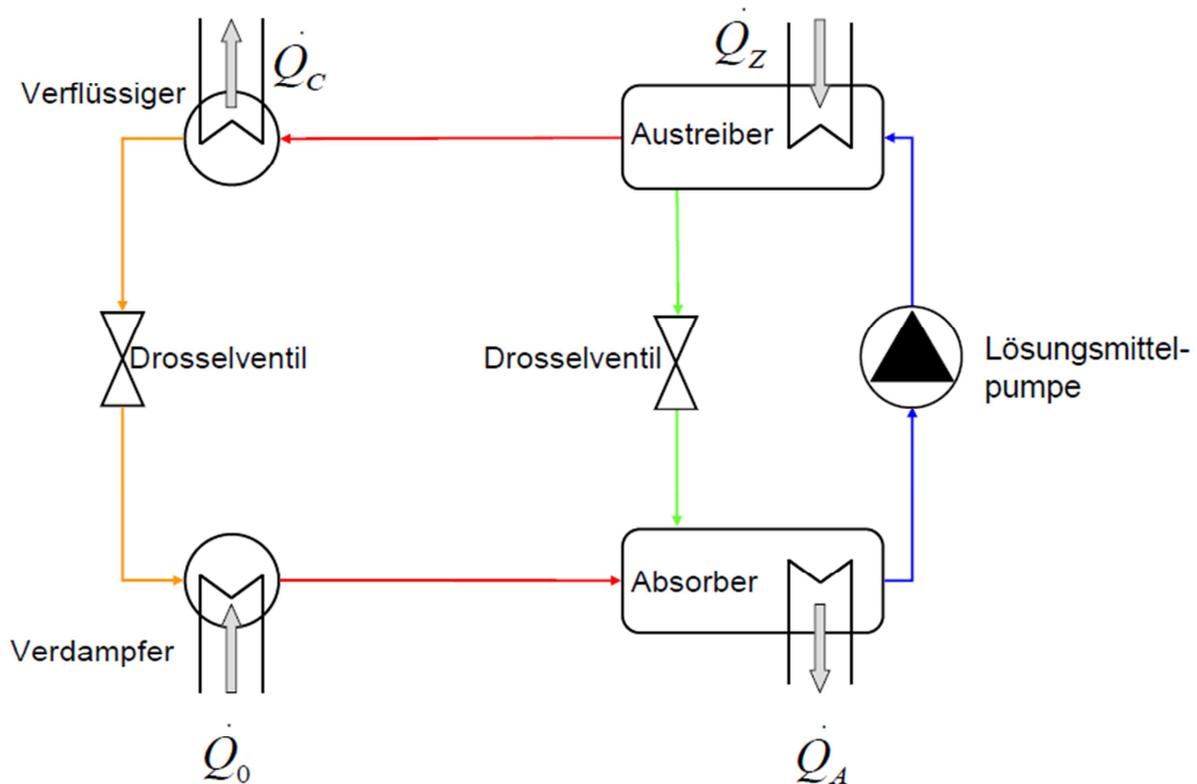


Abbildung 26 Aufbau Absorptionswärmepumpen (Lambauer, 2012)

7.3.7 Absorptionswärmeübertrager (Type II)

Bei diesen Wärmepumpen wird Abwärme zum Verdampfer und Austreiber auf gleichem Temperaturniveau im mittleren Temperaturbereich (zwischen Bedarfsniveau und Umgebungstemperatur) gebracht. Die Nutzwärme wird am Absorber auf einer höheren Temperatur abgegeben. Sie werden mit Wasser und Lithium-Bromid betrieben. Senktemperaturen von 150°C sind möglich, bei Temperaturerhöhung von 50°K. In diesen Arbeitspunkten erreicht man COPs von 0,45 bis 0,48.



8 Anhang Wärmetauscherkosten

In den folgenden Abbildungen sind spezifische bzw. absolute Investitionskosten für ausgewählte Wärmeübertragertypen dargestellt. Die spezifischen Kosten beziehen sich die Kosten der Wärmeübertragerfläche. Es wird an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass es sich bei den vorliegenden Kosten um Richtwerte handelt, welche im Zuge einer wissenschaftlichen Arbeit entstanden sind (Kostenfunktionen für Komponenten der rationellen Energienutzung). Zudem werden Wärmeübertrager meist auf spezielle Anwendungsfälle hin konzipiert und kalkuliert, wodurch Preislisten selten vorliegen. Vielmehr werden Kosten mittels elektronischen Kalkulationsprogrammen bestimmt, welche aber eine genaue Kenntnis bzgl. der Konstruktion und Gestaltung voraussetzen.

