

Mehr Informationen zum Titel

4 Kältesysteme

4.1 Direkte Kühlung

Unter direkter Kühlung bzw. direkter Verdampfung versteht man die Heranführung des Kältemittels an das zu kühlende Medium (Flüssigkeit, Gase, Luft), wobei es in direktem thermischen Kontakt verdampft.

Man unterscheidet zwischen (siehe Abschnitt 2.3.1)

- Flutverdampfer (überflutete Verdampfung)
- Direktverdampfer (trockene Verdampfung)
- VRV/VRF-Systemen

Die *Direkte Kühlung* ist grundsätzlich energetisch günstiger (und wirtschaftlicher) als die *Indirekte Kühlung*:

- zusätzliche Temperaturdifferenz vom Kältemittel zum Kälteträger und vom Kälteträger zum zukühlenden Stoff – meist Luft

und dadurch

- Reduzierung der Leistungszahl ϵ_d

und es sind

- zusätzlich Kälteträger-Pumpen erforderlich.

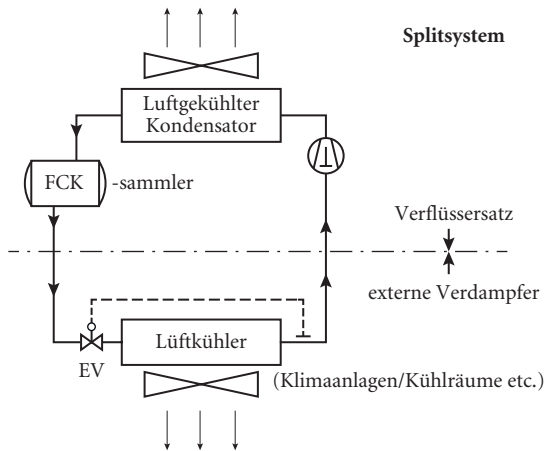


Abb. 126: Kompressor-Kälteanlage mit Verdampfer (gegebenenfalls mehrere) zur direkten Luftkühlung

Dass trotzdem in großer Zahl Anlagen mit indirekter Kühlung der Vorzug gegeben wird, liegt an den Nachteilen der direkten Verdampfung:

- Kältemittelregelung,
- weit verzweigtes Kältemittel-Leitungssystem.

- Undichtigkeiten,
 - zulässiges Kältemittelfüllgewicht.
- a) **Gewerbekühlung** (Kühl- und Gefriergutlagerung)
- zentrale Kälteanlage: Kolben- oder Schraubenverdichter versorgt meist mit Pumpenumlauf diverse Verbraucher (Direktverdampfer) Kältemittel meist Ammoniak.
 - dezentrale Kälteanlage: Maschinenanlage in der Nähe des Verdampfers, Kältemittel meist R404A und R134a.
 - Rückkühlung: Luftgekühlte Trockenverflüssiger, Hybridverflüssiger, Kühlturm etc.
- b) **Klimatisierung** (Gebäudekühlung) *Splitsysteme*
- Inneneinheit:
 1. Variante mit Verdampfer mit Verdichter und davon getrennt im Freien luftgekühlter Kondensator (z. B. Klimaschrank)
 2. Variante mit Verdampfer und davon getrennt im Freien Verflüssigersatz (Verdichter und luftgekühlter Kondensator)
 - Außeneinheit:
 1. Variante gemäß v. g.
 2. Variante gemäß v. g.

Bei den Splitgeräten kann durch Umschaltung des Kältemittelkreises die Kälteanlage als Wärmepumpenanlage betrieben werden.

Gemäß Abb. 126 können mehrere Innengeräte als sogenannte *Multi-Split-Anlage* (bis ca. 5 Stück) an eine Außeneinheit angeschlossen werden.

Beim *VRF-Multi-Split-System* (variable Refrigerations-Flow \triangleq variabler Kältemittelvolumen) kann bis zu 64 Innengeräte angeschlossen werden. Die Außeneinheiten sind aufwendiger und komplexer als das Multi-Split-System.

VRF-Systeme können als Wärmepumpen-Systeme bis -20°C Außentemperatur monovalent heizen durch die Kältemittel-Umschaltung.

Kälteleistung 12...135 kW,

Heizleistung 15...150 kW.

