

Fachveröffentlichung

Energieeinsparung auf der Hochdruckseite einer Kälteanlage



Dipl. – Phys. Peter Roth
Leiter Abteilung Versuch

Themenschwerpunkte:

- Darstellung der Auswirkungen auf den COP einer Kälteanlage bei Absenkung der Verflüssigungstemperatur in Abhängigkeit von verschiedenen Kältemitteln. Wie wirken sich diese Veränderungen bei unterschiedlichen Temperaturbedingungen an der Kühlstelle aus (NK/TK/Klima)?
- Zusammenfassung der wichtigsten Einflußgrößen auf die Verflüssigungstemperatur sowohl in Bezug auf die Planung als auch in Bezug auf den Betrieb einer Kälteanlage.
- Hintergründe zur Bestimmung der minimalen Verflüssigungstemperatur. Was begrenzt die minimale Verflüssigungstemperatur?
- Gegenüberstellung von unterschiedlichen jährlichen Außentemperaturverläufen und –verteilung am Beispiel von drei europäischen Hauptstätten und deren Einfluß auf die realisierbaren Verflüssigungstemperaturen und die damit verbundenen Teillastwirkungsgrade.
- Abschätzung des Einflusses der Leistungsaufnahme der Verflüssiger-Ventilatoren auf den Gesamtwirkungsgrad einer Kälteanlage.

1. Einleitung

Energieeinsparung ist ein Thema, über das schon seit jeher und auf unterschiedlichen Niveaus diskutiert wird. Angefangen von theoretischen Abhandlungen akademischer Institute bis hin zu Fernsehdiskussionen zwischen Gesprächsteilnehmern aus verschiedensten gesellschaftlichen Bereichen wird Energiesparen erörtert und gefordert. Aber will man eigentlich wirklich "Energie" sparen? Der Gesamtenergieinhalt der Erde ist aus physikalischer Sicht praktisch unerschöpflich, zumal ein enormer Energiestrom permanent von der Sonne auf die Erde fließt. Die eigentlichen Schwierigkeiten stellen die Voraussetzungen und die Folgen bei der Umwandlung von beliebigen Energieträgern auf technisch nutzbare Energie dar. Deshalb verbirgt sich hinter dem Begriff "Energiesparen" ein Vorgang, den man mit "Energieumwandlung mit möglichst geringem Aufwand" umschreiben könnte. Dies bedeutet zum einen, dass man eine möglichst wirtschaftliche und somit kostengünstige Methode zur Befriedigung der "thermischen" Bedürfnisse anstrebt. Zum anderen will man die elementaren Lebensbedingungen wie saubere Umwelt, gesunde und in ausreichendem Maße vorhandene Lebensmittel und stabile Sozialsysteme so wenig wie möglich bei den Prozessen der Energieumwandlung in Mitleidenschaft ziehen. Genau dieser zweite, nicht finanzielle Aspekt wird im zweiten Teil des 4. Weltklimaberichts der UN vom März 2007 behandelt und hat für große Aufmerksamkeit gesorgt. Auch die Güntner AG & Co. KG fühlt sich diesen Werten verpflichtet und hat sie deshalb schon seit einigen Jahren in ihren Firmen-Leitlinien verankert.

Gerade bei Wärmeaustauschern liegt die Notwendigkeit, sich über Energieströme Gedanken zu machen, auf der Hand. Da bei einer Vielzahl von Kälteanlagen Luft als Wärmequelle und auch als Wärmesenke verwendet wird, kommen lamellierte Wärmeaustauscher zum Einsatz. Der Aufbau und die Betriebsweise von diesen Wärmeaustauschern hat erheblichen Einfluss auf den Energieverbrauch einer Kälteanlage. Im folgenden Artikel werden die thermodynamischen Zusammenhänge auf der Hochdruckseite, das heißt der Wärme abgebenden Seite einer Kälteanlage, theoretisch und praktisch beleuchtet.

2. Einfluss der Verflüssigungstemperatur auf die Leistungszahl eines Kältemittelkreislaufes

Um den Wirkungsgrad oder die Güte eines technischen Vorganges zu beschreiben, betrachtet man das Verhältnis aus Nutzen zu Aufwand. Bei einer Kälteanlage ist die einem Kühlgut oder Kühlraum entzogene Wärme der Nutzen und die dafür aufzubringende Arbeit, z. B. die el. Antriebsleistung am Verdichter, der Aufwand.

$$\text{Güte} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} \quad \text{bei einer Kälteanlage bedeutet das} \quad \text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}}$$

mit $\text{COP} = \text{Coefficient of Performance}$, $\dot{Q}_0 = \text{Kälteleistung in Watt}$ und $\dot{W} = \text{el. Verdichterleistung in Watt}$. Betrachtet wird im Weiteren nur noch der einstufige Kaldampfprozess zur Kälteerzeugung als der am weitest verbreitete. Hierbei wird einer Wärmequelle, z. B. einem Kühlraum, Wärme entzogen die zur Verdampfung von flüssigem Kältemittel aufgenommen wird. Der Kältemitteldampf wird unter Enthalpiezunahme im Kompressor verdichtet und unter Wärmeabgabe am Verflüssiger wieder in die flüssige Phase kondensiert. Die Verhältnisse von verdichteter zu abgegebener Wärmemenge und aufzuwendender elektrischer Arbeit sind sowohl vom verwendeten Stoff als auch von den vorliegenden Temperaturniveaus abhängig. Diese Zusammenhänge lassen sich sehr anschaulich im $\log(p)$ -h-Diagramm des jeweiligen Kältemittels darstellen (Bild 1).

