

2 Prinzipschaltbilder für Kompressions-Kälteanlagen

2.1 Aktive Kühlung, passive Kühlung und freie Kühlung

Bei der aktiven Kühlung wird ein thermodynamischer Kreisprozess (Kaldampf-Kompression, Absorption, Adsorption) unter Zufuhr von Antriebsenergie (z. B. mechanisch, thermisch) verwendet, um Verbraucher mit entsprechender Kälte zu versorgen. Ein thermodynamischer Kreisprozess erfordert für einen ordnungsgemäßen Betrieb weitere energieverbrauchende Komponenten, wie Pumpen, Ventilatoren, sowie eine Steuer- und Regelungseinheit.

Eine weitere alternative Art der aktiven Kühlung erfolgt durch erzwungene Strömung mit einem Kälteträger, der Kälte einem Kältereservoir entzieht und den Kälteverbrauchern zuführt.

Die passive Kühlung erfolgt durch eine Temperatur-, Dichte-, Druck- oder Konzentrationsdifferenz über eine freie Konvektionsströmung mit einem Kälteträger, wie z. B. Luft. Ein Strahlungsaustausch zwischen zwei Körpern führt ebenfalls zu einer passiven Kühlung. Aus energie- und umwelttechnischen Gründen ist eine passive Kühlung einer aktiven Kühlung immer vorzuziehen.

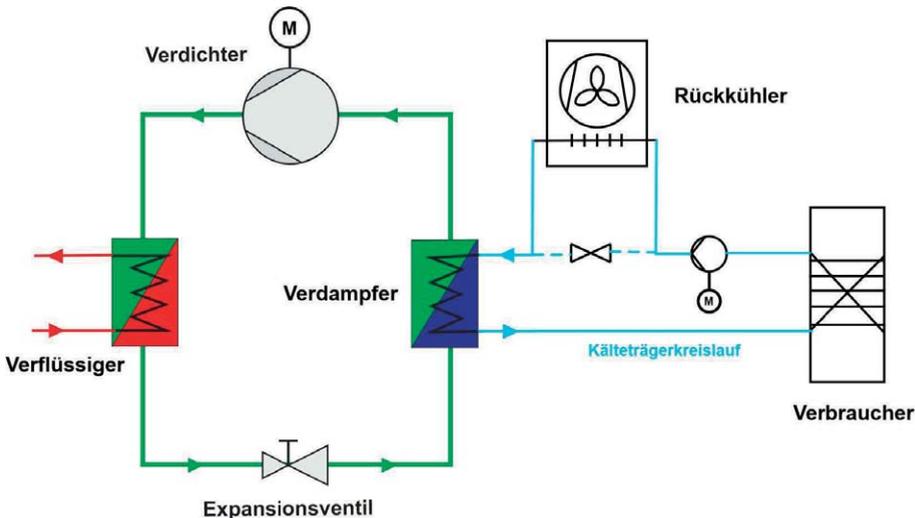


Abbildung 2.1: Freie Kühlung mit Kaltwassersatz

Unter freier Kühlung wird in der Praxis die Verwendung von Außenluft verstanden, die zur Abkühlung eines Kälteträgers eingesetzt wird. Bei industriellen Kühlaufgaben mit einem 24-stündigen Kältebedarf über den Tag ist die freie Kühlung nicht ganzjährig nutzbar, sodass immer parallel eine zusätzliche aktive Kühleinrichtung, wie z. B. ein Kaltwassersatz, einzubinden ist. Der Kaltwassersatz ist dann auf die maximale Kälteleistung auszulegen. Für die freie Kühlung ist ein geringer Aufwand an elektrischer Energie für Ventilatoren, Pumpen und die Regelung erforderlich. Bereits bei einer geringen Temperaturdifferenz von rund 2–5 Kelvin zwischen

Vorlauftemperatur des Kälte­trägers zum Verbraucher und Außenluft ist die freie Kühlung zur Kälteversorgung eines Verbrauchers unter bestimmten Voraussetzungen einsetzbar. Klassische Anwendungen sind beispielweise Serverräume oder Krankenhäuser, die ganzjährig eine Raumkühlung benötigen. Einen ersten Anhaltspunkt zur Wirtschaftlichkeit erhält man durch die Berechnung des jährlichen Deckungsgrads für die freie Kühlung unter Einbeziehung von meteorologischen Daten für den jeweiligen Aufstellungsort. Abbildung 2.1 zeigt ein vereinfachtes kältetechnisches Verfahrensschema zur freien Kühlung in Kombination mit einem Kaltwassersatz. Aus dem Verfahrensschema der Abbildung 2.1 ist ersichtlich, dass unterschiedliche Betriebsweisen zur Verfügung stehen. Entweder der Kaltwassersatz übernimmt alleine die Kältebereitstellung oder nur der Rückkühler (freie Kühlung) versorgt den Kälteverbraucher. In der Übergangszeit (Frühjahr, Herbst) kann eventuell auch ein kombinierter Betrieb wirtschaftlich sinnvoll sein.