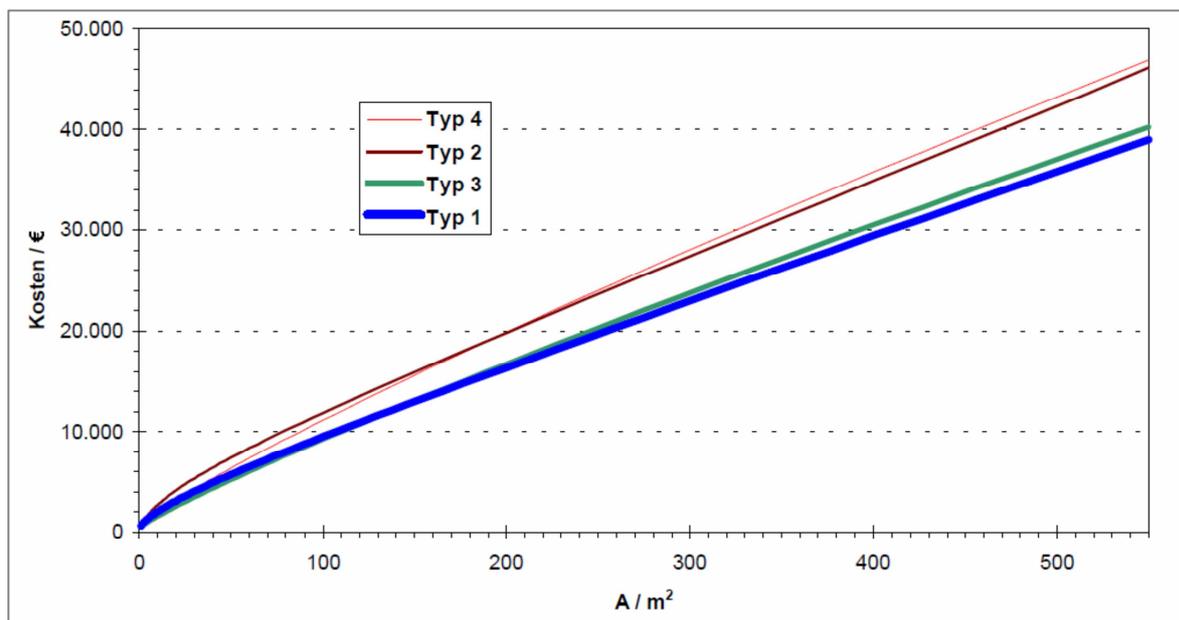


Abbildung 27: Investitionskosten für Plattentypen¹. Die Kostenfunktion wurde auf Basis einer Kalkulationssoftware bestimmt und zeigt das lineare Verhalten von Kosten zur Fläche bzw. der Anzahl der erforderlichen Platten. Bei Zunehmender Fläche hat der Druck einen größeren Einfluss auf die Gesamtkosten. Der Einfluss der Temperatur ist relativ gering (Quelle: Gebhardt et al., 2002)

Typ	Temperatur	Druck	Plattenmaterial	Dichtungsmaterial
1	100 °C	10 bar	1.4401	NBR
2	100 °C	25 bar	1.4401	NBR
3	160 °C	10 bar	1.4401	EPDM
4	160 °C	25 bar	1.4401	EPDM