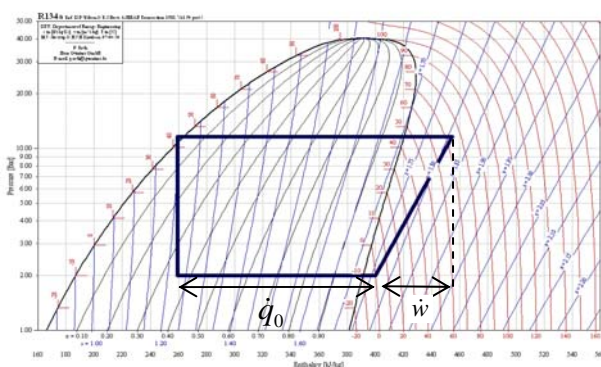


Bild 1: einstufiger Kältemittelkreislauf

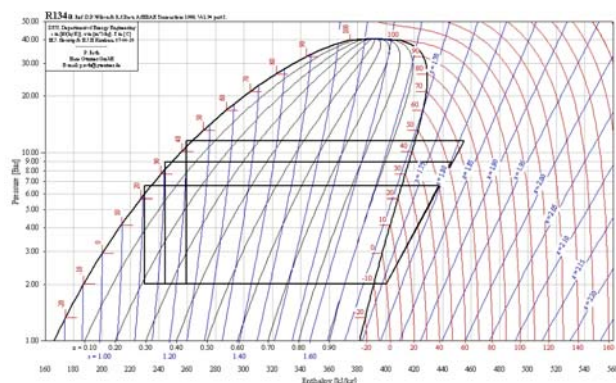


Bild 2: Drei Kältemittelkreisläufe bei gleicher Verdampfungstemperatur und unterschiedlichen Verflüssigungstemperaturen

Es ist in Bild 2 zu erkennen, dass bei einer Absenkung der Verflüssigungstemperatur die Kälteleistung zunimmt und gleichzeitig die aufzuwendende Verdichterleistung weniger wird. Beide Mechanismen tragen zu einer

Steigerung des COP bei. Dieser Zusammenhang wird in Tabelle 1 für mehrere Kältemittel und verschiedene Temperaturbedingungen berechnet.

Kältemittel:		$t_c=45\text{ °C}$	$t_c=35\text{ °C}$	$t_c=25\text{ °C}$
R134a	$t_o=0\text{ °C}$	3,43	4,7	6,94
	$t_o=-10\text{ °C}$	2,57	3,37	4,59
R404A	$t_o=-10\text{ °C}$	2,23	3,08	4,33
	$t_o=-40\text{ °C}$	1,05	1,38	1,78
R717 (NH3)	$t_o=-10\text{ °C}$	2,65	3,38	4,51

Tabelle 1: COP von verschiedenen Kältemittelkreisläufen; entropischer Wirkungsgrad Verdichter: 0,7; $\Delta t_{oh}=10\text{ K}$ für $t_o=0, -10\text{ °C}$; $\Delta t_{oh}=20\text{ K}$ für $t_o=-40\text{ °C}$; $\Delta t_u=3\text{ K}$

Kältemittel:		$t_c=40\text{ °C}$	$t_c=30\text{ °C}$
R134a	$t_o=0\text{ °C}$	3,3 %	3,9 %
	$t_o=-10\text{ °C}$	2,7 %	3,1 %
R404A	$t_o=-10\text{ °C}$	3,1 %	3,6 %
	$t_o=-40\text{ °C}$	3,4 %	2,6 %
R717 (NH3)	$t_o=-10\text{ °C}$	2,3 %	3,1 %

Tabelle 2: mittlere prozentuale Verbesserung des COP bei Absenkung der Verflüssigungstemperatur um 1 K

In Tabelle 2 wurde für zwei verschiedene Temperaturbereiche die mittlere prozentuale Verbesserung des COP bei Absenkung der Verflüssigungstemperatur um 1 K dargestellt. Dies bedeutet zum Beispiel, dass bei R404A die Erniedrigung der Verflüssigungstemperatur von 43 °C auf 41 °C bei einer konstant gehaltenen Verdampfungstemperatur von -10 °C den COP um zweimal 3,8 %, d.h. rund 8 % verbessert. Die Folge davon ist, dass man 8 % weniger mechanische Kompressionsarbeit leisten muss und sich somit 8 % an el. Strom einsparen lassen. Hier eröffnen sich große Einsparpotenziale.

Die Lage der Verflüssigungstemperatur bestimmt entscheidend den Energieverbrauch einer Kälteanlage. Man sollte deshalb größten Wert darauf legen, die Verflüssigungstemperatur so niedrig wie möglich zu halten.