2.2 Energiesparschaltung

Aus Abbildung 2.1 geht das Grundprinzip einer sogenannten Energiesparschaltung (ESS) hervor. Der Grundgedanke besteht darin, dass bei einer definierten Außenlufttemperatur bei luftgekühlten Kältemaschinen von aktiver auf passive Kühlung umgestellt wird. Basis der Berechnungen bilden verfügbare meteorologische Daten für verschiedene Klimazonen (z. B. für Deutschland [2-1]). Die jährliche Anzahl der Stunden aus der Statistik, an denen eine definierte Außenlufttemperatur an einem definierten Aufstellungsort auftritt, gemittelt über einen längeren Betrachtungszeitraum, bildet die Basis für eine energiewirtschaftliche Bewertung des Systems.

Die Abbildung 2.2 zeigt die geordnete Summenkurve für die Lufttemperatur am Standort Garmisch-Partenkirchen.

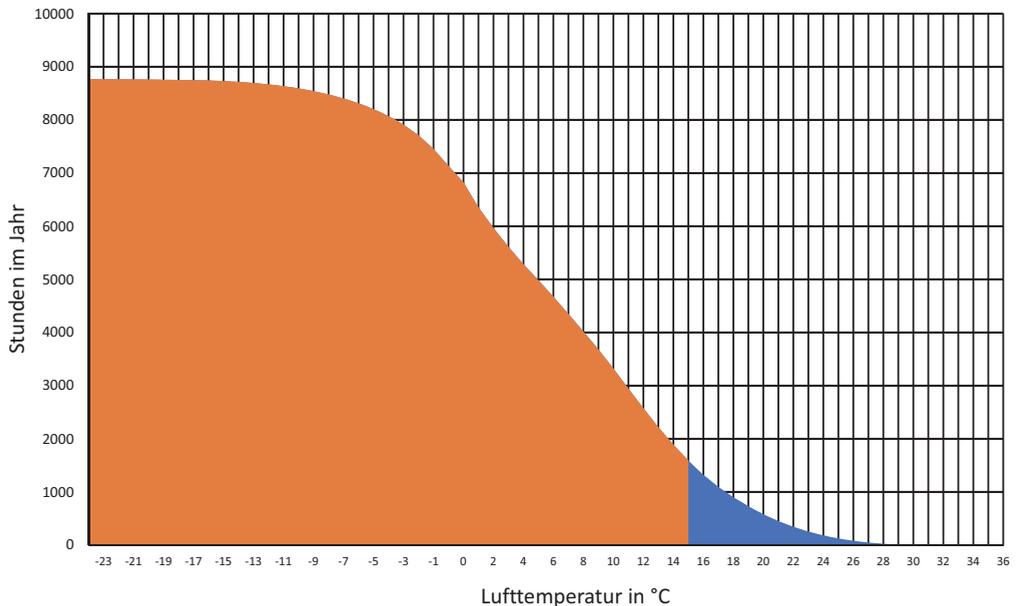


Abbildung 2.2: Geordnete Summenkurve der Lufttemperatur für Garmisch-Partenkirchen

Abbildung 2.2 zeigt beispielhaft, dass bei einer Grenztemperatur von 15 °C im orange eingefärbten Temperaturbereich die freie Kühlung einsetzbar ist und im blau eingefärbten Temperaturbereich künstliche Kälte bereitzustellen ist.

In der Tabelle 2.1 werden die Ergebnisse der Einsparungen von elektrischer Energie für die Kälteanlage und die daraus resultierende durchschnittliche Reduzierung der CO₂-Emissionen für drei verschiedene Aufstellungsorte dargestellt. Als Voraussetzung wird eine konstante Kälteleistung mit einer definierten Vorlauftemperatur des Kälte-trägers festgesetzt. Der CO₂-Emissionsfaktor für elektrische Energie vom Netz ist: EF = 0,419 kg/kWh(el) [2-2].