1

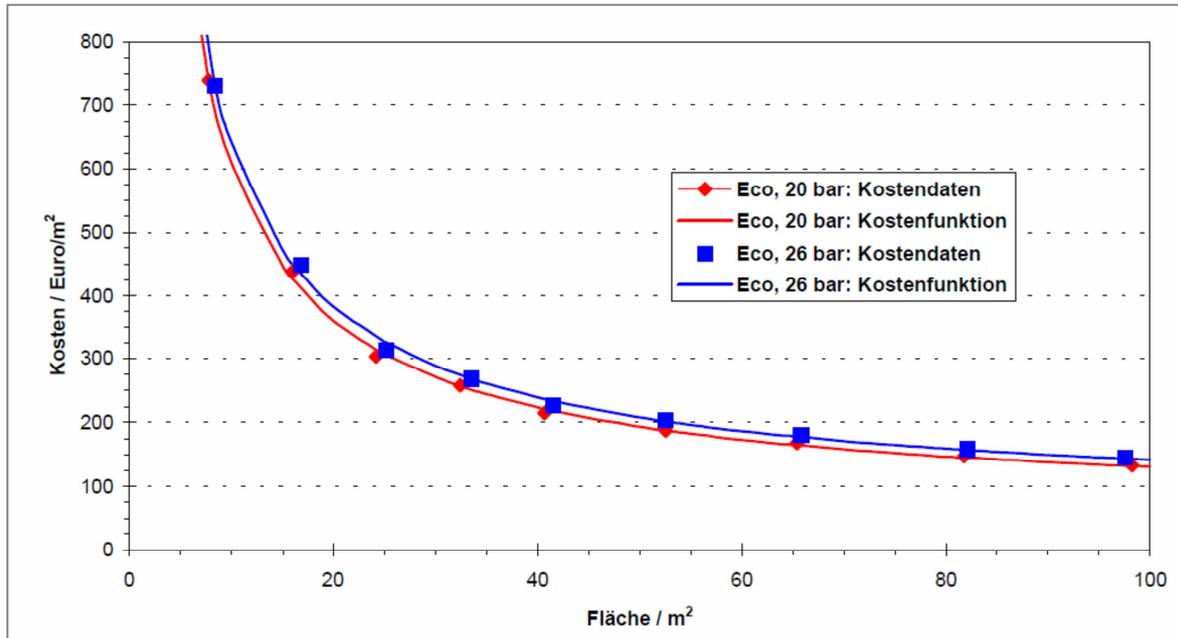


Abbildung 28: Investitionskosten für Rohrbündelapparate. Grundlage für die Kostenkalkulation war die Erstellung und Auswertung von Stücklisten (Materialmenge, Anzahl der Armaturen, usw.) von Economisern (Rauchgas/Wasser) bzw. die Kostendaten eines Herstellers. Die Angaben beziehen sich auf einen Economiser aus Schwarzstahl ohne Isolierung (Quelle: Gebhardt et al., 2002)