3. Einflussparameter auf die Verflüssigungstemperatur

Es stellt sich die Frage, durch welche Maßnahmen und welche Größen die Verflüssigungstemperatur beeinflusst werden kann. Dazu betrachtet man die zwei grundlegenden Gleichungen zur Berechnung von Wärmeaustauschern:

$$(1) \quad \dot{Q}_c = \dot{m} \cdot \Delta h_c$$

$$(2) \quad \dot{Q}_c = k \cdot A \cdot (t_c - t_L)$$

$$\Rightarrow t_c - t_L = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_c}{k \cdot A}$$

$$(3) \quad t_c = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_c}{k \cdot A} + t_L$$

mit

\dot{m} = Kältemittelmassenstrom

Δh_c = spezifische Verflüssigungsenthalpie

k = Wärmedurchgangskoeffizient

A = Wärmeaustauscherfläche

t_L = Lufteintrittstemperatur

In der eingerahmten Formel (3) sind alle thermodynamisch bedingten Einflussparameter auf die Verflüssigungstemperatur genannt. Dies bedeutet im Einzelnen:

- Je höher die Kältemittelmenge ist, die verflüssigt werden soll, umso höher muss, bei sonst gleichen Rahmenbedingungen, die Verflüssigungstemperatur gewählt werden. Anders ausgedrückt könnte man auch sagen, dass die Kühllast und somit die umgesetzte Kältemittelmenge so klein wie möglich gehalten werden muss, um niedrige Verflüssigungstemperaturen zu erzielen.
- Die spezifische Verflüssigungsenthalpie ist eine Stoffeigenschaft und kann nicht oder höchstens durch die Wahl des Kältemittels beeinflusst werden.
Da in die spezifische Verflüssigungsenthalpie als rechte Grenze die Verdichteraustrittstemperatur mit eingeht, muss darauf geachtet werden, dass durch den eventuell geringen Gütegrad eines Verdichters die Heißgaseintrittstemperatur nicht unnötig hoch liegt. Ebenfalls ist darauf zu achten, dass die Überhitzung des Kältemittels bei der Verdampfung nicht unnötig groß wird, da auch dies zu einer zum Teil deutlichen Erhöhung der Verflüssigungsenthalpie führt.
- Der Wärmedurchgangskoeffizient soll so hoch wie möglich sein. Dies ist eine gerätespezifische Eigenschaft. Hier ist Güntner als Wärmeaustauscherhersteller ständig bemüht, mit Hilfe von optimierten Lamellenprofilen und Rohrgeometrien immer effizientere Wärmeaustauscher zu entwickeln.
- Je größer die Wärmeaustauscherfläche ist, desto niedriger kann die Verflüssigungstemperatur - bei sonst gleichen Randbedingungen - gewählt werden. Außerdem muss die gesamte Wärmeaustauscherfläche frei und unverschmutzt sein, um am Wärmetransport teilnehmen zu können.
- Fast trivial ist die Tatsache, dass die Verflüssigungstemperatur direkt mit der Luft Eintrittstemperatur, sprich Umgebungstemperatur, verknüpft ist. Das verlangt natürlich, dass der Wärmeaustauscher mit möglichst viel Frischluft beaufschlagt wird. Somit sind Aufstellorte in Gruben oder beengten Verhältnissen zu vermeiden, um der Gefahr zu entgehen schon erwärmte Abluft anzusaugen (Rezirkulation).

Die vielfach vorhandene Einschätzung, dass die Verflüssigungstemperatur von der Stärke oder Größe des Verdichters abhängt, ist nur mittelbar richtig, da ein großer Verdichter nur wegen seines größeren Massenstromes zu einer Erhöhung der Verflüssigungstemperatur beiträgt, und nicht weil er etwa einen "höheren Druck aufbauen" kann, wie aus der obigen Formel klar hervorgeht.

4. Grenzen für die Reduzierung der Verflüssigungstemperatur

Wie oben dargelegt wurde, kann durch Absenkung der Verflüssigungstemperatur der Anlagenwirkungsgrad erhöht und somit die Antriebsenergie reduziert werden. Daraus ergibt sich die Frage, wie weit man die Verflüssigungstemperatur absenken kann. Was sind die technisch bedingten Grenzen für eine Absenkung?

Aus Bild 1 ist ersichtlich, dass die zwei Druckniveaus zum einen über die Entspannungseinrichtung als auch über die Druckerhöhungsorgane (Verdichter) in Verbindung stehen. Beide könnten auf die Festlegung einer minimal möglichen Verflüssigungstemperatur Einfluss haben.

Bei einer kurzen Recherche bei Verdichterherstellern hat sich herausgestellt, dass es keine ernsten technischen oder thermodynamischen Einschränkungen für niedrige Verflüssigungstemperaturen von Seiten der Verdichtertechnik gibt. Bei zwei Gesprächspartnern war die erste Reaktion auf die Frage nach einem niedrigsten zulässigen Hochdruck: "Diese Einsatzgrenze gibt es nicht." Jedoch ist es möglich, dass die eine oder andere Verdichterbaureihe besser oder schlechter für niedrige Verflüssigungstemperaturen geeignet ist. Bei Schraubenverdichtern ist im Bedarfsfall eine externe Ölpumpe vorzusehen und darauf zu achten, dass eine minimale Öltemperatur aufrechterhalten wird. Bei Hubkolbenverdichtern setzen die minimalen Kräfte zum Öffnen der Ventilplatten und eine damit einhergehende Leistungszahlreduzierung eine untere Grenze für den minimalen Verflüssigungsdruck. Doch diese Einsatzbeschränkungen sind weit entfernt vom bestimmenden Faktor zur Festlegung der minimalen Verflüssigungstemperatur: die Expansionsorgane.