Eine weitere Anwendung von Kältesätzen für Luftkühlung sind die sogenannten *Klimaschränke* mit eingebautem Kompressor, Kondensator und Verdampfer. Wenn anstelle des meist wassergekühlten Kondensators ein luftgekühlter verwendet wird, dann sind Luftein- und Austritte erforderlich oder ein Splitsystem.

Kältemittel-Rohrleitung (bzw. Rohrnetz)

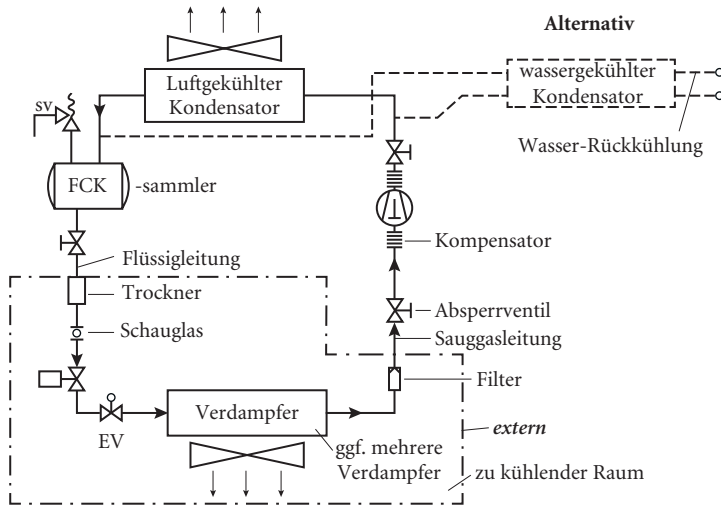


Abb. 127: Kältemittel-Leitungsschema *Splitanlage* (Rohre: C_{10} , Stahl, Edelstahl etc.)

In Kälteanlagen mit Kältemitteln sind die Rohrleitungen für jeden Einzelfall zu bemessen. Für die Bemessung der Rohrleitungen für flüssiges und gasförmiges Kältemittel gelten grundsätzlich die Regeln der Strömungslehre. Druckverluste in der Druckleitung bewirken eine Erhöhung des Enddruckes der Verdichtung über den Flüssigkeitsdruck hinaus (siehe Abb. 57). Das bedeutet Verringerung der Leistungszahl ϵ_0 . Druckverluste in der Saugleitung haben eine Verminderung der Förderleistung (Kälteleistung) zur Folge, weil das spezifische Volumen v zunimmt. In der Flüssigkeitsleitung vom Kondensator zum Expansions-Ventil besteht die Gefahr der Dampfblasenbildung durch Drosselung, wenn der Druckverlust Δp_v bei nur wenig unterkühlten Kältemitteln auftritt. Diese Dampfblasenbildung tritt auf, sobald durch Druckabfall der Sättigungszustand erreicht und überschritten wird. Also z. B. in den Regel- und Drosselorganen für die Kältemittelregelung. In der Leitung vor den Drosselorganen soll reine Flüssigkeit strömen.

Überschlägig kann bei Druckverlustberechnungen in Ansatz gebracht werden:

$$\text{ca. } \frac{2}{3} \text{ des Gesamtdruckverlustes sind Einzelwiderstände } \Delta p = \frac{2}{3} \cdot \Delta p_{v-\text{ges}}$$

In Sauggas- und Druckgasleitungen:

$$\Delta p_v = 0,2 \dots 0,3 \text{ bar } (\hat{=} 1..2 \text{ K})$$

In Flüssigleitungen:

$$\Delta p_v \text{ ca. } 0,35 \text{ bar}$$

das heißt $\Delta p_{v-\text{ges}}$ ca. 0,7 bar

Druckabfall bzw. Druckverlustberechnungen gemäß Abschnitt 2.4.

Die kinematische Zähigkeit bzw. Viskosität η von Kältemitteln ist kleiner als bei Wasser und Wasserdampf.