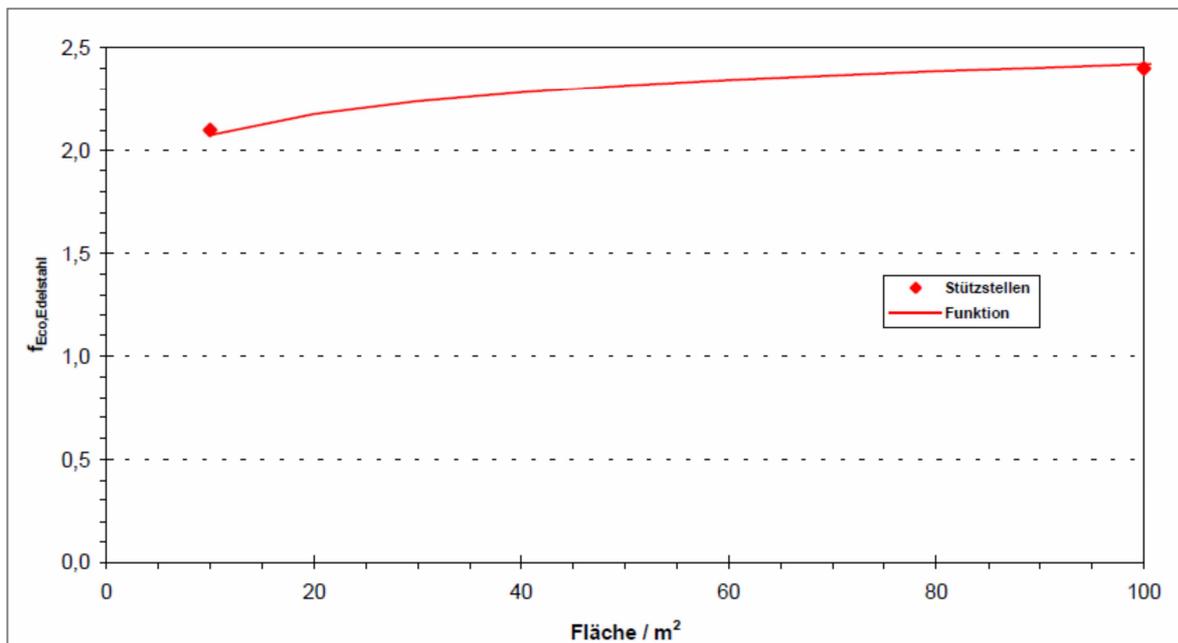


Abbildung 29: Korrekturfaktor für Rohrbündel Wärmeübertrager aus Edelstahl. Werden Economiser nicht aus Schwarzstahl sondern aus Edelstahl gefertigt, sind die in Abbildung 28 angegebenen Kosten, aufgrund des höheren Materialpreises für Edelstahl, mit dem angegebenen Korrekturfaktor zu multiplizieren (Quelle: Gebhardt et al., 2002)

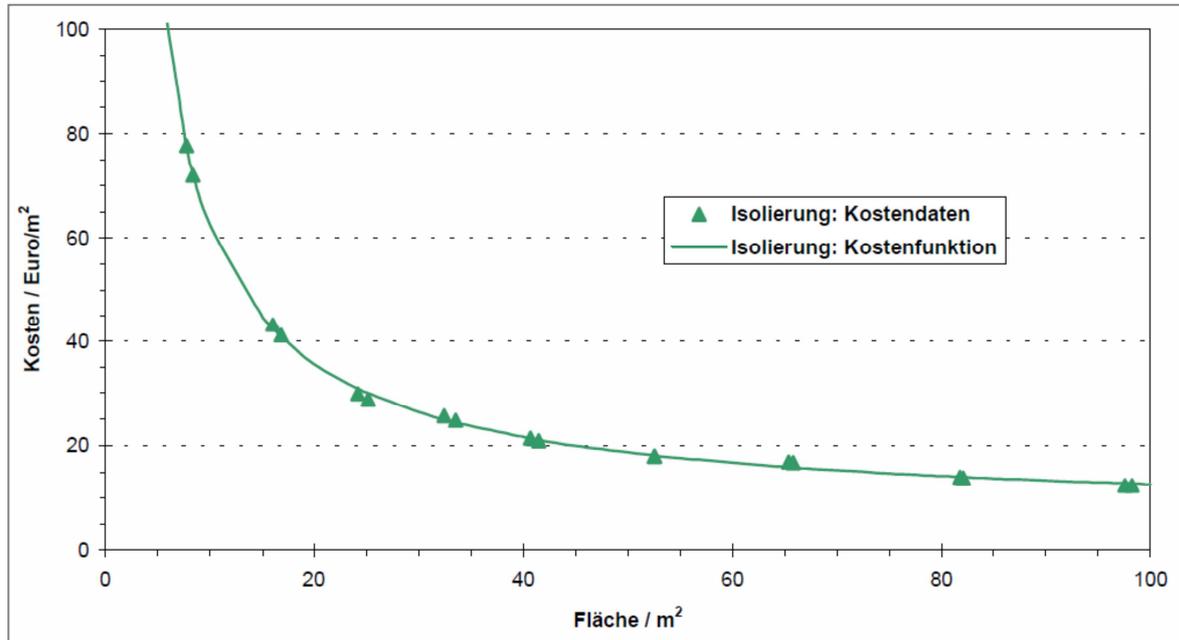


Abbildung 30: Investitionskosten für die Isolierung für Rohrbündel Wärmeübertrager. Zur Bestimmung der Gesamtkosten sind die spezifischen Kosten für die Isolierung (Mineralwollmatten auf verzinktem Drahtgeflecht, Abstandhaltern und Schutzmantel aus Aluminiumblech) mit den spezifischen Kosten für den Economiser zu addieren (Quelle: Gebhardt et al., 2002)