Tabelle 2.1: Energiesparschaltung ESS

Physikalische Größen	Bad Marienburg	Chemnitz	München
Kälte-trägervorlauftemperatur in °C	20	20	20
Umschalttemperatur, Außenluft in °C	15	15	15
Anzahl der Produktionsstunden in h/Woche	168	168	168
statistische Jahresgesamtstunden in h/a	8765	8765	8765
statistische Jahresstunden aktive Kälte in h/a	1308	1723	1954
statistische Jahresstunden, passive Kälte in h/a	7457	7042	6811
Kälteleistung in kW	45	45	45
gesamte elektrische Leistung, ohne ESS in kW	22,76	22,76	22,76
elektrische Arbeit, ohne ESS in kWh/a	199491	199491	199491
gesamte elektrische Leistung ESS in kW	7,3	7,3	7,3
elektrische Arbeit ESS in kWh/a	84206	90622	94193
Einsparung von elektrischer Arbeit in kWh/a	115285	108869	105298
Einsparung von Kohlendioxid in t/a	48,3	45,6	44,2

Aus Tabelle 2.1 ist zu entnehmen, dass die erzielbare Einsparung vom örtlichen Aufstellungsort der Kälteanlage abhängig ist. Weitere energiewirtschaftliche Bewertungen sind möglich, wenn die Investitionskosten für die Anlagenkomponenten und die Kosten für den Betrieb der Kälteanlage (z. B. Bezug elektrischer Energie) bekannt sind.

2.3 Temperaturen, Aufstellungen und Schaltungen

Anlagen zur Bereitstellung von Kälte für Kühlgüter/Kühlräume werden nach [2-3] bezüglich ihrer Anwendungstemperaturen eingeteilt in:

- Pluskühlung: oberhalb 0 °C und unterhalb der Umgebungstemperatur (kleiner 10 °C)
- Minuskühlung: unterhalb 0 °C und oberhalb von -18 °C
- Tiefkühlung: nicht über -18 °C.

Bei Temperaturen oberhalb von 0 °C spricht man von Kühltechnik, unterhalb von 0 °C von Tiefkühltechnik bzw. Gefriertechnik. Prozesse unterhalb von -50 °C werden der Tiefsttemperaturtechnik zugeordnet, für die auch der Begriff Kryotechnik benutzt wird [2-4].

Die Tiefsttemperaturtechnik (z. B. Gasverflüssigung) liegt im Bereich von -100 °C und dem absoluten Nullpunkt von -273,15 °C [2-5].

2.4 Zentrale und dezentrale Kälteanlagen

In der industriellen Praxis findet die Versorgung von Kälteverbrauchern mit zentralen Kälteanlagen oder durch dezentrale Kälteanlagen statt. Bei einer zentralen Kälteanlage sind die Kältemittelverdichter in einem Maschinenraum untergebracht. Die Verdampfungstemperatur sollte sich nach demjenigen Kälteverbraucher (Verdampfer) orientieren, der die niedrigste Prozesstemperatur benötigt.

Vorteile der Zentralanlage:

- Kompressoren oftmals gleicher Bauart in einem Maschinenhaus
- Ersatzteilhaltung wesentlich vereinfacht
- bei Aufteilung der gesamten Kälteleistung auf mehrere Aggregate ist eine Reserveversorgung möglich
- Kälteleistungsregelung in Stufen oder stufenlos
- Zu- und Abschalten einzelner Verdichter in Abhängigkeit vom Saugdruck
- gemeinsame Verflüssiger.

Nachteile der Zentralanlage:

- höhere spezifische Installationskosten für Rohrleitungen und Isolation als bei dezentraler Kälteanlage
- Kältemittelverteilung über weite Strecken mit Kältemittel-/Kälteträgerpumpen
- bei Verwendung eines Zentralabscheiders nur eine Verdampfungstemperatur möglich
- großes Volumen von Kältemittel im Umlauf.

Bei den dezentralen Kälteanlagen wird die Anlage speziell für einen Anwendungsfall ausgelegt und betrieben. Die Kälteanlage wird dann meist an dem Standort (oder in der Nähe) installiert, an dem sich der Kälteverbraucher befindet.