Alle Expansionsorgane, mit Ausnahme von Entspannungsmaschinen, die wohl eher als sehr seltene Kuriositäten betrachtet werden müssen und noch nie in kommerziellen Kälte- oder Kühlanlagen zur Anwendung kamen, sind Ventile oder Kapillaren. Bei fast allen Expansionsventilen ist der über sie abgebaute Druckunterschied der Haupteinfluss auf den durchgelassenen Volumenstrom. In Bild 3 sind die Kälteleistungen von einem thermostatischen Expansionsventil mit drei unterschiedlich großen Düsen in Abhängigkeit von der angelegten Druckdifferenz dargestellt.

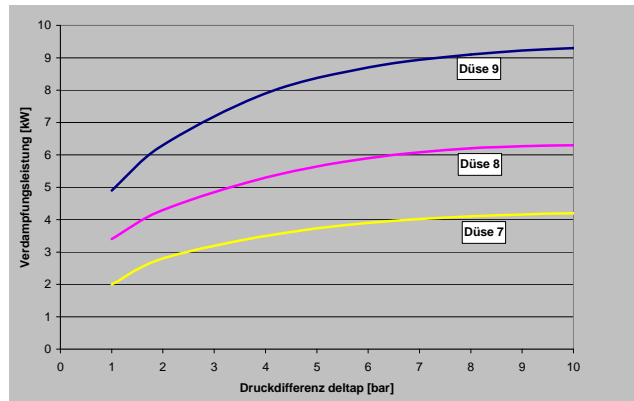


Bild 3: Kälteleistung von drei unterschiedlich großen thermischen Expansionsventilen

4.1. Berechnungsmethoden zur Bestimmung der minimalen Verflüssigungstemperatur

Für die Auslegung von Verflüssigern und Verdampfern werden als relevante Druckangaben zur Umrechnung in die entsprechenden Gleichgewichtstemperaturen immer die Werte auf Seiten der Verdichteranschlüsse angegeben. Das bedeutet, dass beim Verflüssiger die Verflüssigungstemperatur am Eintritt des Verflüssigers als Nennwert angegeben wird. Wohingegen die Verdampfungstemperatur am Austritt des Verdampfers angegeben wird. Diese Definitionen sind sinnvoll, da die Druckverluste beim Phasenwechsel gerätespezifisch sind und nicht der thermodynamisch größtmöglichen Temperaturdifferenz angelastet werden sollten. Auch alle relevanten Normen gehorchen dieser Konvention. Vom Eintritt des Kältemittels in den Verflüssiger bis zum Austritt aus dem Verdampfer müssen mehrere Druckverluste überwunden werden.

$$(4) \quad p_c = p_0 + \Delta p_{\text{Rohrleitung}} + \Delta p_{\text{Expansionsventil}} + \Delta p_{\text{Verteiler}} + \Delta p_{\text{Verdampfer}} + \Delta p_{\text{Verflüssiger}}$$

mit

p_c = Verflüssigungsdruck

p_0 = Verdampfungsdruck

$\Delta p_{\text{Verflüssiger}}$ = interner Druckverlust Verflüssiger

$\Delta p_{\text{Rohrleitung}}$ = Flüssigkeitsrohrleitungsverluste inkl. Armaturen

$\Delta p_{\text{Expansionsventil}}$ = Druckverlust Expansionsventil

$\Delta p_{\text{Verteiler}}$ = Druckverlust Kältemittelverteiler

$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$ = interner Druckverlust Verdampfer

Die Verflüssigungs- und Verdampfungstemperatur werden im ersten Schritt als bekannt vorausgesetzt. Die internen Druckverluste des Verflüssigers und des Verdampfers werden im Güntner Auslegungsprogramm GPC berechnet und angegeben. Sie sind in der Regel jedoch so klein, dass sie vernachlässigt werden können. Auch der Druckverlust des Kältemittelverteilers wird von der Auslegungssoftware GPC berechnet. Die Rohrleitungs- und Armaturenverluste müssen vom Anlagenplaner berechnet werden. Somit kann die vorherrschende Druckdifferenz über das Expansionsventil eindeutig bestimmt werden. Mit den zusätzlichen Angaben wie Art des Kältemittels und der geforderten Kälteleistung kann nun ein entsprechendes Expansionsventil anhand der Herstellerangaben ausgewählt werden. Dies ist in Bild 4 beschrieben.

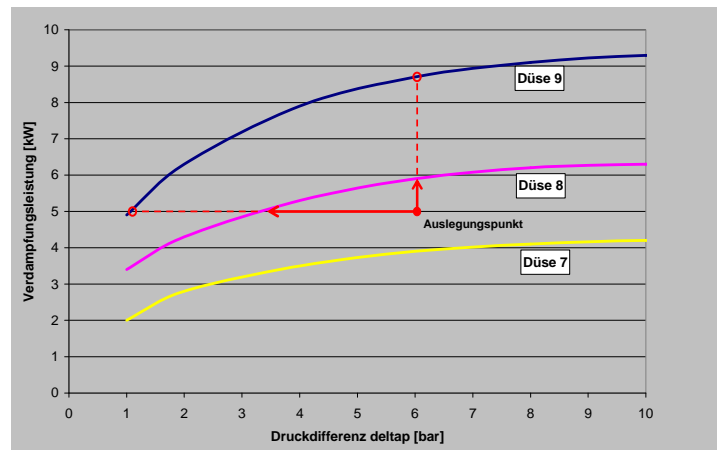


Bild 4: Auslegung eines thermischen Expansionsventil und minimal zulässige Druckdifferenz