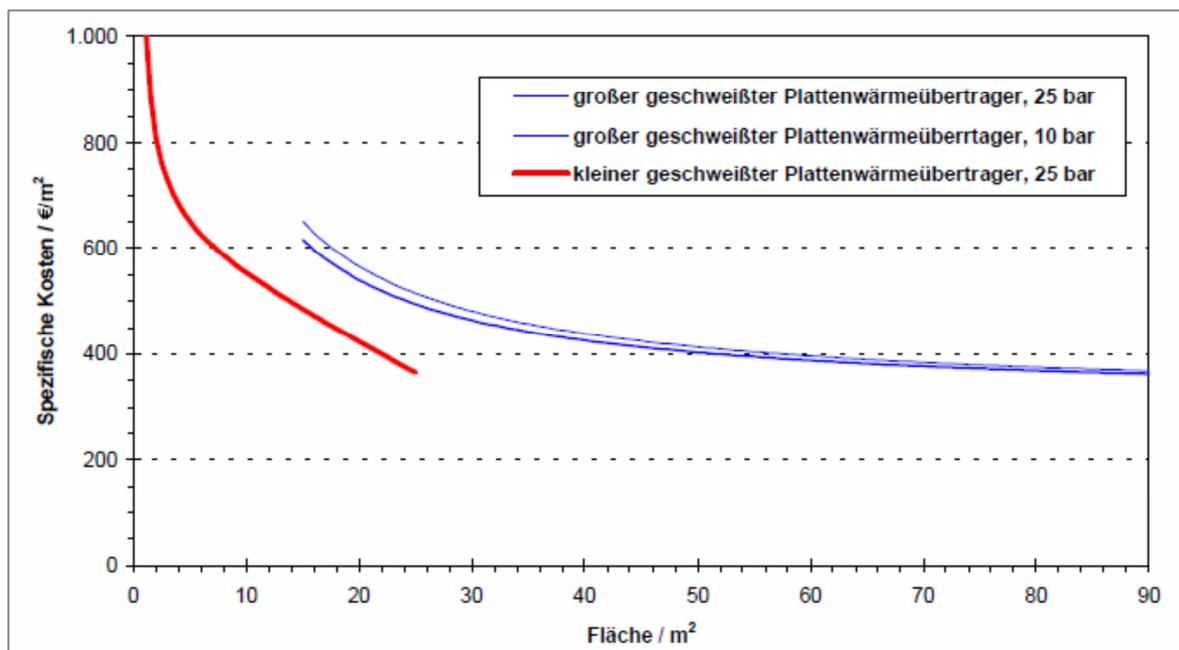


Abbildung 31: Investitionskosten für hybride Wärmetauscher. Die Kostenfunktion wurde auf Basis einer Kalkulationssoftware bestimmt. Aufgrund der zu bestimmenden Gestellkosten wurde zwischen großen (mit Gestell) und kleinen geschweißten Plattenwärmeübertragern (ohne Gestell) unterschieden. (Gebhardt et al., 2002)



Tabelle 25 Ausgewählte Daten von Wasser/Wasser-Wärmetauschern in Platten- und Rohrbündelausführung (Theissing, M., 2009)

Index [-]	Leistung [kW]	Wärmequelle EIN/AUS [°C]	Wärmesenke EIN/AUS [°C]	Spez. Kosten [€/kW]	Ausführung bzw. Material	Referenzdatum
1	100	125 / 65	60 / 80	5,5	Platten Edelstahl En 1.4404	Aug.07
2	500	95 / 73	13 / 65	2,4	Platten gelötet	Jun.08
3	500	95 / 73	13 / 65	3,4	Platten geschraubt	Jun.08
4	500	125 / 65	60 / 80	5,9	Platten Edelstahl En 1.4404	Aug.07
5	600	125 / 65	60 / 80	6,6	Platten Edelstahl En 1.4404	Aug.07
6	750	95 / 73	13 / 65	2,2	Platten gelötet	Jun.08
7	750	95 / 73	13 / 65	2,6	Platten geschraubt	Jun.08
8	828	105 / 95	60 / 90	4,0	Platten geschraubt	Nov.08
9	1.000	95 / 73	13 / 65	2,1	Platten gelötet	Jun.08
10	1.000	95 / 73	13 / 65	2,8	Platten geschraubt	Jun.08
11	1.023	105 / 95	60 / 90	3,6	Platten geschraubt	Nov.08
12	1.400	125 / 65	60 / 80	7,0	Platten Edelstahl En 1.4404	Aug.07
13	1.800	125 / 65	60 / 80	6,6	Platten Edelstahl En 1.4404	Aug.07
14	2.000	150 / 55	50 / 60,7	8,2	Rohrbündel Stahlglattrrohr	Nov.06



