

Fachveröffentlichung

Energieeinsparung auf der Niederdruckseite einer Kälteanlage



*Dr. Franz Summerer, Dipl.-Phys.
Leiter Forschung und Entwicklung*

Themenschwerpunkte:

- Energieeinsparung wozu?
Reduzierung des CO₂ Ausstoßes
Senken der Betriebskosten
- Carnotwirkungsgrad, Gütegrad und COP Einfluss von Verflüssigungs- und Verdampfungstemperatur auf den COP
Einfluss von Überhitzung und Unterkühlung
- Investitionskosten contra Betriebskosten
Investitionskosten für Verdampfer in Abhängigkeit von der treibenden Temperaturdifferenz.
Betriebskosten für Verdichter, Lüfter und elektrischer Abtauheizung
Lohnt sich ein größerer Verdampfer?
- Verdampferanbauten
Welchen Einfluss haben Luftgleichrichter und Shut-Ups auf den Energieverbrauch?
- Technische Machbarkeit
Wie realisiert man kleine Temperaturdifferenzen ohne hohen Regelungsaufwand?

1. Einleitung

Die Bundesregierung möchte bis zum Jahr 2020 den CO₂-Ausstoß um 20 bis 30 % reduzieren. Dass dies keinesfalls allein durch den Ausbau alternativer Energien möglich ist, liegt auf der Hand. Energiesparen wird ein ganz wesentlicher Baustein dieses ehrgeizigen Vorhabens sein. Die Kältetechnik trägt in Deutschland derzeit etwa 6 % zum gesamten Verbrauch an Primärenergie und somit auch zum CO₂-Ausstoß bei, wobei ein Großteil davon auf die Nahrungsmittelkühlung entfällt

(s. Abbildung 1).

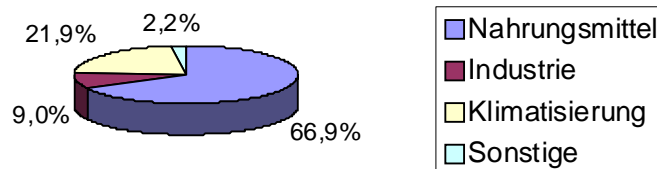


Abbildung 1: Energieverteilung für die Kälteerzeugung in Deutschland

Bedenkt man, dass sowohl die Kühlung von Lebensmitteln als auch die Gebäudeklimatisierung nach wie vor einem starken Wachstum unterliegen, so wird klar, dass die ohnehin ehrgeizigen Pläne unserer Regierung eine noch ehrgeizigere Anforderung an die Kältetechnik stellen. 30 % Energieeinsparung bis zum Jahr 2020 sind dann ein Minimalziel.

Energiesparen für die Umwelt mag ein ehrenhaftes Ziel sein. Doch letztendlich muss ein Unternehmen Gewinne erzielen und Maßnahmen zur Energieeinsparung müssen sich rechnen. Häufig wird hier argumentiert, dass allein die zu erwartenden Energiepreissteigerungen quasi jede Investition, die zu einem geringeren Energieverbrauch führt, rechtfertigen. Doch die Wahrheit ist eher ernüchternd. Bereinigt man nämlich die Energiepreissteigerungen der letzten 30 Jahre um die Inflationsrate, so sind die Energiepreise praktisch fast gleich geblieben (s. Abbildung 2)

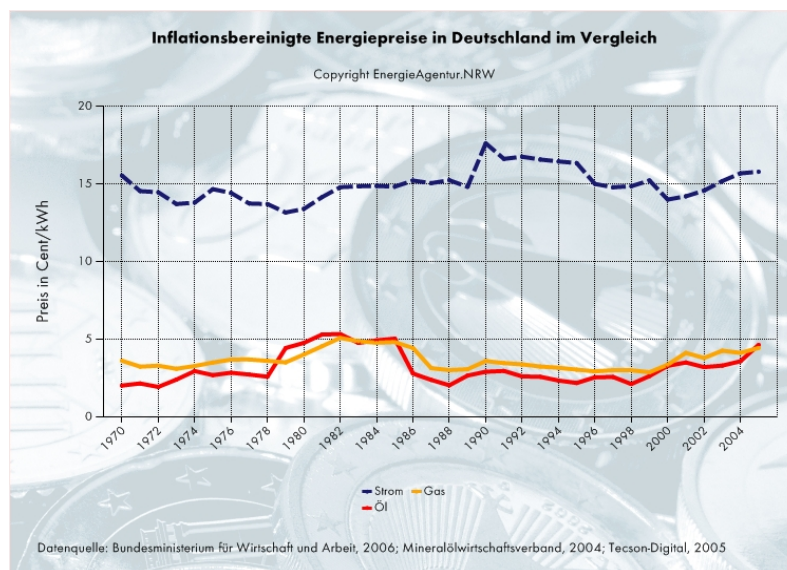


Abbildung 2: Inflationsbereinigte Energiepreisentwicklung in Deutschland

Eine dramatische Abweichung von diesem Kurs ist schon allein aufgrund des globalisierten Energiemarktes nicht zu erwarten. Wenn man deshalb Geld in die Hand nimmt mit der Absicht, die Energie- und Betriebskosten einer Kälteanlage zu senken, so sollte man genau überprüfen, an welcher Stelle man dieses Geld investiert. Denn es gibt sehr viele unsinnige Stellen, wo man zwar Energie sparen kann, mit einer Amortisation aber nicht innerhalb der Laufzeit der Kälteanlage zu rechnen ist. Es gibt jedoch durchaus sehr viele sinnvolle Ansätze, wo sich Amortisationszeiten von wenigen Jahren ergeben. Einige dieser sinnvollen Ansätze sollen im folgenden kurz vorgestellt werden.