Die Lage des Auslegungspunktes innerhalb von Bild 4 ergibt sich dadurch, dass dem Expansionsventil unter den ursprünglich festgelegten Randbedingungen beispielsweise eine Druckdifferenz von 6bar zur Verfügung steht und der Verdampfer eine Nennleistung von 5 kW erbringen soll. Man würde nun die Düse 8 als kleinste Düse wählen, die die erforderliche Kälteleistung erbringt. Die Nennleistung dieses Ventils beträgt bei diesem Zustand ca. 6 kW. Da der Verdampfer nur 5 kW abführen kann, wird sich das Ventil auf einen Öffnungsgrad von rund 85 % einstellen. Die Nennkälteleistung von 5 kW könnte das Expansionsventil auch noch bei einer Druckdifferenz von 3,5 bar erbringen. In diesem Zustand wäre das Expansionsventil dann bei einem Öffnungsgrad von 100 % ganz geöffnet. Dies bedeutet gleichzeitig, dass der Verflüssigungsdruck um 2,5 bar abgesenkt werden könnte, ohne dass die Nennkälteleistung unterschritten werden würde. Die Kälteanlage könnte mit höherem Wirkungsgrad betrieben werden. Würde man eine Düse größer wählen, könnte man den Verflüssigungsdruck sogar um 5 bar ansenken. Dies würde jedoch im Auslegungsfall ($\Delta p = 6 \text{ bar}$) bedeuten, dass das Ventil bei einem Öffnungsgrad von nur noch 50 % betrieben werden müsste. Dies ist bei thermostatischen Expansionsventilen schon ein Grenzfall, da die Regelqualität mit sinkendem Öffnungsgrad abnimmt.

Die Auswahl eines Expansionsventils stellt somit immer eine Optimierungsaufgabe dar, die zwischen gutem Regelverhalten des Expansionsventils und möglichst geringer Druckdifferenz gelöst werden muss. Sogar die Lastkurve der Kühlstelle sollte hier mit berücksichtigt werden. Sind schnelle und große Lastschwankungen im Kühlbetrieb zu erwarten, wird man sich eher für die kleinere, gut regelnde Düse entscheiden. In Kühllagern beispielsweise, die nur selten beschickt werden, könnte man sich auch für die größere Düse entscheiden.

Sobald man sich für eine Düse entschieden hat, liegt auch die minimal erforderliche Druckdifferenz fest und damit die minimal mögliche Verflüssigungstemperatur für diese Kühlstelle.

Da man alle Güntner-Frigenverdampfer für die Kältemittel R134a und R404A/R507 mit angebautem thermostatischem Expansionsventil bestellen kann, wurde die Güntner Auslegungssoftware GPC um ein TEV-Modul erweitert. Mit diesem Modul kann man nun thermostatische Expansionsventile exakt auf die Betriebsbedingungen auslegen, ohne in ein anderes Programm, z. B. eines Expansionsventilherstellers, wechseln und die Randbedingungen erneut eingeben zu müssen. Innerhalb dieses Moduls wird auch die minimale Verflüssigungstemperatur und der Öffnungsgrad im Auslegungszustand berechnet und ausgegeben.

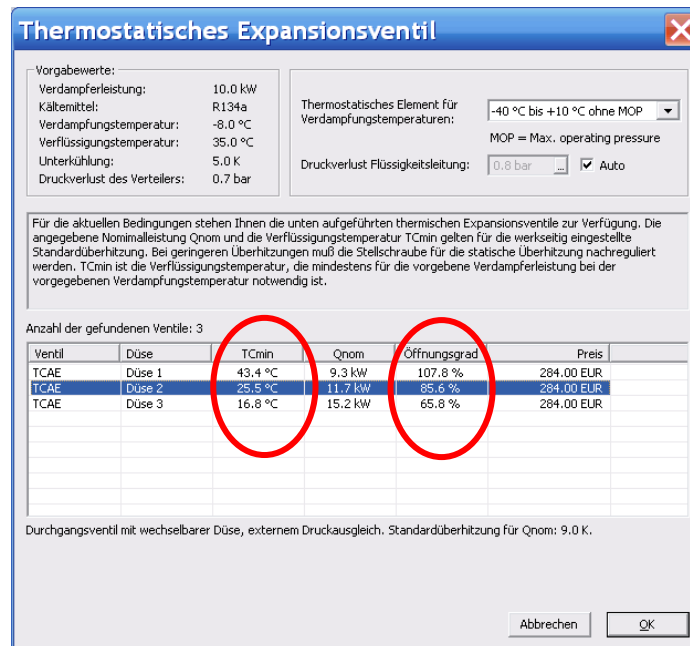


Bild 5: Auslegungsmodul für thermostatische Expansionsventile im GPC

Bei einer Kühlanlage mit mehreren Kühlstellen bzw. mehreren Verdampfern liegt für jeden Verdampfer seine minimale Verflüssigungstemperatur fest. Der Verdampfer mit der höchsten minimalen Verflüssigungstemperatur bestimmt somit die für die gesamte Kühlanlage geltende minimale Verflüssigungstemperatur. Ist nur ein Expansionsventil schlecht ausgewählt, besteht die Gefahr, dass die Verflüssigungstemperatur für die gesamte Anlage erhöht wird, was einen größeren und vor allen Dingen unnötigen Energieverbrauch bedeutet.