Tabelle 26 Ausgewählte Daten unterschiedlicher Plattenwärmetauscher (Theissing, M., 2009)

Index [-]	Typ	Leistung [kW]	Wärmequelle EIN/AUS [°C]	Wärmesenke EIN/AUS [°C]	Spez. Kosten [€/kW]	Ausführung bzw. Material	Referenzdatum
1	Luft/ Wasser	82	130 / 80	60 / 70	194,6	Edelstahlglattrohr	Nov.08
2	Dampf/ Thermoöl	109	152 / 152	140 / 145	181,9	Platten geschraubt	Okt.08
3	Dampf/ Thermoöl	224	152 / 152	140 / 145	145,0	Platten geschraubt	Okt.08
4	Luft/ Wasser	244	60 / 50	35 / 55	132,2	Rippenrohr stahlverzinkt	Nov.08
5	Dampf/ Thermoöl	273	152 / 152	140 / 145	45,1	Platten geschraubt	Okt.08
6	Luft/ Wasser	305	67 / 65	13 / 52	33,3	Rippenrohr stahlverzinkt	Jul.08
7	Luft/ Wasser	304	82 / 68	20 / 55	26,4	Rippenrohr stahlverzinkt	Jul.08
8	Thermoöl/ Luft	456	125 / 85	20 / 70	35,0	Rippenrohr stahlverzinkt	Nov.08
9	Luft / Luft	674	130 / 82	20 / 82	40,8	Glasrohr	Nov.08
10	Luft / Luft	718	380-220 / 253 - 162	20 / 160 - 281	86,7	Platten	Jän.09
11	Luft / Luft	762	380-220 / 254 - 158	21 / 170 - 296	92,0	Platten	Feb.09
12	Thermoöl/ Wasser	840	110 / 92	85 / 91	8,7	Platten geschraubt	Jän.09



Tabelle 27 Ausgewählte Daten von Abgaswärmetauschern (Theissing, M., 2009)

Index [-]	Typ	Leistung [kW]	Wärmequelle EIN/AUS [°C]	Wärmesenke EIN/AUS [°C]	Spez. Kosten [€/kW]	Ausführung bzw. Material	Referenzdatum
1	Abgas/ Wasser	273	300 / 120	96 / 105	24,3	Rippenrohr stahlverzinkt	Nov.08
2	Abgas/ Wasser	456	320 / 120	95 / 105	18,3	Rippenrohr stahlverzinkt	Nov.08
3	Abgas/ Wasser	810	420 / 120	95 / 105	29,3	Stahlglattrohr	Nov.08
4	Abgas/ Thermoöl	304	350 / 150	85 / 125	61,3	Edelstahlglattrohr	Nov.08
5	Abgas/ Thermoöl	840	138 / 106	92 / 110	83,7	Rippenrohr stahlverzinkt	Jän.09
6	Abgas/ Thermoöl	3220	275 / 140	100 / 230	84,6	Stahlglattrohr	Nov.08
7	Abgas/ Thermoöl	5102	300 / 180	140 / 260	97,0	Stahlglattrohr	Nov.08
8	Abgas/ Thermoöl	6800	300 / 180	140 / 260	82,4	Stahlglattrohr	Jän.09



9 Literatur

Bayrisches Landesamt für Umwelt (2012): Schmitz, Winfried, Ingenieurbüro für Umwelttechnik, IHK Abwärmenutzung im Betrieb, Augsburg

De Kleijn Energy Consultants & Engineers: Website Industrial Heat Pumps: <http://www.industrialheatpumps.nl/en/> abgerufen am 17.8.2014

Europäische Kommission (2009): Reference Documents on Best Available Techniques on Energy Efficiency

Fischer, H. (o.J.): Mit Wärmetauschern Verbrauch senken. Präsentation der Fischer Maschinen und Apparatebau AG