2. Carnotwirkungsgrad, Gütegrad und COP von Kälteanlagen

Die heute üblichen Kältemaschinen arbeiten nach dem Kaltdampfprozess. Der Kaltdampfprozess ist ein so genannter linksläufiger Carnot-Prozess. Der maximal mögliche Wirkungsgrad eines solchen Prozesses ergibt sich aus dem ersten und zweiten Hauptsatz der Thermodynamik in Abhängigkeit der beiden Temperaturniveaus: Verflüssigungstemperatur und Verdampfungstemperatur.

Für Kältemaschinen verwendet man in der Regel nicht den Begriff Wirkungsgrad, sondern Leistungszahl. Die maximale Leistungszahl einer Kältemaschine ist somit:

$$\varepsilon_{Carnot} = \frac{T_0}{T_1 - T_0}$$

wobei T_0 die Verdampfungstemperatur und T_1 die Verflüssigungstemperatur – jeweils als Absoluttemperatur in K – ist.

Carnot-Leistungszahl einer Kälteanlage

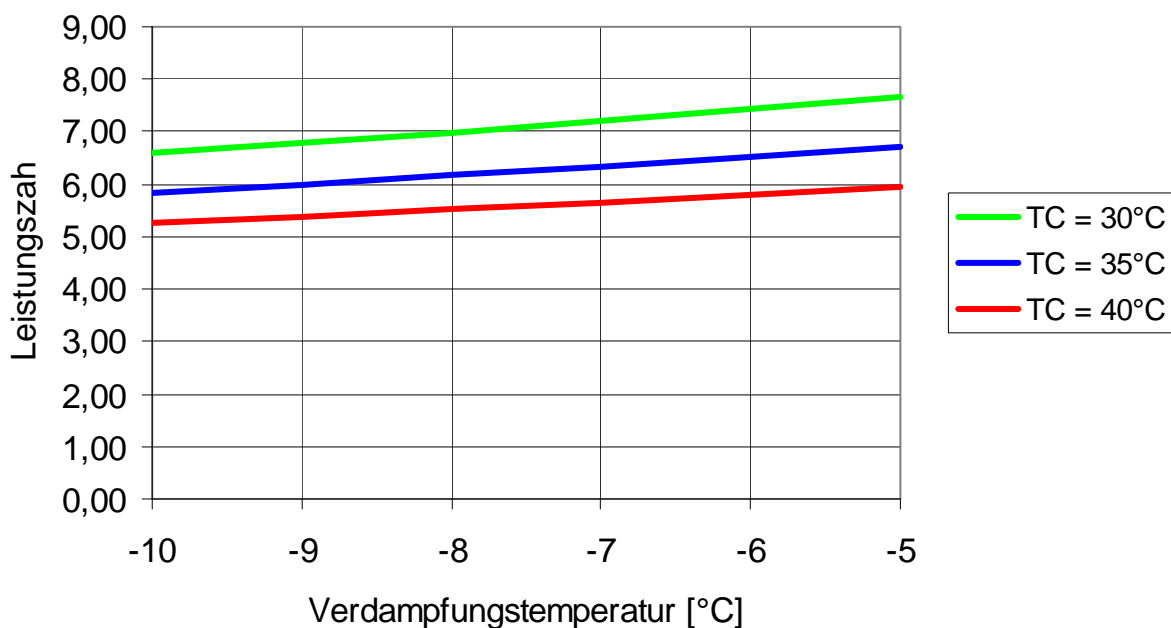


Abbildung 3: Carnot-Leistungszahl einer Kälteanlage in Abhängigkeit von Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur

Abbildung 3 zeigt die Abhängigkeit dieser maximalen Leistungszahl von den Temperaturniveaus. Hier ist die Carnot-Leistungszahl für verschiedene Verflüssigungstemperaturen gegen die Verdampfungstemperatur aufgetragen. Die realen Leistungszahlen von Kälteanlagen hängen noch stärker von den Temperaturniveaus ab, weil Überhitzung, nichtreversible Verdichtung und andere Effekte die mittleren Temperaturunterschiede noch vergrößern. Sehr einprägsam sind folgende zwei Zahlenwerte:

Energieeinsparung je Kelvin Verflüssigungstemperaturreduzierung: > 3,0 %

Energieeinsparung je Kelvin Verdampfungstemperaturerhöhung: > 3,0 %

Tatsächlich sind auch reale Kälteprozesse weit entfernt von der Carnotschen Leistungszahl. Aufgrund von schlechten Verdichtergütegraden, irreversiblen Entspannungen und anderen Effekten erreichen sie in der Regel nur etwa die Hälfte davon. Die tatsächliche Leistungszahl einer Kältemaschine, heutzutage in der Regel als Coefficient of Performance (= COP) bezeichnet, beträgt also ungefähr:

$$COP = 0,5 \cdot \varepsilon_{Carnot}$$

Das Verhältnis von realem COP zu maximal möglichem - hier 0,5 - bezeichnet man als Gütegrad.