5. Einfluss der Außentemperaturen auf die Verflüssigungstemperatur anhand von realen Temperaturverläufen

Wie im letzten Abschnitt schon erwähnt, hat die Außentemperatur und somit die Lufteintrittstemperatur am Verflüssiger entscheidenden Einfluss auf die Verflüssigungstemperatur. In den Bildern 6 und 7 sind die stündlichen Mittelwerte der Außentemperatur von drei europäischen Städten über ein Jahr auf zwei verschiedene Arten aufgetragen.

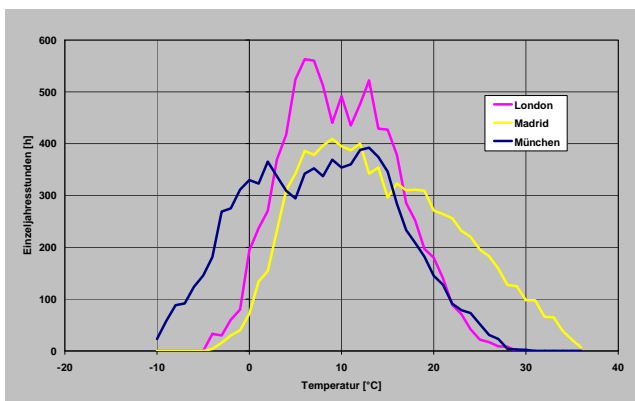


Bild 6: Temperaturhäufigkeitsverteilung für ein Jahr für Madrid, London und München (METEONORM 5.0; 2003)

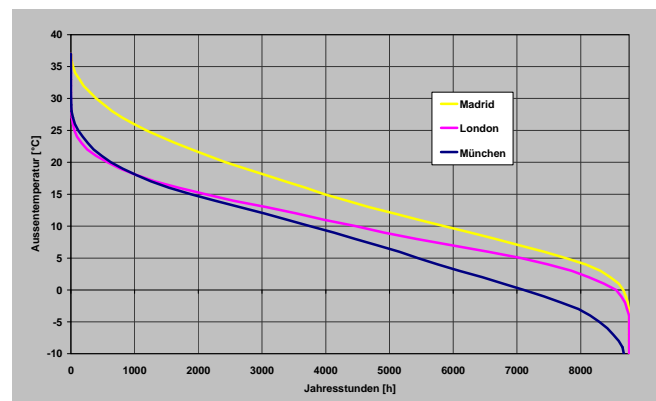


Bild 7: kumulative Temperaturhäufigkeitsverteilung für ein Jahr für Madrid, London und München

In Bild 6 wurde für jede Temperatur in 1-Kelvin-Schritten die in einem Referenzjahr auftretende Stundenanzahl dargestellt. Es ist zu erkennen, dass in London die Anzahl der Stunden mit sehr niedrigen oder sehr hohen Temperaturen relativ zu den zwei anderen Städten München und Madrid gering ist. Es herrscht ein eher ausgeglichenes Klima ohne Extremwerte vor. Die mittlere Jahrestemperatur ist in München am geringsten und in Madrid am höchsten. Alle diese Eigenschaften haben Einfluss auf den Energieverbrauch der Kälteanlage.

In Bild 7 wurde nun die Anzahl der Stunden summiert, die über einer gewissen Außentemperatur liegen. Diese Darstellungsform kann auch als kumulative Temperaturhäufigkeitsverteilung bezeichnet werden. Diese Darstellung ist besonders geeignet, die Auswirkungen bei der Absenkung der Verflüssigungstemperatur aufzuzeigen.

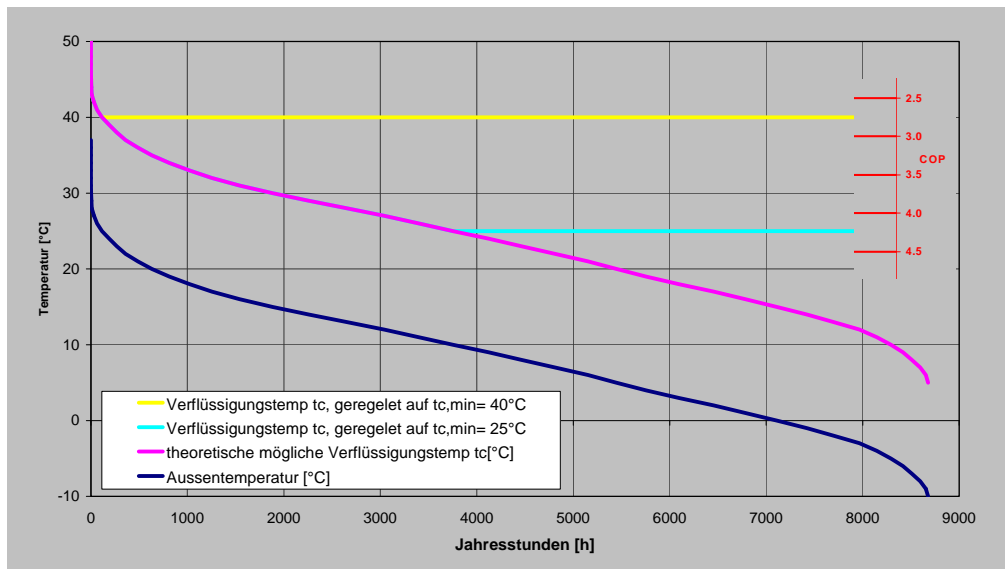


Bild 8: Auswirkungen eines reduzierten, geregelten Verflüssigungstemperatur am Beispiel von München

In Bild 8 werden an Hand der Außentemperaturverteilung von München (blaue Linie) die Auswirkungen einer abgesenkten Verflüssigungstemperatur erläutert.

