Bundesministerium
Klimaschutz, Umwelt,
Energie, Mobilität,
Innovation und Technologie

klimaaktiv

Leitfaden für Energieaudits in Kältesystemen

Impressum

Medieninhaber, Verleger und Herausgeber:
Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie (BMK), Radetzkystraße 2, 1030 Wien
Autorinnen und Autoren: Konstantin Kulterer, Oskar Mair, Christof Horvath, Thomas Sulzer, Schiessl-Kältegeselschaft m.b.H., Alex Betrand CRP Henri Tudor (Luxemburg), Mathias Blaser, Cofely, Jörg Saar, Danfoss GmbH (Kältetechnik Deutschland)
Gesamtumsetzung: Österreichische Energieagentur

Layout: Dezember 2020, Inhalt: Dezember 2017

Copyright und Haftung:
Auszugsweiser Abdruck ist nur mit Quellenangabe gestattet, alle sonstigen Rechte sind ohne schriftliche Zustimmung des Medieninhabers unzulässig.
Es wird darauf verwiesen, dass alle Angaben in dieser Publikation trotz sorgfältiger Bearbeitung ohne Gewähr erfolgen und eine Haftung des BMK und der Autorin/des Autors ausgeschlossen ist. Rechtausführungen stellen die unverbindliche Meinung der Autorin/des Autors dar und können der Rechtsprechung der unabhängigen Gerichte keinesfalls vorgreifen.

Rückmeldungen: Ihre Überlegungen zu vorliegender Publikation übermitteln Sie bitte an eebetriebe@energyagency.at

Inhalt

1 Leitfaden und Ablauf eines Energieaudits nach EN 16247 6

1.1 Kälteleitfaden 6

1.2 Ablauf des Energieaudits in Kältesystemen 7

1.3 Allgemeine Anforderungen an das Energieaudit 9

1.3.1 Vertrauliche Ergebnisse, objektive Beratung 10

1.3.2 Eine Ansprechperson im Unternehmen 10

1.3.3 Bewertung der bereitgestellten Information 10

1.3.4 Vorauswahl bei komplexen Einheiten 10

1.3.5 Ableitung von Leistungskennzahlen 10

1.3.6 Beachtung von Betriebsgrößen und Einflussfaktoren 11

1.3.7 Erhebung zusätzlicher Dokumente 11

2 Komponenten von Kältesystemen 12

2.1 Betriebstemperaturen 12

2.2 Anlagenverschaltung 13

2.3 Hauptkomponenten 14

2.3.1 Bauarten von Verdampfern 14

2.3.2 Bauarten von Verdichtern 15

2.3.3 Bauarten von Verflüssigern 16

2.3.4 Bauarten von Expansionsventilen 17

3 Erfassung Kältesystem 18

3.1 Komponentenaufnahme 18

3.2 Grafische Darstellung des bestehenden Kältesystems 18

3.3 Datenerhebung Kältesystem 19

3.3.1 Aufnahme Typenschilddaten, Bestimmung der Auslegungsdaten 19

3.3.2 Aufnahme Auslegungsdaten und Messwerte 19

3.3.3 Ermittlung von Einflussfaktoren und Leistungskennzahlen 20

4 Erhebung des Energieverbrauchs von Kälteanlagen 22

4.1 Grobe Abschätzung des Energieverbrauchs 22

4.1.1 Abschätzung über Nennleistung 22

4.1.2 Abschätzung über Volllastlaufzeiten 23

4.2 Abschätzung des jährlichen Energieverbrauchs über Lastprofil 25

4.3 Messtechnische Analyse des Energieverbrauchs 29

5 Energetische Bewertung der Kälteanlage 30

5.1 Bewertung über COP 30

5.1.1 Bewertung über Auslegungsdaten 30
5.1.2 Bewertung über Messwerte 32
5.2 Bewertung über ESEER 35
5.3 Bewertung über Gesamtwirkungsgrad 36
5.4 Beispiel zur Verwendung des COP zur Einsparungsberechnung 39

6 Datenerhebung Verbraucher - Kühllastberechnung 41

7 Reduktion der Kühllast 49
7.1 Ausschalten von Kühl-, Tiefkühlräumen 49
7.2 Wärmeeintrag durch Stoffdurchsatz, Einlagerung reduzieren 50
7.3 Verringerung des Wärmeeintrags über die Türen 53
7.4 Dämmung der Hülle 55
7.5 Wärmeeintrag durch Personen reduzieren 57
7.6 Wärmeeintrag durch Beleuchtung reduzieren 57
7.7 Wärmeeintrag durch Maschinen reduzieren 58
7.8 Regelung Rahmenheizungen optimieren 58
7.8.1 Optimierung der Abtauung 60
7.8.2 Heißgasabtauung 61

8 Anhebung der Verdampfungs-temperatur 63
8.1 Schritt 1: Überprüfung der Verdampfungstemperatur 63
8.2 Schritt 2: Bestimmung Auslegungsbedingungen (T-Differenzen am Verdampfer) 63
8.3 Schritt 3: Maßnahmen prüfen 64
8.4 Maßnahmenbewertung 65
8.5 Verringerung der Überhitzung durch Einsatz eines Elektronischen Expansionsventils 66

9 Senkung des Verflüssigungs-temperatur 68
9.1 Schritt 1: Bestimmung der Mindesttemperaturdifferenz am Verflüssiger 69
9.2 Schritt 2: Vergleich der Mindesttemperaturdifferenz 70
9.3 Schritt 3: Prüfung der Ursache für erhöhte Verflüssigung-stemperatur 71
9.4 Schritt 4: Einsparungsbewertung 75
9.4.1 Statische Bewertung 76
9.4.2 Dynamische Bewertung 76

10 Verdichterregelung optimieren 78
10.1 Schritt 1: Derzeitige Regelungsart und Regelverhalten prüfen 79
10.2 Schritt 2: Erstellung eines Lastprofils (zur Einsparbewertung) 80
10.3 Schritt 3: Mögliche Maßnahmen 80
10.4 Einsparbewertung 82

11 Ventilatoreffizienz und Regelung 86

11.1 Reduktion der Laufzeit von Verdampferventilatoren 87
11.2 Stufenlose Regelung von Ventilatoren 89
11.2.1 Einsparbewertung 91
11.3 Schaltung und Regelung von Verflüssigerventilatoren 92
11.3.1 Einsparbewertung 93

12 Nutzung der Abwärme - Wärmerückgewinnung 94
12.1 Verwendung der Abwärme 94
12.2 Wann? 95
12.3 Wie viel bei welchen Temperaturniveaus? 95
12.3.1 Temperaturbedarf unter Verflüssigertemperatur (Temperaturbereich unter 45 °C) 95
12.3.2 Temperaturbedarf über Verflüssigungstemperatur (Temperaturbereich 45-65 °C) 96

13 Vermeidung und Behebung von Leckagen 99
13.1 Gesetzlich vorgeschriebene Dichtheitskontrollen 99
13.2 Empfohlene Leckaggregate 100
13.3 Leckage-Suchgerät 100
13.4 Häufige Leckstellen 101
13.5 Vermeidung von Leckagen 102
13.6 Leckagenbewertung 103

14 Anhang 104
14.1 Anhang 1 Tabellen zur Kühllastberechnung 104
14.2 Anhang 2 Informationen zu Kältemitteln 111

15 Angebote und Tools 116

Tabellenverzeichnis 118

Abbildungsverzeichnis 121

Formelverzeichnis 122

Literaturverzeichnis 124

1 Leitfaden und Ablauf eines Energieaudits nach EN 16247

1.1 Kälteleitfaden

Der Energiebedarf von Kältesystemen wird in Österreich mit circa **10-14 % des gesamten Stromverbrauchs in den Sektoren Dienstleistung und Sachgüterproduktion** abgeschätzt. Mittels einfacher Maßnahmen kann er bis zu 15 % reduziert werden, durch technische Investitionen um bis zu 40 %.

Insbesondere die Branche Nahrungsmittel weist sowohl in der Produktion als auch im Vertrieb einen **Anteil des Stromverbrauchs für Kälteanlagen von durchschnittlich 30 %** auf. Branchen wie Fleischverarbeitung oder Supermärkte benötigen sogar bis zu 70 % des Gesamtstromverbrauchs für die Herstellung von Kälte. Weitere kälteintensive Branchen sind die Chemie- und Pharmaindustrie und die Elektro- und Elektronikindustrie.

Dieser Leitfaden soll EnergieberaterInnen und EnergiemanagerInnen helfen, Kälteanlagen detaillierter zu untersuchen und das mögliche Optimierungspotenzial abzuschätzen. Inhaltlich beschäftigt sich dieses Dokument mit Energieaudits für Kältesysteme, welche mit elektrisch betriebenen Kältemaschinen (Verdichtern) betrieben werden. Diese werden vor allem zur Konditionierung der Raumluft, in der Nahrungsmittelproduktion und –lagerung und in der Maschinen- und Prozesskühlung eingesetzt.

Der Schwerpunkt des Leitfadens ist die **Untersuchung und Bewertung von verschiedenen Optimierungsmaßnahmen** ohne große Umstellung der Gesamtanlage beziehungsweise Neuinvestition, daher sind Absorptionskälteanlagen im Leitfaden nicht berücksichtigt.

Effizienzmaßnahmen in der Kälteverteilung (insbesondere über Sekundärkreisläufe) und Effizienzmaßnahmen in Kühltürmen werden nicht explizit angesprochen. Die prinzipiellen Maßnahmen dazu (Regelung der Pumpen und Ventilatoren) werden bereits in den Leitfäden zu Ventilatoren und Pumpenaudits angeführt.

Nach der Beschreibung von **Standardanlagen** erfolgt die Beschreibung des Ablaufes eines Energieaudits für Kältesysteme und umfasst folgende Schritte:

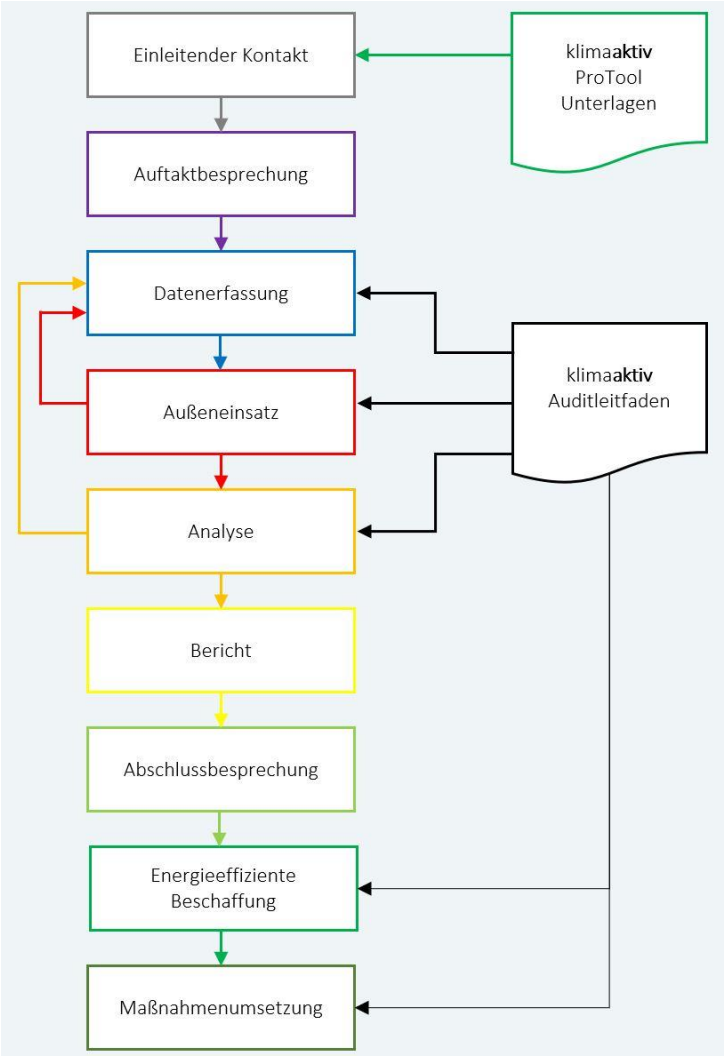
- Erfassung Kältesystems
- Abschätzung des Energieverbrauchs der Kälteanlage
- Energetische Bewertung der Kälteanlage
- Abschätzung der Kühllast
- Bewertung von Einsparmaßnahmen

1.2 Ablauf des Energieaudits in Kältesystemen

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)

Nach Norm läuft ein Energieaudit gemäß folgendem Schema ab:

Abbildung 1: Ablauf eines Energieaudits



Quelle: Adaptiert aus ÖNORM EN 16247-2 2012, Darstellung: Österreichische Energieagentur

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**. Man einigt sich mit dem Unternehmen hinsichtlich Zielen, Erfordernissen und Erwartungen an das Energieaudit.

Danach sind in einer **Auftaktbesprechung** alle interessierten Kreise über die festgelegten Ziele, den Anwendungsbereich, die Grenzen und die Tiefe des Energieaudits zu informieren. Bei diesen beiden Schritten unterstützt Sie klima**aktiv** durch ein standardisiertes Anschreiben und den Einsatz des Audittools „ProTool“.

Gemeinsam mit dem Unternehmen (beziehungsweise 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.

Die Ergebnisse des Energieaudits sind abschließend zu dokumentieren und dem Unternehmen vorzulegen. Hierfür wurde von klima**aktiv** eine **Berichtsvorlage** erstellt, die den Vorgaben und Anforderungen der ÖNORM EN 16247 im Wesentlichen entspricht. Für die Durchführung von Energieaudits in Kältesystemen finden sich in dem vorliegenden Dokument zusätzliche Anleitungen und Hilfestellungen.

Weitere allgemeine Informationen zu der Durchführung von Energieaudits finden sich in der ÖNORM EN 16247. Spezielle Anforderungen an das Energieaudit in Gebäuden, an Industrie-standorten und in Transportsystemen werden in den Normen ÖNORM EN 16247 Teil 2, Teil 3 und Teil 4 beschrieben.

Hinsichtlich der Qualifikation des Energieauditors beziehungsweise der Energieauditorin gilt: Die Personen müssen 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 „Kompetenz von Energieauditoren“ behandelt.

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 welcher der Energieauditor zusammenarbeitet. Die Person hat dafür Sorge zu tragen, dass dem Energieauditor angeforderte Daten zu Verfügung gestellt werden beziehungsweise 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 **bereitgestellten Informationen** ausreichen, um die vereinbarten Zielsetzungen zu erreichen. Ist dies nicht der Fall, stellt dies ein Abbruchkriterium des Energieaudits dar beziehungsweise 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. Um ein strukturiertes Vorgehen zu gewährleisten, sollten zuallererst dort Maßnahmen 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 beziehungsweise** 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 et cetera sein. In der Norm wird der Begriff „Anpassungsfaktor“ für solche Parameter verwendet. 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 beziehungsweise Ertrag an Dienstleistung, Gütern oder Energie und der eingesetzten Energie zu verstehen. Beispiele für Leistungskennzahlen sind: kWh/Durchsatz in Produktion, kWh/m^2, kWh/Mitarbeiter, kWh/Dienstleistung et cetera.

1.3.6 Beachtung von Betriebsgrößen und Einflussfaktoren

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

1.3.7 Erhebung zusätzlicher Dokumente

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

Unterstützende Dokumente:

- ÖNORM EN 16247-1:2012 09 01 (Energieaudits - Teil 1: Allgemeine Anforderungen)
- ÖNORM EN 16247-2:2014 07 01 (Energieaudits - Teil 2: Gebäude)
- ÖNORM EN 16247-3:2014 07 01 (Energieaudits - Teil 3: Prozesse)
- ÖNORM EN 16247-4:2014 07 01 (Energieaudits - Teil 4: Transport)
- ÖNORM EN 16247-5:2015 06 15 (Energieaudits - Teil 5: Kompetenz von Energieauditoren)

2 Komponenten von Kältesystemen

Um ein bestehendes Kältesystem bewerten zu können, sind die Erhebung der Betriebstemperaturen, die Anlagenverschaltung, sowie die Hauptkomponenten und deren Parameter erforderlich.

2.1 Betriebstemperaturen

Kühltemperatur - Verdampfungstemperatur
Ein erstes Kriterium, welches ein Kältesystem charakterisiert, ist die erforderliche Temperatur auf der Sekundärseite des Verdampfers (Kühltemperatur). Diese wird meistens durch das Anwendungsgebiet festgelegt. Damit die Kühltemperatur erreicht werden kann, sind entsprechende Verdampfungstemperaturen einzustellen.

Tabelle 1: Häufige Verdampfungs- und Kühltemperaturen (Annahme: Delta T 10 K)

Kältesysteme	Verdampfungs-temperaturen to	Kühltemperatur	Verflüssigungs-temperaturen* tc
Klimatechnik	+5 °C	+15 °C	30-45 °C
Pluskühlung (-kälte)	-5 °C	+5 °C	30-45 °C
Normalkühlung (-kälte)	-10 °C	0 °C	30-45 °C
Tiefkühlung (-kälte)	-30 °C	-20 °C	30-45 °C
Schockgefriertechnik	<-45 °C	-35 °C bis -50 °C	30-45 °C

*Verflüssigungstemperaturen sind auch abhängig von der Regelung (und Außentemperatur)

Als zweites Kriterium ist der Zeitraum anzugeben, an dem die Kühltemperatur gehalten werden muss. Diese sollte im Idealfall auf Tages-, Wochen-, und Monatsbasis erfolgen.

Rückkühltemperatur - Verflüssigungstemperatur
Neben der Kühltemperatur spielt auch die maximale beziehungsweise minimale Rückkühltemperatur eine wichtige Rolle in der Kältetechnik. Diese ist meistens durch den Standort, die Jahreszeit und Art der Rückkühlung (Luft oder Wasser) festgelegt. In direktem Zusammenhang dazu ist auch die Verflüssigungstemperatur anzugeben. Auch bei der Rückkühltemperatur / Verflüssigungstemperatur ist die Angabe des zeitlichen Verlaufs der unterschiedlichen auftretenden Temperaturverläufe auf Tages-, Wochen-, und Jahresbasis erforderlich.

2.2 Anlagenverschaltung

Standardmäßig kommen **einstufige Kälteanlagen** zum Einsatz. Das sind Kälteanlagen mit nur einem Verdichter. Deren wirtschaftliche Einsatzgrenzen liegen bei einem Druckverhältnis von π = 6-7 zwischen der Niederdruck- und Hochdruckseite beziehungsweise bei einer maximalen Temperaturdifferenz von 50 Kelvin zwischen der Niederdruck- und Hochdruckseite, das heißt bis zu einer Kühltemperatur von circa -20 °C. Jenseits dieser Grenzwerte ist das Kältesystem grundsätzlich anders aufzubauen.

Zweistufige Kälteanlage
Bei einer zweistufigen Kälteanlage kommen zwei Verdichter zum Einsatz. Damit können größere Temperaturhübe beziehungsweise Druckverhältnisse bewältigt werden. Damit zweistufige Kälteanlagen effizient betrieben werden können, ist der Einsatz einer Zwischenkühlung erforderlich. Man unterscheidet folgende Bauarten:

- Äußerer Zwischenkühler
- Innerer Zwischenkühler
- Mitteldruckflasche

Kaskadenkälteanlagen

Kaskadenkälteanlagen sind Kombination von zwei oder mehreren in sich geschlossenen einfachen Kälteanlagen. Der Vorteil gegenüber einer zweistufigen Kälteanlage liegt darin, dass in den einzelnen Kreisläufen ein entsprechend angepasstes Kältemittel eingesetzt werden kann (CO_2-NH_3 Kaskade oder R134a- CO_2 Kaskade).

Kältemittelpumpenbetrieb
Bei weit verzweigten Verdampferanlagen werden häufig Pumpen zur Förderung des flüssigen Kältemittels eingesetzt. Die Verdampfer werden überflutet ausgeführt.

Parallelverbund
Bei dieser Anlagenkonfiguration werden zwei Verdichter in den gleichen Kältekreis eingebaut. Dies hat folgende Vorteile:

- Im Teillastbetrieb kann ein Verdichter ausgeschalten und der andere Verdichter im Volllastbetrieb betrieben werden. Die Verdichter arbeiten dadurch immer im optimalen Bereich.
- Redundantes System
- Leichter Austausch von einem Verdichter
- Betrieb von verschiedenen Verdampfungstemperaturen möglich

2.3 Hauptkomponenten

2.3.1 Bauarten von Verdampfern

Es wird zwischen direkter und indirekter Kühlung, und zwischen trockener und überfluteter Verdampfung unterschieden:

Direkte Kühlung – Der Verdampfer ist bei dieser Bauart in dem zu kühlenden Raum untergebracht. Die Verdampfung erfolgt direkt in dem Wärmeüberträger nach der Durchströmung des Wärmestromes. Diese Bauart kann jedoch nicht immer eingesetzt werden. Beispielsweise ergibt sich eine Einschränkung durch den Einsatz von Ammoniak als Kältemittel. Ammoniak führt zum sofortigen Verderb von Lebensmitteln.

Indirekte Kühlung (Sekundärkreislauf) – Die Kühlung eines Raumes erfolgt durch die Abgabe der Wärme an einen sekundären Kälteträgerkreislauf (meist Wasser-Glykolmischung), welcher von einem zentralen Verdampfer gekühlt wird. Die Vorteile gegenüber der direkten Kühlung liegen in den geringeren Kältemengen aufgrund der kürzeren Rohrleitungen, der Möglichkeit der Lastregelung durch den Einsatz von Kältespeichern und außerdem der Nutzung eines internen Wärmetauschers für die Unterkühlung und Überhitzung und eine bessere Abtaukontrolle. Der Nachteil der indirekten Kühlung ist der erhöhte Energieverbrauch aufgrund der niedrigeren

Verdampfungstemperatur für die (zusätzliche) Wärmeübertragung zum Kälteträger und der Pumpaufwand für den Kälteträgerkreislauf.

Trockene Verdampfung (DX) – Dem Verdampfer wird immer so viel Kältemittel zugeführt wie gerade verdampft werden kann. Im Verdampfer befindet sich folglich kaum flüssiges Kältemittel. Man unterscheidet:

- Einfaches Doppelrohr
- Koaxialverdampfer (Leistungen bis 100 kW)
- Rohrbündelapparate (Leistungen bis 2 MW)
- Plattenapparate

Überflutete Verdampfung (FX) – Dem Verdampfer wird immer so viel Kältemittel zugeführt, dass die Wärmeübertrager-Flächen vollständig mit flüssigem Kältemittel bedeckt sind. Der beim Verdampfen entstehende Kältemitteldampf wird aus dem flüssigen Kältemittel abgeführt. Prallplatten sorgen dafür, dass keine Flüssigkeitsteilchen in den Verdampfer gelangen. Man unterscheidet:

- Rohrbündelapparate
- Steilrohrverdampfer (Werden heute kaum noch gebaut)

2.3.2 Bauarten von Verdichtern

Verdichtungsorgane

Verdichter in Kältesystemen werden meist als Verdrängungsmaschinen ausgeführt. Dabei wird das eingeschlossene Kältemittel mechanisch verdrängt und in eine Umgebung mit höherem Druck ausgeschoben. Die mechanische Verdrängung kann durch eine oszillierende oder eine rotierende Bauart erfolgen. Man unterscheidet:

- Hubkolbenverdichter (Einsatz im kleineren und mittlere Leistungsbereich für Gefriertruhen, Kühlzellen, Klimatruhen, Klimaschränke)
- Schraubenverdichter (Eignen sich besonders für mittlere und große Leistungen. Typische Einsatzbereiche: Wasserkühlsätze, oft als Grundlastkompressoren verwendet aufgrund der geringeren Wartungskosten)
- Rotationsverdichter (Einsatz im kleinen und mittleren Leistungsbereich für Klimatruhen und Klimaschränke). Man unterscheidet:
  - Rollkolbenverdichter

- Drehkolbenverdichter
- Scrollverdichter

Eine Sonderform in der Kältetechnik stellen die Turboverdichter dar. Turboverdichter arbeiten nach dem Prinzip der Geschwindigkeitserhöhung und anschließender Umwandlung in Druckenergie. Der Aufbau und die Funktionsweise von Turboverdichtern ist vergleichbar mit jenen von Strömungsmaschinen. Der Einsatz beschränkt sich auf sehr große Leistungen. Typische Einsatzbereiche: Wasserkühlsätze

Gehäusebauarten
Man unterscheidet zwischen folgenden Bauarten:

Tabelle 2: Gehäusebauarten von Kälteverdichtern

Gehäusebauart	Antriebsmotor und Verdichter	Kühlung über	Verdichter im Schadfall
Hermetischer Motorverdichter	In einem verschweißten Gehäuse	Sauggas	Tauschen
Halbhermetischer Motorverdichter	In einem verschraubten Gehäuse	Sauggas	Reparieren
Offener Verdichter	Offen	Sauggas- und Luftkühlung	Reparieren

Quelle: Ruß, 2010

2.3.3 Bauarten von Verflüssigern

Man unterscheidet zwischen luftgekühlten und wassergekühlten Verflüssigern:

Luftgekühlt – Die Kühlung des Verflüssigers erfolgt mittels eines Luftstroms. Die wirtschaftliche Einsatzgrenze liegt bei 20 kW. Man unterscheidet:

- Statische Belüftung für kleine Kühlmöbel (Gefriertruhen, Kühlschränke und so weiter)
- Zwangsbelüftung mittels Ventilator für Kühlräume oder größere Schrankanlagenkühlungen

Wassergekühlt – Die Wärme des Kältemittels wird an das Kühlwasser abgegeben und von diesem abgeführt. Man unterscheidet:

- Rohrschlangenverflüssiger
- Rohrbündelverflüssiger
- Doppelohrverflüssiger
- Plattenapparate
- Verdunstungsverflüssiger (z. B. Kühltürme)

2.3.4 Bauarten von Expansionsventilen

Prinzipiell unterscheidet man folgende Arten von Expansionsventilen:

- Handexpansionsventil: Die Kältemittelmengenregulierung erfolgt durch die manuelle Verstellung eines Ventils mit Feingewinde.
- Schwimmerregelung: Die Kältemittelmengenregulierung erfolgt durch die Regulierung des Flüssigkeitsstandes des Kältemittels. Diese Art der Regelung kommt bei überflutenden Verdampfern zum Einsatz. Bei Hochdruckschwimmern befindet sich der Schwimmer auf der Hochdruckseite, bei Niederdruckschwimmern erfolgt die Erfassung des Flüssigkeitsstandes auf der Niederdruckseite.
- Thermostatisches Expansionsventil: Die Kältemittelmengenregulierung erfolgt durch ein mechanisch gesteuertes Expansionsventil. Die Stellung des Ventilkegels wird dabei von einem Membransystem vorgegeben, welches die Temperaturdifferenz zwischen Verdampferanfang und -ende unabhängig von den Betriebsbedingungen konstant hält (in der Regel zwischen 5-7 Kelvin). Bei großen Druckverlusten im Verdampfer werden auch Ventile mit äußerem Druckausgleich eingesetzt.
- Elektronisches Expansionsventil: Die Kältemittelmengenregulierung erfolgt durch ein elektronisch gesteuertes Expansionsventil (pulsbreitenmoduliertes Magnetventil oder Ventil mit Schrittmotor). Die Überhitzungstemperatur wird elektronisch erfasst. Dadurch kann die Überhitzung im Vergleich zum thermostatischen Expansionsventil über den gesamten Arbeitsbereich klein gehalten werden. Elektronische Expansionsventile kommen vorwiegend bei größeren Kälteanlagen zum Einsatz, können aber auf Grund der hohen Effizienz und der Einsparpotentiale auch bei Kleinanlangen mit 500 W Kälteleistung eingesetzt werden.