3. Überhitzung und Unterkühlung

Genau genommen sind nicht die Verflüssigungs- und Verdampfungstemperatur die Grenze des Machbaren, sondern die Lufttemperaturen: Die Temperatur im Kühlraum und die Umgebungstemperatur. Je größer die Wärmeaustauscherflächen, umso näher kommen Verflüssigungs- und Verdampfungstemperatur an die Lufttemperatur, umso höher ist der COP der Kälteanlage. Jegliche Art von Überhitzung oder Unterkühlung mindert demnach den COP, weil sie dazu führen, dass die Verflüssigungstemperatur höher als nötig oder die Verdampfungstemperatur niedriger als nötig sind.

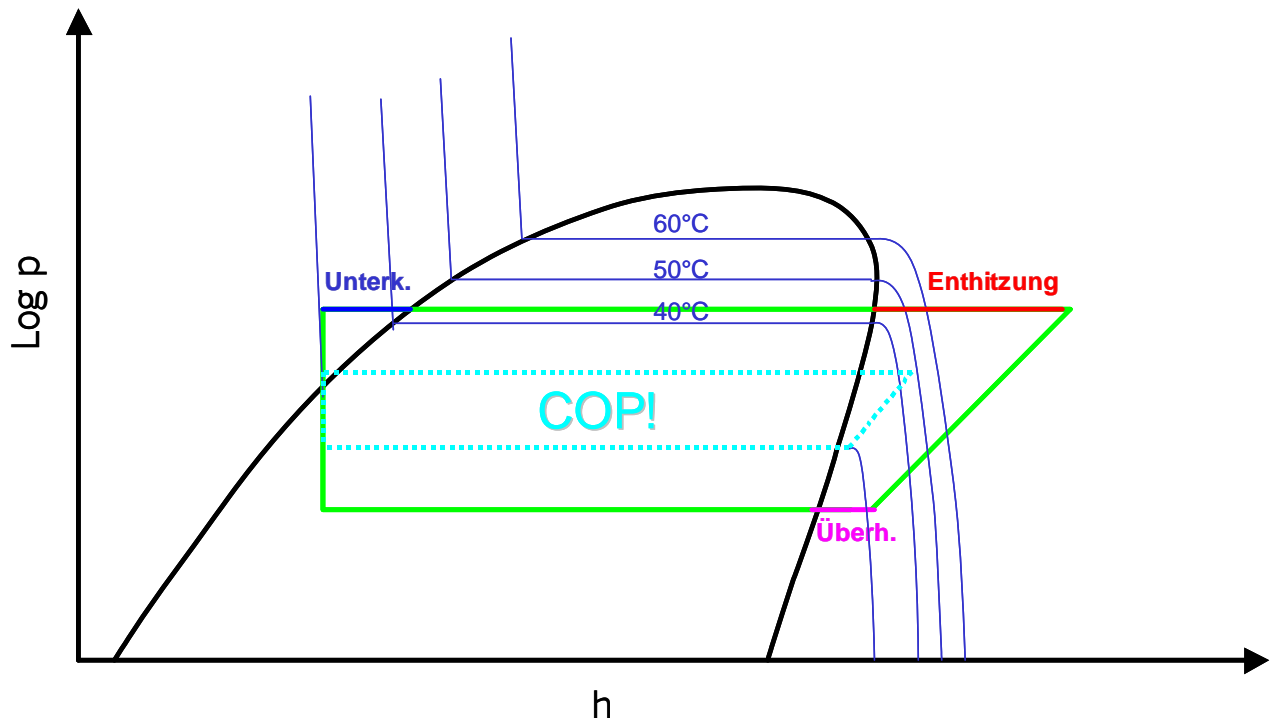


Abbildung 4: Kältekreislauf mit und ohne Überhitzung

Abbildung 4 zeigt einen Kältekreislauf mit Überhitzung nach dem Verdampfer und mit Unterkühlung nach dem Verflüssiger. Würde man auf beides verzichten, so könnte theoretisch der mit gestrichelten Linien angedeutete Kreislauf realisiert werden, wenn auch die Wärmeaustauscher für diesen Kreislauf wesentlich größer ausfallen müssten.

4. Energiesparen durch Anheben der Verdampfungstemperatur

Hebt man die Verdampfungstemperatur einer Kälteanlage nur um 2 K an, so lassen sich mindestens 6 % Energie einsparen. Doch wie realistisch und wie praktikabel ist eine solche Anhebung der Verdampfungstemperatur?