Fluch, J., Brunner, C.: Unterlagen zur Vorlesung Thermische Energieversorgung und Wärmeintegration, Studiengang Energie- und Umweltmanagement, FH-Pinkafeld (2013/2014)

GEA Wiegand GmbH (o.J.): Eindampftechnik mit mechanischer Brüdenkompression, Ettlingen

Gebhardt, M., Kohl, H., Steinrötter, Th. (2002): Ableitung von Kostenfunktionen für Komponenten der rationalen Energienutzung. Institut für Energie- und Umwelttechnik, Duisburg

Huber, H. (2009): Unterlagen zur Vorlesung Wärmepumpen, Studiengang Urbane Erneuerbare Energietechnologien, FH Technikum Wien (2009/2010)

IEA Heat Pump Center, c/o SP Technical Research Institute of Sweden:

<http://www.heatpumpcentre.org/en/aboutheatpumps/heatpumpsinindustry/Sidor/default.aspx>, abgerufen am 10.9.2014

Lambauer, J (2012): Hochtemperatur-Wärmepumpen: Einsatzmöglichkeiten und Potenziale bei der Abwärmenutzung, Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung, Universität Stuttgart, Vortrag

Morand R., Brunner R., Pfenninger H.P. (2006): Prozessintegration mit der Pinch-Methode, Bundesamt für Energie, Schweiz, Bern, Auflage 2006

Ochsner, K. (2014): Persönliche Kommunikation per E-Mail (Ochser Wärmepumpen)

ÖNORM EN 16247-1 (2012): Energieaudits. Austrian Standards Institute. Wien. Ausgabe 2012-09-01

ÖNORM M 7755-1: Elektrisch angetriebene Wärmepumpen - Allgemeine Anforderungen bei Planung und Errichtung von Wärmepumpen-Heizungsanlagen, 2000

Piller: Ventilatoren für die mechanische Brüdenverdichtung, 2014
http://www.piller.de/fileadmin/_pictures/cms/pdf/download/PIL_BRO_MBV_dt.pdf

Rollins, D. (2014): Persönliche Kommunikation per E-Mail (UNEX HEATEXCHANGER Engineering GmbH)

SAENA Sächsische Energieagentur GmbH (o.J.): Technologien der Abwärmenutzung, Dresden

Schweiger, H. et.al. (2011): EINSTEIN II: Leitfaden für EINSTEIN Audits für thermische Energie

STENUM (2011): Die Pinch-Methode zur Analyse eines Prozesses auf minimalen Heizmittel- und Kühlmittelbedarf, http://www.stenum.at/media/documents/Pinch_Methode.pdf, abgerufen am 10.7.2014

Theissing, M, et.al. (2009): Instationarität von Industrieller Abwärme als limitierender Faktor bei der Nutzung und Integration in Wärmeverteil und wärmenetzungs-system, Berichte aus Umwelt und Energie Forschung 34/2009, BMVIT, Wien



Universität Duisburg-Essen (o.J.): Foliensatz, Planung, Bau und Betrieb von Chemieanlagen: Energieintegration, https://www.uni-due.de/imperia/md/content/verfahrenstechnik/pbbc_uebung_folie_9.pdf, abgerufen am 15.9.2014

U.S. Department of Energy, Industrial Technologies Program: Industrial Heat Pumps for Steam and Fuel Savings, A BestPractices Steam Technical Brief, Washington, 2003

Vey, S. (2000): Anlagenplanung in Brauereien und Getränkeabfüllbetrieben unter Verwenden von Standardsoftware, Lehrstuhl für Brauereianlagen und Lebensmittel-Verpackungstechnik, TU München

Wagner, W. (2005): Wärmetauscher. Grundlagen, Aufbau und Funktion thermischer Apparate. Vogel Fachbuch, Würzburg

Wilhelms, C., et al. (2009): Neue Konzepte für Warmwasserspeicher bis 50 m³, Marktübersicht, Kosten, Anwendungsgebiete, VDI-Wissensforum, Heizen und Kühlen mit der Sonne, Ludwigsburg

Zoubek, L., Neuzil, M. (2014): Thermocompressors and energy conservation in industry – experiences, 5th International Conference for European EnergyManagers, 14-15th May 2014, Vienna