3 Erfassung Kältesystem

Der erste Schritt im Rahmen eines Energieaudits für Kältesysteme ist die Erhebung der Komponenten und der Verschaltung des bestehenden Kältesystems.

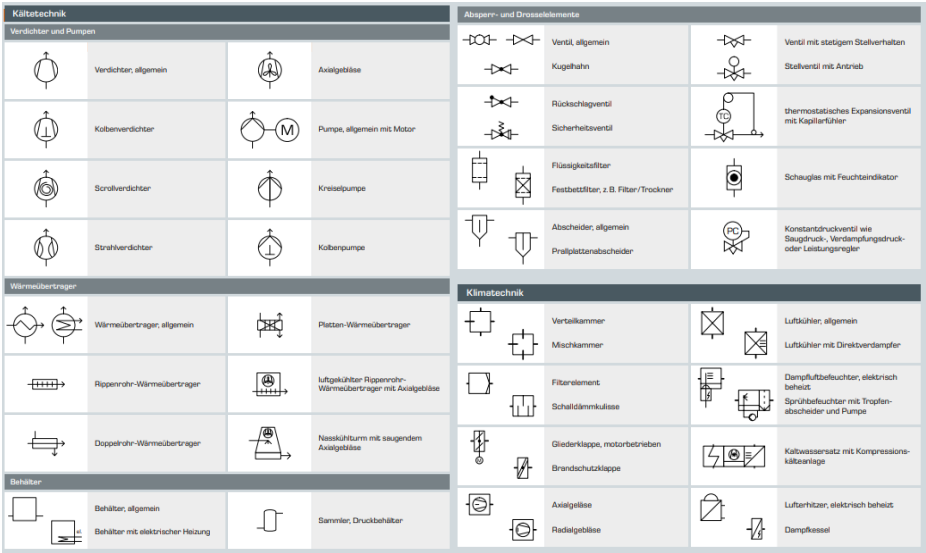
3.1 Komponentenaufnahme

Im Anhang „Mustervorlagen für Audits an Kältesystemen“ finden Sie unter Punkt 1.1 eine Excel-Vorlage, in die Sie die notwendigen Daten für die Erhebung der Komponenten und der Verschaltung des bestehenden Kältesystems eintragen können.

3.2 Grafische Darstellung des bestehenden Kältesystems

Damit ein Kältesystem untersucht werden kann, soll dieses im nächsten Schritt grafisch dargestellt werden. Als Hilfsmittel können dazu folgende grafische Symbole (EN 1861) genutzt werden.

Abbildung 2: Symbole in der Kältetechnik



Quelle: Heckmann et alii, 2005

Im Anhang „Mustervorlagen für Audits an Kältesystemen“ finden Sie unter Punkt 1.2 eine Excel-Vorlage, in der Sie eine Skizze der zu untersuchenden Kälteanlage eintragen können.

3.3 Datenerhebung Kältesystem

Grundsätzlich kann bei der Datenerhebung zu Kältesystemen zwischen Daten aus Datenblättern oder Typenschilddaten, Daten aus der Hersteller-Software und Messdaten unterschieden werden, beziehungsweise ergänzen sich diese Ansätze.

3.3.1 Aufnahme Typenschilddaten, Bestimmung der Auslegungsdaten

Zunächst sollten alle Daten aus den entsprechenden Datenblättern oder direkt Vor-Ort erhoben werden. Taschenlampe, Spiegel, Leiter und ähnliches sind oft hilfreich.

Die Katalogdaten der Hersteller werden für bestimmte Betriebspunkte angegeben, die für Klimaanwendungen gut geeignet sind. Für Normalkühlung und insbesondere für den Tiefkühleinsatz dürfen diese nicht herangezogen werden. Die meisten Hersteller bieten auf ihren Websites eine Berechnungssoftware an, um die benötigten Werte im Anwendungsfall zu bestimmen. Untenstehend sind die benötigten Daten für die Software und die berechneten Ergebnisse dargestellt.

Im Anhang „Mustervorlagen für Audits an Kältesystemen“ finden Sie unter Punkt 1.3 Excel-Vorlagen, in die Sie die unterschiedlichen Daten für die Berechnungssoftware des bestehenden Kältesystems eintragen können bzw. welche benötigt werden.

3.3.2 Aufnahme Auslegungsdaten und Messwerte

Weitere relevante Aussagen über Kälteanlagen können erst über spezifische Messwerte getroffen werden. Im Anhang „Mustervorlagen für Audits an Kältesystemen“ finden Sie unter Punkt 1.4 eine Excel-Vorlage für ein sehr umfassendes Messkonzept beziehungsweise können einzelne Werte gegebenenfalls gemessen werden.

Über die Dampftafeln der jeweiligen Kältemittel lassen sich bei bekanntem Druck die Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur ablesen.

Die meisten Manometer messen den Überdruck gegenüber dem Umgebungsdruck, dieser muss zur Errechnung des Absolutdrucks addiert werden! Für die Vor-Ort Messung mit Einsteckmanometern während der Begehung sind in Industrieanlagen Servicestutzen vorhanden (inklusive Absperrventile), bei Kleinanlagen Schraderventile (hier kommt es bei der Druckmessung zu einem geringfügigen Kältemittelverlust). Der nachträgliche Einbau von Manometern (sowohl auf Druck- als auch Saugseite) wird insbesondere bei Verbundanlagen (also Anlagen mit mehreren Kompressoren) empfohlen.

Dampftafeln für alle Kältemittel entnehmen Sie dem der Website ipu.dk/products/coolpack/.

Über Temperaturmessungen können die Überhitzungs- und Unterkühlungstemperaturen bestimmt werden. Dieses Thema wird im vorliegenden Leitfaden nicht ausführlich behandelt. Kälteanlagenbauer messen diese Werte jedoch, um den sicheren Betrieb ihrer Anlage gewährleisten zu können!

Die Vor- und Rücklauftemperaturen des Kälteträgers im Sekundärkreislauf werden meist angezeigt.

3.3.3 Ermittlung von Einflussfaktoren und Leistungskennzahlen

Anpassungsfaktoren (laut EN 16247, hier Einflussfaktoren genannt) sind quantifizierbare Parameter, die einen Einfluss auf den Energieverbrauch haben. Für Kältesysteme sind dies in vielen Fällen die Wetterbedingungen (ausgedrückt in Kühlgradtagen). Durch Gegenüberstellung des Energieverbrauchs für Kälteanlagen (beziehungsweise die Menge an kaltem Wasser) kann die Abhängigkeit des Kälteverbrauchs von diesem Parameter z. B. graphisch dargestellt werden (über eine Regressionsgerade) und im Zeitverlauf z. B. zum Monitoring des Energieverbrauchs der Kälteanlage aber auch zum Nachweis für die Wirksamkeit von Effizienzmaßnahmen genutzt werden: Bei geringeren Kühlgradtagen vermindert sich auch der Kältebedarf. Vermindert er sich aber stärker als erwartet, kann dieser Effekt den Einsparmaßnahmen zugerechnet werden.

Beispiele sind:

- Kühlgradtage
- Produktionszeit, gekühlte Produktmenge
- Lagerfläche

Generell sollten im Rahmen eines Energieaudits eine (oder mehrere) Leistungskennzahlen festgelegt werden, über die die Effizienz des Kältesystems beurteilt werden kann. Beispiele für mögliche Leistungskennzahlen (in Abh. der Datenverfügbarkeit) sind unten angeführt, weitere sind in diesem Leitfaden beschrieben.

- Energieverbrauch Kälteerzeugung [kWh]
- Energieverbrauch Kälteerzeugung pro Kühlgradtag [kWh/KGT]
- Energieverbrauch zur Kälteerzeugung pro erzeugtem Produkt [kg/t]
- COP Kälteanlage [-]

4 Erhebung des Energieverbrauchs von Kälteanlagen

Im folgenden Kapitel werden drei Ansätze mit unterschiedlicher Genauigkeit in Abhängigkeit der verfügbaren Zeit und installierter Messpunkte zur Abschätzung des Energieverbrauchs für Kältesysteme angeführt.

Generell ist zu sagen, dass eine Abschätzung des Energieverbrauchs von Kälteanlagen falls nicht getrennt gemessen, nicht einfach ist. Der Energieverbrauch hängt insbesondere von der Regelung der Anlage und der Abhängigkeit des Kältebedarfs von der Außentemperatur ab.

Die Installation von Energiemesszählern ist der rechnerischen Variante vorzuziehen. Die Installation kann relativ einfach und günstig von einem Elektroinstallateur beziehungsweise Installateur durchgeführt werden.

4.1 Grobe Abschätzung des Energieverbrauchs

4.1.1 Abschätzung über Nennleistung

Nachfolgend ist eine Methode zur ganz groben Einschätzung für den Stromverbrauch des Kältesystems angegeben. Dazu erfolgt die Bewertung über die elektrischen Leistungen des Kompressors, der Ventilatoren und Pumpen und über die jährliche Laufzeit der Anlage. Es wird angenommen, dass die Anlage während der Laufzeit mit circa 60 % ausgelastet ist. Dies ist ein Durchschnittswert und ergibt eine Größenordnung, für eine konkrete Anlage kann der Wert stark abweichen (+/-50 %)!

Formel 1: Abschätzung der Nennleistung

$$EV_{Kältesystem} = (P_{Komp} * 0{,}6 + P_{P,C,O} * 0{,}9 + P_{L,C,O} * 0{,}9) * BZ$$

(in Anlehnung an Energy Efficiency Best Practice Programme, 2000, Seite7)

$EV_{Kältesystem}$	Energieverbrauch Kältesystem pro Jahr [kWh/a]
P_{Komp}	Elektrische Leistungsaufnahme Kompressor [kW]
0,6	Auslastungsfaktor, für Tiefkühlanwendungen: Auslastung 0,7 ansetzen
$P_{P,C,O}$	Elektrische Leistungsaufnahme der Pumpenmotoren [kW] (mal ca. 1,2 der Nennleistung), Verflüssigungs- und Verdampferseite
$P_{L,C,O}$	Elektrische Leistungsaufnahme der Ventilatorenmotoren [kW], (mal ca. 1,2 der Nennleistung), Verflüssigungs- und Verdampferseite
BZ	Laufzeit der Anlage pro Jahr [h], z. B. 8.760 h für ganzjährigen Betrieb, für Sommerbetrieb von 1. Mai bis 30. September: 3.672 h, allerdings steigt in diesem Fall der durchschnittliche Auslastungsfaktor

4.1.2 Abschätzung über Volllastlaufzeiten

Alternativ können die Volllastlaufzeiten abgeschätzt werden, als erste grobe Annäherung können die Werte aus untenstehenden Tabellen übernommen werden. Überdimensionierte Anlagen haben geringere tägliche Laufzeiten. Für Ventilatoren und Pumpen sind dabei aber höhere Werte für Vollbetriebsstunden abzuschätzen (insbesondere bei höheren Leistungen der jeweiligen Komponenten)! Die Verdampferventilatoren laufen, wenn der Kompressor läuft. Die Verflüssigerventilatoren laufen je nach Regelung. Die Pumpen laufen meist durchgehend.

Formel 2: Abschätzung über Volllastlaufzeiten

$$EV_{Kältesystem} = P_{Komp} * VLZ_{Komp} + P_{P,O,C} * VLZ_{P} + P_{L,O,C} * VLZ_{L,O,C}$$

VLZ_{Komp} Volllastlaufzeit Kompressoren in [h/a], Volllastlaufzeiten Pumpen und Ventilatoren / siehe Anmerkung im Text

Tabelle 3: Jährlich Volllastlaufzeit und Auslastung in Abhängigkeit der täglichen Volllastlaufzeit, (Tägliche Volllastlaufzeit von Anlagen: Sommer 16 h / Winter 8 h)

Kühlungsart	**Tägliche Volllastlaufzeit von Anlagen**	**Entspricht jährlicher**	**Tägliche Volllastlaufzeit von Anlagen**
Normalkühlung	16 h (bei Volllast, wird für Auslegung von Anlagen verwendet)	5.840 h	67 %
Tiefkühlung	18 h (bei Volllast, wird für Auslegung von Anlagen verwendet)	6.570 h	75 %
Durchschnitt (Gewerbebereich)	10 h-12 h	3.650-4.380 h	42-50 %

Tabelle 4: Vollbetriebsstunden für Kältekompressoren verschiedener Branchen, eigene Berechnungen aus Primärdaten

Branchen	Volllastlaufzeiten in h
Lebensmittelbetriebe	2.500-3.500
Kaffeegroßröstereien	3.000-6.500
Großbäckereien	2.500-3.200 (kann auch 5.000 betragen)
Milchtrockenwerke	2.600-2.900
Brennereien	1.400-1.600
Brauereien	5.000-7.000
Flughäfen	2.500-3.000
Supermärkte	1.500-1.900 (Pluskühlung: 3.500 - 4.500; Tiefkühlung: 4.000 – 6.000)
Warenhäuser	1.500-2.000 (3.000)
Krankenhäuser	1.500-3.000 (3.500)
Großhotels	1.800-2.000

Quelle: Schäfer, 2008, Seite 4

4.2 Abschätzung des jährlichen Energieverbrauchs über Lastprofil

Kältesysteme sind auf die höchste Last und die ungünstigsten Außenzustände (30-35 °C) ausgelegt. Dieser Zustand kommt in vielen Anlagen nur selten vor. Im Gewerbekältebereich arbeiten die Kälteanlagen circa 80 % der Zeit im Teillastbetrieb. (Schiessl o.J., Seite 3)

Für **Überlegungen zur Verbesserung der Regelung** ist daher wichtig abzuschätzen, wie viele Betriebsstunden in den einzelnen Betriebszuständen anfallen und wie hoch der COP im jeweiligen Temperaturbereich ist. Der Detaillierungsgrad dieser Untersuchung hängt von der Anwendung, der Anlage und der Regelung ab. Dieser Schritt kann zunächst mit einer groben Annäherung beginnen.

Die Vorgangsweise zur **Abschätzung der Kühllast** in Abhängigkeit der Außentemperatur ist in Kapitel 6 beschrieben. Dabei ist zunächst zu prüfen, welche Kühllasten von der Außentemperatur abhängen: Der Wärmeeintrag über Außenwände und über die Türöffnung ist normalerweise von der Außentemperatur abhängig. Elektrische Leistung für Beleuchtung, Ventilatoren, Personenbelegung und Prozesslasten sind oft im Jahresverlauf konstant.

Der **COP** wird von der jeweiligen Verdampfungs- und Verflüssigungstemperaturen bestimmt. Die Verdampfungstemperaturen sind oft konstant, die Verflüssigungstemperaturen von der Regelung oder Einstellung vorgegeben. Der COP hängt dann vom Verdichtermodell ab, dieser kann (nach Eingabe der jeweiligen Temperaturen) über die Verdichtersoftware berechnet werden.

Für Schockfroster oder Anlagen, die vorwiegend Prozesse kühlen (verfahrenstechnische Anwendungen) oder Kühlräume versorgen, die in Hallen stehen beziehungsweise Kühlanlagen, die über Wasser mit konstanter Temperatur rückgekühlt werden, ist dieser Schritt nicht relevant.

Informationen zur Abschätzung des COP

Grundsätzlich stehen drei Möglichkeiten zur Abschätzung des COP in Abhängigkeit der Außentemperatur zu Verfügung. Zu beachten ist dabei insbesondere die Regelung beziehungsweise Einstellung der Anlage. Das heißt zunächst muss überprüft werden, welche Verflüssigungstemperaturen sich in Abhängigkeit der Außentemperatur ergeben.

Schritt 1: Eingabe in Hersteller-Software unter Angabe unterschiedlicher Verflüssigungstemperaturen (gegebenenfalls auch Verdampfungstemperaturen falls relevant)
Schritt 2: Abschätzung über die Regel: 1 K Absenkung Verflüssigungstemperatur erhöht den COP um bis zu 3 % (1-2 %) (für größere Temperaturdifferenzen größer 10 K erscheint diese Annahme als ungenau)
Schritt 3: Annahme über die Bewertung des COP über die Formel:

Formel 3: Annahme Bewertung des COP

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

T_o Verdampfungstemperatur in [K]

T_c Verflüssigungstemperatur in [K]

0,5 angenommener Gütegrad (oder Herstellerangabe)

Der Energieverbrauch der Kompressoren ergibt sich dann durch Abschätzung der Kühllast, des COP und der Betriebsstunden.

Formel 4: Energieverbrauch der Kompressoren

$$EV_{Kompressoren} = \frac{Q_o}{COP} * LZ$$

$EV_{Kompressoren}$ Energieverbrauch Kompressor in [kWh] im jeweiligen Temperaturbereich

Q_o Kühllast [kW]

COP Leistungszahl

LZ Laufzeit pro Außentemperatur [h] (entspricht in untenstehender Tabelle: Betriebsstunden mal Laufzeitkorrektur)

Im Anhang „Mustervorlagen für Audits an Kältesystemen“ finden Sie unter Punkt 1.5 eine Excel-Vorlage für die Erhebung der Kühllast, Betriebsstunden und COP in Abhängigkeit der Außentemperatur eintragen können.

Abbildung 3: Häufigkeitsverteilung der Temperaturbereiche für die Trocken- und Feuchtkugeltemperatur in Österreich (Schwechat)

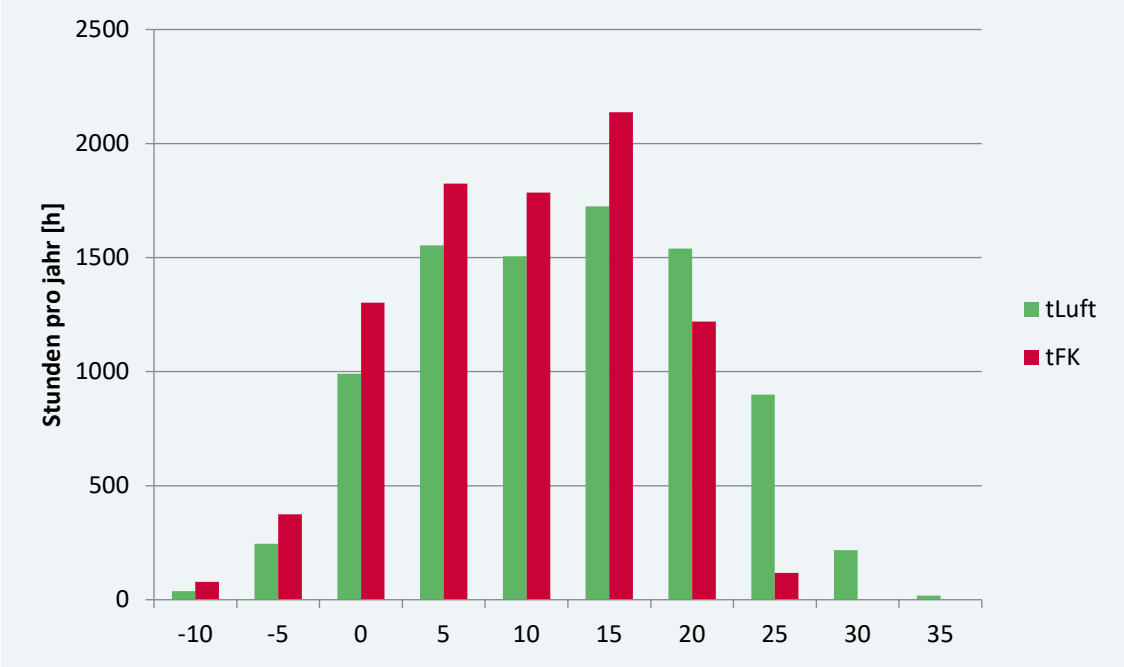


Tabelle 5 zeigt, dass am ausgewählten Standort 2.856 Stunden im Jahr die (Trocken-) Temperatur 5 °C oder weniger beträgt, weitere 1.506 Stunden (gesamt bereits 4.362) Stunden liegt die Temperatur bei über 5 °C bis 10 °C. Aus der Tabelle ist ebenfalls ersichtlich, dass Temperaturen über 30 °C am ausgewählten Standort nur sehr selten auftreten.

Tabelle 5: Häufigkeit der jeweiligen Trocken- und Feuchtkugel-Temperaturbereiche in Österreich (Schwechat)

T-Bereich bis inklusive in [C°]	Stunden pro Bereich Trocken-temperatur (Außentemperatur)	Kumulierte Stunden Trockentemperatur (Außentemperatur)	Stunden pro Bereich Feuchtkugel-temperatur	Kumulierte Stunden Feuchtkugel-temperatur
-10	38	66	79	79
-5	246	312	374	374
0	991	1.303	1.302	1.676
5	1.553	2.856	1.824	3.500
10	1.506	4.362	1.785	5.285
15	1.725	6.087	2.137	7.422
20	1.539	7.626	1.220	8.642
25	899	8.525	118	8.760
30	217	8.742	0	8.760
35	18	8.760	0	8.760

4.3 Messtechnische Analyse des Energieverbrauchs

Alternativ kann die elektrische Leistungsaufnahme der Kälteanlage in Abhängigkeit der Außentemperatur und der versorgten Temperaturniveaus gemessen werden. Die Außentemperaturen schwanken in der Übergangszeit relativ stark, sodass ein kurzer Messzeitraum ein weites Außentemperaturspektrum abdeckt. Über die Häufigkeitsverteilung der Außentemperaturen kann daraus der entsprechende Energieverbrauch errechnet werden. Relevant dabei sind auch die Regelungsarten siehe Kapitel Verflüssigertemperatur und Kompressorregelung.

Im Anhang „Mustervorlagen für Audits an Kältesystemen“ finden Sie unter Punkt 1.6 eine Excel-Vorlage, in die Sie die unterschiedlichen Daten für die messtechnische Analyse des Energieverbrauchs eintragen können.

5 Energetische Bewertung der Kälteanlage

Abhängig von den vorhandenen Daten kann eine Bewertung der Performance der Anlage beziehungsweise eine Bewertung des Energieverbrauchs von Kälteanlagen vorgenommen werden. In der Kältetechnik wurden zahlreiche Effizienzparameter eingeführt. In diesem Leitfaden wird auf die gängigsten Kennzahlen eingegangen.

5.1 Bewertung über COP

Die Performance eines Kältesystems kann durch eine so genannte Leistungszahl bewertet werden. Die Leistungszahl einer Kältemaschine wird in der Praxis durch die drei Begriffe (Kälte)leistungszahl, Coefficient of Performance oder Energy Efficiency Ratio ausgedrückt. In der weiteren Folge wird der noch am häufigsten verwendete Begriff COP verwendet. Die Leistungszahl der Kältemaschine beziehungsweise dem Kältesystem bei Volllast ergibt sich aus dem Verhältnis zwischen Nutzen und Aufwand.

5.1.1 Bewertung über Auslegungsdaten

Die einfachste Bewertung des COP kann über die Auslegungsbedingungen (bei Volllast) erfolgen. Dazu sind einerseits die Kälteleistung für den Verdampfer (Quellen z. B. Leistung Wärmetauscher, Plan und so weiter) und andererseits die elektrische Leistung für den Verdichter zu erheben. (siehe in Kapitel 4.2)

Formel 5: Leistungszahl der Kältemaschine bei Volllast

$$COP = EER = \varepsilon_K = \frac{Q_o}{P_{Komp}}$$

EER Energy Efficiency Ratio [ ]

COP Coefficient of Performance [ ]

ε Kälteleistungszahl [ ]

P_{Komp} Nennleistung Verdichter (elektrische)

Bei Nutzung der Abwärme (insbesondere, wenn höhere Verflüssigungstemperaturen zur Abwärmenutzung erforderlich sind) kann folgende Formel verwendet werden:

Formel 6: Nutzung der Abwärme mit höheren Verflüssigungstemperaturen

$$COP = \frac{Q_o + Q_{NUTZ}}{P_{Komp}}$$

P_{Komp} Nennleistung Verdichter (elektrisch)

Q_o Kälteleistung des Verdampfers

Q_{NUTZ} Nutzwärmeleistung durch Wärmerückgewinnung

Verdichterleistung (elektrische), Nennleistung des Verdampfers, falls vorhanden Wärmerückgewinnung (WRG).

Formel 7: Leistungszahl des Kältesystems bei Volllast

$$COPS = \frac{Q_o}{P_{ges}}$$

$COPS$ System Coefficient of Performance [kW]

P_{ges} Gesamte aufzubringende elektrische Leistung (Verdichter und Hilfs-aggregate) [kW]

5.1.2 Bewertung über Messwerte

Der COP kann über die Messung der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters (eventuell auch inklusive Ventilatoren und Pumpen) ermittelt werden. Komplizierter hingegen ist die Bestimmung der Kälteleistung, denn hierfür bestehen mehrere Möglichkeiten.

In Systemen mit Sekundärkreislauf kann dies über die Temperaturspreizung und den Volumenstrom des Kühlträgermediums erfolgen.

In Systemen mit Direktverdampfung wird der Massenstrom (normalerweise) nicht gemessen. Eine Möglichkeit der Bestimmung ist über die sogenannte Polymonial Formel der Verdichterhersteller, die die Kälteleistung (und anderer Werte) in Abhängigkeit der Verdampfungs- und Verflüssigungstemperaturen angeben. Dazu müssen Annahmen zu Überhitzung und Unterkühlung getroffen und die Temperaturen gemessen werden.

In der folgenden Tabelle sind typische Leistungszahlen von Kältemaschinen bei verschiedenen Betriebsbedingungen angegeben.

Tabelle 6: Typische Leistungszahlen von Kältemaschinen, Ergänzung auf Basis Expertengespräch Danfoss

Einsatzort	To	Tc	COP
Klima-Kälteanlagen	+1 °C	+35 °C	4,16
Pluskühlanlage	-10 °C	+45 °C	2,4
Tiefkühlanlage	-35 °C	+40 °C	1,1-1,4

Quelle: Müller, C. 2008

In den folgenden Tabellen finden Sie die Nennkälteleistungszahlen für wassergekühlte Kältemaschinen, aufgeteilt nach der Art der Kühlmittel und den Kühlwassereintritts- und Kühlwasseraustrittstemperaturen.