Die meisten Frigen-Verdampfer werden heutzutage als Direktexpansionsverdampfer betrieben, d.h. das Kältemittel wird über ein Expansionsventil entspannt, es verdampft vollständig im Verdampfer und wird am Ende des Verdampfers noch um einige Kelvin überhitzt. Die Überhitzung ist notwendig, um das Expansionsventil zu steuern. Doch diese Überhitzung fordert einen hohen Tribut: Bei den üblichen thermostatischen Expansionsventilen wird eine Überhitzung von mindestens 7 K erfordert, so dass die minimale Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungstemperatur und Lufttemperatur mindestens 8 K beträgt. In der Praxis sind jedoch immer noch Temperaturdifferenzen von 10 bis 12 K üblich – eine unnötige Energieverschwendung.

mittleres Preis-Leistungs-Verhältnis Verdampfer

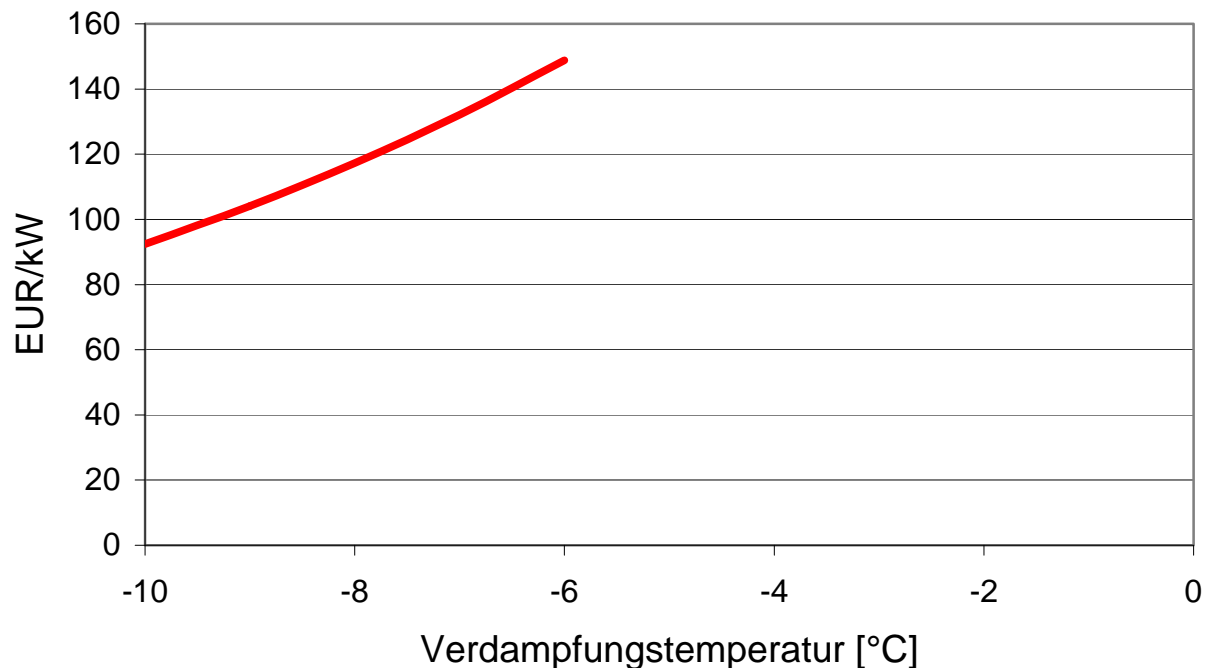


Abbildung 5: Investitionskosten für Verdampfer in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur

Eine kleinere Temperaturdifferenz erfordert natürlich einen größeren und somit auch teureren Verdampfer. Abbildung 5 zeigt, wie sich bei einer Luftertrittstemperatur von 0 °C die Investitionskosten für den Verdampfer verhalten. Annähernd kann man sagen, dass sich bei Halbierung der Temperaturdifferenz die Kosten in etwa verdoppeln, wenn auch der Kostenanstieg nicht linear sondern leicht exponentiell verläuft.

Nun könnte man einfach anhand dieser Investitionskosten und anhand der oben genannten Energieeinsparung je Kelvin berechnen, nach welcher Zeit sich die Mehrkosten für einen größeren Verdampfer amortisieren. Wählt man jedoch einfach einen Verdampfer aus, der die gleiche Leistung bei kleinerer Temperaturdifferenz erbringt, so führt das nicht zwangsläufig zu einer Energieeinsparung. Größere Verdampfer haben nämlich in der Regel nicht einfach mehr Fläche, sondern auch einen stärkeren Ventilator, weil sie ja normalerweise auch für größere Leistungen eingesetzt werden. Reduziert man jedoch die Temperaturdifferenz, so ist diese höhere Luftleistung nicht erforderlich. Das heißt: Durch eine kleinere Temperaturdifferenz kann nur dann Energie eingespart werden, wenn der Verdampfer dahingehend optimiert ist.

Die folgende Tabelle zeigt drei mögliche Verdampfer, die alle bei einer Luftertrittstemperatur von 0 °C eine Leistung von 10 kW erbringen, jedoch bei unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen:

Verdampfertyp	Leistung	T ₀	COP	Stromverbrauch			Preis EUR
				Verdichter	Ventilator	Gesamt	
GHF 045.2H/17	10 kW	-10,0°C	3,0000	16.667	2.400	19.067	850,--
GHF 045.2J/17	10 kW	-8,5°C	3,1125	16.064	2.400	18.348	924,--
GHF 050.2H/17	10 kW	-8,0°C	3,1500	15.873	3.750	19.473	1012,--

Tabelle 1: Vergleich verschiedener Verdampfervarianten bei Lufttemperatur 0 °C

Geht man nun von einer jährlichen Betriebsdauer von ca. 5.000 Stunden aus bei einem COP bei -10 °C von 3,0, so benötigt der Verdichter pro Jahr ca. 16.667 kWh. Der etwas größere Verdampfer 2 erlaubt eine Verdampfungstemperatur von -8,5 °C und spart somit 4,5 % Verdichterenergie ein. Er kommt mit demselben Ventilator mit einer elektrischen Leistung von 0,48 kW aus, so dass er in Summe etwa 700 kWh pro Jahr einspart. Für einen Mehrpreis von nur 74 EUR würde sich diese Investition bei einem Strompreis von 10 Cent/kWh bereits nach ca. einem Jahr amortisieren.