4.1.1 Kältemittel-Pumpenanlagen

Der Arbeitsstoff ist flüssiges Kältemittel als *Kälte­träger mit Latentwärme*, im Vergleich zu den *Kälte­trägern ohne Latentwärme* wie Wasser bzw. Sole (Abschnitt 4.2). Verdampft der Kälte­träger bei Nutzungstemperatur am Ort des Kältebedarfs, wird die umzuwälzende Menge wesentlich kleiner als mit dem Kälte­träger Wasser bzw. Sole:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_K \cdot h_v = \dot{m}_s \cdot c \cdot \Delta t; \quad \frac{\dot{m}_K}{\dot{m}_s} = \frac{c \cdot \Delta t}{h_v};$$

\dot{m}_K = Kältemittelmassenstrom,

$h_v = (h'' - h')$ = Verdampfungsenthalpie,

\dot{m}_s = Kälte­trägermassenstrom (z. B. Sole),

c = spezifische Wärmekapazität

Δt = Temperaturdifferenz (Ein- und Austritt am Wärmeübertrager)

Der Kältemittelmassenstrom wird also um den Faktor $\frac{c \cdot \Delta t}{h_v}$ kleiner, als beim Einsatz z. B. einer Sole (siehe Abschnitt 4.2).

Weitverzweigte Kältebedarfsstellen, wie sie in der industriellen Kälte vorliegen, werden über Pumpenanlagen versorgt, wenn die zu überwindenden Strömungswiderstände durch die Verdampfer mit den Zu- und Ableitungen für die Verdichter unwirtschaftlich werden. Das ist energetisch günstiger, da bei gleicher Druckerhöhung und gleichen Massenströmen die Pumpe wesentlich weniger Antriebsleistung benötigt als der Verdichter. Außerdem ist es möglich, den Kältemittelstrom durch die Pumpe und den Verdampfer unabhängig von dem primären Kältemittelstrom durch den Verdichter zu regeln.

Auch hier bilden die Abschnitte:

1.7.1 Strömungsprozesse Gleichung 44/45

2.2 Pumpen

2.3.1 Verdampfer

2.4 Bemessung des Rohrnetzes

die Grundlage für die Projektleistung.

Aus Abschnitt 3.1.1 – Seite 156 mit Abb. 98 ist die Funktionsweise zu entnehmen

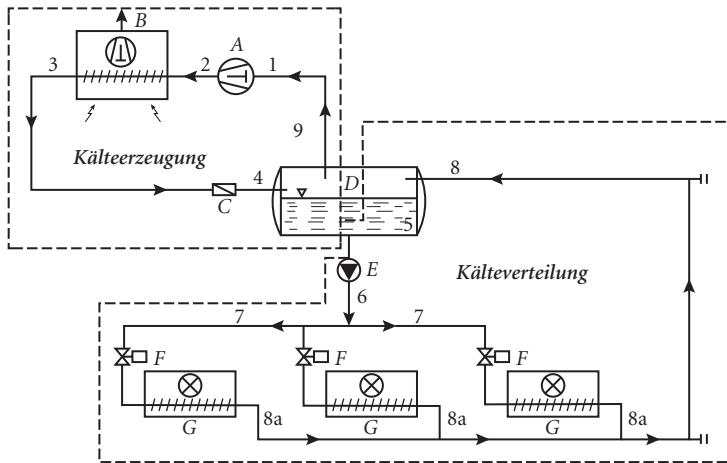


Abb. 128: Vereinfachtes Funktionsschema

Gemäß Abb. 128 und Abb. 98 – $\lg p, h$ -Diagramm:

Das Prinzip einer Pumpenkälteanlage besteht in der Anordnung eines *Zentralverdampfers* D der zugleich als Flüssigkeitssammler und Abscheider dient. Dieser Zentralverdampfer ist gleichzeitig Kältemittelvorratsbehälter, in dem die gesamte Kältemittelflüssigkeit über ein Schwimmer-Regelventil C entspannt wird.