Tabelle 7: Kühlmittel R134a - Kühlwassereintrittstemperatur 27 °C / Kühlwasseraustrittstemperatur 33 °C

Verdichterart Üblicher Leistungsbereich	**Kaltwasseraustritts-temperatur 6 °C / Verdampfungstemperatur 0 °C**	**Kaltwasseraustritts-temperatur 14 °C / Verdampfungstemperatur 8 °C**
Kolben- und Scrollverdichter 10… 1.500 kW	4,0	4,6
Schrauben-verdichter 200… 2.000 kW	4,5	5,3
Turboverdichter 500… 8.000 kW	5,2	5,9

Quelle: WIKO, 2008

Tabelle 8: Kühlmittel R134a - Kühlwassereintrittstemperatur 40 °C / Kühlwasseraustrittstemperatur 45 °C

Verdichterart Üblicher Leistungsbereich	**Kaltwasseraustritts-temperatur 6 °C / Verdampfungstemperatur 0 °C**	**Kaltwasseraustritts-temperatur 14 °C / Verdampfungstemperatur 8 °C**
Kolben- und Scrollverdichter 10… 1.500 kW	3,1	3,7
Schrauben-verdichter 200… 2.000 kW	2,9	3,7
Turboverdichter 500… 8.000 kW	4,1	4,8

Quelle: WIKO, 2008

Tabelle 9: Kühlmittel R407C - Kühlwassereintrittstemperatur 27 °C / Kühlwasseraustrittstemperatur 33 °C

Verdichterart Üblicher Leistungsbereich	**Kaltwasseraustritts-temperatur 6 °C / Verdampfungstemperatur 0 °C**	**Kaltwasseraustritts-temperatur 14 °C / Verdampfungstemperatur 8 °C**
Kolben- und Scrollverdichter 10… 1.500 kW	3,8	4,4
Schrauben-verdichter 200… 2.000 kW	4,2	4,9

Quelle: WIKO, 2008

Tabelle 10: Kühlmittel R407C - Kühlwassereintrittstemperatur 40 °C / Kühlwasseraustrittstemperatur 45 °C

Verdichterart Üblicher Leistungsbereich	**Kaltwasseraustritts-temperatur 6 °C / Verdampfungstemperatur 0 °C**	**Kaltwasseraustritts-temperatur 14 °C / Verdampfungstemperatur 8 °C**
Kolben- und Scrollverdichter 10… 1.500 kW	3,0	2,7
Schrauben-verdichter 200… 2.000 kW	3,6	3,3

Quelle: WIKO, 2008

Hinweis: Im Rahmen der Umsetzung der RL 2009/125/EG werden Mindeststandards für Kälteanlagen festgelegt. Dabei wird neben dem COP auch der SEPR (Seasonal Energy Performance Ratio) verwendet.

Tabelle 11: Entwurf zu Minimum requirements to be met by process chillers

Betriebstemperaturen	**Kälteleistung**	**Minimum SEPR ab 2015, in Klammer (ab 2018) Air-cooled Process**	**Minimum SEPR ab 2015, in Klammer (ab 2018) Water-cooled**
Mittel	< 300 kW	2,24 (2,58)	2,86 (3,29)
Mittel	> 300 kW	2,8 (3,22)	3,8 (4,37)
Niedrig	< 200 kW	1,48 (1,7)	1,82 (2,09)
Niedrig	> 200 kW	1,6 (1,84)	2,1 (2,42)

Quelle: EC, 2014

5.2 Bewertung über ESEER

Da Kaltwassersätze besonders häufig in Teillast betrieben werden, wurde für die Bewertung dieser Anlagen eine weitere Kennzahl eingeführt, die European Seasonal Energy Efficiency Ratio [ESEER]. Diese gibt einen Mix von Leistungszahlen bei verschiedenen Lastfällen an. Dadurch kann das Teillastverhalten der Kältemaschine

bewertet werden. Dazu sind die oben genannten Daten (Leistung Verdichter und Kühlleistung) für vier Lastzustände (100 %, 75 %, 50 %, 25 %) zu erheben.

Formel 8: Bewertung über ESEER

$$ESEER = (3 \cdot EER_{100\%} + 33 \cdot EER_{75\%} + 41 \cdot EER_{50\%} + 23 \cdot EER_{25\%}) / 100$$

ESEER European Seasonal Energy Efficiency Ratio

EER_{xx} %. Energy Efficeny Ratio bei xx % der Nennlast

Tabelle 12: Leistungszahlen für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme

Teillastfaktoren	Lufttemperatur [°C]	Wassertemperatur [°C]
100 %	35 °C	30 °C
75 %	30 °C	26 °C
50 %	25 °C	22 °C
25 %	20 °C	18 °C

Quelle: Müller, C. 2008

Diese Kennzahl gilt für europäisches Klima. Vergleichswerte für verschiedene Kältemaschinen sind auf der folgender Homepage zu entnehmen: eurovent-certification.com.

5.3 Bewertung über Gesamtwirkungsgrad

Eine Möglichkeit auch die elektrische Leistung der Hilfsaggregate und den vorwiegenden Temperatureinsatzbereich mit in die Bewertung einzubeziehen, zeigt die VDMA 24247-5, Anhang G (die Abkürzungen wurden an die, in diesem Leitfaden verwendete angeglichen):

Formel 9: Bewertung über Gesamtwirkungsgrad

Gesamtwirkungsgrad η_{Ges}

$$\eta_{Ges} = \eta_{KC} \cdot \eta_{WT} \cdot \eta_{FT} \cdot \eta_{Qo}$$

$$COP_{Ges} = \eta_{Ges} \cdot \frac{T_N}{T_U - T_N}$$

Berechnungsmethode zur Errechnung der Gesamteffizienz einer Kälteanlage (VDMA 24247-5, Anhang G): Berechnung der Teilwirkungsgrade

Formel 10: Kälteerzeugungseffizienz

Kälteerzeugungseffizienz: η_{KC}

$$\eta_{KC} = \frac{Q_o}{P_{Ges}} / \frac{T_o}{T_c - T_o}$$

Q_o Kälteleistung des Verdichters [kW]

P_{ges} Gesamte aufzubringende elektrische Leistung (Verdichter und Hilfsaggregate) [kW]

T_o Verdampfungstemperatur in [K]

T_c Kondensationstemperatur in [K]

Formel 11: Wärmetransporteffizienz

Wärmetransporteffizienz: η_{WT}

$$\eta_{WT} = \frac{T_o}{T_c - T_o} / \frac{T_N}{T_U - T_N}$$

T_N Nutztemperatur in [K]
$t_N = t_{Fluid, Aus} + t_{Fluid, Ein})/2$
(t_N z. B.: 6 °C+12 °C/2=9 °C)

$T_{U,Ein}$ Umgebungstemperatur beziehungsweise Kühlwasser-eintrittstemperatur in [K] (z. B. 32 °C)

Formel 12: Fluidtransporteffizienz

Fluidtransporteffizienz: η_{FT}

$$\eta_{FT} = \frac{P_{Komp}}{P_{Ges}}$$

P_{Komp} Elektrische Leistung Kompressor [kW]

P_{Ges} siehe oben

Formel 13: Kältenutzungseffizienz

Kältenutzungseffizienz: η_{Qo}

$$\eta_{Qo} = \frac{Q_o - (P_{P,o} + P_{L,O})}{Q_o}$$

Q_o Kälteleistung Verdichter [kW]

$P_{P,o}$ Antriebsleistung Pumpen, Verdampferseitig [kW]

$P_{L,O}$ Antriebsleistung Lüfter, Verdampferseite [kW]

Tabelle 13: Richtwerte für Industriekälteanlagen für den Gesamtwirkungsgrad

Gesamtwirkungsgrad	Luftgekühlter Kompressor	Wassergekühlter Kompressor
Überflutete Verdampfer, direkt	0,22	0,32
Überflutete Verdampfer, indirekt	0,18	0,23

Quelle: VDMA 24247-5, Anhang D

5.4 Beispiel zur Verwendung des COP zur Einsparungsberechnung

Im Folgenden ist ein Beispiel angeführt zur Verwendung des COP bei der Bewertung von Einsparungsmöglichkeiten, in diesem Fall einer Umstellung einer Groß-Tiefkälteanlage auf andere Technologien.

Tabelle 14: COP-Werte im Vergleich - Verdampfungstemperaturen

Temperatur in °C	**-55 °C**	**-50 °C**	**-45 °C**	**-40 °C**	**-35 °C**	**-30 °C**
CO_2-NH_3-Kaskade	1,15	1,20	1,33	1,38	1,48	1,58
1-stufige HFKW-Anlage	0,00	0,00	0,74	0,94	1,13	1,34
2-stufige HFKW-Anlage	0,89	1,00	1,11	1,22	1,34	1,45
2-stufige NH_3-Anlage	1,15	1,23	1,35	1,53	1,75	2,01

Quelle: Kunze o.J., Folie 5

Errechnung der Einsparung durch Umstellung des Kältesystems

Zunächst Kühltemperatur und dazugehörige Verdampfungstemperatur (circa 10 K darunter), [°C] bestimmen.

Formel 14: Errechnung der Energieeinsparung

$$EV_{Kompressoren} = \frac{Q}{COP} * LZ$$

$EV_{Kompressoren}$	Energieverbrauch Kompressor in [kWh] pro Jahr
Q	Notwendige Kühlleistung (Q) [kW]
COP	aus obiger Tabelle, in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur
LZ	Laufzeit: circa 16-18 h/Tag*265 Tage

6 Datenerhebung Verbraucher - Kühllastberechnung

Teil eines Energieaudits von Kältesystemen ist auch eine (zunächst) grobe Abschätzung der Kälte-Verbraucher. Daraus können die wesentlichen Einflussfaktoren auf die Kühllast und damit verbunden mögliche Einsparmaßnahmen quantifiziert werden.

Zu beachten ist der sogenannte Gleichzeitigkeitsfaktor, das heißt, dass nie alle Kühlstellen gleichzeitig Kälte anfordern. Beispiele für Gleichzeitigkeitsfaktoren können sein:

Tabelle 15: Gleichzeitigkeitsfaktoren in Abhängigkeit der Anzahl der Kühlstellen

Anzahl der Kühlstellen	Gleichzeitigkeitsfaktor
3-8	0,85
10-20	0,75-0,85
> 20	0,7

Quelle: Schiessl, Teil 3, Seite 4

Die Kühllast ist die maximal abzuführende Wärmelast, um die Temperatur im Raum konstant zu halten.

Zur Berechnung des Kältebedarfs berechnet man die gesamte in 24 h abzuführende Wärme, wobei man **für die Umgebungstemperaturen und für die Beschickungsmenge jeweils das Maximum** annimmt. Diesen Betrag dividiert man durch die tägliche Laufzeit der Kältemaschine (16-18 h) und erhält so die (maximale) erforderliche Kälteleistung. (Ruß, 2010, Seite 106)

Erhebung der Kühllasten

Dazu ist zunächst eine Aufnahme jener Flächen, Räume und weiteren Anwendungen nötig, die derzeit mit Kälte versorgt werden mit der Angabe, aus welche Kälteanlage die Kälte liefert, den Temperaturbereichen, den Laufzeiten und der Art der Last (konstant, variabel).

Im Anhang „Mustervorlagen für Audits an Kältesystemen“ finden Sie unter Punkt 1.7 eine Excel-Vorlage, in die Sie die unterschiedlichen Daten für die Erhebung der Kühllasten eintragen können.

Kühlräume, -hallen

Für Kühlräume oder Hallen sollte eine Abschätzung der größten Wärmelasten erfolgen. Die Beschreibung kann z. B. laut folgender Tabelle erfolgen. In diesem Kapitel finden sich außerdem einige Kennzahlen zur Abschätzung der Kühllast aus Kubikmetern und so weiter.

Im Anhang „Mustervorlagen für Audits an Kältesystemen“ finden Sie unter Punkt 1.8 eine Excel-Vorlage, in die Sie die unterschiedlichen Daten für die Erhebung der Kühllasten eintragen können.

In der Folge sind die wichtigsten Möglichkeiten zur Abschätzung beziehungsweise Berechnung der Kühllast angeführt. Hier ist anzuführen, dass oft die Kühllast meist über 24 h bewertet wird (und dann durch 16 bis 18 h dividiert wird, um die Verdichterleistung zu bestimmen).

Oft wird aber die Kühllast pro Stunde bewertet und erst nach der Summenbildung mit diesem Faktor (z. B. 24/16) berechnet. In diesem Fall ist in der untenstehenden Tabelle eine Anmerkung angeführt (eventuell mit 24 multiplizieren, um sie mit den anderen Werten zu addieren).

Außerdem wichtig: In untenstehender Tabelle sind die Einheiten meist [W] oder [kW], teilweise aber auch [J]. Hier wurde die häufigste Darstellungsform beibehalten und nicht alles in [kW] umgerechnet!

Formel 15: Kühllast Personen

$$Q_P = q_{P,tr} \cdot n_P \cdot t$$

Q_P Abzuführender trockener Wärmestrom in [Wh]

$q_{P,tr}$ Trockene Wärmeabgabe einer Person in [W] beziehungsweise Werte aus Tabelle A1 in Anhang

n_P Anzahl der Personen

t Aufenthaltsdauer in [h] pro 24 h (Tag)

Annahmen: bei Tiefkühlräumen mit circa 2 h/d, bei Normalkühlräumen circa 4 h/d und bei Pluskühlräumen circa 6 h/d. (Kapferer, et alii 2010, Seite 110)

Formel 16: Kühllast Beleuchtung

$$Q_B = P \cdot l \cdot \mu_B \cdot t$$

Q_B Kühllast Beleuchtung

P Anschlussleistung [W], inklusive EVG

l Gleichzeitigkeitsfaktor (bei Bedarf, sonst 1) (Dieser Wert ist insbesondere bei Räumen mit Fenstern zu berücksichtigen, deren Beleuchtung in Zonen aufgeteilt ist)

μ_B Raumbelastungsgrad 1, ausgenommen Abluftleuchten (Tabelle A2 im Anhang)

t Beleuchtungszeit in 24 h

Formel 17: Maschinen- und Gerätewärme

$$Q_M = P / \eta \cdot l \cdot \mu_{ai} \cdot t$$

Q_M	Kühllast Maschinen (inklusive Ventilatoren, Abtauheizung und so weiter)
P	Anschlussleistung [W]
η	Wirkungsgrad der Maschine (z. B. Motor mit 100 kW Nennleistung und 80 % Wirkungsgrad entwickelt 125 kW Wärme)
l	Gleichzeitigkeitsfaktor
μ_{ai}	Belastungsgrad, üblich: 0,8
t	Laufzeit der Maschinen pro 24 h

Tipp: Ist nur die Nennlast bekannt, muss die tatsächlich abgegebene Wärme abgeschätzt werden: z. B. Erfahrungswert ist circa 0,3-0,7-mal installierter Leistung für größere Hallen.

Formel 18: Wärmeeintrag durch Stoffdurchsatz

$$Q_A = (m \cdot c \cdot \Delta T) / t$$

$$Q_A = m \cdot c_1 \cdot \Delta T + m_s \cdot s + m \cdot c_2 \cdot \Delta T$$

bei Abkühlen, Gefrieren, weiteres Abkühlen, eventuell mit 24 multiplizieren!

m	Massenstrom in [kg/24 h], z. B. Kühlgut pro Tag
c	Spezifische Wärmekapazität [J/kg K]
s	Erstarrungswärme [kJ/kg K]/1000;
c_1, c_2	spezifische Wärmekapazitäten vor und nach dem Gefrieren [J/kg K]
t	Abkühldauer in [s], normalerweise 24 h (86.400 s)
ΔT	Temperaturdifferenzen (Einlagerungstemperatur-Lagertemperatur), beziehungsweise Anfangstemperatur bis Erstarrungstemperatur; Erstarrungstemperatur bis Endtemperatur in [K]

Formel 19: Atmungswärme bei Lagerung von Obst und Gemüse

$$Q_A = \cdot q_A \cdot m$$

Eventuell mit 24 multiplizieren!

q_A spezifische Atmungswärme von Lebensmitteln [W/kg]

(Siehe Tabelle A3 im Anhang)

m Masse des Produktes in [kg]

Formel 20: Wärmeeintrag durch Luftinfiltration

$$Q_A = \cdot (V_R \cdot n_L \cdot \rho_L \cdot (h_{La} - h_{Li})) / 86400$$

Eventuell mit 24 multiplizieren!

V_R Volumen des Kühlraumes in m³

n_L Anzahl der Luftwechsel in 24 h (Siehe Tabelle A4 im Anhang)

ρ_L Dichte der Luft (1,2 kg/m³)

h_{La}, h_{Li} spezifische Enthalpie der Außen- und Innenluft (aus h,x-Diagramm)

Formel 21: Transmission durch Fenster

$$Q_s = [A_1 \cdot I + (A - A_1) \cdot I_{diff}] \cdot b$$

Eventuell mit 24 multiplizieren!

A_1, A besonnte Glasfläche, gesamte Glasfläche [m²]

I, I_{diff} Gesamteinstrahlung, Diffusstrahlung (für Kühllastberechnung wird normalerweise der jeweilige Maximalwert im Auslegungsmonat zugrunde gelegt) (siehe Tabelle im Anhang) [W/m²]

b Durchlassfaktor der Fenster und Sonnenschutzeinrichtung (siehe Erläuterung und Tabelle im Anhang)

Formel 22: Wärmeeintrag Außenfläche

$$Q_R = U \cdot A \cdot (\upsilon_R - \upsilon_N)$$

Eventuell mit 24 multiplizieren!

A Außenfläche in [m²]

U oder k in (W/m²K) (Details siehe Maßnahme Dämmen unter Reduktion der Kühllasten)

$\upsilon_R - \upsilon_N$ Differenz aus Temperatur im Raum und in Nebenräumen [K]

Kühllasten und Energiekennzahl von Kühlräumen und Kühlhäusern

Tabelle 16: Anteil der Kühllast in Kühlräume

Art des Wärmeeintrags	Prozent der gesamten Kühllast
Wärmeeintrag isolierte Wände, Decke, Böden	20 %
Warme Luft und Luftfeuchtigkeitseintrag durch Türen und Fugen	30 %
Verdampfer-Ventilator	15 %
15 %	
Abtauung	15 %
Beleuchtung	10 %
Personen und Geräte (z. B. Stapler)	10 %

Quelle: Carbon Trust, CTL 137, Seite 1, Übersetzung AEA

Tabelle 17: Erfahrungswerte für ausgeführte Kühllagerräume

Kühlraumvolumen [m³]	Erforderliche Kälteleistung [W]	Spezifische Kälteleistung [W/m³]
10	650	56
50	2.600	52
100	4.200	42
200	6.000	30
300	6.900	23
500	7.500	15

Quelle: Lösche 2003, Seite 40

Tabelle 18: Kennzahlen zur überschlägigen Berechnung einer Kühlraum-Kälteleistung bei einer Raumgröße von 100 m³

Lebensmittel	Lagertemperatur [°C]	Spezifische Kälteleistung [W/m³]
Fisch	0/+1	36
Fleisch	0/+1	36
Molkerei Produkte	+2/+4	52
Obst und Gemüse	+6/+8	52
Getränke	+8/+10	42
Tiefkühlung	-18/-22	44

Quelle: Kälte Ecker 2002, Seite 6

Folgende Werte wurden für die Errechnung der Energiekennzahlen in Tabelle 19 angenommen:

- Kühlhaus mit 6.000 m² Grundefläche, Tiefkühlung, 72.000 m³
- -22 °C, inklusive Unterfrierschutz, Sützen-, Boden- und Tauwasserbegleitung, Sicherheitsbeleuchtung
- Energiebedarf 25 bis 35 kWh/m³a

Tabelle 19: Errechnung Energiekennzahl Kühlhaus (Tiefkühlung, 72.000 m³, 6.000 m² Grundfläche)

Einflussfaktoren	Energiebedarf 1 Schicht Betrieb	Energiebedarf 3 Schicht Betrieb
Warenumschlag	Sehr gering	Groß
Schichtanzahl	1	3
Türöffnungszeiten pro Tür und Tag	1 Stunde 5-10 kWh/m³a	5 Stunden 20-35 kWh/m³a
Gefrieren von 6.500 t Ware	10 kW/m³a	10 kW/m³a
Abweichung Personal, Wärmedämmung, Logistik	3-8 kWh/m³a	3-8 kWh/m³a
Gesamt	43-63 kWh/m³a	58-88 kWh/m³a

Quelle: VDMA 24247-3, Seite 15 folgende

7 Reduktion der Kühllast

Falls nicht anders angegeben, wird für die Bewertung der Maßnahmen folgende Vorgangsweise vorgeschlagen. Zunächst wird die durch die Maßnahme reduzierte Kühllast berechnet. Anschließend kann über die Volllastlaufzeiten und den durchschnittlichen COP der Kälteanlage die Energieeinsparung berechnet werden.

Formel 23: Einsparung in [kWh]

$$Einsparung = (Q_{Alt} - Q_{neu}) \cdot (\frac{1}{COP}) \cdot BZ$$

Q_{Alt}, Q_{neu}	Kühllast vor und nach Umsetzung der Maßnahmen [kW]
COP	Durchschnittlicher COP über das ganze Jahr (beziehungsweise Betriebszeit der Anlage)
BZ	Laufzeit beziehungsweise Betriebszeit pro Jahr (z. B. April bis September) [h/a], siehe Kapitel 4

Wärmeeinträge erfolgen unabhängig von der täglichen Laufzeit, das heißt auch wenn ein Wärmeeintrag in der Nacht bei ausgeschalteter Anlage erfolgt, muss dieser Wärmeeintrag über die Kälteanlage nach außen abgeleitet werden.

7.1 Ausschalten von Kühl-, Tiefkühlräumen

Falls ein Kühlraum leer steht, ist dieser auszuschalten.

Tiefkühlräume sollten nicht ganz ausgeschalten werden (da das sich am Boden sammelnde Wasser beim Einschalten wieder gefriert und eventuell Schäden anrichtet). Die Temperatur kann aber von -18 °C auf -5 °C erhöht werden und spart circa 35 % der für diesen Raum erforderlichen Energie. Mehr Informationen dazu finden Sie auf der Website der effizientekaelte.ch

7.2 Wärmeeintrag durch Stoffdurchsatz, Einlagerung reduzieren

Folgende Schritte sind für die größten Kühlstellen durchzuführen:

- Temperaturempfehlungen pro Prozess beziehungsweise Lagergut prüfen
- Einlagerungstemperaturen mit Kühlraumtemperaturen vergleichen beziehungsweise erforderliche Prozess-temperaturen mit tatsächlichen Temperaturen vergleichen (Zieltemperaturen für alle Kühlprozesse prüfen)
- Faktoren identifizieren, die den maximal erlaubten Wert bestimmen! (z. B. Verhindern, dass Produkte verdampfen oder sich auflösen; tiefe Temperaturen sind erforderlich, damit eine chemische Reaktion beendet wird).
- Möglichkeiten zur Erhöhung der Lager- beziehungsweise Prozesstemperatur prüfen (zur Bewertung siehe auch Kapitel Erhöhung der Verdampfungstemperatur)

Tabelle 20: Maximale Kühltemperaturen für Lebensmittel laut verschiedener Quellen

Lebensmittel	Temperatur	Quelle
Tiefgefrorene Lebensmittel	-18 °C	VO Tiefgefrorene Lebensmittel
Milch (roh und pasteurisiert)	+6 °C	Lebensmittelhygieneverordnung*
frisches Fleisch (einschließlich Faschiertes, Wild, Geflügel, Innereien, Knochen ...)	+4 °C	Lebensmittelhygieneverordnung*, DIN 10508:2002-10
Fisch, Weichtiere und Krustentiere (roh)	bei Temperaturen von schmelzendem Eis (0-2 °C)	Lebensmittelhygieneverordnung*, DIN 10508:2002-10
Speisen, die nicht unmittelbar nach der Herstellung verzehrt werden, sind rasch abzukühlen (mittels Schnellkühlgeräten). Der Temperaturbereich zwischen 75 °C und 10 °C muss innerhalb einer Stunde durchlaufen werden.	Bei 4 °C lagern beziehungsweise transportieren.	Hygieneleitlinie für Großküchen
Rohe Eier	(0 bis) 8 °C	Hygieneleitlinie für Großküchen
Milchprodukte (Butter, Frisch-, Weichkäse)	+10 °C (Lagerung aber meist bei 3-5 °C)	DIN 10508:2002-10
Muscheln, lebend, Fleischfertiggerichte	+10 °C	DIN 10508:2002-10
Eiprodukte	+4 bis +7 °C (je nach Art)	DIN 10508:2002-10
Gefrorenes Fleisch, Geflügelfleisch, Eiprodukte	-12 °C	DIN 10508:2002-10

*ist mit Lebensmittelsicherheits- und Verbraucherschutzgesetz – LMSVG (2006) außer Kraft getreten, diese gibt jedoch keine Temperaturempfehlungen ab

Bei Kühllagern ist insbesondere die Temperatur vor der **Einlagerung** relevant. Hohe Einlagerungstemperaturen erhöhen die Kühllast und sind daher zu vermeiden:

- Kühlkette nicht abreißen lassen, das heißt Produkte vom Kühlfahrzeug direkt ins Kühllager (oder in Kühlmöbel) einlagern, Hindernisse wie Stufen oder Stiegen vermeiden, beziehungsweise befahrbar für Transportrodel
- Übergang von LKW zu Kühllager abdichten und damit Wärmeeinbruch verhindern. (LKW Andockstelle)

- Kühlgut nicht in warmen Räumen zwischenlagern (zusätzlicher Energiebedarf zur Heizung der Räume und nachträgliche Kühlung des Kühlgutes notwendig)
- Warme Güter vor Einlagerung auf Raumtemperatur abkühlen lassen
- Die Anlieferungstemperatur sollte Kühllager- beziehungsweise –möbeltemperatur entsprechen
- Warme Produkte können z. B. im Außenluftbereich vorgekühlt werden.
- Ausschalten und Entleeren von Schockfrostern und Schnellabkühlern sobald Endtemperatur erreicht ist.

Lagerung

- Gefrierraum optimal nutzen, bei kleineren Mengen kleinere Gefrierräume nutzen
- Zwangsweise Luftführung über zu kühlende Waren
- Größtmögliche Warenoberfläche im Luftstrom, ungehinderte Zirkulation der Kaltluft, Einhaltung der Stapelgrenzen

Vermeidung von unnötig hohen Temperaturdifferenzen

Falls zentral Prozesswasser während der Aufbereitung gekühlt wird, ist zu prüfen, ob für alle damit versorgten Prozesse diese Temperatur erforderlich ist, eventuell kann ein Prozess mit höheren Temperaturen versorgt werden.