Unter der Annahme, dass über die gesamten 8.760 Stunden eines Jahres eine konstante Kühlleistung erbracht werden muss, wird die Temperaturdifferenz zwischen Verflüssigungstemperatur und Luftteintrittstemperatur hauptsächlich von der Größe und dem Wärmeübergangsverhalten des Verflüssigers beeinflusst (siehe Formel (3)). Für den im Bild 8 dargestellten Fall beträgt diese Temperaturdifferenz 15 K. Die theoretisch notwendige Verflüssigungstemperatur folgt der Lufttemperatur über den gesamten Zeitraum mit derselben Differenz. Unter Berücksichtigung realer, temperaturabhängiger Wärmeübergangskoeffizienten und sonstigen technisch bedingten Nebeneffekten wird diese Differenz leichte Abweichungen vom ursprünglich als konstant angenommenen Wert aufweisen. Diese Abweichungen sind jedoch so gering, dass sie auf die Aussagekraft vom verallgemeinerten Fall keinerlei Auswirkung haben. Im Fall der Kühllast-Abnahme bei sinkenden Außentemperaturen, z. B. bei Klimaanlageanlagen, kann mittels Formel (3) eine reduzierte Differenz bestimmt werden, soll aber der Übersichtlichkeit halber hier nicht weiter betrachtet werden.

Da auf Grund der verwendeten Expansionsventile eine minimale Verflüssigungstemperatur eingehalten werden muss, wurde die gelbe und hellblaue Linie für unterschiedlich große Expansionsventile eingezeichnet. Für ein kleines Expansionsventil wurde eine minimale Verflüssigungstemperatur von 40°C ermittelt (gelbe Linie). Das bedeutet, dass man nur an wenigen, sehr heißen Stunden im Jahr die Verflüssigerventilatoren mit voller Drehzahl betreiben kann. Schon nach den 200 wärmsten Stunden wird man die Drehzahl reduzieren müssen, um die minimale Verflüssigungstemperatur von 40 °C aufrecht erhalten zu können. Die Kälteanlage wird jetzt unabhängig von der Außentemperatur bei einem COP von 2,7 betrieben. Bei der Verwendung von größeren Ventilen könnte man beispielsweise eine minimale Verflüssigungstemperatur von 25 °C erreichen. Dies bedeutet, dass die Verflüssigerventilatoren knappe 4.000 Stunden im Jahr bei voller Drehzahl betrieben werden können. Jede Betriebsstunde, bei der die Ventilatoren im Unterschied zum ersten Fall bei voller Drehzahl laufen, erhöht sich der Gesamtwirkungsgrad der Anlage. Der maximal erreichte COP liegt nun bei 4,2. Dies verursacht eine enorme Energieeinsparung, bei diesem Beispiel von 28 %.

In der Praxis findet man oftmals leider auch Anlagen, bei denen die minimale Verflüssigungstemperatur nicht berechnet wurde. Vor Ort wird dann bei den Verflüssigungsdruckreglern ein sehr hoher Pauschalwert eingestellt, um „auf der sicheren Seite“ zu sein. Diese Anlagen fahren ohne Notwendigkeit und ohne irgendeinen sonstigen Nutzen bei schlechteren Wirkungsgraden. Ein einziger Griff am Einstellpoti des Verflüssigungsdruckreglers kann oftmals sofort bares Geld sparen, ohne Nachteile nach sich zu ziehen (siehe Tabelle 2). Man sollte jedoch überprüfen, ob durch diese Maßnahme bei einzelnen Kühlstellen die minimale Verflüssigungstemperatur für diesen Verdampfer unterschritten wurde und somit nicht mehr die volle Nennkälteleistung an dieser Kühlstelle zur Verfügung steht. Diese Fälle treten jedoch erst im Ventilatorregelbetrieb auf, also bei niedrigeren Außentemperaturen, als sie im Auslegungsfall angenommen wurden. In einigen Anwendungen reduziert sich dann auch die Kältelast, und die reduzierte Kälteleistung ist weiterhin ausreichend. Anderenfalls könnte man immer noch erwägen, bei diesem Verdampfer die Expansionsventildüse zu wechseln.

6. Einfluss des Energieverbrauches der Verflüssigerventilatoren auf die Leistungszahl eines Kältemittelkreislaufes

Alle bisherigen Angaben zum COP einer Kälteanlage berücksichtigen als Aufwand nur die Antriebsenergie am Verdichter. Jeder Verflüssiger wird mit elektrisch angetriebenen Ventilatoren bestückt, um die Wärmeübergang zu vergrößern und damit die Wärmeaustauscherfläche möglichst gering zu halten. Die Antriebsenergie dieser Ventilatoren kann im Gesamt-COP der Kälteanlage berücksichtigt werden.