Im Abscheider herrscht Verdampfungstemperatur und Verdampfungsdruck. Drosseldampfanteil und Flüssigkeit werden getrennt. Der Drosseldampfanteil wird vom Verdichter A abgesaugt und im Kondensator B verflüssigt. Die unter Verdampferdruck stehende Flüssigkeit wird von der Pumpe E den verschiedenen Verbrauchern G (überflutete Verdampfer) über ein Magnetventil F zugeführt. Aus den Verbrauchern G strömt ein Gemisch (2-Phasen) aus nichtverdampfter Flüssigkeit und Nassdampf in den Abscheider zurück. Man unterscheidet hier zwei Kältemittelkreisläufe, den Primärkreis *Kälteerzeugung* und den Sekundärkreis *Kälteverteilung*. Im Verteilkreislauf wird ein größerer Kältemittelwasserstrom umgewälzt (siehe Seite 156) als derjenige, der in den Verdampfern verdampfen könnte. Der erhöhte Massenstrom \dot{m}_p (2...8-fach) hat eine hohe Strömungsgeschwindigkeit in den Kühlern zur Folge. Dadurch werden höhere Wärmeübergangskoeffizienten α ; erreicht (siehe Abschnitt 1.6, Seite 46) als bei überfluteten Verdampfern im Naturumlauf mit sogenannten *zwangsgefluteten* Verdampfern.

Als Kältemittelpumpen werden gasdichte Kreiselpumpen verwendet. Der Pumpenausstrittsdruck liegt ca. 1...2 bar über dem Verdampferdruck (Druck im Abscheider) Bezüglich der Kavitation gilt das Gleiche wie im Abschnitt 2.2 ausgeführt.

Hier verwendet man anstelle von:

$$p_D = p_i; \quad p_1 = p', \quad (\text{bzw. } p_1 \triangleq p_b), \quad h = e_z \quad \text{bzw.} \quad e_s,$$

$$h_v = Z, \quad e_z = \text{ca. } 1 \dots 2 \text{ m, Ansauggeschwindigkeit ca. } 1 \text{ m/s}$$

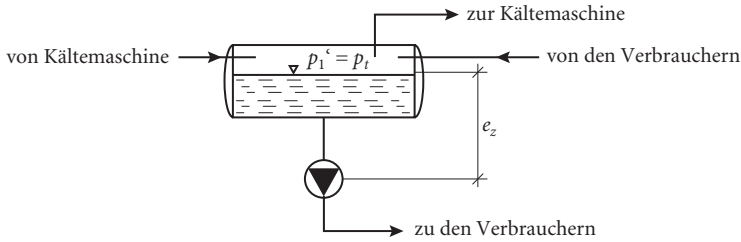


Abb. 129: Kältemittel-Sammelbehälter

Beispiel:

$$e_z = 2 \text{ m}, z = 0,5 \text{ m}; \quad \text{NH}_3,$$

$$\text{NPSH}_{\text{vorh}} = \underbrace{\frac{p' - p_t}{\rho \cdot g}}_{=0} + e_z - Z = 2 - 0,5 = 1,5 \text{ m}$$

$$\text{NPSH}_{\text{vorh}} \geq \text{NPSH}_{\text{erf}}, \text{ gewählt } \text{NPSH}_{\text{erf}} = \text{ca. } 1 \text{ m (0,5 m Sicherheitszuschlag)}$$

Wird ein Saugbetrieb mit e_s gefordert, dann muss p' mittels eines Gaspolsters erhöht werden:

$$\text{NPSH}_{\text{vorh}} = \underbrace{\frac{p' - p_t}{\rho \cdot g}}_{p' > p_t} - e_s - Z \leq \text{NPSH}_{\text{erf}}$$

4.2 Indirekte Kühlung

Die Kaltwasserbereitstellung spielt heute in zwei Bereichen eine besonders große Rolle:

- a) in der technischen Gebäudeausrüstung
- b) im Bereich Gewerbe und Industrie. Hier wird oft die ganzjährige Kälteversorgung benötigt und gibt es hinsichtlich der Kaltwasser-Vorlauf-Temperaturen einen großen Bedarf in der
 - Maschinen- und Hydraulikkühlung
 - Verfahrensindustrie,
 - chemischen Industrie etc.

Weiterhin kann mit Kälteträgern, Solen etc. mit tiefsten Temperaturen gearbeitet werden.

Die *Kaltwassersätze* oder *Wasserkühlsätze* werden auch für Kälteträger und Solen eingesetzt:

- luftgekühlt mit externem Kondensator,
- luftgekühlt mit internem Kondensator (kompakt),
- wassergekühlt mit externen Rückkühler.