Bei Anlagen, die Tiefkühl- und Normalkühlanwendungen im gleichen Kühlkreis haben und entsprechende hohe Lasten vorhanden sind, kann eine Aufsplittung der Kühllasten auf mehrere Kühlkreisläufe und Anlagen sinnvoll sein. Z. B. bei gemeinsamer Versorgung eines Kühlhauses bei -25 °C und eines Kühlraums bei +5 °C, könnte der Energieverbrauch zur Kühlung des Kühlraums bei entsprechendem Kühlvorgang halbiert werden. (Carbon Trust, CTL 137)

Gleiches gilt bei Wärmeströmen, die über einen weiten Temperaturbereich gekühlt werden. Hier kann eine Aufsplittung ebenfalls sinnvoll sein. (siehe Beispiel Freie Kühlung unten)

Wärmerückgewinnung

Bei einigen Prozessen oder in Anlagen müssen verschiedene Stoffströme zur gleichen Zeit gewärmt und gekühlt werden. Liegen diese im selben Temperaturbereich, sollten

Möglichkeiten der Wärmerückgewinnung beachtet werden. Dabei werden Heiz- und Kältekosten gespart. Klassisches Beispiel ist ein Pasteur, der die einfließende Milch mit der ausfließenden Milch im Gegenstrom führt und dabei die austretende Milch z. B. von 72 °C auf 50 °C kühlt und die eintretende Milch von 4 °C bereits auf 18 °C vorwärmen kann. Zusätzliche Wärmetauscherflächen können den Energiebedarf weiter halbieren. Im Rahmen einer Pinchanalyse können sämtliche Wärme- und Kälteströme in einem Betrieb addiert und die Möglichkeiten der Wärmerückgewinnung analysiert werden.

Freie Kühlung

Beispielsweise sollte ein gekochtes Produkt bei 100 °C nicht direkt in den Schockfroster gelangen, sondern vorher gekühlt werden. Bis zur Abkühlung auf 45 °C kann Umgebungsluft zur Vorkühlung genutzt werden, bis auf 15 °C kann Kühlwasser z. B. vom Kühlturm genutzt werden (Winter: 5 °C, Sommer: 25 °C). Damit kann im Sommerfall, z. B. auf 35 °C, im Winter bis auf 15 °C gekühlt werden (abh. von der Wärmetauscherfläche und den tatsächlichen Bedingungen). Das anfallende Warmwasser kann weiter genutzt werden.

Die Maßnahmenbewertung erfolgt laut Kühllastberechnung für Stoffstromdurchsatz. Wichtig dabei ist die Beurteilung der Temperaturdifferenz vor und nach Umsetzung der Maßnahme.

Für Lebensmittel sind in der Literatur und im Internet zahlreiche Informationen zu spezifischen Wärmekapazitäten vorhanden (getrennt nach vor und nach dem Erstarren). Durchschnittlich für Lebensmittel bei 3,2 kJ/kg K (vor erstarren), nach erstarren (circa 1,5 kJ/kg K), bei 200 bis 300 kJ/kg Erstarrungswärme (100 bis 150 kJ/kg für Fette).

7.3 Verringerung des Wärmeeintrags über die Türen

Der größte Wärmeeintrag (beziehungsweise Kühllast) erfolgt bei Kühlräumen über die Türen (circa 30 %).

Anzeichen für Maßnahme

- Bei offenen Türen oder Kühlstellen ohne Türen
- Kühlraum, bei dem die Tür regelmäßig offensteht

- bei Eisbildung auf Decke, Boden, Wände des Kühlraums (aufgrund eintretender Luftfeuchtigkeit)
- Für Kühlräume für Tiefkühlanwendungen auch bei automatischen Türen bei regelmäßiger Begehung

Einsparmaßnahmen

- Nutzerverhalten: Tore und Türen von Kühllagern schließen
- Alarm nach bestimmten Öffnungszeiten
- Reparatur von schlecht schließenden Türen
- Prüfen, Reinigen, Reparatur beziehungsweise regelmäßiger Austausch der Türdichtungen
- Automatische Türschließmechanismus für Kühlräume (Kosten circa 120 EUR)
- Installation von Schnelllauftoren und optimierte Öffnungszeiten
- Tore mit aufblasbaren PVC- oder PU Abdichtungen
- Installation von Streifenvorhängen
- Andocken über Schleusen (zwei Türen, oder Streifenvorhänge)
- Einhausung offener Rampen, Rampenkühlung beziehungsweise –entfeuchtung
- Einsatz von Horizontalfördertechnik für Warentransport in TK-Kühllager
- Einsatz von Luftschleiern

PVC-Streifenvorhänge gehören zu den preiswertesten Öffnungsverschlussmöglichkeiten und halten die warme Luft vom Einströmen ab. Sie werden in Bereichen mit einem hohen Personen- und Gabelstaplerverkehr, wenn Türen häufig verwendet werden oder bei Schränken ohne Türe (falls Nachtblende vorhanden, kann das die Installation eines Vorhanges verhindern) eingesetzt. Der Nachteil ist die hohe Verschmutzungs- und Verklebungsneigung durch Paletten und Palettenkleber. Schnelllauftore haben wiederum eine höhere Wartungsanfälligkeit. Zu beachten sind Streifenüberlappung, Vermeidung von Lücken am Rand, ausreichende Länger der Streifen und Ersatz bei Zerstörung.

Abschätzung Einsparung

Die Bewertung dieser Maßnahme ist relativ schwierig. Sie ist unter anderem vom Luftzug, den Außentemperaturen, Luftfeuchtigkeit, Häufigkeit der Türöffnung und so weiter abhängig. Theoretisch verringert sich die Luftwechselrate und die damit einhergehende Kühllast (siehe Kühllastberechnung).

Für PVC Streifen kann eine Einsparung des Gesamtenergieverbrauchs für Kühlräume von 9 % für Normalkühlung beziehungsweise 13-24 % für Tiefkühlung, für automatische Türen von 8 % für Normalkühlung beziehungsweise 12-23 % für Tiefkühlung angenommen werden. Diese Technologien können nur alternativ eingesetzt werden (Navigant Consult 2009, Seite 141; EC 2011a, Seite 15)

Eine andere Abschätzung ergibt eine Wärmelast von Kühlhaustüren ohne Tür oder Streifenvorhang im Sommer von über 200 kW. Mit einem Streifenvorhang reduziert sich die Wärmelast auf rund 100 kW, mit Schnelllauftor und Schleuse sogar auf etwa 10 kW. (Leitfaden Verband Deutscher Kühlhäuer)

Beispiel: Die Kühlraumtemperatur stieg von -19 °C auf -2 °C bei Öffnung der Türen eines Kühlraumes, ohne Streifenvorhängen, mit Streifenvorhängen nur auf -16 °C. Die Kälteanlage benötigte 12 Minuten um die Ausgangstemperatur ohne Streifenvorhang wiederherzustellen, mit Vorhang nur mehr 3 Minuten. Dies würde einer Einsparung von 75 % entsprechen. (Carbon Trust, CTL 137, Seite 2)

7.4 Dämmung der Hülle

Diese Maßnahme rechnet sich für den Bestand nur in Ausnahmefällen.

Tabelle 21: Anzustrebende Dämmstärken mit Wärmeleitgruppe 025 (z. B. Polyurethan) beziehungsweise eine gleichwertige Vakuumdämmung, Empfehlung Wärmedämmung Kühlhäuser

Kühlung	Empfohlene U-Werte	Dämmdicke
Normalkühlung (Frischelager) 0-8 °C	0,30 W/m²K	Wand/Decke:100 mm PU-Paneele (VDI 2055:2006: 100 mm, Kapferer, et alii: 160 mm) Dach: 120 mm Polystyrol
Tiefkühlung	0,14 W/m²K	Wand: 170 mm PU-Paneele (VDI 2055:2006: 120 mm, Kapferer, et alii: 200 mm) Dach: 240 mm Polystyrol-Dämmplatten

Quelle: VDMA 24247-3 Seite 7; Kapferer et alii, 2011

Hinweis: Im Rahmen der Umsetzung der RL 2009/125/EG werden Mindeststandards für Kühlräume festgelegt. Dabei werden neben den maximalen U-Werten Angaben zu Wärmebrücken gemacht. In der ÖNORM EN 16855-1 und 16855-2 werden Prüf- oder Berechnungsverfahren zur Bewertung des Wärmedämmverhaltens von maßgefertigten begehbaren Kühlräumen festgelegt.

Tabelle 22: U Werte von PUR-Paneelen in Abhängigkeit der Dämmstärke

PUR Paneele, Stärke (mm)	**U-Wert (W/m²K):**
60	0,39
70	0,33
80	0,30
100	0,24
120	0,20
140	0,17
150	0,16
200	0,13

Die Maßnahmenbewertung erfolgt gemäß Kühllastberechung.

Weitere Maßnahmen

- Regelmäßige thermografische Untersuchung zur Identifizierung und Beseitigung von Kältebrücken
- Durchdringungen durch Kabelkanäle, Lüftungskanäle vermeiden
- Ausschluss von Leckstellen an der Dampfsperre
- Vermeidung von Wärmequellen im Außenbereich: Die Kälteleistung erhöht sich bei einer Umgebungs-Temperaturerhöhung von 1 K um circa 1,5 % bei TK-Zellen und bis zu 3 % bei Pluskühlung. (Kapferer et alii 2011, Seite 87);
- Verwendung heller, reflektierender Oberflächen im Außenbereich zur Reduktion der Absorption

7.5 Wärmeeintrag durch Personen reduzieren

Eine Optimierung kann durch kürzeren Aufenthalt der Personen im Kühlraum geschehen, eventuell durch eine Verbesserung des Layouts, korrekte Beschriftungen und so weiter (siehe auch Angaben zu Kühllogistik im Bereich Wareneinbringung). Die Einsparung errechnet sich aufgrund der geringeren Kühllast wie im Kapitel 6 beschrieben.

7.6 Wärmeeintrag durch Beleuchtung reduzieren

Erforderliche Informationen

- Erhebung der derzeit installierten Leistung für Beleuchtung (Anzahl, Leistung inklusive EVG, falls vorhanden: Art der Abluftleuchten, das heißt Leuchten mit Absaugung).
- Einschätzung der Möglichkeiten zu Optimierung (Beleuchtungszeiten, Zustand Reflektoren, Anpassung der Beleuchtungsstärke, Art der Beleuchtung)

Maßnahmen

- In Tiefkühlräumen eingesetzte Glühlampen können durch LEDs (mit E 27 Sockel) ersetzt werden.
- Weiters sollten Vorschaltgeräte außerhalb des Kühlraums installiert werden (bei Kühlmöbel auch die Lampen)
- Die Beleuchtungsstärke dem tatsächlichen Bedarf anpassen
- Einschaltzeiten reduzieren, Bewegungsmelder einsetzen (Türkontakte, Präsenzmelder)
- Einsatz von Reflektoren
- T8 Lampen weisen bei tiefen Temperaturen eine sehr schlechte Lichtausbeute auf

Maßnahmenbewertung

In Kühlräumen und -hallen geht die elektrische Leistung von Lampen zu 100 % in die Kühllast ein. Die Kühllast verringert sich daher entsprechend der neu installierten Beleuchtungsleistung Mal der eventuell reduzierten Einschaltzeiten. Bei der Berechnung der Gesamtenergieeinsparung ist zusätzlich zur geringeren Kühllast der verringerte Stromverbrauch der Lampe selbst hinzuzuziehen.

Formel 24: Einsparung in [kWh] pro Jahr

$$Einsparung = (P_{BAlt} \cdot t_{BAlt} - P_{BNeu} \cdot t_{BNeu}) \cdot (1 + \frac{1}{COP}) \cdot d$$

t_{BAlt} , t_{BNeu}	Einschaltzeit der Lampe pro Tag in [h] (vor und nach Umsetzung der Maßnahme)
P_{BAlt} , P_{BNeu}	Leistung der Lampen [kW] (vor und nach Umsetzung der Maßnahme)
d	Betriebszeit der Anlage in Tagen (nicht Laufzeit der Kälteanlage, die einmal eingebrachte Wärme muss abgeführt werden)

7.7 Wärmeeintrag durch Maschinen reduzieren

Effizienzmaßnahmen bei Maschinen umfassen insbesondere das Ausschalten, falls nicht benötigt und das regeln, falls möglich. Manche Maschinen laufen über mehrere Stunden am Tag (z. B. in der Früh) auf Stand-by. Ähnlich kann es bei Parallelbetrieb mehrerer Maschinen je nach Auslastung vorkommen, dass Maschinen (manchmal ganztags) im Stand-By betrieben werden. Je nach Maschine kann die Wärmeabstrahlung sehr hoch sein. Diese könnten auch später oder nur bei Bedarf eingeschalten werden. Teilweise können Maschinen gedämmt, eingehaust und/oder die Wärme über Ventilatoren abgesaugt werden.

7.8 Regelung Rahmenheizungen optimieren

- Leistung der Rahmenheizung
- Dauer der Heizung

Um Kondensation rund um Türdichtungen (insbesondere bei Tiefkühlanwendungen) zu vermeiden, ist eine Rahmenheizung installiert. Diese läuft normalerweise rund um die Uhr (also 8.760 h). Durch Messung des Taupunkts und der Luftfeuchtigkeit kann diese Heizung an die tatsächlichen Anforderungen angepasst werden. Die Einsparungen liegen bei circa 3 % für Normalkühlung beziehungsweise 6 % für Tiefkühlung. Zur Abschätzung wird angenommen, dass die Hälfte der Wärmeleistung der Rahmenheizung in den Kühlraum eingebracht wird und sich die Wärmeleistung durch die Steuerung um rund 30 % reduziert (Navigant Consulting 2009, Seite 122 folgende). In den USA werden diese

Rahmenheizungen bereits ebenfalls mit Heißgas aus dem Kühlkreislauf betrieben, in Europa ist dies noch nicht der Fall.

Formel 25: Einsparung über Rahmenheizung

$$Energieeinsparung = P_{Rahmenheizung} \cdot t \cdot Lastreduktion \cdot (1 + \frac{1}{2 \cdot COP}) \cdot d$$

$P_{Rahmenheizung}$	Leistung der Rahmenheizung
t	tägliche Laufzeit der Rahmenheizung in [h], Annahme 24 h
Lastreduktion	Annahme 30 %, (Navigant Consulting 2009, Seite 133)
d	Betriebszeit in Tagen (Nicht Laufzeit des Kompressors!) Kosten: ca. 500 EUR (13-40 m³ Räume)

Weitere Beispiele

Ähnlicher Wärmeeintrag erfolgt durch Begleitheizungen von Stützen, durch Tauwasserleitungen, durch Bodenheizung vor Türen oder Unterfrierschutzheizung unter der Bodenplatte. Optimierungsmaßnahmen (vorwiegend für Neu- und Umbau) sind die Nutzung der Abwärme oder Heißgas aus der Kälteanlage oder die Unterlüftung des Kühlhausbodens, oder der Einsatz verstärkter Bodenplatten (über 40 cm). Die Maßnahmenbewertung erfolgt laut 7.9.2 über die Einsparung durch reduzierten Strombedarf.

Steuerung der Abtauheizung optimieren

Diese Maßnahme ist bei Tief- und Normalkühlung bis max. circa 3 °C relevant. Bei Kühlräumen über 3 °C kann eine Umluftabtauung eingesetzt werden, das heißt der Lüfter läuft bei ausgeschalteter Kühlung nach. Durch bedarfsgerechte Abtauung der Verdampfer kann zwischen 2-3 % Energiegespart werden, im Ausnahmefall bis zu 10 %.

Erforderliche Informationen

- Leistung der elektrischen Abtauheizung
- Dauer der Abtauung (z. B. 15-60 Minuten)
- Anzahl der Abtauungen pro Tag
- Abtauart

7.8.1 Optimierung der Abtauung

Optimierung der Abtausteuerung

Gegenüber zeitgesteuerter Abtauung kann durch bedarfsgerechte Abtauung (dafür sind unterschiedliche Technologien verfügbar) eine Einsparung von circa 2-3 % (EC 2011b, Seite 40) des Gesamtenergiebedarfs (pro z. B. Kühlzelle) erzielt werden. (Kapferer et alii 2011, Seite 100: 5 %, Annahme Ausfall eines Abtauzyklus pro Tag). Dazu sind Fühler (richtig) zu platzieren, neue Kühlstellenregler oder eine intelligente Abtausteuerung zu installieren oder sind die Abtauzeiten anzupassen.

Formel 26: Optimierung der Abtausteuerung

$$Energieeinsparung = (P_{Abtauung} \cdot t_{AbtauzeitAlt} - P_{AbtauungNeu} \cdot t_{AbtauzeiNeu}) \cdot (1 + \frac{1}{COP}) \cdot d$$

$P_{Abtauung}$ Abtauleistung [kW] vor und nach der Optimierung

t tägliche Laufzeit in Stunden vor, nach Optimierung [h]

d Betriebszeit in Tagen (Nicht Laufzeit des Kompressors!)

Vereinfachte Berechnung über die Annahme, dass die Abtauleistung für die Hälfte des Jahres halbiert werden kann (das heißt der gesamte Wärmeeintrag über das Jahr um circa 25 % reduziert wird).

Formel 27: Halbierung der Abtauleistung für die Hälfte des Jahres

$$Energieeinsparung = (P_{Abtauung} \cdot t_{AbtauzeitAlt}) \cdot 0{,}25 \cdot (1 + \frac{1}{COP}) \cdot d$$

Kosten: ca. 100 EUR (für Kühlräume mit 1 Tür) (EC 2011b S40, Verweis auf Navigant Consulting 2009)

Laufzeit Abtauung: Tiefkühler 400 h/a, Normalkühlung 200 h/a (Kapferer et alii, 2011, Seite 116)

Leistung Abtauung: Tiefkühler bis 2.000 W (2 kW), 560 W (für Kühlraum mit 1 m³), 1.460W (für Kühlraum mit 16 m³) (Kapferer et alii 2011, Seite 106)

Falls der Verdampfer vereist ist, wird zu wenig abgetaut. Zunächst ist die Wärmeübertragung des Verdampfers zu prüfen (siehe Maßnahme Verdampfungstemperatur) oder es ist zu viel Luftfeuchtigkeit im Raum, dann wäre der Eintrag der Luftfeuchtigkeit zu verringern.

Verringerung des Wärmeeintrags durch Abtauung

Während des Abtauens sollte der Verdampfer verschließen, um einen Abtauwärmeeintrag in den Kühlraum zu vermeiden. Optimal erfolgt dies mit sog. Abtauklappen auf der Ansaugseite des Verdampfers. Fehlende Klappen können ersetzt oder nachgerüstet, nicht schließende Klappen repariert werden. Textilschläuche (sogenannte Shut-Ups) verursachen erhöhte Druckverluste und reduzieren damit den Luftvolumenstrom und sind daher nicht zu empfehlen. (Sie reduzieren zwar die Abtauenergie um 30-50 %, der geringere Volumenstrom führt aber zu höherer Kompressorlaufzeit, insgesamt sparen sie daher wenig ein). (Summer, F., 2007)

7.8.2 Heißgasabtauung

Durch Heißgasabtauung kann gegenüber elektrischer Abtauung eine Einsparung von circa 4 % erzielt werden. Hier wird Heißgas von der Druckleitung oder Kaltgas vom Sammler verwendet. Für die Abtauheizung können aber auch z. B. Glykolkreisläufe, die über

Abwärme aus anderen Prozessen (z. B. Backprozesse und so weiter) erwärmt werden, genutzt werden.

Die Energieeinsparung entsteht durch den verringerten Stromverbrauch für die elektrische Abtauung.

Formel 28: Einsparung bei Heißgasabtauung

$$Energieeinsparung = P_{Abtauung} \cdot t_{Abtauzeit} \cdot d$$

$P_{Abtauung}$	Abtauleistung vor der Optimierung [kW]
$t_{Abtauzeit}$	Tägliche Abtauzeit vor der Optimierung [h/d]
d	Betriebszeit in Tagen (Nicht Laufzeit des Kompressors!)

8 Anhebung der Verdampfungs-temperatur

Der Verdampfungsdruck ergibt sich aus dem Anlagenzusammenspiel zwischen Verdichter und Verdampfer. Die Temperaturdifferenz am Verdampfer ist über Fläche und k-Wert, beziehungsweise Ventilatoren und deren Steuerung und Art des Expansionsventils vorgegeben.

8.1 Schritt 1: Überprüfung der Verdampfungstemperatur

Zunächst ist zu prüfen, ob die Verdampfungstemperaturen so hoch wie möglich für unterschiedliche Anwendungen eingestellt sind. (siehe Tabelle in Kapitel 2.1., 7.2)

Hier ist anzumerken, dass jene Anwendung mit der tiefsten Temperatur die Verdampfungstemperatur vorgibt. Im Optimalfall sollten unterschiedliche Temperaturniveaus über unterschiedliche Kältekreisläufe bereitgestellt werden.

8.2 Schritt 2: Bestimmung Auslegungsbedingungen (T-Differenzen am Verdampfer)

Es sind die Auslegungsbedingungen für die Temperaturdifferenzen zu prüfen:

- Beim Verdampfer wird die Verdampfungstemperatur (des Kältemittels) am Austritt des Verdampfers angegeben.
- Für die Raum- beziehungsweise Prozesstemperatur wird die Temperatur (der Luft oder des zu kühlenden Mediums) am Eintritt in den Verdampfer benötigt. Sonst die Temperatur nach dem Verdampfer.

Diese Temperaturdifferenz soll in weiterer Folge dem Ist-Zustand gegenübergestellt werden.

Tabelle 23: Mögliche Temperaturdifferenzen bei Verdampfern - Luftkühler

Temperaturdifferenzen	Optimierbar	Mangelhaft
Lamellen-Wärmeübertrager, trockene Arbeitsweise	TEV: 6 K möglich EEV: 4 K möglich	TEV: größer 10 K EEV: größer 7 K-10 K
Lamellen-Wärmeübertrager, überflutete Arbeitsweise	2K möglich	größer 8 K

Delta T = T Luft am Eintritt in den Verdampfer – T

Tabelle 24: Mögliche Temperaturdifferenzen bei Verdampfern – Flüssigkeitskühler

Temperaturdifferenzen	Optimierbar	Mangelhaft
Platten-Wärmetauscher	2-6 K	größer 6 K
Rohrbündel-Wärmetauscher	3-5 K	größer 5 K*

Delta T = T Kälteträger (Austritt Verdampfer) –T; * Ersatz prüfen

Quelle: Kampagne effiziente Kälte 2011, Experten Gespräche

8.3 Schritt 3: Maßnahmen prüfen

Folgende Maßnahmen beeinflussen die Effizienz des Wärmeübertragers im Verdampfer:

- Verdampfungstemperatur zu tief aufgrund ungünstiger Luftzirkulation im Raum (Stapelung der Güter, Schimmelbildung im Kühlraum)
- Offensichtlich verschmutzter Wärmetauscher
- Verbogene Lamellen, diese mit Kamm neu ausrichten (Luftführung im Wärmetauscher soll ungehindert erfolgen)
- Vereiste Wärmetauscher deuten auf Einsparpotenzial hin
- Ventilatoren in schlechtem Zustand (Rotorblätter), Ventilator außer Betrieb
- Zu hohe Überhitzung, diese korrekt einstellen (am EEV oder TEV)
- Einsatz eines EEV (siehe unten Kapitel 8.5)

Einen weiteren entscheidenden Einfluss auf den Saugdruck hat der Druckverlust in der Saugleitung. Dieser ist im Wesentlichen vom Querschnitt der Saugleitung abhängig.

Grenzen zur Anhebung des Sauggasdruckes

Höherer Saugdruck erhöht die Geschwindigkeit des Kältemittels im Ölabscheider von Schraubenkompressoren. Es ist zu prüfen, ob die Abscheidung dann noch ausreichend ist.

Eine Erhöhung des Saugdrucks erhöht die Effizienz des Kältekompressors (dazu wird die Maßnahme auch umgesetzt). Die damit steigende Kühlleistung führt (ohne Regelung) zu höherer Leistungsaufnahme des Kompressormotors. Gegebenenfalls sind Spannungsbegrenzer einzusetzen beziehungsweise die Motorleistung zu prüfen.

Einfluss Energieverbrauch der Lüfter

Eine Erhöhung des Saugdrucks führt zu einer erhöhten Effizienz des Kältekompressors. In manchen Fällen kann die Regelung von (großen) Ventilatoren über Frequenzumrichter mehr zur Energieeinsparung beitragen.

Maßnahmen zur Senkung der Kühllast können zur Erhöhung der Verdampfungstemperatur beitragen (z. B. Abtauungsteuerung und -klappen, Steuerung Verdampferventilatoren).

8.4 Maßnahmenbewertung

Bei konstanter Verflüssigungstemperatur kann man eine Leistungszahlsteigerung von bis zu 3 % pro Kelvin erreichen.

Formel 29: Maximale Energieeinsparung

$$EE_{max} = EV_{vorher} \cdot (3\% \cdot \Delta T_{Erhöhung_to})$$

EE_{max}	Maximale Energieeinsparung
EV_{vorher}	Energieverbrauch vor der Umsetzung der Maßnahme
$\Delta T_{Erhöhung_to}$	Durch die Maßnahme kann die Verdampfungstemperatur um x Kelvin erhöht werden

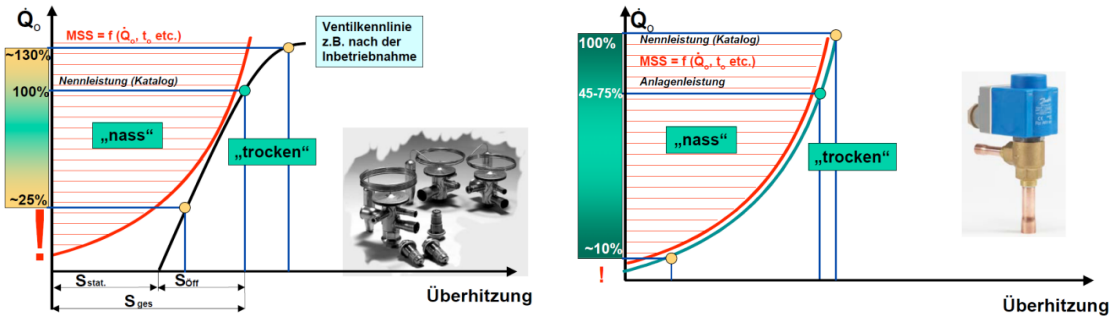
8.5 Verringerung der Überhitzung durch Einsatz eines Elektronischen Expansionsventils

Zum Schutz des Verdichters darf kein flüssiges Kältemittel in den Verdichter gelangen, daher wird das Kältemittel im Verdampfer normalerweise um einige Kelvin überhitzt.

Die Arbeitsüberhitzung am Ende des Verdampfers liegt in der Regel zwischen 6 und 10 K, was auch für die Funktion des thermostatischen Expansionsventils erforderlich ist. Bei elektronischen Expansionsventilen (EEV) kann die notwendige Überhitzung gesenkt werden.

Die Überhitzung ist bei einem thermostatischen Expansionsventil auf Nennlast ausgelegt. Im Teillastbereich ist die Überhitzung eventuell nicht mehr optimal. Durch den Einbau eines elektronischen Expansionsventils kann der Bereich, in dem die Anlage mit einer geringen Überhitzung betrieben wird, vergrößert werden (vergleiche Grafiken).

Abbildung 4: Ventilkennlinien von thermodynamischen und elektronischen Expansionsventilen



Quelle: Info Tour 2003, Seite 29 folgende

EEV Einsparung beeinflusst den Energieverbrauch auf folgende Weise

- Das EEV regelt die Überhitzung exakt (insbesondere im Teillastfall relevant), die Verdampfungstemperatur (beziehungsweise der Saugdruck) kann höher eingestellt werden.t

- Der Verflüssigungsdruck am Verdichter kann bei Einsatz eines EEV geringer eingestellt werden (aufgrund des geringeren notwendigen Differenzdrucks), außerdem kann dieser bei Außentemperatur geführten Anlagen gleitend eingestellt werden.