Seit einigen Jahr sind die Teilnehmer des EUROVENT-Zertifizierungsprogramms verpflichtet in ihren Katalogangaben die Energie-Effizienz-Klasse der Verflüssiger anzugeben. Die Energie-Effizienz-Klasse ist ein Maß für das Verhältnis der elektrischen Antriebsleistung zur Norm-Verflüssigerleistung (siehe Tabelle 3). Starke Ventilatoren mit hoher Drehzahl und großer Luftmenge erfordern große el. Antriebsleistungen und fallen somit unter die Klasse „hoher Energieverbrauch“. Schwächere Ventilatoren mit niedriger Drehzahl erfordern geringere Antriebsleistungen, fördern aber auch weniger Luft und fallen eher in die Niedrigenergie-Klassen.

Class	Energieverbrauch	R
A	extrem niedrig	$R > 110$
B	sehr niedrig	$70 < R < 110$
C	niedrig	$45 < R < 70$
D	mittel	$30 < R < 45$
E	hoch	$30 < R$

Tabelle 3: Energie-Effizienz-Klasse nach EUROVENT, Katalogangaben

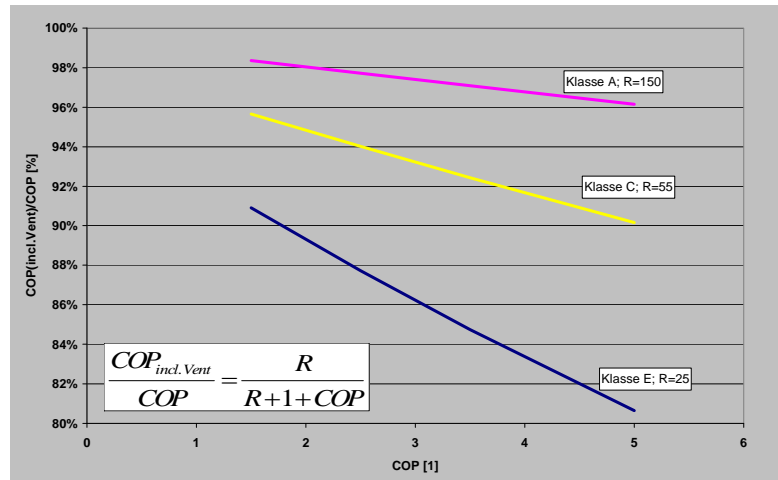


Bild 9: prozentuale Abnahme des COP bei Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Abhängigkeit von der Energie-Effizienz-Klasse eines Verflüssigers

Im Bild 9 wird die Verschlechterung des bisher verwendeten einfachen COP ohne Ventilatorantriebsleistung bei Berücksichtigung eben dieser Leistung aufgetragen. Diese Verschlechterung ist selbst wieder vom ursprünglichen, einfachen COP abhängig. Zwei Aussagen kann man diesem Diagramm entnehmen:

- Die Verwendung von Ventilatoren mit hohem Energieverbrauch kann dazu führen, dass der gesamte COP deutlich verschlechtert wird (bis zu 20 %).
- Der negative Einfluss der Ventilatorleistung auf den Gesamtwirkungsgrad ist umso gravierender, je höher der COP einer Kälteanlage liegt.

Wenn man energiesparende Kälteanlagen errichten will, sollten auch energiesparende Ventilatoren verwendet werden. Da diese energiesparenden Ventilatoren aber eine geringere Luftleistung aufweisen müssen Geräte mit größerer Wärmeaustauscherfläche gewählt werden. Dies hat zusätzlich den Vorteil, dass die Geräuschemission auf Grund der geringeren Drehzahl der Ventilatoren niedriger ausfällt, was einen sehr erfreulichen zusätzlichen Nebeneffekt zum Energiesparen darstellt.

7. Zusammenfassung

Auf den Wirkungsgrad einer Kälteanlage hat die Verflüssigungstemperatur einen entscheidenden Einfluss. Je niedriger diese gewählt werden kann, desto geringer wird die Antriebsenergie für die Verdichtung, was automatisch zu einer Verringerung der Betriebskosten der Kälteanlage führt.

Zur Absenkung der Verflüssigungstemperatur stehen verschiedenste Eingriffsmöglichkeiten zur Verfügung. Den größten Einfluss haben die Größe der Wärmeaustauscherfläche und die Art und Steuerung der Verflüssigerventilatoren. In der Praxis werden noch sehr viele Anlagen mit unnötig hohen Verflüssigungstemperaturen betrieben, da die Zusammenhänge zwischen der Expansionsventilauswahl und der Verflüssigungstemperatur nicht bis ins Detail nachgerechnet werden und somit mit relativ hohen Sicherheitszuschlägen gearbeitet wird. Diese Nachrechnungen können nun sehr einfach mit dem neuen TEV-Modul der Güntnerauslegungssoftware durchgeführt werden.

Auch die Wahl der Verflüssigerventilatoren kann zur Energieeinsparung beitragen. Die Klassifizierung der Energie-Effizienz von Verflüssigern in den Katalogangaben gibt hier wichtige Hinweise zur Geräteauswahl. Die Umwelt profitiert bei der Wahl von hocheffizienten Verflüssigern nicht nur durch Energie- und Betriebskosteneinsparung, sondern auch durch die damit immer verbundene Verringerung der Lärmbelastigung.