Meint man es jedoch besonders gut und wählt den noch größeren Verdampfer, der eine Verdampfungstemperatur von -8 °C erlaubt, so erreicht man leider das Gegenteil: Der größere Verdampfer hat einen stärkeren Ventilator mit $0,75\text{ kW}$ Leistungsaufnahme und benötigt somit deutlich mehr Energie für den Ventilator. Die Mehrinvestition führt in diesem Fall leider zu einem Mehrverbrauch. Rechnet man zusätzlich die benötigte Kälteleistung für die Ventilatorwärme, fällt der Vergleich noch negativer aus.

Etwas anders sieht dieser Vergleich aus, wenn man zu niedrigeren Temperaturen geht. Wählt man beispielsweise eine Lufttemperatur von -20 °C und eine Verdampfungstemperatur von -30 °C , so sinkt der COP auf einen Wert von ca. $1,9$. Die Antriebsenergie für den Verdichter fällt dann deutlich mehr ins Gewicht, was im Umkehrschluss heißt, dass die Antriebsenergie für den Ventilator eine geringere Rolle spielt.

Ein ganz anderes Bild ergibt sich jedoch, wenn man eine elektrische Abtauheizung mit in Betracht zieht. Ein Verdampfer, der bei kleinerer Temperaturdifferenz betrieben wird, vereist weniger und muss deshalb auch weniger oft abgetaut werden. Die elektrische Abtauleistung kostet einmal direkt Energie und zusätzlich noch indirekt, weil sie über die Kälteanlage wieder weggekühlt werden muss. Vergleicht man nun die Verdampfertypen 1 und 3 aus Tabelle 1, so zeigt sich, dass der Verdampfertyp 1 deutlich schneller bereift wie der Verdampfertyp 3. Das liegt zum Einen an der größeren Temperaturdifferenz des Verdampfertyp 1, zum Anderen aber auch an der geringeren Wärmeaustauscherfläche.

Verdampfertyp 1 hat nach etwa 5 Stunden bereits eine Reifdicke von 1 mm und eine Eismenge von ca. 17 kg angesetzt. Verdampfertyp 2 hat erst nach 8 Stunden eine Reifdicke von 1 mm und dann eine Eismenge von 29 kg angesetzt. Die jährliche Abtauenergie inkl. dem zusätzlichen Kältebedarf beträgt für Verdampfertyp 1 7.070 kWh , für Verdampfertyp 3 jedoch nur 5.876 kWh . Tabelle 2 zeigt den Energieverbrauch der 3 Verdampfertypen unter Berücksichtigung der Abtauleistung.

Verdampfertyp	Leistung	T_0	COP	Stromverbrauch			Preis EUR Inkl. Heizung
				Kälte	Abtauung	Gesamt	
GHF 045.2H/17	10 kW	$-10,0\text{ °C}$	3,0000	19.067	7.071	26.138	991,--
GHF 045.2J/17	10 kW	$-8,5\text{ °C}$	3,1125	18.348	6.446	24.794	1079,--
GHF 050.2H/17	10 kW	$-8,0\text{ °C}$	3,1500	19.473	5.877	25.350	1172,--

Tabelle 2: Vergleich verschiedener Verdampfervarianten unter Berücksichtigung der Abtauung

Zwar ist nach wie vor der Verdampfertyp 2 der sparsamste, aber auch der Verdampfertyp 3 spart etwa 788 kWh Strom gegenüber der Variante 1 und würde sich bei einem Strompreis von 10 Cent nach gut 2 Jahren bezahlt machen.

5. Verdampferanbauten

Häufig werden an Verdampfer zusätzliche Apparate angebaut, die beispielsweise dazu dienen sollen, die Luft in die gewünschte Richtung zu lenken oder den Verdampfer bei der Abtauung zu verschließen und somit die Abtauenergie zu reduzieren. Leider wird dabei sehr oft vergessen, dass solche Apparate einen Druckverlust erzeugen und somit zu einem erhöhten Energieverbrauch führen. Im folgenden wird an zwei typischen Beispielen gezeigt, welche Auswirkung dies hat.

5.1 Luftgleichrichter

Um die kalte ausgeblasene Luft möglichst weit vom Luftkühler wegzubringen, kann man den Luftstrahl mit Hilfe von Luftgleichrichtern bündeln. Weit verbreitet sind die so genannten Gleichrichtergitter – ein wabenförmiges oder rechteckiges Gitter, welches die radialen Anteile der Luftgeschwindigkeit wegnimmt und den Luftstrahl dadurch nach vorne richtet (s. Abbildung 6).

Dieses Gitter erzeugt jedoch einen zusätzlichen Druckverlust, den der Ventilator zu überwinden hat. Dadurch reduziert sich die Luftmenge – je nach Ventilator und Durchmesser – im Schnitt etwa um 10% . Diese Minderung der Luftmenge reduziert wiederum die Verdampferleistung, was entweder in einer höheren Verdichterlaufzeit oder in einer abgesenkten Verdampfungstemperatur resultiert. Der Energieverbrauch am Verdichter steigt dadurch um etwa 1% .