Der Einsatz eines EEV eignet sich insbesondere für folgende Anlagen

- Anlagen für variable Lasten (Chemieanlagen, deren Kühllast mit dem Prozess variiert)
- Anlagen mit variablen Betriebspunkten (Temperaturen)
- Anlagen in denen beides variabel ist

NICHT notwendig sind EEV für überflutete Systeme oder Systeme, die über HD-Schwimmerventil geregelt werden.

Die Installation eines EEV kostet circa 1.200 EUR. (der Preis ist abhängig von Größe und Regler!)

9 Senkung des Verflüssigungs-temperatur

Falls die tatsächliche Verflüssigungstemperatur über der erforderlichen liegt, wird mit einem Einsparungspotential von bis zu 3 % pro Grad Kelvin, um das die Verflüssigungstemperatur gesenkt werden kann, gerechnet. In einigen Fällen kann so eine Einsparung von bis zu 20 % ermittelt werden.

Die Außentemperatur (Lufteintrittstemperatur am Verflüssiger) beziehungsweise Kühlmediumtemperatur hat entscheidenden Einfluss auf die theoretisch mögliche Verflüssigungstemperatur:

Je nach Einsatz von Wärmetauscher (Größe und k-Werte) ergibt sich die minimale Differenz zwischen Außen- und Verflüssigungstemperatur. Grundsätzlich erfordern kleine Flächen und niedrige Wärmeübergangskoeffizienten des Verflüssigers hohe Temperaturdifferenzen, das heißt einen hohen Verdichterenddruck und damit einen hohen Energieaufwand.

Formel 30: Berechnung Verflüssigungsleistung

$$Q_c = A \cdot k \cdot \Delta T$$

Q_c Verflüssigungsleistung in [W]!

A Wärmetauscherfläche [m²]

k k-Wert [W/m²K]

ΔT Temperaturdifferenz [K]

9.1 Schritt 1: Bestimmung der Mindesttemperaturdifferenz am Verflüssiger

Erhebung der Auslegungsbedingungen

Durch Erhebung der Auslegungsverflüssigungstemperatur (also Verflüssigungstemperatur bei maximaler Außentemperatur, meist 35 °C für trockene Verflüssiger, siehe unten) kann die Auslegungs-Temperaturdifferenz bestimmt werden.

Formel 31: Erhebung der Auslegungsbedingungen

$$\Delta T = \frac{(t_c - t_{U,Ein}) - (t_c - t_{U,Aus})}{2}$$

t_c	Verflüssigungstemperatur
$t_{U,Ein}$, $t_{U,Aus}$	Eintritt Rückkühlmedium (Luft, Wasser) in Verflüssiger und Austritt Rückkühlmedium aus Verflüssiger

Beim Verflüssiger wird die Verflüssigungstemperatur als Nennwert am Eintritt des Verflüssigers angegeben.

Diese Differenz kann vereinfacht für alle Außentemperaturen beziehungsweise Lastzustände angenommen werden. (z. B. Verflüssigungstemperatur 45 °C für 32 °C Trocken-Außentemperatur, Delta T = 13 °K; dann gilt für 22 °C Trocken-Außentemperatur eine Verflüssigungstemperatur von 35 °C).

Abschätzung über Richtwerte

Falls die Auslegungstemperaturen nicht vorhanden sind, können folgende Temperaturdifferenzen angenommen werden:

Tabelle 25: Temperaturdifferenzen von verschiedenen Verflüssigern

Art des Verflüssigers	Temperaturdifferenz
Luftgekühlte Verflüssiger	10-12 K über trockenen Außentemperatur
Verdunstungsverflüssiger	10 K über Feuchtkugeltemperatur (falls möglich max. 32 °C Verflüssigungstemperatur)
Luftgekühlte Kühlaggregate mit angebautem Verflüssiger (units)	15-20 K über trockener Außentemperatur (bis zu 12 K möglich!)
Kühlwassergekühlter Verflüssiger	2-5 K

Quelle: Food & Drink Industry Refrigeration Efficiency Initiative, Guide 5, Seite 14

9.2 Schritt 2: Vergleich der Mindesttemperaturdifferenz

1) Messung der aktuellen Verflüssigungstemperatur beziehungsweise Bestimmung der Temperatur aus der Dampftabelle über den Sättigungsdampfdruck (je nach Kältemittel). Der Druck kann überall zwischen Verdichterausgang und Expansionsventil gemessen werden.

2) Messung der Umgebungstemperatur (Feuchtkugeltemperatur bei Verdunstungskühlern) beziehungsweise der Temperaturen am Verflüssigerein- und -ausgang

3) Falls die Temperaturdifferenz (oder die zu erwartenden Verflüssigungstemperatur) höher als in Schritt 1 festgestellt oder in Tabelle unten (Achtung: Hier ist die Temperaturdifferenz etwas unterschiedlich definiert) angegeben, läuft das System ineffizient.

Tabelle 26: Empfohlene Temperaturdifferenzen am Verflüssiger luftgekühlt

Temperaturdifferenzen	Empfohlen	Optimierbar	Mangelhaft
Lamellen-Wärmeübertrager	10 K	10-13 K	Größer 13 K

Hier zwischen Austritt Verflüssiger und Verflüssigungstemperatur!!

Tabelle 27: Empfohlene Temperaturdifferenzen am Verflüssiger mit Wärmeträger

Temperaturdifferenzen	Empfohlen	Optimierbar	Mangelhaft
Platten-Wärmetauscher*	2-3 K	3-6 K	größer 5 K
Rohrbündel-Wärmetauscher**	3-5 K	5 K	größer 6 K

Hier zwischen Austritt Verflüssiger und Verflüssigungstemperatur!! / *, ** Ergänzung aus Expertengesprächen Danfoss, Cofely

Quelle: Kampagne effiziente Kälte, 2011

9.3 Schritt 3: Prüfung der Ursache für erhöhte Verflüssigungstemperatur

Zu hohe minimale Verflüssigungstemperatur

Bei fix eingestellter minimaler Verflüssigungstemperatur (40-45 °C) sollte die Regelung der Verflüssigungstemperatur geprüft werden. Als Zielwert für die minimale Verflüssigungstemperatur kann z. B. 20-25 °C (anstatt 40 °C) eingestellt werden. Dies ist abhängig von der Größe (Leistung) des Verflüssigers und der Einsatzzeit der Anlage. (Die Durchschnittstemperatur in Österreich liegt bei circa 10 °C Trocken-Außentemperatur). Zu beachten ist die Mindest-Verflüssigungstemperatur der Anlage, die sich meist aus der Art und Dimensionierung des Expansionsventils ergibt (Ausnahmen siehe im Kasten weiter unten)!

Regelung der Verflüssigungstemperatur

Falls das Kältesystem mit einer gleitenden Verflüssigungstemperatur geführt wird, wird diese ab einer gewissen Temperatur trotz weiter sinkender Außentemperatur nicht weiter gesenkt. Meist kann aber bei geringerer erforderlicher Leistung die (minimale) Verflüssigungstemperatur weiter abgesenkt werden.

Bei Senkung der Verflüssigungstemperatur zu beachten (Cascade Energy Engineering, 2004)

Für Ammoniak-Kälteanlagen sollte der Mindestkondensationsdruck bei circa 5-6 bar (Sättigungsdampfdruck) oder bei 7-10 °C (Verflüssigungstemperatur) als Zielwert liegen.

Thermostatische Expansionsventile benötigen einen höheren Differenzdruck als elektronische Expansionsventile. (6 bar versus 4 bar). Meist stellt diese Begrenzung aber kein Hindernis zur Senkung der Verflüssigungstemperatur dar beziehungsweise kann das Ventil getauscht werden.

Manche **ölgeschmierten Schraubenkompressoren** benötigen für ihr Ölsystem gewisse Mindestdrücke, diese sind zu erheben. Bei Ölkühlsystemen kann dieser Wert bei 8 bis 8,5 bar liegen. Gegenmaßnahmen: externe Kühlung (Thermosiphon-Kühlung, erhöht die Effizienz der Anlage auch um 3 bis 10 %), Installation einer Druckerhöhungspumpe, Einsatz eines elektronischen Expansionsventils.

Abtausysteme über Heißgas und ähnliche benötigen höhere Drücke, wenn das System abtaut. Entweder kann die Einstellung der Regelung der Abtauheizschlange auf z. B. 4,5 bar (Ammoniak) gesenkt und die damit verbundene etwas längere Abtauzeit (aufgrund des geringeren Durchflusses bei niedrigerem Druck) akzeptiert werden. Alternativ kann eine Regelung in der Druckleitung eines Kompressors im Bedarfsfall diesen höheren Druck bereitstellen. Ähnliches gilt für Kältesysteme, in denen das Heißgas als Heizsystem verwendet wird.

Unterfrierschutzheizungen über Glykol (aufgewärmt über Enthitzer oder eigenen Verflüssiger) benötigen ebenfalls Mindestdrücke (bis circa 8 bar). Zur Behebung dieser Grenze können Maßnahmen wie unter Abtausysteme angeführt gesetzt werden.

Zu geringe Temperaturen können dazu führen, dass Kältemittel noch in der Flüssigkeitsleitung verdampft, wenn die **Leitung durch wärmere Räume** geführt wird. Daher sollte die Verflüssigungstemperatur nicht unter diese Temperatur eingestellt werden. (z. B. bei 20 °C: 7,5 bar für Ammoniak, 10 bar für R 404A).

Ölabscheider an Schraubenkompressoren sind für bestimmte (langsame) Geschwindigkeiten zur Abscheidung des Öls ausgelegt. Bei geringen Drücken (5,5 bis 6,8 bar für Ammoniakkälteanlagen) kann es sein, dass diese überschritten werden. In den meisten Fällen funktioniert die Abscheidung aber ausreichend.

In **überfluteten Ammoniak-Systemen** können zu geringe Drücke dazu führen, dass die Verbraucher unterversorgt werden. Zur Behebung dieses (seltenen) Problems sind Druckerhöhungspumpen in dieser Leitung vorzusehen.

Wärmetauscher zu klein ausgelegt

Früher wurden die Wärmetauscher auf folgende Temperaturen ausgelegt:

Tabelle 28: Auslegungsdaten für luftgekühlte Verflüssiger

Anlagen	Sommerspitzentemperatur	Kondensationstemperatur	Delta T
Altanlagen	32 °C (30 °C)	45 °C	K 13 (K 15)
Neuanlagen	35 °C	45 °C	K 10
Optimal	35 °C	43 °C	K 8

Quelle: Expertengespräche, 2012

Grundsätzlich führt die zu kleine Wärmetauscherfläche (beziehungsweise die damit verbundenen, notwendigen höheren Temperaturdifferenzen) von Altanlagen zu Problemen aufgrund der zu niedrigen Kälteleistung. Dies wird manchmal im nach hinein durch Besprühen gelöst, was zur Verkalkung, Korrosion und langfristig einer noch geringeren Leistung des Verflüssigers führen kann. Ein Tausch eines Verflüssigers beziehungsweise die Installation eines zusätzlichen Wärmetauschers ist allerdings mit umfangreichen Kosten verbunden (Kältemittel entleeren, vom Dach herunterheben, Kosten der Geräte und so weiter).

Wärmetauscher verschmutzt oder korrodiert, Lüfter außer Betrieb

Falls der Wärmetauscher verschmutzt ist oder auch bei Volllast Lüfter nicht oder nicht mit voller Drehzahl laufen, ist die Wärmeübertragung (k-Wert) beeinträchtigt.

Korrodierte Wärmetauscher sind zu ersetzen, Lüfter in Stand zu setzen, Wärmetauscher zu reinigen.

Temperaturdifferenz des Rückkühlmediums zu hoch

Ein Anzeichen für nicht funktionierende Pumpen oder Lüfter ist eine hohe Differenz zwischen Eingangs- und Ausgangstemperatur des Rückkühlmediums am Verflüssiger. Empfohlene Temperaturdifferenzen sind 4-8 K Spreizung.

Aufstellungsort ungünstig, Gehäuse mit ungünstiger Luftführung

Aufgrund eines ungünstigen Aufstellungsortes (zu nahe an einer Wand, mehrere Verflüssiger hintereinander) ist die Temperatur des in den Verflüssiger eintretenden Luftstroms höher als die Außentemperatur. Auch schlechte Einhausung der Verflüssiger kann dazu führen, dass warme Luft zurück zur Ansaugung gelangt (Kurzschlüsse). Dies kann durch Temperaturmessungen am Verflüssigereingang bestimmt werden.

Einschluss von nicht kondensierbaren Gasen

Besonders in Ammoniak-Kälteanlagen für Tiefkühlung von Lebensmitteln, in denen der Kältemitteldruck unter Umgebungsdruck liegt (Verdampfungstemperatur < -33 °C), tritt leicht Luft oder Stickstoff in das Kältesystem ein. Diese Gase reichern sich im Wärmeaustauscher an und erhöhen unnötig den Druck im System beziehungsweise können sie auch während der Installation eingetragen worden sein. Falls sämtliche andere Punkte überprüft worden sind, liegt sehr wahrscheinlich dieser Fall vor und das System muss entleert und evakuiert werden.

Eine Möglichkeit dies auch festzustellen ist, den Verflüssiger auf Umgebungstemperatur abzukühlen. Falls dann der Druck und die damit verbundene Sättigungstemperatur um einige Grad höher als die Umgebungstemperatur ist, muss der Wärmetauscher entlüftet werden.

9.4 Schritt 4: Einsparungsbewertung

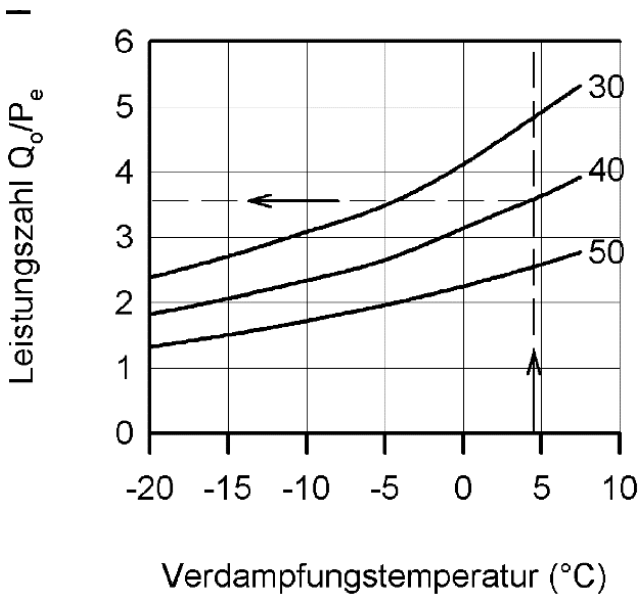
Tabelle 29: Mittlere prozentuale Verbesserung des COP bei Absenkung der Verflüssigungstemperatur um 1 K von verschiedenen Kältemittelkreisläufen

Kältemittel	Kondensations-temperaturen	tc=45 °C COP	tc=35 °C COP	tc=35 °C % Steigerung/K	tc=25 °C COP	tc=25 °C % Steigerung/K
R 134 a	to=0 °C	3,4	4,7	3,3 %	6,9	3,9 %
R 134 a	to=-10 °C	2,6	3,4	2,7 %	4,6	3,1 %
R 404A	to=-10 °C	2,2	3,1	3,1 %	4,3	3,6 %
R 404A	to=-40 °C	1,0	1,4	3,4 %	1,8	2,6 %
R 717 (NH3)	to=-10 °C	2,7	3,4	2,3 %	4,5	3,1 %

Quelle: Roth, 2007, Seite 2

Entropischer Verdichterwirkungsgrad: 0,7; Überhitzung 10 K (to = 0 °C, 10 °C) beziehungsweise 20 K (to = -40 °C), Unterkühlung 3 K

Abbildung 5: Betriebsverhalten von Kaltdampf-Hubkolbenkompressoren je nach Kältemittel



Quelle: Schramek 2011, 2081

9.4.1 Statische Bewertung

Die Einsparung ergibt sich aus der reduzierten Temperaturdifferenz. (1 K circa 1-2 %, bis zu 3 %) bei statischer Berechnung. Diese Bewertung eignet sich für alle oben genannten Maßnahmen in denen die Temperaturspreizung konstant ungünstig war.

Formel 32: Maximale Energieeinsparung

$$EES_{max} = EK_{vorher} \cdot (3\% \cdot \Delta T_{Erh_bzw._Red})$$

EES_{max} Maximale Energieeinsparung (in der Realität für Energieeinsparung eher circa 2 %)

EK_{vorher} Energiekosten vor der Umsetzung der Maßnahme

9.4.2 Dynamische Bewertung

Für die Maßnahme Anpassung der Verflüssigungstemperatur muss/kann eine andere Abschätzung erfolgen:

Dazu werden wie bei Erstellung des Lastprofils dargestellt der COP im Ist-Zustand für die unterschiedlichen Temperaturbereiche erhoben (mit den tatsächlich eingestellten Verflüssigungstemperaturen, beziehungsweise ungeregelt).

In weiterer Folge sind jene Temperaturbereiche (und Jahresstunden) zu erheben, bei denen die neue Regeleinstellung/neue Regelung gegenüber dem Ist-Stand die Verflüssigungstemperaturen reduziert und damit den COP um 2-3 % pro K erhöht. Damit kann über die im Kapitel Energieverbrauchserhebung (Kapitel 4) angegebene Tabelle der Einfluss einer Senkung beziehungsweise Anpassung der Verflüssigungstemperatur abgeschätzt werden.

Formel 33: COP bei neuer Verflüssigungstemperatur

$$COP_{neu} = \frac{T_o}{T_{c_neu} - T_o} * 0{,}5$$

COP_{neu} COP bei neuer (gleitender) Verflüssigungstemperatur

T_o Verdampfungstemperatur in [K]

T_{c_neu} Verflüssigungstemperatur Neu (mit neuer Regelung) in [K]

Tabelle 30: Berechnung des neuen COP aufgrund weiter abgesenkten Verflüssigungstemperatur und Einsparung in kW

Stunden	**T amb (Außenluft)**	**tc alt**	**COP Alt**	**tc neu**	**COP Neu**	**Einsparung [kWhel]**
176	> 32 °C	45 °C	3,04	= Tc alt	= COP Alt	0
72	26 °C < T < 32 °C	45 °C	3,04	= Tc alt	= COP Alt	0
92	24 °C < T < 26 °C	45 °C	3,04	40 °C	3,41	169
3.457	< 20 °C	45 °C	3,04	35 °C	3,90	6.328

Annahmen: Betriebsstunden: 16h/d und 5d/w. Konstante Kühllast (100 kW) und konstante Verdampfungstemperatur (0 °C).

10 Verdichterregelung optimieren

Folgende Punkte weisen auf Einsparpotenzial hin

- Ein großer Verdichter versorgt mehrere kleinere Verbraucher
- Schraubenverdichter wird mit Heißgas-Bypass geregelt
- Verdichter taktet häufiger als 6 Mal pro Stunde

Tabelle 31: Maximale Schalthäufigkeit und Minimale Motorlaufzeit

Kompressorarten	**Maximale Stopps pro Stunde**	**Minimale Laufzeit**
Kolbenkompressor bis 5,5 kW	Empfohlen: 10 Zulässig: 20	2 Minuten
Kolbenkompressor bis 15 kW	Empfohlen: 6 Zulässig: 12	3 Minuten
Kolbenkompressor über 15 kW	Empfohlen: 6 Zulässig: 12	5 Minuten
Schraubenkompressor	Zulässig: 6	5 Minuten

Quelle: Hendriks, 2002

Der Auslegungspunkt einer Anlage ist meist die maximale Last (Kühllast), die nur wenige Stunden (unter 5 % des Jahres, meist circa 1 %) auftritt. Der am häufigsten auftretende Fall beträgt circa 50 % der Volllast. Die am häufigsten auftretende Umgebungstemperatur liegt circa 20 K unter dem Auslegungspunkt.

Weiters sind bei der Verdichterauslegung Annahmen über die Gleichzeitigkeit zu treffen: Einerseits für die maximale Last (50-85 % Gleichzeitigkeit), andererseits für die minimale Last. Hier ist nicht die geringste Einzellast heranzuziehen, da diese im Normalfall gemeinsam mit einer anderen Last auftritt und sonst an diese zu koppeln ist:

Eine einzelne kleine Last sollte nicht die gesamte Kühlanlage einschalten! Durch Umbau der Steuerung kann die Leistungsregulierung so eingestellt werden, dass der Verdichter erst bei Minimallast einschaltet.

Die wesentliche Energieeinsparung bei Verdichtern ergibt sich durch Anpassung der Verflüssigungstemperatur (gleitender Verflüssigungsdruck) an die Außentemperatur und gegebenenfalls Anpassung des Saugdrucks (Erhöhung der Verdampfungstemperatur) im Teillastbereich. Die Energieeinsparungen betragen gegenüber schlecht oder gar nicht geregelten Anlagen bis zu 20 % (bei sehr ungünstigen Kompressorkonstellationen bis zu 50 %).

10.1 Schritt 1: Derzeitige Regelungsart und Regelverhalten prüfen

Welche Regelung ist vorhanden?

Tabelle 32: Regelstrategien von Verdichtern

Verdichter Typ	**Leistungsregelung**	**Kommentar**
Alle	Saugdrossel Regelung (Extern)	Ineffiziente Regelart: z. B. bei Kolbenkompressor: 66 % Kälteleistung: 83 % aufgenommene Klemmleistung 33 % Kälteleistung: 58 % Klemmleistung
Verdichter im unteren Leistungsbereich (< 10 kW)	Ein-/Aus	Einfachste Regelung
Hubkolbenverdichter	Interner Bypass	Kostengünstig, Leistungsaufnahme reduziert sich wenig; bei 40 % Kälteleistung reduziert sich die aufgenommene Klemmleistung auf 94 %
Hubkolbenverdichter	Anheben der Saugarbeitsventile, Zylinder im Leerlauf Bei Zweizylinder nicht möglich	3 oder 4 Teillaststufen einstellbar: 6 Zylinder: 100 %, 67 %, 33 % 8 Zylinder: 100 %, 75 %, 50 %, 25 % Antriebsleistung sinkt weniger als Kälteleistung (mehr als beim internen Bypass)
Hubkolbenverdichter	Häufigste Art der Regelung: Sauggasabsperrung (Schließen der Saugventile)	Leistungsaufnahme Motor reduziert sich proportional zur Leistungsreduzierung (aufgrund Reibungsverlust der Ventile nicht ganz!)
Schraubenverdichter	Heißgas-Bypass	Interner Bypass: schlechte Effizienz
Schraubenverdichter	Regelschieberabschaltung	Stufenlos zwischen 10-100 %, bis zur Leistung von 50 % effizient, darunter fällt

Verdichter Typ	Leistungsregelung	Kommentar
		Leistungszahl stark ab (25 % wird nur zum Anfahren verwendet, sonst meist untere Grenze 50 %)
Alle	Drehzahlregelung des Antriebsmotors (Frequenz-umrichter)	Kontinuierliche Regelung zwischen 40-100 % der Kühllast, Leistungsaufnahme Motor reduziert sich proportional
Scroll	Digitalscroll	Bei konstanter Drehzahl, stufenlos einstellbare Leistung von 10–100 %.

Quelle: Food and Drink Industry Refrigeration Efficiency Initiative, Guide 5; Hendriks, 2002; Kulterer, 2007

10.2 Schritt 2: Erstellung eines Lastprofils (zur Einsparbewertung)

Siehe Energieverbrauchs-Berechnung (Kapitel 4).

10.3 Schritt 3: Mögliche Maßnahmen

Welche Regelung ist energetisch sinnvoll?

Bei einer überwiegenden Auslastung im Bereich von über 75 % sind die internen Regelarten (Zylinderabschaltung bei Kolben- beziehungsweise Schieberregelung bei Schraubenverdichtern) sinnvoll. Generell haben Schraubenverdichter ungünstigere Teillasteigenschaften im Vergleich zu Schließen der Saugventile am Kolben bei Kolbenkompressoren.

Schraubenkompressoren mit Schieberabschaltung regeln in Normalfall auf bis zu 50 %, Frequenzumrichter auf circa 40 %.

Bei Einzelkompressoranlagen im Bereich einer Auslastung von unter 75 % sollten diese Frequenzumrichter gesteuert sein.

Bei mehreren Verdichtern (Verbundanlagen) ist z. B. eine sogenannte 1:2:4 Stufung der Verdichter sinnvoll. (Das heißt Leistungsabstufung von z. B. 50, 100, 200 kW, oder 15 %, 35 %, 50 % bei 3 Verdichtern; 10 %, 20 %, 30 %, 40 % bei vier Verdichtern), damit lassen sich bei 3 Verdichtern 6 Leistungsstufen, bei vier Verdichtern 10 Leistungsstufen

einstellen. Bei solchen Anlagen sollte eine intelligente Verdichter-Parallelverbundregelung zum Einsatz kommen.

Im Idealfall wird ein Festdrehzahlkompressor für die Grundlast verwendet (bei mehreren Kompressoren), kombiniert wird dieser mit einem drehzahlgeregelten Kompressor für schwankende Lasten beziehungsweise bei weiterem Anstieg der Kühllast. Sobald ein zusätzlicher Kompressor dazu geschalten wird, fällt dieser Kompressor in der Drehzahl weit zurück, um ohne größere Druckschwankungen nachregeln zu können. Die Spitzenlastkompressoren sollten wieder Kolbenkompressoren (aufgrund des besseren Teillastverhaltens) sein.

Prüfung der Möglichkeit des Einsatzes eines Frequenzumrichters

Die energiesparendste Leistungsregelung im Bereich einer Auslastung von unter 75 % ist die Drehzahlregelung für Schrauben- und Kolbenkompressoren. Sie ist insbesondere für halbhermetische und offene Schrauben- und Kolbenverdichter und Scrollverdichter geeignet, wobei Schraubenkompressoren tauglicher für Frequenzumrichter (FU-tauglicher) sind. Klimaanwendungen sollten eigentlich immer mit Frequenzumrichter ausgerüstet sein.

Systeme, die meist oder immer im Volllast-Betrieb sind (Schockfroster, Kunsteisbahnen) beziehungsweise Systeme mit großen Speichern benötigen diese Regelung nicht.

Bei nicht geregelten Anlagen sind vor FU-Nachrüstung der Öltransport und die Auslegung von Expansions-, Rückschlags- und Regelventilen zu prüfen. Die Gas- und Flüssigkeitsgeschwindigkeiten und damit der Öltransport ändern sich, Ventile können eventuell nicht mehr funktionieren. Besonderes Augenmerk ist bei den folgenden Anlagen gegeben:

- Anlagen mit mehreren Verdampfern (prüfen, ob Ölprobleme auftreten können)
- Anlagen mit großen Höhenunterschieden (z. B. Verdichter im Keller, Verdampfer 12 m höher, oder umgekehrt: Verdichter am Dach…)
- Bei relativ großen Anlagen mit nur einem Verdampfer ist die Auslegung des Expansionsventils prüfen. Es besteht die Möglichkeit, dass falls die Leistung zu weit fällt, das Expansionsventil zu groß ist und nicht mehr regeln kann. Rückschlags- und Regelventile sind zu prüfen.

Beim Einsatz von Frequenzumrichtern sind folgende (wichtigste) Punkte zu beachten:

- Die Angabe zur minimalen Drehzahl des Kompressorherstellers (z. B. 20-30 Hz)
- Ausblendung gewisser Frequenzen für Kolbenkompressoren
- Bei Nachrüstung von älteren Motoren (über 10 Jahre) ist auf Lagerisolierung zu achten, eventuell eine Wicklungstemperatur-Überwachung nötig
- Weiters sind bestimmte Punkte zur Filterung zur Vermeidung von Oberwellen-Belastung zu beachten.

10.4 Einsparbewertung

Die Energieeinsparung durch Einsatz eines Frequenzumrichters ergibt sich durch folgende Faktoren:

- Aufgrund geringerer Saugdruck-Schwankungen durch höhere Regelgenauigkeit kann die Verdampfungstemperatur angehoben werden

Im Vergleich zu anderen Regelstrategien kann die Verdampfungstemperatur um circa 2-3 K erhöht werden, im Teillastbetrieb ergibt sich daher eine **Energieersparnis von 6-12 %** (3-4 % pro K)

- Die aufgenommene Motorleistung verringert sich (nahezu) proportional zur Drehzahl und damit zur Liefermenge und Kälteleistung bei konstantem Drehmoment. (10 % Stromaufnahme bei Hubkolben-, Scroll- und Schraubenverdichter)

Die damit verbundene Energieeinsparung hängt von der Art des Kompressors und von der derzeitigen Regelung ab. Untenstehende Abbildungen zeigen die entsprechenden Werte. Die Einsparung ist im Zusammenhang mit dem bestehenden Lastprofil zur berechnen. Pro Lastbereich sind dazu die Laufzeiten und die Veränderung der Last zu errechnen.

Formel 34: Energieeinsparung im Lastbereich

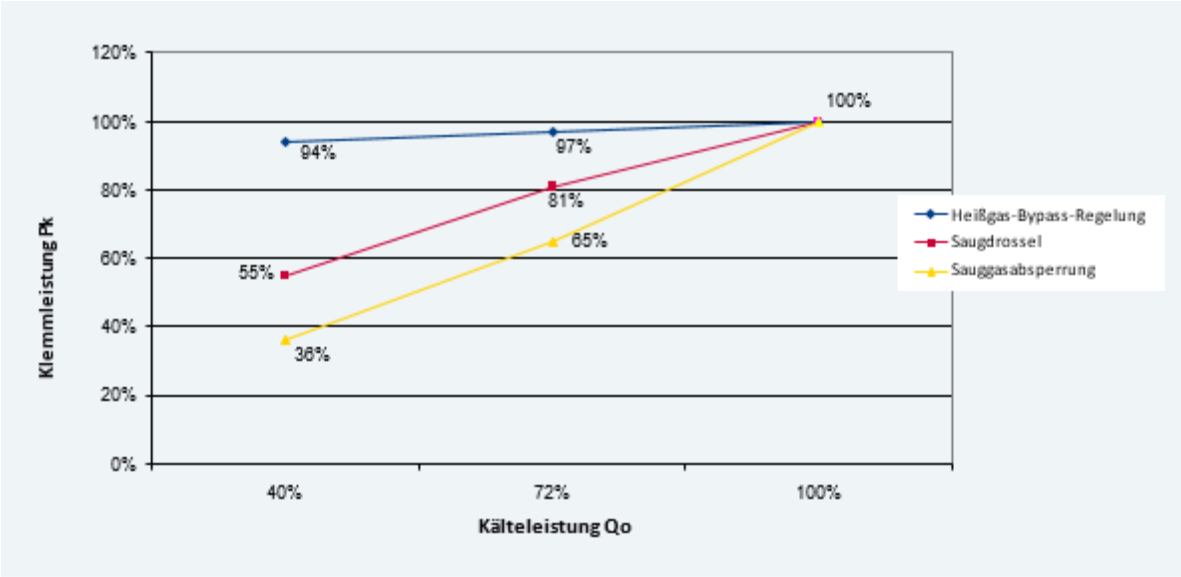
$$Energieeinsparung_{Li} = (P_{Kompressor} \cdot Lastreduktion_{i,Alt} \cdot - P_{Kompressor} \cdot Lastreduktion_{i,Neu}) \cdot t_{Li}$$

$Energieeinsparung$	aufgrund neuer Regelung im Lastbereich i in [kWh]
$P_{Kompressor}$	Elektrische Leistungsaufnahme Kompressor (Volllast)
$Lastreduktion$	in [%] bei alter und neuer Regelung (siehe dazu untenstehende Tabellen) im Lastbereich i
t_{Li}	Laufzeit im Lastbereich i

Weitere Energieeinsparungen ergeben sich aufgrund folgender Zusammenhänge, werden an dieser Stelle nicht bewertet.

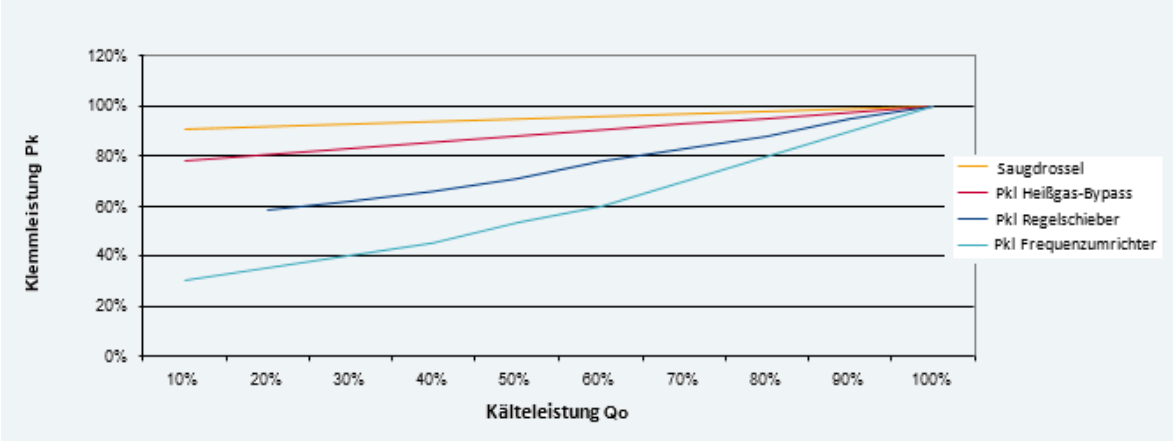
- Optimierung der Verflüssigungstemperatur (gleitender Verflüssigungsdruck)
- Reduzierte Vereisungsgrade aufgrund längerer Verdampfer-Laufzeiten

Abbildung 6: Auswirkungen verschiedener Regelarten auf die aufgenommene Leistung bei Kolbenkompressoren



Quelle: Grafik AEA; Info-Tour, 2003, Slide 60

Abbildung 7: Auswirkungen verschiedener Regelarten auf die aufgenommene Leistung bei Schraubenkompressoren



Quelle: Grafik AEA; nach Cascade Energy Engineering, 2004

Tabelle 33: Auswirkungen verschiedener Regelarten auf die aufgenommene Leistung bei Schraubenkompressoren

Drehzahl	**Leistungaufnahme Saugdrossel**	**Leistungaufnahme Heißgas-Bypass**	**Regelschieber**	**Frequenzumrichter**
10 %	91 %	78 %	Kein Wert	30 %
20 %	92 %	80 %	58 %	35 %
30 %	93 %	83 %	62 %	40 %
40 %	94 %	85 %	66 %	45 %
50 %	95 %	88 %	71 %	53 %
60 %	96 %	90 %	78 %	60 %
70 %	97 %	93 %	83 %	70 %
80 %	98 %	95 %	88 %	80 %
90 %	99 %	98 %	95 %	90 %
100 %	100 %	100 %	100 %	100 %

Quelle: nach Cascade Energy Engineering, 2004; Bearbeitung AEA

11 Ventilatoreffizienz und Regelung

Hilfsaggregate (Pumpen und Ventilatoren auf der kalten und warmen Seite des Kältekreislaufs) können zwischen 20 und 50 % (in Industriekälteanlagen circa 30 %) der Verdichter-leistung aufnehmen. In diesem Kapitel wird auf die Einsparungsmöglichkeiten bei Ventilatoren eingegangen, für Pumpen wird auf den Pumpenleitfaden verwiesen.

Erforderliche Informationen

- Erhebung der installierten Leistung
- Abschätzung der Laufzeiten
- Regelungsart
  - Erhebung Ventilator- und Motorbauweise

Bei Ventilatoren in Kältesystemen ergeben sich folgende Möglichkeiten zur Einsparung

- Einsatz eines Ventilators und/oder Motors mit höherer Effizienz (werden oft als Einheit installiert)
- Reduktion der Laufzeit
- Leistungsregelung

EC-Motoren (Permanentmagnetmotoren) haben insbesondere in kleineren Leistungsbereichen (unter 1 kW) wesentlich höhere Wirkungsgrade als Asynchron-motoren. Hocheffiziente Ventilatoren können den Wirkungsgrad um bis zu 30 % erhöhen, was das geförderte Luftvolumen bei gleicher Leistungsaufnahme um bis circa 15 % erhöht.

Der Gesamtwirkungsgrad (Motor und Ventilator) kann bei Axialventilatoren im Leistungsbereich von unter 1 kW, wie er in Kälteanwendungen sehr oft vorkommt, von circa 30-40 % auf mind. 50-60 %, also um rund. 20 % erhöht werden. Die elektrische Leistungsaufnahme des Ventilators würde sich dabei um circa 30 % reduzieren. Bei ungeregelten Motoren ist es zur Generierung von Energieeinsparungen dazu erforderlich, kleinere Leistungen zu installieren!

Abbildung 8: Wirkungsgrade von Ventilatoren

Axial-Ventilatoren	Abbildung	Wirkungsgrad
Einfache Flügel		0,5-0,6
Laufrad mit profilierten Flügeln		0,6-0,7
Laufrad mit profilierten Flügeln in Sichelform		0,7-0,75
Laufrad mit strömungsoptimierten Flügeln		0,75-0,8

Quelle: Handout 4. Info-Tour, Folie 52

Tabelle 34: Wirkungsgrade von Elektromotoren unter 1,5 kW

Elektromotoren	**125 W**	**250 W**	**500 W**	**750 W**	**1,5 kW**
PM	0,65	0,75	0,8-0,85	0,85	Bis 0,88
AC (IE2)	0,4	0,55	0,7	0,77	0,85
AC (IE2) an FU	0,33	0,5	0,65	0,73	0,82

Quelle: Lindegger, 2010 Seite 45

11.1 Reduktion der Laufzeit von Verdampferventilatoren

Zur Reduktion der Laufzeiten ergeben sich folgende Möglichkeiten für Verdampferventilatoren:

- Ausschalten, wenn der gekühlte Bereich nicht in Betrieb ist oder wenn keine Kühlung erforderlich beziehungsweise es kalt genug ist
- Ausschalten, wenn geringere Leistung erforderlich ist (siehe dazu Informationen unter Regelung von Ventilatoren)
- Installation eines Türkontaktschalters: Ist die Tür geöffnet, so wird zur Verhinderung von Kaltluftaustritt die Kühlung unterbrochen
- Während der Abtauung den Verdampferlüfter abschalten (wenn elektrisch oder mit Heißgas abgetaut wird)

Einsparbewertung Verdampferventilator

Der Strombedarf verringert sich für den Ventilatormotor UND den Verdichter (in Abhängigkeit des COPs, bei Tiefkühlung nahezu 1:1, aufgrund der geringeren Kühllast).

Formel 35: Einsparbewertung Verdampferventilator

$$Energieeinsparung = (P_{Verdampfer\ vent.alt} \cdot t_{alt} - P_{Verdampfer\ vent.neu} \cdot t_{Neu}) \cdot (1 + \frac{1}{COP}) \cdot d$$

$P_{Verdampfer\ vent.alt}$	Aufgenommene Leistung des Verdampferventilators (alt und neu)
t	Laufzeit pro Tag (Annahme: 24h)
d	Betriebszeit in Tagen (Nicht Laufzeit des Kompressors!)

11.2 Stufenlose Regelung von Ventilatoren

Zur Regelung der Kälteleistung des Verdampfers, das heißt zur Regelung des Luftvolumenstroms bestehen folgende Möglichkeiten:

Grundsätzlich können z. B. alle Verdampferventilatoren in Abhängigkeit der Kühlraumtemperatur ausgeschalten werden. Allerdings geht damit eine ungleichmäßige Belüftung des Wärmetauschers einher. Andere Möglichkeiten sind das Ausschalten sobald der Kältemittelstrom abgestellt wurde, der Betrieb aller Ventilatoren für 5 Minuten (für die Luftbewegung), dann 30 Minuten aus oder das manuelle Abstellen z. B. bei saisonalem Betrieb bestimmter Bereiche.

Eine weitere Möglichkeit ist das Nutzen von mehrpoligen Motoren (Stufenschaltung). Zwei Ventilatoren auf halber Geschwindigkeit benötigen weniger Energie als einer in voller Last. (z. B. bei Nacht oder am Wochenende)

Höhere Einsparungen erzielt man mit einer stufenlosen thermostatischen Regelung. Bei geringerem Kühlbedarf wird auch nur ein geringerer Verdampferluftstrom benötigt, über Drehzahlregelung verringern sich der Luftstrom und die aufgenommene Motorleistung (und damit die abgegebene Wärme). Als erste grobe Annäherung kann von einer durchschnittlichen Leistungsreduktion von 20 % ausgegangen werden. (Navigant Consult, 2009)

In Tabelle 35 sind unterschiedliche Regelstrategien dargestellt.

Tabelle 35: Vor- und Nachteile unterschiedlicher Regelstrategien

Regelstrategie	Vorteile	Nachteile
Verdampferabschaltung	Kostengünstig	Ungleichmäßige Belüftung des Raumes
Ventilatorabschaltung	Kostengünstig	Ungleichmäßige Belüftung des Verdampfers
Polumschaltbare Motoren oder Dahlander Schaltung (Drehzahlumschaltung)	Zwei-stufige Regelung (100 % und 50 % Drehzahl)	Kostenintensiv
Spannungsregelung (Phasenanschnittregelung)	Niedrige Investitionskosten	Geringe Einsparung
Frequenzumrichter	Hoher Wirkungsgrad, Einsparung höher als z. B. Abschaltung der Hälfte der Ventilatoren, Einsatz von Standardventilatoren möglich, Parallelbetrieb mehrerer Ventilatoren	Höhere Investitionskosten
EC Motoren	Höchster Wirkungsgrad	Hohe Investitionskosten

Zur Reduktion der Kühlleistung am Verdampfer sollte zunächst die Geschwindigkeit des Lüfters so weit wie möglich reduziert werden und erst dann die Kältemittelmenge reduziert werden.

Tabelle 36: Vorgaben zur effizienten Regelung von Verdampfer-Ventilatoren mit Frequenzumrichter

Verdampfer-Ventilatoren	bei minimaler Drehzahl	30-70 % (40 %)
Verdampfer-Ventilatoren	bei maximaler Drehzahl	90-95 %

Quelle: Cascade Energy Engineering 2004, Seite 63

Marktpreis einer Steuerung für 10 Ventilatoren maximal 10 kW: 2.300 EUR (EC-Motoren, mit Regelung integriert circa 4.300 EUR)

11.2.1 Einsparbewertung

Grundsätzlich werden Verdampferventilatoren meist nicht geregelt (laufen oft durch, manchmal mit Verdichter gekoppelt), der mit dem Lüfter einhergehende Energieverbrauch kann daher über die Leistungsaufnahme Ventilator mal Betriebszeit abgeschätzt werden. Die Einsparung durch die Regelung hängt dann von der Möglichkeit, die Verdampferventilatoren nach unten zu regeln ab (das heißt temporäre Kühllastverringerung).

Untenstehende Abbildung ergibt für eine Absenkung der Drehzahl beziehungsweise des Volumenstroms für wichtige Regelverfahren folgende grobe Einsparungen. (Wenn Verdichter läuft, läuft Verdampferventilator).

Tabelle 37: Leistungsaufnahme von Ventilatoren in Abhängigkeit der Regelung und der Drehzahl (und damit Volumenstrom)

Leistungsaufnahme in W in % Drehzahl	**Spannungsregelung mit Geräuschfilter**	**Frequenzumrichter mit allpoligem Sinusfilter**	**EC-Technik Ventilator (FU integriert)**
40 %	25 % - 35 %	12 % - 17,5 %	8 % - 9 %
50 %	35 % - 46 %	17 % - 25 %	12 % - 15 %
60 %	57 % - 64 %	25 % - 35 %	18 % - 24 %
70 %	60 % - 65 %	36 % - 48 %	28 % - 35 %
80 %	75 %	52 % - 66 %	40 % - 52 %

Quelle: Info-Tour 2003, Folie 92, Gorbach, 2011

Formel zur Bewertung der Energieeinsparung von Ventilatoren mittels Frequenzumrichter für Verdampfer (Strombedarf verringert sich für Ventilatormotor **und** Verdichter, aufgrund der geringeren Kühllast).

Formel 36: Energieeinsparung von Ventilatoren

$$Energieeinsparung = P_{Ventilator} \cdot t \cdot Lastreduktion \cdot (1 + \frac{1}{COP}) \cdot d$$

$P_{Ventilator}$	aufgenommene Leistung des Ventilators [kW]
T	Laufzeit Ventilator [h] pro Tag, Annahme 24 h
$Lastreduktion$	Durchschnittliche Lastreduktion durch Drehzahlregelung [%]: Annahme 20 % beziehungsweise siehe obenstehende Tabelle
D	Betriebszeit in Tagen (Nicht Laufzeit des Kompressors!)

11.3 Schaltung und Regelung von Verflüssigerventilatoren

Grundsätzlich gelten dieselben Angaben zur Effizienz von Motoren und Ventilatoren wie oben für die Verdampferventilatoren. Allerdings werden für Verflüssiger meist größere Ventilatoren eingesetzt. Das Ausschalten oder Drehzahlregeln verringert zwar den Strombedarf des Verflüssigerventilators aber **nicht** des Verdichters!

Die Regelung der Verflüssiger-Ventilatoren soll insbesondere dann untersucht werden, wenn:

- Aufnahmeleistung der Verflüssigerventilatoren im Verhältnis zur elektrischen Kompressorleistung hoch ist!
- Das heißt insbesondere Industrieanlagen mit Radialventilatoren (aufgrund schalltechnischer Eigenschaften) installiert sind.

Im Normalfall schaltet sich der Verflüssigungsventilator aus, sobald die Verflüssigungstemperatur unter einen bestimmten Wert (z. B. 30 °C) fällt. Steigt sie wieder an, schaltet sich dieser wieder ein. (um diesen Punkt kann es zu Taktungen des Ventilators kommen). Die Einschaltreihenfolge der Ventilatoren sollte so eingestellt sein, dass der erste Ventilator (aus Sicht des Kältemittelzustroms) als erstes zu- und als letztes wieder weggeschalten wird (der letzte umgekehrt).

Beim Verflüssiger sollte bei ausgeschalteter Pumpe auch kein Ventilator laufen (trockener Betrieb; ausgenommen bei kaltem Wetter läuft der Ventilator um Eisbildung zu vermeiden). Wenn Pumpen laufen, sollten auch Ventilatoren laufen, bei Systemen mit einem Verflüssiger sollte zuerst die Pumpe eingeschaltet werden.

Der k-Wert wird bei zwangsbelüfteten Verflüssigern vom Volumenstrom (das heißt der Drehzahl) der Ventilatoren bestimmt. Solange diese mit maximaler Drehzahl laufen, hat auch der k-Wert den maximalen Wert, die Temperaturdifferenz kann daher theoretisch auf minimalem Niveau gehalten werden. Unter einer gewissen Außentemperatur ist aber der Stromverbrauch der Ventilatoren höher als die damit verbundene Stromeinsparung für den Verdichter, dann sollten die Ventilatoren abgedreht werden. Dieser Punkt ist aber stark abhängig von den Betriebsbedingungen der Anlage, bei Normalkühlanlage liegt er oftmals bei 20-30 °C.

Frequenzumrichter sind der Stand der Technik bei der Regelung für Verflüssigerventilatoren, insbesondere bei größeren Anlagen. Diese Regelung verbessert auch die Regeleigenschaften bei tieferen Außentemperaturen, bei denen ein Ein- beziehungsweise Ausschalten von Ventilatoren nicht möglich ist, ohne die Stabilität des Kältemittelkreislaufs zu gefährden. Außerdem verringert sich auch der Energieverbrauch gegenüber dem Ist-Zustand. Im Allgemeinen laufen die Ventilatoren langsamer, je niedriger der Verflüssigungsdruck ist und schneller je höher der Verflüssigungsdruck ist.

Tabelle 38: Vorgaben zur effizienten Regelung von Verflüssiger-Ventilatoren mit Frequenzumrichter

Verflüssiger -Ventilatoren	bei minimaler Drehzahl	0-10 % (bei mehreren Verflüssigern in Stufenschaltung, 2. Stufe mit 30-40 %)
Verflüssiger -Ventilatoren	bei maximaler Drehzahl	90-95 % (bei Bedarf 100 %)

Quelle: Cascade Energy Engineering 2004, Seite 63

11.3.1 Einsparbewertung

Zur Bestimmung der Einsparungen des Energieverbrauchs gegenüber dem Ist-Zustand sind recht umfangreiche Berechnungen nötig, da die Auslastung der Anlage und die Regelstrategie simuliert werden muss. Zunächst nimmt der Energieverbrauch stark ab (da der Ventilatorstrombedarf mit 3. Potenz des Volumenstroms abnimmt, siehe dazu Tabellen oben), steigt aber dann wieder aufgrund des höheren Verdichterstrombedarfs wieder an.

12 Nutzung der Abwärme - Wärmerückgewinnung

Diese Maßnahme eignet sich insbesondere, wenn:

- WRG (Wärmerückgewinnung) noch nicht vorhanden ist
- Die elektrische Leistung über 3 kW liegt
- Ein Wärmebedarf während Kühlanlagenbetrieb vorhanden ist
- Die derzeitige Verflüssigungstemperatur für eine Nutzung hoch genug ist (z. B. über Rücklauf eines Heizsystems)
- Hydraulische Einbindung möglich beziehungsweise Platz für die Wärmerückgewinnung vorhanden ist

12.1 Verwendung der Abwärme

Abwärmenutzung von Kälteanlagen kann z. B. für folgenden Anwendungen genutzt werden:

- Brauchwassererwärmung (z. B. ab 10 °C)
- Wassererwärmung in Lebensmittelbetrieben (Fleischereien, Käsereien, Molkereien) und Hotels mit Kühlräumen und in Kühllagern
- Nacherwärmung entfeuchteter Luft in Klimaanlagen (abhängig von Temperaturspreizung beziehungsweise Auslegung der Wärmetauscher)
- Erwärmung von Reinigungs- und Sterilisationswarmwasser
- Heizungsunterstützung zur Rücklaufanhebung (besonders in Niedertemperatursystemen, z. B. Fußbodenheizung)
- Trocknungsverfahren

Für diese Anwendungen sind die relevanten Temperaturen zu erheben (z. B. Eingangs-, Prozesstemperatur bei Waschprozessen, Rücklauf-Temperatur der Heizanlage, Frischwassertemperatur (meist zwischen 10 und 15 °C). Hier sind auch die Versorgungstemperaturen und tatsächlichen Prozesstemperaturen zu prüfen. (z. B. kann es vorkommen, dass nur 30 °C benötigt werden, aber der RL 50 °C hat).

Entscheidend für WRG sind oft die Temperaturen von denen aus erwärmt wird und nicht die Endtemperaturen, die über Zusatzheizung erreicht werden können.

12.2 Wann?

Abwärmenutzung von Kälteanlagen ist besonders geeignet für Fälle, in denen Wärme- und Kältebedarf gleichzeitig auftritt. Teilweise kann dies über Speicher ausgeglichen werden. Vor Überlegung zur WRG sollte daher eine Überprüfung der Lastprofile der Heiz- und Kühllast erfolgen.

Im Sommer sind bei normalerweise geringerem Wärmeenergiebedarf große Abwärmemengen vorhanden, umgekehrt läuft der Kompressor während hoher Heizlast in Teillast.

Besonders geeignet ist WRG aus Kälteanlagen für Anwendungsfälle, in denen viel Brauchwasser über das ganze Jahr benötigt wird. Dazu nutzt man Speichersysteme, in denen das Frischwasser über das Kältemittel vorgewärmt wird. Teilweise kann die gesamte Abwärme im Speicher „untergebracht“ werden. Die verbliebene Wärmemenge wird über die nach geschalteten Verflüssigern abgeführt.

12.3 Wie viel bei welchen Temperaturniveaus?

12.3.1 Temperaturbedarf unter Verflüssigertemperatur (Temperaturbereich unter 45 °C)

Kann die Wärme unter Verflüssigungstemperatur (z. B. 25-35 °C, falls gleitend) genutzt werden, steht eine Wärmemenge der aus den Kühlstellen abgeführten Wärme plus Stromeinsatz des Kompressors zu Verfügung. Das heißt die gesamte Abwärme der Kälteanlage kann genutzt werden, man spricht von Vollkondensation.

Formel 37: Abwärmeleistung bei Vollkondensation

$$Q_{ABW} = (Q_O + P_e) \cdot \eta \cdot GLF$$

Q_{ABW} Abwärmemenge [kW]

Q_O Kälteleistung [kW]

P_e Leistungsaufnahme [kW]

η Wirkungsgrad der Anlage (Wärmeverlust der Anlage) vereinfacht: 0,8

GLF: Gleichzeitigkeitsfaktor: 0,5 bis 0,8 abhängig von der Anzahl der Kühlstellen

Formel 38: Bestimmung der Abwärmemenge

$$\text{ABW} = Q_{ABW} \cdot LZ$$

ABW Abwärmemenge [kWh]

LZ Annahmen über Laufzeit der Anlage, im Durchschnitt circa 10 h/Tag [h] mal Tage

Quelle: in Anlehnung an Schiessl 2010 und Expertengespräch

12.3.2 Temperaturbedarf über Verflüssigungstemperatur (Temperaturbereich 45-65 °C)

Benötigt man Wassertemperatur über Verflüssigungstemperatur, so beschränkt sich die nutzbare Abwärme auf die Enthitzungswärme (aus der Überhitzung des Kältemittels über die Verflüssigungstemperatur), die circa 15 % der Verflüssigerleistung beträgt.