Ein aufgesetztes Nachleitrad dagegen, wie es der Güntner Streamer darstellt, bündelt den Luftstrahl ohne zusätzlichen Druckverlust und führt somit zu keinem zusätzlichen Energieverbrauch. Darüber hinaus ist es kostengünstig und lässt sich problemlos nachrüsten (s. Abbildung 7).



Abbildung 6: Gleichrichtergitter



Abbildung 7: Güntner Streamer

5.2 Shut-Ups

Beim Abtauen entweicht in der Regel ein Großteil der zugeführten Abtauenergie aus dem Luftkühler in den Kühlraum. Diese Verlustwärme muss bei elektrischer Abtauung einmal direkt aufgebracht werden, zum anderen muss sie bei jeder Abtauart zusätzlich nach der Abtauung wieder weggekühlt werden. Um diese Wärmeverluste während der Abtauung zu reduzieren, werden oft so genannte Shut-Ups auf die Ventilatoren aufgesetzt. Luftsäcke, die während des Betriebs von den Ventilatoren aufgeblasen werden, bei Stillstand aber zusammenfallen und einen Verschluss bilden (Abbildung 8)

Leider aber erzeugen auch diese Vorrichtungen einen erheblichen Druckabfall. Um sie stabil im Luftstrom zu halten, werden sie zudem in der Regel mit dem oben beschriebenen Gleichrichtergitter betrieben. Der Gesamtdruckverlust eines solchen Systems kann den Luftvolumenstrom um bis zu 40 % reduzieren, was zu einem Mehrenergieverbrauch am Verdichter von 6 bis 8 % führt. Demgegenüber steht zwar eine Einsparung von Abtauenergie in der Größenordnung von 30 bis 50 %. In der Gesamtenergiebilanz liegt dies aber etwa in der gleichen Größenordnung, so dass in der Summe ein Shut-Up praktisch keine Energie spart.



Abbildung 8: Shut-Up

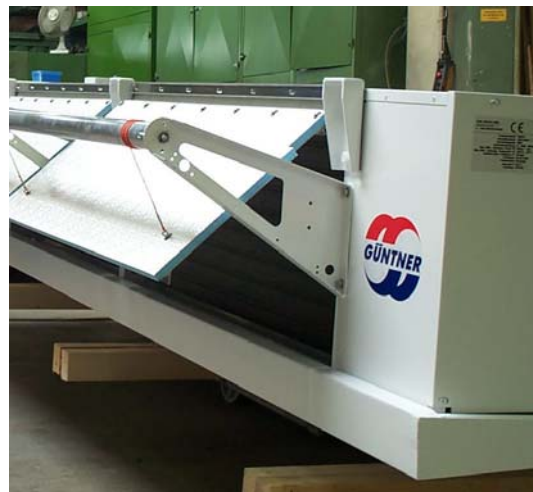


Abbildung 9: Abtauklappe

Güntner bietet deshalb die so genannte Abtauklappe an (Abbildung 9). Die Abtauklappe verschließt während des Abtauvorgangs die komplette Ansaugseite des Verdampfers, was effektiver ist, als die Ventilatoren zu verschließen. Während des Betriebs steht die Klappe völlig offen, so dass kein Druckverlust und somit keinerlei zusätzliche Energie benötigt wird.

6. Realisierung kleiner Temperaturdifferenzen

Wie weiter oben gezeigt wurde, kann unter Beachtung einiger Zusammenhänge durch das Anheben der Verdampfungstemperatur bzw. durch Verkleinerung der Temperaturdifferenzen Energie eingespart werden. Die meisten Verdampfer werden jedoch als Direktexpansionsverdampfer betrieben und erfordern eine Überhitzung des Sauggases nach dem Verdampfer, so dass die Temperaturdifferenz nicht beliebig verkleinert werden kann. Die üblicherweise verwendeten thermostatischen Expansionsventile benötigen eine Überhitzung von etwa 7 K, so dass die Temperaturdifferenz am Verdampfer nicht kleiner als 8 K sein kann. Mit elektronischen Expansionsventilen können deutlich niedrigere Temperaturdifferenzen erreicht werden, sie sind jedoch teuer und erfordern eine Regelung und kommen deshalb selten zum Einsatz.

Eine sehr kostengünstige Lösung zur Realisierung kleiner Temperaturdifferenzen stellt die Kombination eines thermostatischen Expansionsventils mit einem Sauggaswärmeaustauscher dar. Solche Möglichkeiten wurden in der Literatur bereits ausführlich diskutiert (s. [1] und [2]), wobei jedoch bei diesen Varianten der Fühler des Expansionsventils immer nach dem Sauggaswärmeaustauscher angebracht war. Bei der hier vorgestellte Lösung dagegen wird der Fühler ganz konventionell vor dem Sauggaswärmeaustauscher angebracht, d. h. der Fühler spürt tatsächlich nur die Überhitzung, die im Verdampfer erfolgt, nicht die Überhitzung, die zusätzlich im Sauggaswärmeaustauscher erfolgt. Abbildung 10 zeigt eine Prinzipskizze dieser Schaltung.