Ein Enthitzer kann Wärme bis auf 10 K unterhalb der Druckgastemperatur am Verdichteraustritt anheben (Schramek 2011, Seite 2174). Damit ist ein Temperaturniveau von circa 70 bis 80 °C in Abhängigkeit des Kältemittels und Betriebspunkt der Anlage möglich.

Formel 39: Temperaturbedarf

$$Q_{ABWÜH} = (Q_O + P_e) \cdot \eta \cdot (Q_e / Q)$$

Q_O	Kälteleistung [kW]
$Q_{ABWÜH}$	Abwärmemenge aus der Überhitzung
Q_e	Enthitzungsleistung
Q	Gesamte Wärmeabgabe (Verflüssigerleistung)
Q_e / Q	Kann vereinfacht als Faktor circa 15 - 20 % angenommen werden

Beachte: Diese Wärmemenge ist in Punkt A bereits enthalten!

Beispiel: Folgendes Beispiel beinhaltet beide Schritte, die in der Realität zeitgleich erfolgen. Zur Berechnung werden die beiden Schritte (Vollkondensation und Nutzung der Enthitzerleistung) zerlegt. Im 1. Teil wird das Wasser zunächst auf niedrigeres Temperaturniveau (unter 45 °C) gebracht. Im zweiten Teil (zeitlich versetzt) wird die Überhitzungswärme genutzt.

Teil 1: Nutzung Wärme unter Verflüssigungstemperatur

Kälteleistung Q_O : 7,3 kW, elektrische Leistungsaufnahme Kompressor: P_e : 3 kW

Q_{ABW} : (7,3 kW+3 kW)*0,8=8,2 kW

Berechnung der möglichen Wassererwärmung bei einer Wassererwärmung um Δt 20 K von +15°C auf +35°C mit einer Leistung von 8,2 kW;

$$m_w = \frac{Q_{ABW}}{c \cdot \Delta t} = \frac{8{,}2 \cdot 3.600}{4{,}19 \cdot 20} = 352 \text{ kg/h}$$

Teil 2: Wassererwärmung um 15 K (von 35 °C auf 50 °C) durch Überhitzungsabbau

Δt

$$m_w = \frac{Q_{ABWÜH}}{c \cdot \Delta t} = \frac{8{,}2 \cdot 0{,}2 \cdot 3600}{4{,}19 \cdot 15} = 94 \text{ kg/h}$$

Für die Erwärmung von 352 l Warmwasser von 35 auf 50 °C werden daher (352/94) 3,75 h benötigt. Insgesamt (inklusive 1 h für die Erwärmung aus Schritt 1) werden daher 4,75 h benötigt.

Bei einer Laufzeit von z. B. 10 h am Tage können damit circa (352*10) /4,75) = 741 l Wasser von 15 auf 50 °C erwärmt werden. Tatsächlich hängt die Wärmeabgabe und elektrische Leistung von der jeweiligen Rückkühl- also Außentemperatur ab. (falls dies kontinuierlich läuft)

Quelle: Schiessl, 2010

Anhebung der Verflüssigungstemperatur zur WRG

Benötigt man eine Wassertemperatur über der Verflüssigungstemperatur **und** in einer Menge über der Enthitzungswärme kann die Verflüssigungstemperatur angehoben werden, um z. B. über der Rücklauftemperatur des Heizsystems zu bleiben. Dann ist eine weitere Analyse notwendig, da sich die Leistungszahl gegenüber dem normalen Kühlbetrieb verringert (höhere Leistungsaufnahme aufgrund höherer Verflüssigungstemperatur, geringere Kälteleistung!) und sich daher Kosten für die Heizwärme ergeben.

Bei bestehenden Anlagen wird empfohlen in diesem Fall einen Kälteexperten beizuziehen, im Regelfall ist diese Maßnahme **nicht** zu empfehlen!

Eine weitere Möglichkeit zur Wärmerückgewinnung besteht darin, die Abwärme aus Kälteanlagen über Wärmepumpen auf ein höheres Temperaturniveau zu heben. Auch dafür wird die Einbindung von Kälteexperten empfohlen.

13 Vermeidung und Behebung von Leckagen

13.1 Gesetzlich vorgeschriebene Dichtheitskontrollen

Für HFKW sind für ortsfeste Anlagen bei einer Kältemittelfüllmenge größer 3 kg jährliche Dichtheitskontrollen durchzuführen:

Tabelle 39: Gesetzlich vorgeschriebene Anzahl der Dichtheitskontrollen

Füllmenge (HFKW)	**Dichtheitskontrolle (ohne Leckage-Erkennungssystem)**	**Dichtheitskontrolle (mit Leckage-Erkennungssystem)**
Ab 3 bis 30 kg	12 Monate	Keine Angabe
Ab 30 bis 300 kg	6 Monate	12 Monate
Ab 300 kg: Neu zu installierende Anlagen mit über 300 kg Füllmenge müssen ein geeignetes Leckage-Erkennungssystem installieren. (dieses unterliegt Prüfpflicht 12 Monate)	3 Monate	6 Monate

Quelle: Europäische Union, 2006

Gemäß der Verordnung (EU) Nr. 517/2014 eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0517&from=DE sind Dichtheitskontrollen gemäß den Global Warming Potential (GWP) Werten durchzuführen.

Dokumentationspflicht

- Dokumentation aller Inspektions-, Wartungs-, Instandsetzungsarbeiten oder Dichtheitskontrollen

- Dokumentation der Menge, der Sorte, des Zeitpunkts und des Grundes der Kältemittelverwendung
- Dokumentation der durchführenden Servicefirma und Person
- Archivierung des Betriebshandbuches für 5 Jahre

13.2 Empfohlene Leckaggregate

Eine Kälteanlage ist bei sachgemäßer Ausführung dicht. Der spezifische Kältemittelverlust im Normalbetrieb ist Tabelle 40 dargestellt.

Tabelle 40: Grenzwerte für spezifischen Kältemittelverlust während dem Normalbetrieb gemäß Erreichtungszeitraum der Anlage

Füllmenge	Vor 30.6.2005	Nach 30.6.2005 bis 30.6.2008	Nach 30.6.2008
Unter 10 kg	8 %	6 %	3 %
10 bis 100 kg	6 %	4 %	2 %
Über 100 kg	4 %	2 %	1 %

Quelle: Chemikalien-Klimaschutzverordnung, Deutschland, 2008

13.3 Leckage-Suchgerät

Die beste Nachweisempfindlichkeit erreicht man mit elektronischen Lecksuchgeräten, das heißt Montagelecksuchgeräten mit weniger als 5 g Nachweisgrenze (Ammoniak: 15 g NH3/a). Falls damit keine guten Ergebnisse erzielt werden können, sollten im Bedarfsfall andere Verfahren Anwendung finden: Für große und/oder schwer zugängliche Leckagen Schaum- beziehungsweise Seifenblasentest, Genauigkeit bei 250 g R 134a pro Jahr und/oder Lecksuche mit UV-Additiv, Farbstoff löst sich im Öl, bei Ölaustritt wird dann Farbstoff sichtbar.

Vor Prüfung mit elektronischem Lecksuchgerät muss eine Funktionsprüfung durchgeführt werden (beziehungsweise nach 25-stündiger Anwendung), die Nachweisgrenze mit

Testleck festgestellt werden. Die Diode in Wärmediode Suchgeräten sollen nach 100 Stunden Anwendung getauscht werden, bei Kältemittel-Infrarot-Gassensoren ist die Wartungsintensität geringer.

Der Prüfdruck sollte möglichst hoch liegen (möglichst gleich maximal zulässigem Druck), der Prüfabstand zum Prüfling darf nicht zu groß sein (2 bis 5 mm) die Prüfgeschwindigkeit nicht zu hoch (2 bis 5 cm/s).

Wenn an einer Supermarkt-Verbundanlage kleine Lecks größer als 100 g/a vorhanden sind, liegt der jährliche Kältemittelverlust erfahrungsgemäß unter 1 %.

Durchschnittliche Anlagen haben circa 5-10 % Kältemittelverluste. In Supermärkten geht man von einer durchschnittlichen Leckagenhöhe von circa 15 % aus.

13.4 Häufige Leckstellen

Tabelle 41: Häufige Leckagenstellen

Leckstelle	**Ursache**	**Behebung**
Bördelverbindungen	Am Ausgang von thermostatischen Expansionsventilen aufgrund Temperaturschwankung; Schlechte Installation, zu starkes oder schwaches Anziehen;	Vermeidung von Bördelverbindungen, sonst: richtiges Werkzeug verwenden (Rohrschneider, Bördelwerkzeug, Drehmomentschlüssel), Schmieren
Mechanische Verbindungen und Flansche	Schlecht angezogen, undichte Dichtung (z. B. Trockner, große Ventile)	Ersatz der Dichtung, Drehmomentschlüssel verwenden
Schraderventile (z. B. an Behältern)	Ventil beim Löten beschädigt, Interne Dichtung beschädigt, Kappe sitzt nicht	Sitzende Ventilkappe mit funktionierender Dichtung, richtiges Werkzeug verwenden
Druckbegrenzungsventile, Stopfen (zur Druckbegrenzung)	Stopfen: (Behälter, Verdichter) Große Druck- und Temperaturschwankungen Druckreduzierventil: Sitzen nicht richtig nach Druckreduktion	Vermeiden von Stopfen, Leckagentest von Druckreduzierventilen
Kugelabsperrventile	Abnützung der Stoffbuchse, Überhitzung	Stopfbuchse festziehen, während Löten Ventil abdecken

Leckstelle	Ursache	Behebung
Motorwelle-Dichtung (offene Kompressoren)	Werden mit der Zeit undicht (Schmiermittel-, Kältemittelverlust), Dichtung falsch montiert, schlechte Ausrichtung der Welle	Schmiermittelbehälter regelmäßig prüfen, regelm. Leckagentest bei ausgeschaltetem Kompressor, richtige Schmiermittel verwenden
T-Stück mit Ventil (Line Tap Valve)	Lockern des Ventils aufgrund Bewegung und Vibration, falsche Größe, schlechtes Anbringen des T-Stücks	Richtige Größe und Montage Leckagentest
Druckschalter	Vibration, Scheuern, schlecht montiert, defekte Bördelverbindung	Druckkupplung verwenden, korrekte Montage
O-Ringe	Abnutzung, Aushärten; nach Austausch des Kältemittels (aufgrund chem. Reaktion)	Bei Kältemitteltausch Verwendung neuer O-Ringe Schmieren vor Anwendung
Verflüssiger	Wassergekühlte Verflüssiger: Korrosion von Kupfer und Stahl, falls Wasser schlecht aufbereitet (Leckage nur feststellbar bei Druckprüfung) Luftgekühlte Verflüssiger: Korrosion durch aggressive Umgebungsluft, Vibration	Wassergekühlte Verflüssiger: Chemische Wasseraufbereitung, regelm. Inspektion. Luftgekühlte Verflüssiger Korrekte Aufstellung, prüfen auf Ölspuren
Verdampfer und Verflüssiger (Umkehrbogen)	Korrosion der Rohre durch chemische Reaktion, Kupfer an dieser Stelle dünner	Aggressive Umgebung, chemische Reinigungsmittel sorgfältig auswaschen

Quelle: nach Realzero, ILK-Dresden 1999, Linde Kältetechnik GmbH

13.5 Vermeidung von Leckagen

- Sicherstellung, dass Ventilkappen vorhanden sind
- Verbindungstechnik optimieren
- Rohrschellen sollen in gutem Zustand sein
- Beseitigen von Vibrationen
- Regelmäßige Wartung
- Anwendung von Drehmomentschlüssel für Bördelverbindungen
- Vermeidung von selbst gemachten Bördelverbindungen

Falls die Leckage gefunden wurde, muss sie umgehend repariert werden und innerhalb eines Monats wieder geprüft werden.

13.6 Leckagenbewertung

Leckagen werden über die entstandenen CO_2 Emissionen bewertet. Dazu ist die jährliche Nachfüllmenge mit dem CO_2 -e-Faktor (Global Warming Potential-GWP) des jeweiligen Kältemittels zu multiplizieren (siehe GWP der Kältemittel im Anhang).

Der Kältemittelverlust hat auch Auswirkungen auf den Energiebedarf einer Anlage, eine energetische Bewertung ist allerdings noch nicht Stand der Technik:

Grundsätzlich kann bei Kältemittelmangel dieses nicht mehr vollständig verflüssigt werden. In die Drossel tritt ein Flüssigkeitsdampfgemisch ein, was als zischendes Geräusch am Regelventil wahrnehmbar ist. Durch den Kältemittelmangel geht außerdem ein Teil der Verdampfungsenthalpie verloren, wodurch im Verdampfer nicht die berechnete Wärmeenergie vom Kältemittel aufgenommen werden kann. Die Laufzeit der Kälteanlage muss über den Tag erhöht werden, die Nutzkälteleistung geht zurück. Durch Reduzierung des Kältemittelmassenstroms wird bei Einzelanlagen auch der Verdichteransaugdruck geringer, was sich ebenfalls negativ auf die Anlagenwirtschaftlichkeit auswirkt. (Ruß 2010, Seite 116, Info Tour Hand-out No 4)

Bei einer (sehr hohen) jährlichen Leckagerate von 20 % sinkt die Effizienz um 11 % in einem typischen System (Carbon Trust, CTG 046).

Falls eine Leckage nicht repariert wird, wird daher die Systemeffizienz ungünstig beeinflusst und die Kältemittelkosten steigen Die Lokalisierung einer Leckage, Reparatur und Nachfüllen des Kältemittels kostet circa 500-800 EUR.

14 Anhang

14.1 Anhang 1 Tabellen zur Kühllastberechnung

Tabelle 42: Wärmestrom je Person in Abhängigkeit von der Raumtemperatur

Raum-temperatur in °C	Nicht tätig bis leichte Arbeit im Stehen sensibel (trocken) (Klammerwerte: Gesamt)	Schwere körperliche Tätigkeit sensibel (trocken) (Klammerwerte: Gesamt)	Kühlraum-temperatur in [°C]	Wärmestrom je Person in [W]
26	70 (115) W	95 (270) W	+10	210
24	80 (115) W	110 (270) W	+5	240
22	90 (120) W	120 (270) W	0	270
20	95 (120) W	140 (270) W	-5	300
18	100 (125) W	155 (270) W	-10	330

Unabhängig von Raumtemperatur und Tätigkeit ist erhöht sich der Wärmestrom je Person in [W] gemäß fallender Temperatur im Kühlraum

Kühlraumtemperatur in [°C]	Wärmestrom je Person in [W]
-15	360
-20	390
-25	420

Quelle: VDI 2078; sensible Wärme auch ÖNORM H 6040, Tabelle 7; Breidenbach Band 1, Seite 373

Tabelle 43: Raumbelastungsgrad bei Abluftleuchten

Absaugungsarten	**Raumbelastungsgrad (abh. von Luftvolumenstrom bezogen auf Leuchtenanschlussleistung 0,2-1 m³/h W)**
Absaugung über Deckenhohlraum	0,80-0,45
Absaugung durch nicht gedämmte Leitungen	0,45-0,30
Absaugung durch gedämmte Luftleitungen	0,40-0,25

Quelle: ÖNORM H 6040, Tabelle 9, Seite 31

Tabelle 44: Spezifische Atmungswärme von Lebensmitteln

W/t	**0 °C**	**5 °C**	**15 °C**
Äpfel	5-10	13-21	28-58
Bananen	Keine Angabe	40-58	87-165
Kopfsalat	54-95	91-155	200-256
Tomaten	14-17	19-27	52-87
Gurken	19-20	24-34	96-121
Karotten	10-28	28-39	73-97

Quelle: Auszüge aus Lösche 2003, Seite 36

Tabelle 45: Erforderlicher Kältebedarf für Kühlzellen in Abhängigkeit der Zellengrundfläche und der Häufigkeit des Türöffnens pro Tag

Häufigkeit des Türöff-nens pro Tag (24h)	**1,2 * 0,9 2,5 * 0,9**	**1,5 * 1,2 1,8 * 0,9**	**1,5 *1,5 1,5*1,8 1,8*1,2 2,1*1,2**	**1,5*2,1 1,8*1,8 1,8*2,1 2,1*2,1**
10	290	350	580	720
30	350	465	755	930
100	465	580	930	1160

Erforderlicher Kältebedarf in Wh/Tag bei Zellengröße (Breite*Tiefe) in m

Quelle: Breidert 2009, Seite 175

Tabelle 46: Luftwechselraten je Tag für Kühlräume durch Türöffnung, normale Bedingungen. Bei erschwerten Bedingungen ist mit dem Faktor 2, bei längerer Lagerdauer ist mit Faktor 0,6 zu multiplizieren

Kühlraumvolumen [m³]	**Luftwechsel pro Tag bei einer Kühlraumtemperatur über 0 °C**	**Luftwechsel pro Tag bei einer Kühlraumtemperatur unter 0 °C**
2,5	70,00	52,00
3,0	63,00	47,00
4,0	53,00	40,00
5,0	47,00	35,00
7,5	38,00	28,00
10,0	32,00	24,00
15,0	26,00	19,00
20,0	22,00	16,50
25,0	19,50	14,50
30,0	17,50	13,00
40,0	15,00	11,50
50,0	13,00	10,00
60,0	12,00	9,00

Kühlraumvolumen [m³]	Luftwechsel pro Tag bei einer Kühlraumtemperatur über 0 °C	Luftwechsel pro Tag bei einer Kühlraumtemperatur unter 0 °C
80,0	10,00	7,70
100,0	9,00	6,80
150,0	7,00	5,40
200,0	6,00	4,60
250,0	5,30	4,10
300,0	4,80	3,70
400,0	4,10	3,10
500,0	3,60	2,80
600,0	3,20	2,50
800,0	2,80	2,10
1.000,0	2,40	1,90
1.500,0	1,95	1,50
2.000,0	1,65	1,30
2.500,0	1,45	1,10
3.000,0	1,30	1,05

Quelle: Breidenbach Band 1, Seite 374, Luftwechselraten

Tabelle 47: Tagesgänge der Gesamt- und Diffusstrahlung hinter Zweifachverglasung in W/m² (geographischer Breite 50 °C) nach VDI 2078- Monatsmittelwerte

W/m²/Uhrzeit	9	10	11	12	13	14	15
Horiz	26 19	62 28	98 32	113 34	98 32	62 28	26 19
NO	18 18	28 28	33 33	34 34	33 33	27 27	17 17
O	202 31	194 42	96 43	39 39	34 34	27 27	17 17
SO	321 40	452 61	464 68	386 63	249 52	103 37	23 20
S	239 33	416 58	526 73	561 77	526 73	416 58	239 33
SW	23 20	103 37	249 52	386 63	464 68	452 61	321 40
W	17 17	27 27	34 34	39 39	96 43	194 42	202 31
NW	17 17	27 27	33 33	34 34	33 33	28 28	18 18
N	17 17	27 27	33 33	35 35	33 33	27 27	17 17

Quelle: Schramek 2011, Seite 1710

Für die Beurteilung der Transmission durch Fenster sind die Durchlassfaktoren b relevant, in Kombination mit einem Sonnenschutz wird das Produkt der beiden herangezogen beziehungsweise der Gesamtenergiedurchlassgrad (g). Der Durchlassfaktor gibt das Verhältnis der eingestrahlten Sonnenenergie hinter der Verglasung (Qs) zur Energie vor dem Glas (Q0) an. Mit dem für eine Glasart und Scheibenkombination bekannten Faktor beträgt die in den Raum eingestrahlte Energie: Qs = b*Q0 Der Faktor b ist auf Doppelglas normiert; für Doppelglas gilt demnach b = 1 und für Einfachglas b = 1,1. Zwischen dem im Bauwesen gebräuchlichen Gesamtenergiedurchlassgrad g (er ist auf das „unverglaste“ Fenster bezogen) und dem Durchlassfaktor b existiert ein einfacher linearer Zusammenhang: b = g/0;8 (in ÖNORM H 6040: 0,9) in älteren deutschen Publikationen 0,87. Dieser Wert bezog sich auf b-Wert für Einfachglas (Werte für g siehe ÖNORM H 6040, Tabelle 12).

Tabelle 48: b-Werte

Glasarten	b Werte
Einfachglas	1,1*
Doppelglas	1*
Dreifachglas	0,9*
Reflexionsglas	(0,45-0,55)* Neu: 0,2 (29-40**)
Absorptionsglas	(0-6-0,65)* Neu: 0,32
Vorhänge hell/dunkel	0,5/0,7*
Innenjalousie (Öffnungwinkel 45°)	0,7*/35 (waagrecht)
Markise (Zwischen den Scheiben):Jalousie Öffnungswinkel 45° (belüftet/unbelüftet)	0,3-0,5*/25-35**
Außenjalousie, Öffnungswinkel 45°	0,15*/20**

Quelle: DIN 67507*, Seite 518, Trogisch et alii 2003, vergleiche auch Transmissionsfaktoren, Tabelle 12 ÖNORM H 6040**

Tabelle 49: k-Werte für Durchlaufverflüssiger für R 717

Verflüssiger	k-Werte [W/m²K]
Tauchschlangen	230
Gegenstrom-Doppelrohr, -Bündelrohr	700-800
Röhrenkessel (Glattrohr)	870 -1.400
Turmbauart	870-1.750

Tabelle 50: k-Werte für andere Kältemittel

Andere Kältemittel	k-Werte [W/m²K]
Koaxialrohr	1.750-2.300
Rohrschlangen	350-580
Röhrenkessel (Rillenrohr)	520-800

Tabelle 51: k-Werte für Wasser sparende Verflüssiger

Wasser sparende Verflüssiger	k-Werte [W/m²K]
Berieselung	1.160
Verdunstung	350 bis 700

Tabelle 52: k-Werte statisch belüftet

Statisch Belüftet	k-Werte [W/m²K]
Drahtlamellen	10 bis 14
Lamellenbauart	6 bis 12

Tabelle 53: k-Werte mechanisch belüftet

Mechanisch Belüftet	k-Werte [W/m²K]
Lamellenbauart	17-35

Quelle: Tabelle 45 bis Tabelle 49: Breidenbach Band 2, Seite 226

Tabelle 54: Angestrebter Jahresstromverbrauch von Kühlanlagen

Anlagentyp	Zentrale Kälteanlage [kWh/m² und Jahr]	Zentrale Kälteanlage [kWh/m² und Jahr]
Kühlmöbel pro m² horizontal offene Präsentationsfläche und Jahr	TK: 4.700 NK: 2.400	TK: 13.100 NK: 3.700
Kühlmöbel pro m² horizontal verglaster Präsentationsfläche und Jahr	TK: 2.900 NK: 2.000	TK: 6.600 NK: 3.700
Kühlmöbel pro m² vertikal verglaster Präsentationsfläche und Jahr	TK: 10.000 NK: 4.700	TK: 11.000 NK: 7.700
Kühlraum pro m³ und Jahr	TK: 600 NK: 400	TK: 1.200 NK: 500

Quelle: energie.ch/kaelteanlagen, 2006

Hinweis: Derzeit (2011/2012) werden im Rahmen der Umsetzung der RL 2009/125 Mindeststandards für Kühlmöbel festgelegt.

14.2 Anhang 2 Informationen zu Kältemitteln

Der Ersatz eines Kältemittels ist eine komplexe Aufgabe, die nur mit Unterstützung durch Experten durchgeführt werden sollte. In diesem Anhang finden Sie einige grundlegende Informationen.

Tabelle 55: Kenndaten von Kältemitteln

Kältemittel	Stoffklasse	Ozonabbaupotential R11=1	Treibhauspotenzial (GWP 100a) CO2=1	Siedepunkt [°C]	Ersatz für
R22	HFCKW	0,055	1.700	-41	Keine Angabe
R404A	HFKW, Gemisch	0	3.780	-47	R502, R22
R507A	HFKW, Gemisch	0	3.850	-47	R502, R22
R407C	HFKW, Gemisch	0	1.650	-44	R22
R134a	HFKW	0	1.300	-26	R12
R410A	HFKW, Gemisch	0	1.980	-51	R22
R290	KW Propan	0	3	-42	R22
R717	Ammoniak anorganisch	0	0	-33	R22
R744	CO2	0	1	-57	Diverse

Quelle: Bitzer Kältemittel-Report

R22

Dieses Kältemittel wurde Jahrzehnte in der Kälte- und Klimatechnik eingesetzt, es war auch die Hauptalternative für den Ersatz der FCKWs. Auch die Gemische für den Ersatz von R12 und R502 enthielten R22. Aufgrund der Anwendungsverbote ist dieses nur noch für den Altanlagenbestand interessant.

R134a

Ist ein guter R22 Ersatz, insbesondere im Normalkühl- und Klimabereich. Die Kälteleistung ist vergleichbar mit R12 bei sehr günstigen Leistungszahlen. Im Falle von Kolben- und Schrauben-Verdichtern ist allerdings ein größeres Fördervolumen von circa 30-40 % nötig! Es sind geeignete Kältemittelverdichter mit spezieller Schmierölfüllung erforderlich. Ebenso müssen Rohrdurchmesser im Verdampfer und Arbeitsventile im Verdichter aufgrund der Dichte des Kältemitteldampfes und der damit einhergehenden Druckdifferenzen größer als für andere Kältemittel sein.

R404A, R507A

Chlorfreie Ersatzstoffe als langfristige Alternativen für R 502 und R 22. Die Kältemittel sind für Tiefkühltemperaturanwendungen und Gewerbekälte geeignet und können einen weiten Bereich von Verdampfungstemperaturen abdecken. Beispielsweise setzen Supermärkte R 404A am häufigsten ein. R 507 als binäre Stoffpaarung bildet über ein relativ breiten Bereich ein azeotropes Gemisch (siehe R407C), R 404 A ist ebenfalls ähnlich Azeotropen. Das Treibhauspotenzial ist bei beiden Stoffgemischen allerdings recht hoch.

R407C

Dieses Kältemittel ist ein guter Ersatz für R22 bei ähnlichen Auslegungskriterien. Allerdings handelt es sich um ein sogenanntes zeotropes Gemisch. Das heißt: einzelne Stoffe dieses Gemisches verdampfen beziehungsweise verflüssigen bei unterschiedlichen Temperaturen. Der Wärmeübergang im Verdampfer oder Verflüssiger ist daher schlechter. Bei trockener Verdampfung in luftgekühlten Lamellenwärmetauschern ist dies jedoch nicht relevant. Bei Leckagen verflüchtigen die Stoffe unterschiedlich stark, was wiederum Auswirkungen auf die Leistungszahl des Kompressors hat.

R410A

Dieses Kältemittel hat ein sehr weites Anwendungsfeld von Klimaanlagen bis zu gewerblichen Tieftemperaturanwendungen. Positiv sind die hohen Wärmeübertragungskoeffizienten in Verdampfer und Verflüssiger. Nachteilig ist der hohe notwendige Verflüssigungsdruck von 25 bar bei einer Verflüssigungstemperatur von 41 °C.