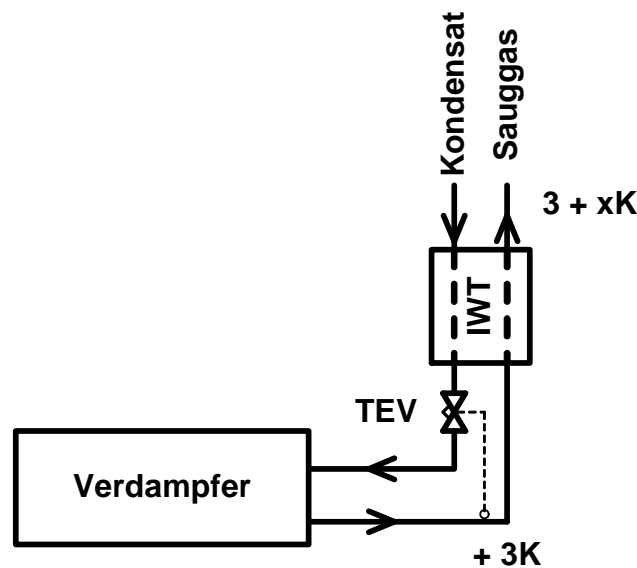


Abbildung 10: Verdampfer mit nachgeschaltetem Sauggaswärmeaustauscher

Prinzipiell unterscheidet sich diese Schaltung nicht von einer klassischen Anordnung, bei der ein zusätzlicher Sauggaswärmeaustauscher zum Einsatz kommt. Das besondere hier ist jedoch, dass ein thermostatisches Expansionsventil zum Einsatz kommt, mit dem eine extrem kleine Überhitzung von nur 3 K gefahren werden kann. Dies ist möglich durch eine werksseitig eingestellte statische Überhitzung von nur 1 K in Verbindung mit einer steilen Kennlinie des Ventils, der eine Arbeitsüberhitzung von wenigen Kelvin zum Regeln ausreichen. Der nachgeschaltete Sauggaswärmeaustauscher überhitzt das Sauggas weiter und gewährleistet damit, dass der Verdichter vor Flüssigkeitsschlägen geschützt ist. Die bekannten Vorteile des Sauggaswärmeaustauschers - der für die gängigen Kältemittel höhere COP und der kleinere Verdichter - kommen bei dieser Lösung ebenfalls zum tragen.

Messergebnisse

Die in Abbildung 10 gezeigte Anordnung wurde zunächst im Labor umfangreich getestet. Abbildung 11 zeigt einen typischen Temperaturverlauf dieser Messungen. Wie man erkennen kann, ließ sich eine Lufteintrittstemperaturdifferenz von 4 K problemlos realisieren. Die Sauggastemperatur nach dem Sauggaswärmeaustauscher (= innerer Wärmeaustauscher IWT) dagegen ist hoch genug, um den Verdichter vor Flüssigkeitsschlägen zu schützen.

Neben diesem stabilen Zustand wurden auch zahlreiche Bedingungen gefahren, die in realen Kälteanlagen auftreten könnten. Niedrige Verflüssigungstemperaturen von bis zu 10 °C, Türöffnungen während des Betriebs, Stillstand und Anfahren der Anlage. Gerade der Stillstand und das anschließende Wiederanfahren der Anlage sind sehr kritisch zu betrachten, weil sich in diesem Fall der gesamte Inhalt des Sauggaswärmeaustauschers auf Raumtemperatur abkühlt und beim Anfahren im Sauggaswärmeaustauscher keine Überhitzung des Sauggases mehr möglich ist. Es hat sich jedoch gezeigt, dass es auch in diesem Fall zu keinen Flüssigkeitsschlägen im Verdichter kommt. Erstaunlicherweise lag nämlich in allen Fällen bereits vor dem Wärmeaustauscher trockenes

Sauggas vor, was sich über die Enthalpiebilanz am Sauggaswärmeaustauscher feststellen lässt. Diese Feststellung steht zwar im Widerspruch zur allgemeinen Annahme, dass sich stabile trockene Zustände mit thermostatischen Expansionsventilen erst ab einer Überhitzung von 7 K einstellen. Sie legt jedoch die Vermutung nahe, dass diese Annahme für kleine Temperaturdifferenzen und somit kleinen Leistungsdichten nicht zutrifft.