Ammoniak (NH3)

Ammoniak ist preisgünstig, energetisch vorteilhaft und schwer brennbar. Üblicherweise wird es mit überfluteter Verdampfung eingesetzt, mischbare Öle sind noch nicht entwickelt. Während Ammoniak in großen Kälteanlagen in der Industrie (aber auch z. B. Kühlhäusern) eingesetzt wird, findet es in kleinen Anwendungen aber auch in Supermärkten keine Anwendung. Generell sollte Ammoniak nicht direkt in der Lebensmittelkühlung eingesetzt werden, die Kälte muss über einen Sole-Kreislauf übertragen werden. Die Verwendung mit Buntmetallen (Kupfer) ist nicht möglich.

CO_2

CO_2 hat kein Ozonabbaupotenzial, vernachlässigbaren Treibhauseffekt, ist chemisch inaktiv, nicht brennbar oder toxisch. Außerdem kostengünstig, Rückgewinnung oder Entsorgung sind nicht notwendig. Weitere Vorteile sind sehr hohe volumetrische Kälteleistung, sehr hohe Wärmeübergangswerte. Nachteilig ist die niedrige kritische Temperatur (74 bar). Eine transkritische Betriebsweise für Pluskühlung erfordert daher Drücke von über 80 bis 90 bar.

Für industrielle und gewerbliche Kälteanlagen kann CO_2 als Sekundärfluid in Kaskadensystemen verwendet werden. Im Anwendungsbereich von circa -10 bis -50 °C (Tiefkühlung) sind die Drucklagen auf Niveau von verfügbaren Komponenten von circa 30 bar (also sogenannte subkritische Anwendung). Die Normalkühlung erfolgt beispielsweise über R134a oder NH3.

Quellen für die oben angeführten Kältemittel: Breidenbach Band 1, Seite 312 folgende, Bitzer Kältemittel-Report

Wahl des richtigen Kältemittels

- Die Art des Kältemittels kann die Gesamteffizienz des Systems um bis zu 10 % verändern!
- Die Auswirkung des Kältemittels auf die Effizienz hängt vom Kompressor und den Betriebsbedingungen ab.
- Die Menge des Kältemittels ist für die Effizienz entscheidend, sowohl zu viel als auch zu wenig Kältemittel wirken sich ungünstig aus.
- Leckagen und damit zu wenig Kältemittel führt zu einer Überhitzung im Verdampfer, was den Saugdruck verringert und damit die notwendige Druckerhöhung steigert.
- Bei Lufteinschlüssen im Kältemittel verringert sich auch die Leistung.

Die wichtigsten gesetzlichen Vorschriften für Kältemittel

R22 Verbot

Seit dem 01.01.2010 darf gemäß Verordnung EG1005/2009 kein neues R22 mehr produziert und verkauft werden. Ab diesem Zeitpunkt steht nur mehr aufbereitetes oder recyceltes R22 in begrenztem Umfang zur Verfügung, welches zur Wartung und Instandhaltung bereits bestehender Anlagen verwendet werden darf. Ab 01.01.2015 besteht dann ein generelles Verwendungsverbot.

Verordnung (EU) Nr. 517/2014

Das Ziel dieser Verordnung ist der Umweltschutz durch Minderung der Emissionen von fluorierten Treibhausgasen. In der Verordnung werden Regeln für die Emissionsbegrenzung, Verwendung und Rückgewinnung von fluorierten Treibhausgasen und Auflagen für die Inverkehrbringung dieser festgelegt.

Beschränkungen für HFKW Verwendung in Österreich

Grundsätzlich ist die Verwendung von vollfluorierten Kohlenwasserstoffen (FKW) und teilfluorierten Kohlenwasserstoffen (HFKW) als Kälte- und Kühlmittel für ortsfeste Anlagen und Geräte verboten. (139. Verordnung: Änderung der Verordnung über Verbote und Beschränkungen teilfluorierter und vollfluorierter Kohlenwasserstoffe sowie von Schwefelhexafluorid (HFKW-FKW-SF6-V))

Die Verwendung von teilfluorierten Kohlenwasserstoffen (HFKW) als Kältemittel ist jedoch für folgende Einsatzbereiche bis auf weiteres erlaubt in:

- Kühlgeräten für Hochleistungsserver und Hochleistungsrechner (unabhängig von der Kältemittel-Füllmenge);
- Klima- und Gefrier- sowie nicht unter Pkt. I fallenden Kühlgeräten, wenn die Kältemittel-Füllmenge über 150 g bis zu 20 kg beträgt
- Einzelanlagen mit einer Kältemittel-Füllmenge bis zu 20 kg.
- Ortsfesten Anlagen mit verzweigten Rohrleitungssystemen (keine Einzelanlagen und keine Kompaktanlagen)
  - Maximale Kältemittelfüllmenge < 100 kg
  - Kältemittelfüllmenge > 100 kg
  - Max. Kältemittelfüllmenge ≤ 1,5 kg je kW Kälteleistung bezogen auf bestimmte Randbedingungen
- Kompaktanlagen (z. B.: Kaltwassersätze), welche keine Einzelanlagen und keine ortsfesten Anlagen mit verzweigten Rohrleitungssysteme sind:
  - Max. Kältemittelfüllmenge ≤ 0,5 kg je kW Kälteleistung bezogen auf gegebene Randbedingungen

Die Regelungen zur Wartung und Instandhaltung sehen vor, dass die Verwendung von vollfluorierten oder teilfluorierten Kohlenwasserstoffen als Kältemittel zur Instandhaltung und Wartung weiterhin zulässig ist, wenn die Geräte und Anlagen mit diesen Stoffen bereits befüllt und in Betrieb sind, ein Umbau dieser Geräte und Anlagen zur Verwendung anderer Kältemittel technisch nicht möglich ist oder der damit verbundene Aufwand außer Verhältnis zur erzielbaren Gefahrenminderung steht. (stammt noch aus alter Verordnung)

Jährliche Überprüfung der Kälteanlage

Gemäß §22 der Kälteanlagenverordnung müssen Kälteanlagen jährlich einer Überprüfung hinsichtlich ihrer Betriebssicherheit unterzogen werden. Ferner ist für jede Kühlanlage über 1,5 kg Füllgewicht ein Prüfbuch zu führen, in dem der Zeitpunkt jeder Überprüfung eingetragen sein muss. (§23)

Für Dichtheitsprüfungen siehe Informationen zu Leckagen.

15 Angebote und Tools

Um Betriebe bei der Optimierung häufig genutzter Technologien zu unterstützen, wurdem im Programm klima**aktiv** Energieeffiziente Betriebe weitere **Leitfäden** zu folgenden Querschnittstechnologien erstellt:

- Optimierung der Abwärmenutzung
- Optimierung von Druckluftsystemen
- Optimierung von Ventilatoren und Lüftungssystemen
- Optimierung von Dampfsystemen
- Optimierung von Pumpensystemen
- Optimierung von Beleuchtungssystemen
- Messleitfaden I zur Bewertung von Energieeinsparungen
- Messleitfaden II zur Messtechnik
- Optimierung der Wärmeverteilung und Hydraulik
- Technische Isolierung

Drei **Guidelines** aus dem Bereich „Energiemanagementsystem nahch ISO 50001“, mit Good Practice Beispiele, die mit Vorreiterbetrieben zu den folgenden Themen erstelle wurden:

- Einhaltung von energierechtlichen Vorschriften im Rahmen der ISO 50001
- Energieeffizienz und Synergien zur Materialeffizienz und zum Arbeitnehmerschutz
- Nachweis der Verbesserung der energiebezogenen Leistung

Weiters bietet klima**aktiv** Schulungen und Webinare, in denen Grundlagen und Lösungen zur Optimierung betrieblicher Systeme vermittelt werden. Aktuelle Termine finden Sie auf klimaaktiv.at/betriebe-schulungen.html oder im Energieeffiziente Betriebe Newsletter. Sie können sich unter klimaaktiv.at/service/newsletter-an-abmeldung.html anmelden.

ProTool

Das klima**aktiv** ProTool ist ein Tool, das für eine umfassende Erstanalyse der Energieeffizienz im Betrieb eingesetzt werden kann und ermöglicht rasch Einsparpotenziale zu identifizieren.

Pinch Tool

Die Pinch-Analyse ermöglicht eine rasche und unkomplizierte Bestimmung der optimalen Abwärmenutzung. Dieses Werkzeug erleichtert es, ein Wärmetauschernetzwerk basierend auf realen Betriebsdaten von Prozessströmen und Abwärmeströmen aus der Energieversorgung zu kreieren und zu bewerten.

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Häufige Verdampfungs- und Kühltemperaturen (Annahme: Delta T 10 K) 12
Tabelle 2: Gehäusebauarten von Kälteverdichtern 16
Tabelle 3: Jährlich Volllastlaufzeit und Auslastung in Abhängigkeit der täglichen Volllastlaufzeit, (Tägliche Volllastlaufzeit von Anlagen: Sommer 16 h / Winter 8 h) 24
Tabelle 4: Vollbetriebsstunden für Kältekompressoren verschiedener Branchen, eigene Berechnungen aus Primärdaten..... 25
Tabelle 5: Häufigkeit der jeweiligen Trocken- und Feuchtkugel-Temperaturbereiche in Österreich (Schwechat) 29
Tabelle 6: Typische Leistungszahlen von Kältemaschinen, Ergänzung auf Basis Expertengespräch Danfoss 33
Tabelle 7: Kühlmittel R134a - Kühlwassereintrittstemperatur 27 °C / Kühlwasseraustrittstemperatur 33 °C 33
Tabelle 8: Kühlmittel R134a - Kühlwassereintrittstemperatur 40 °C / Kühlwasseraustrittstemperatur 45 °C 34
Tabelle 9: Kühlmittel R407C - Kühlwassereintrittstemperatur 27 °C / Kühlwasseraustrittstemperatur 33 °C 34
Tabelle 10: Kühlmittel R407C - Kühlwassereintrittstemperatur 40 °C / Kühlwasseraustrittstemperatur 45 °C 35
Tabelle 11: Entwurf zu Minimum requirements to be met by process chillers..... 35
Tabelle 12: Leistungszahlen für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme 36
Tabelle 13: Richtwerte für Industriekälteanlagen für den Gesamtwirkungsgrad..... 39
Tabelle 14: COP-Werte im Vergleich - Verdampfungstemperaturen 39
Tabelle 15: Gleichzeitigkeitsfaktoren in Abhängigkeit der Anzahl der Kühlstellen 41
Tabelle 16: Anteil der Kühllast in Kühlräume 47
Tabelle 17: Erfahrungswerte für ausgeführte Kühllagerräume 47
Tabelle 18: Kennzahlen zur überschlägigen Berechnung einer Kühlraum-Kälteleistung bei einer Raumgröße von 100 m³ 48
Tabelle 19: Errechnung Energiekennzahl Kühlhaus (Tiefkühlung, 72.000 m³, 6.000 m² Grundfläche)..... 48
Tabelle 20: Maximale Kühltemperaturen für Lebensmittel laut verschiedener Quellen 51
Tabelle 21: Anzustrebende Dämmstärken mit Wärmeleitgruppe 025 (z. B. Polyurethan) beziehungsweise eine gleichwertige Vakuumdämmung, Empfehlung Wärmedämmung Kühlhäuser..... 55
Tabelle 22: U Werte von PUR-Paneelen in Abhängigkeit der Dämmstärke 56
Tabelle 23: Mögliche Temperaturdifferenzen bei Verdampfern - Luftkühler 64

Tabelle 24: Mögliche Temperaturdifferenzen bei Verdampfern – Flüssigkeitskühler 64
Tabelle 25: Temperaturdifferenzen von verschiedenen Verflüssigern..... 70
Tabelle 26: Empfohlene Temperaturdifferenzen am Verflüssiger luftgekühlt..... 71
Tabelle 27: Empfohlene Temperaturdifferenzen am Verflüssiger mit Wärmeträger 71
Tabelle 28: Auslegungsdaten für luftgekühlte Verflüssiger 73
Tabelle 29: Mittlere prozentuale Verbesserung des COP bei Absenkung der Verflüssigungstemperatur um 1 K von verschiedenen Kältemittelkreisläufen 75
Tabelle 30: Berechnung des neuen COP aufgrund weiter abgesenkten Verflüssigungstemperatur und Einsparung in kW 77
Tabelle 31: Maximale Schalthäufigkeit und Minimale Motorlaufzeit..... 78
Tabelle 32: Regelstrategien von Verdichtern..... 79
Tabelle 33: Auswirkungen verschiedener Regelarten auf die aufgenommene Leistung bei Schraubenkompressoren 85
Tabelle 34: Wirkungsgrade von Elektromotoren unter 1,5 kW 87
Tabelle 35: Vor- und Nachteile unterschiedlicher Regelstrategien 90
Tabelle 36: Vorgaben zur effizienten Regelung von Verdampfer-Ventilatoren mit Frequenzumrichter..... 90
Tabelle 37: Leistungsaufnahme von Ventilatoren in Abhängigkeit der Regelung und der Drehzahl (und damit Volumenstrom) 91
Tabelle 38: Vorgaben zur effizienten Regelung von Verflüssiger-Ventilatoren mit Frequenzumrichter..... 93
Tabelle 39: Gesetzlich vorgeschriebene Anzahl der Dichtheitskontrollen 99
Tabelle 40: Grenzwerte für spezifischen Kältemittelverlust während dem Normalbetrieb gemäß Erreichtungszeitraum der Anlage..... 100
Tabelle 41: Häufige Leckagenstellen..... 101
Tabelle 42: Wärmestrom je Person in Abhängigkeit von der Raumtemperatur 104
Tabelle 43: Raumbelastungsgrad bei Abluftleuchten 105
Tabelle 44: Spezifische Atmungswärme von Lebensmitteln..... 105
Tabelle 45: Erforderlicher Kältebedarf für Kühlzellen in Abhängigkeit der Zellengrundfläche und der Häufigkeit des Türöffnens pro Tag 106
Tabelle 46: Luftwechselraten je Tag für Kühlräume durch Türöffnung, normale Bedingungen. Bei erschwerten Bedingungen ist mit dem Faktor 2, bei längerer Lagerdauer ist mit Faktor 0,6 zu multiplizieren..... 106
Tabelle 47: Tagesgänge der Gesamt- und Diffusstrahlung hinter Zweifachverglasung in W/m² (geographischer Breite 50 °C) nach VDI 2078- Monatsmittelwerte..... 108
Tabelle 48: b-Werte..... 109
Tabelle 49: k-Werte für Durchlaufverflüssiger für R 717 109

Tabelle 50: k-Werte für andere Kältemittel 109
Tabelle 51: k-Werte für Wasser sparende Verflüssiger 110
Tabelle 52: k-Werte statisch belüftet 110
Tabelle 53: k-Werte mechanisch belüftet 110
Tabelle 54: Angestrebter Jahresstromverbrauch von Kühlanlagen 110
Tabelle 55: Kenndaten von Kältemitteln 111

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Ablauf eines Energieaudits 8
Abbildung 2: Symbole in der Kältetechnik 18
Abbildung 3: Häufigkeitsverteilung der Temperaturbereiche für die Trocken- und Feuchtkugeltemperatur in Österreich (Schwechat) 28
Abbildung 4: Ventilkennlinien von thermodynamischen und elektronischen Expansionsventilen 66
Abbildung 5: Betriebsverhalten von Kaltdampf-Hubkolbenkompressoren je nach Kältemittel 75
Abbildung 6: Auswirkungen verschiedener Regelarten auf die aufgenommene Leistung bei Kolbenkompressoren 84
Abbildung 7: Auswirkungen verschiedener Regelarten auf die aufgenommene Leistung bei Schraubenkompressoren 84
Abbildung 8: Wirkungsgrade von Ventilatoren 87

Formelverzeichnis

Formel 1: Abschätzung der Nennleistung 23
Formel 2: Abschätzung über Volllastlaufzeiten 24
Formel 3: Annahme Bewertung des COP 27
Formel 4: Energieverbrauch der Kompressoren 27
Formel 5: Leistungszahl der Kältemaschine bei Volllast 31
Formel 6: Nutzung der Abwärme mit höheren Verflüssigungstemperaturen 31
Formel 7: Leistungszahl des Kältesystems bei Volllast 32
Formel 8: Bewertung über ESEER 36
Formel 9: Bewertung über Gesamtwirkungsgrad 37
Formel 10: Kälteerzeugungseffizienz 37
Formel 11: Wärmetransporteffizienz 38
Formel 12: Fluidtransporteffizienz 38
Formel 13: Kältenutzungseffizienz 38
Formel 14: Errechnung der Energieeinsparung 40
Formel 15: Kühllast Personen 43
Formel 16: Kühllast Beleuchtung 43
Formel 17: Maschinen- und Gerätewärme 44
Formel 18: Wärmeeintrag durch Stoffdurchsatz 44
Formel 19: Atmungswärme bei Lagerung von Obst und Gemüse 45
Formel 20: Wärmeeintrag durch Luftinfiltration 45
Formel 21: Transmission durch Fenster 46
Formel 22: Wärmeeintrag Außenfläche 46
Formel 23: Einsparung in [kWh] 49
Formel 24: Einsparung in [kWh] pro Jahr 58
Formel 25: Einsparung über Rahmenheizung 59
Formel 26: Optimierung der Abtausteuerung 60
Formel 27: Halbierung der Abtauleistung für die Hälfte des Jahres 61
Formel 28: Einsparung bei Heißgasabtauung 62
Formel 29: Maximale Energieeinsparung 65
Formel 30: Berechnung Verflüssigungsleistung 68
Formel 31: Erhebung der Auslegungsbedingungen 69
Formel 32: Maximale Energieeinsparung 76
Formel 33: COP bei neuer Verflüssigungstemperatur 77
Formel 34: Energieeinsparung im Lastbereich 83
Formel 35: Einsparbewertung Verdampferventilator 88

Formel 36: Energieeinsparung von Ventilatoren 92
Formel 37: Abwärmeleistung bei Vollkondensation 96
Formel 38: Bestimmung der Abwärmemenge 96
Formel 39: Temperaturbedarf 97

Literaturverzeichnis

BMG-75210/0005-II/B/13/2011: Hygieneleitlinie für Großküchen vom 2.8.2011

Breidenbach, Der Kälteanlagenbauer, Band 1: Grundkenntnisse, 4. Auflage, C.F. Müller, 2003

Breidenbach, Der Kälteanlagenbauer, Band 2: Kälteanwendung, 4. Auflage, C.F. Müller, 2003

Breidert, H. J.: Projektierung von Kälteanlagen, Berechnung – Auslegung – Beispiele, C.F. Müller, 2009

Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH: Kältemittel-Report, 15. Auflage, Sindelfingen

Cascade Energy Engineering: Industrial Efficiency Alliance: Industrial Refrigeration, Best Practices Guide, 2004

Carbon Trust: CTG 046, Refrigeration Systems, Guide to key energy saving opportunities, CTG 046, Juli 2011

Carbon Trust: CTL 137, How to reduce heat gain for cabinets and cold rooms, Actionenergy from Carbon Trust

Carbon Trust: Food and Drink Industry Refrigeration Efficiency Initiative, Guide 3 Operational Efficiency Improvements for Refrigeration Systems, 2007

Carbon Trust: Food and Drink Industry Refrigeration Efficiency Initiative, Guide 5 Site Guidance Topics, 2007

Chemikalien-Klimaschutzverordnung: Deutschland, Juli 2008

DIN 10508:2002-10/DIN 10508:2012-03: Lebensmittelhygiene - Temperaturen für Lebensmittel

EN 410:2011 ehemals DIN 67507: Glas im Bauwesen - Bestimmung der lichttechnischen und strahlungsphysikalischen Kenngrößen von Verglasungen; Deutsche Fassung

energie.ch ag: energie.ch/kaelteanlagen, verweist auf die Schweizer Norm SIA 380/4 – Elektrische Energie im Hochbau, 2006

European Commission, DG ENTR: Proposal for Preparatory Study for Eco-desing Requirements of EuPs, ENTR Lot 1: Refrigerating and freezing equipment, Task 6: Improvement Potential, 2011a

European Commission, DG ENTR: Proposal for Preparatory Study for Eco-desing Requirements of EuPs, ENTR Lot 1: Refrigerating and freezing equipment, Task 5: Technical Analysis of Improvement Options, 2011b

European Commission, Impl. Direct: With regard to ecodesign requirements for professional storage cabinets, blast cabinets, condnesing units and process chillers, 2014

Europäische Union: Verordnung (EG) Nr. 842/2006, Verordnung über bestimmt fluorierte Treibhausgase

Energy Efficiency Best Practice Programme: Good Practice Guide 279, Running refrigeration plant efficiently – a cost saving guide for owners, Oxfordshire, 2000

Expertengespräche: Ing. Thomas Sulzer, Schiessl-Kältegeselschaft m.b.H.; Alex Betrand, CRP Henri Tudor (Luxemburg); DI Mathias Blaser, Cofely; Jörg Saar, Danfoss GmbH (Kältetechnik Deutschland), (Juni-August 2012)

Gorbach, C./Ziehl-Abegg: Energieoptimierte Produkte, Präsentation, 2011

Heckmann, H./Heckmann, R./Heckmann, C, G.U.N.T. Gerätebau GmbH: Symbole und Begriffe der Kälte- und Klimatechnik, 2005, gunt.de/images/download/symbols-terms-refrig-air-con_german.pdf

Hendriks, M.: Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH, Leistungsregelung von Hub- und Schraubenverdichtern, Sindelfingen, 2002

Info-Tour Handout 4: Verbesserung der Leistungszahl, Info-Tour, Folie 52, Präsentationsteil von Güntner

Info-Tour 2003: Leistungsregelung an Kälte- und Klimaanlagen. Präsentationsteil von Danfoss: Leistungsbereiche von Expansionsventilen

Institut für Luft- und Kältetechnik Dresden GmbH: Forschungsbericht Dichtheit von Kälteanlagen, 1999

Bundesamt für Energie, Schweiz: Kampagne effiziente Kälte, Maßnahmenliste Optimierung, 2011 bfe.admin.ch

Kapferer, R., Greml A., Kreuzer, W., Braito, M.: Kälteanlagen im Hotel- und Gastgewerbe, Berichte aus Energie und Umweltforschung 10/2011, BMVIT, Wien, 2011

Kälte Ecker: Kältetechnische Planung, Großküchenbuch V01, 30.1.02, 2002

Kulterer, K. Österreichische Energieagentur: klimaaktiv Beraterinformationen Energieeffizienz in Kältesystemen, für das Lebensministerium, Wien, 2007

Kunze, o.J.: Präsentation Energieeffiziente und Umweltfreundliche Kältetechnik

Lindegger, M.: Permanent Magnetisiert, Faktor, Heft 28, Zürich 2010

Mai, R., Institut für Luft- und Kältetechnik Dresden GmbH: Bewertung von Kälteanlagen für klimatechnische Anwendungen, Präsentation WIKO am 18.09.2008

ÖNORM H 6040: Lüftungstechnische Anlagen, Kühllastberechnung, 1997

Verband Deutscher Kühlhäuer: Leitfaden mm-logistik.vogel.de/lagertechnik/articles/246108/, 20.5.2012

Linde Kältetechnik GmbH: Kältemittelvorschriften, 11.4.2007, carrier-kt.at

Lösche, K. (Herausgeber): Kältetechnologie in der Bäckerei, Behr, Hamburg, 2003

Müller, C: Leistungszahlen für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme, in VSSH-Fachzeitschrift Friscaldo, Ausgabe 1-2008, Baar (CH)

Navigant Consulting, Inc.: Energy Savings Potential and R&D Opportunities for Commercial Refrigeration Final Report Submitted to: U.S. Department of Energy Energy Efficiency and Renewable Energy Building Technologies Program, 2009

Realzero: Illustrated guide to 13 common leaks, realzero.org.uk

Roth, P., Fa. Güntner: Fachveröffentlichung Energieeinsparung auf der Hochdruckseite einer Kälteanlage, Fürstenfeldbruck, 2007

Ruß, W.: Unterlagen zum Thema: Kessel,- Kraft- und Kälteanlagen, Vorlesungsmanuskript Kälteanlagen, Sommersemester 2010

Schäfer, V.: Kälte aus Wärme, Präsentation C.A.R.M.E.N. eV. Fachgespräche, eta Energieberatung, 2008

Schiessl: Aus der Praxis für den Praktiker, Teil 3, o.J.

Schiessl: Kälte- und Klimaanlagenbedarf, Wärmerückgewinnung, 2010

Schramek, R.: In: Recknagel, Sprenger, Schramek, Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik, DVD, Oldenburg Industrieverlag, München, 2011

Summer, F., Fa. Güntner: Fachveröffentlichung Energieeinsparung auf der Niederdruckseite einer Kälteanlage, 2007

Tech, T./Josfeld, J.: GERTEC GmbH Ingenieurgesellschaft, Energieeffizienz in der Prozess- und Großkälte, 2008, hamburg.de/kaeltenetz

Trogisch/Seifert: Aspekte der Kühllastberechnung nach VDI 2078, in KI, Luft- und Kältetechnik 11/2003), Seite 518

UK Carbon Trust, Food & Drink Industry: Refrigeration Efficiency Initiative, July 2007

VDI 2078

VDMA 24247-3: Energieeffizienz von Kälteanlagen, Teil 3: Leitfaden für eine Verbesserung der Energieeffizienz in Kühlhäusern, Berlin, 2011

VDMA 24247-4: Energieeffizienz von Kälteanlagen, Teil 4: Supermarktkälte, Gewerbekälte, Kühlmöbel, Berlin, 2011

VDMA 24247-5: Energieeffizienz von Kälteanlagen, Teil 5: Industriekälte, Berlin, 2011

Über klima**aktiv**

klima**aktiv** ist die Klimaschutzinitiative des Bundesministeriums für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie (BMK). Seit 2004 bietet sie in den Themenschwerpunkten „Bauen und Sanieren“, „Energiesparen“, „Erneuerbare Energie“ und „Mobilität“ ein umfassendes, ständig wachsendes Spektrum an Information, Beratung sowie Weiterbildung und setzt Standards, die international Vorbildcharakter haben.

klima**aktiv** zeigt, dass jede Tat zählt: jede und jeder in Kommunen, Unternehmen, Vereinen und Haushalten kann einen aktiven Beitrag zur Erreichung der Klimaziele leisten. Damit tragt die Initiative zur Umsetzung des nationalen Energie- und Klimaplans (NEKP) für Österreich bei. Näheres unter klimaaktiv.at

Das klima**aktiv** Programm Energieeffiziente Betriebe setzt gezielt Impulse zur Erhöhung der Energieeffizienz in österreichischen Produktions- und Gewerbebetrieben und unterstützt diese auf Ihrem Weg in Richtung Klimaneutralität. Informationen, Angebote und Good Pracitce Beispiele von umgesetzten Maßnahmen finden Sie Sie unter klimaaktiv.at/effizienz

Kontakt

Strategische Gesamtsteuerung klima**aktiv**
Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie
Abt. VII/3 – Nachhaltige Finanzen und Standortpolitik
Stubenbastei 5, 1010 Wien

Programmmanagement klima**aktiv** Energieeffiziente Betriebe
Österreichische Energieagentur
Petra Lackner
eebetriebe@energyagency.at
klimaaktiv.at/effizienz

Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie
Radetzkystraße 2, 1030 Wien
bmk.gv.at