GHF 050.2H/14-AS mit HE 4.0

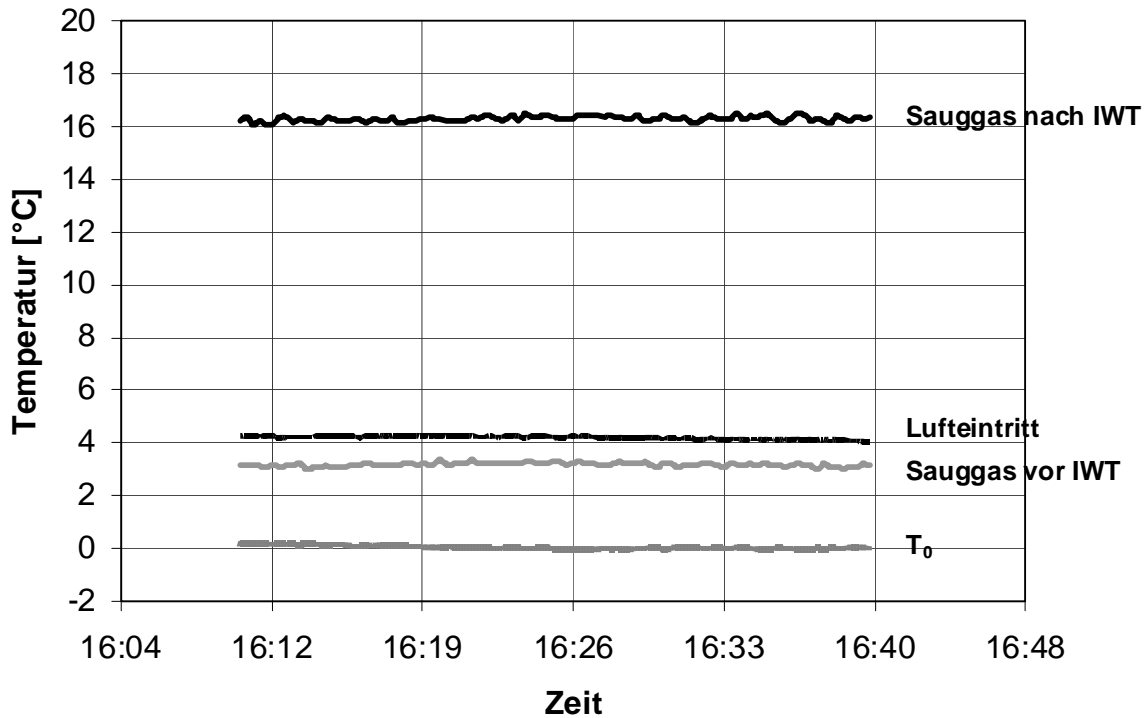


Abbildung 11: Temperaturverlauf im Labor

Um die Funktion der beschriebenen Kombination auch in der Praxis zu testen, wurde ein Feldtest in einem Karottenlager durchgeführt. Dabei wurde ein bestehender Verdampfer mit einem von Hand einreguliertem thermostatischen Expansionsventil gegen das neue System mit dem Spezialventil und dem Sauggaswärmeaustauscher ersetzt. Das System arbeitete sofort einwandfrei, ohne dass weitere Einstellungen vorgenommen werden mussten. Allerdings konnten keine Temperaturdifferenzen kleiner als 6 K realisiert werden, was jedoch daran lag, dass der Verdichter überdimensioniert und unregelt war. Die Verdampfungstemperatur und die Lufttemperatur wurden rasch nach unten gezogen, bis der Verdichter wieder abschaltete.

An dieser Stelle soll deshalb erwähnt werden, dass ein stationärer Betriebszustand und eine kleine Temperaturdifferenz am Verdampfer nur möglich ist, wenn die Verdichterleistung genau zu den Auslegungsbedingungen passt. Da die Verdichter bei der Obst- und Gemüse Kühlung häufig überdimensioniert sind, um die bei der Einlagerung erforderlichen höheren Leistungen zu bewältigen, kann dies nur durch einen geregelten Verdichter oder mit einer entsprechenden Steuerung der Verbundanlage bewältigt werden. Eine präzise und stabile Einstellung der Verdampfungstemperatur ist bei kleinen Lufttemperaturdifferenzen von 4 bis 6 K unabdingbar.

7. Zusammenfassung

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, um auf der Niederdruckseite einer Kälteanlage Energie einzusparen. Die Verringerung der treibenden Temperaturdifferenz durch Vergrößern des Verdampfers führt aber nicht in allen Fällen zum gewünschten Ergebnis. Besonders im Plusbereich, wo mit hohen COP-Werten gerechnet werden kann und keine elektrische Abtauenergie benötigt wird, spielt die Leistungsaufnahme des VerdampferVentilators eine erhebliche Rolle, so dass ein größerer Verdampfer, der mit einem stärkeren Ventilator ausgestattet ist, trotz Verkleinerung der Temperaturdifferenz zu einem höheren Energieverbrauch führen kann. Ist der Verdampfer dagegen für eine kleinere Temperaturdifferenz optimiert, so kann sich der größere Verdampfer bereits nach einem Jahr amortisieren. Eine pauschale Aussage zur Wahl des richtigen Verdampfers ist nicht möglich, vielmehr muss dies für jeden Einzelfall geprüft werden.

Kleine Temperaturdifferenzen am Verdampfer lassen sich entweder durch elektronische Expansionsventile erreichen oder durch die Kombination eines Sauggaswärmeaustauschers mit einem speziellen thermostatischen Expansionsventil, das für Verdampferleistungen von bis zu 15 kW bei Güntner erhältlich ist.

Bei zusätzlichen Anbauten wie etwa Luftgleichrichter muss darauf geachtet werden, dass sie während des Betriebs keinen Druckverlust erzeugen.

Schöpft man alle Einsparpotentiale aus, so lässt sich durch Optimierung der Niederdruckseite 10 bis 20 % Energie einsparen.

8. Literaturhinweise

[1] Tambovtsev, A., Quack, H.: Verbesserung von Verdampfern durch Auslagerung der Überhitzung, DKV-Tagungsbericht der Deutschen Kälte-Klima-Tagung 2005, Würzburg, Band II, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein, Stuttgart 2005.

[2] Döhlinger, M.:Geregelte Nachverdampfung im Wärmeaustauscher, Die Kälte- Und Klimatechnik, Heft 10/1990, Gentner Verlag, Stuttgart 1990.