Vorteile der dezentralen Anlage:

- einfacher Aufbau der Kälteanlage
- für jeden Verbraucher exakte Einstellung der Betriebstemperatur möglich
- kurze Leitungswege, geringe Wärmeverluste
- Einsatz von kostengünstigen thermostatischen Expansionsventilen
- meist unproblematische Entölung des Verdampfers.

Nachteile der dezentralen Anlage:

- nicht überall die gleiche Verdichterbauart verwendbar, große Ersatzteilhaltung
- spezifische Anlagenkosten höher als bei Zentralkälteanlage gleicher Kälteleistung
- zur Versorgungssicherheit eine zweite Kälteanlage als Reserveanlage notwendig
- Beachtung der elektrischen Leistungsspitze bei gleichzeitigem Betrieb mehrerer Kälteanlagen.

3 Kälteanlagenkomponenten

3.1 Kältemittelverdichter

3.1.1 Übersicht

Die grundlegende Aufgabe eines Verdichters, auch Kompressor genannt, ist es, den angesaugten Kältemittelmassenstrom vom gasförmigen Saugzustand (Druck, Temperatur) auf einen prozessbedingten Verdichtungsdruck (Verflüssigungsdruck) unter Zufuhr von Antriebsenergie zu transportieren. Während der Verdichtung werden die spezifische Enthalpie, der Druck und die Temperatur des Kältemittels erhöht. Außerdem findet bei diesem Prozessschritt eine Wärmeabgabe an die Umgebung statt (luftgekühlter oder wassergekühlter Verdichter). Im Folgenden werden mechanische Verdichter beschrieben. Bei Absorptions-Kälteanlagen wird ein sogenannter thermischer Verdichter eingesetzt, der aus Absorber, Lösungspumpe, Austreiber und Lösungsdrossel besteht (siehe Kapitel 4). Zu den thermischen Verdichtern gehört ebenfalls der Dampfstrahlverdichter, der in industriellen Dampfstrahlkälteanlagen verwendet wird.

Abbildung 3.1 zeigt eine mögliche Einteilung der Verdichterbauarten.

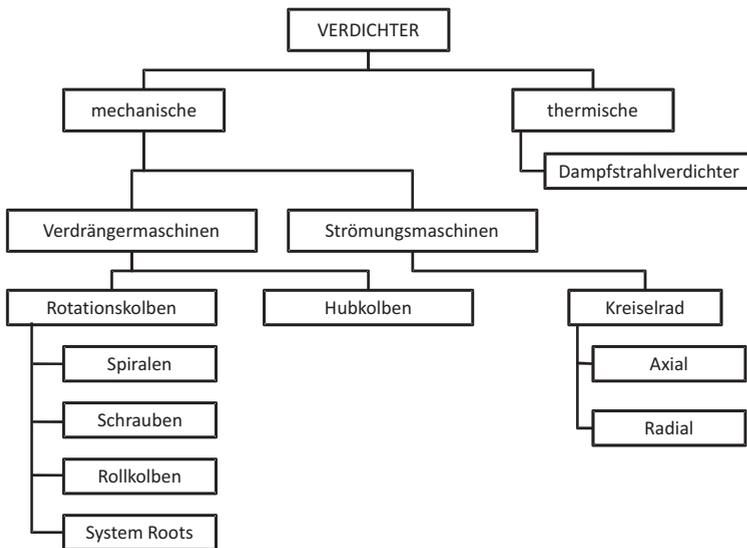


Abbildung 3.1: Verdichterbauarten für Kompressions-Kälteanlagen

Aus Abbildung 3.1 erkennt man, dass Verdichter in mechanische und thermische Verdichter klassifiziert werden können. Bei den thermischen Verdichtern kommen Dampfstrahlverdichter (= Ejektoren) bei Strahlkältemaschinen oder als Booster (Vorverdichter) zur Anwendung. Die mechanischen Verdichter teilen sich auf in die Verdrängermaschinen und in die Strömungsmaschinen. In der Kältetechnik werden als Strömungsmaschinen vorzugsweise Radialturbover-

dichter (= radialer Kreiselradverdichter) für Kühlleistungen im MW-Bereich eingesetzt. Die Verdrängermaschinen teilen sich auf in Rotationskolbenverdichter und in Hubkolbenverdichter. Bevorzugt werden im gewerblichen Bereich bei kleinen Kälteleistungen Spiralverdichter (= Scrollverdichter) eingesetzt. Verdichter der Bauart „System Roots“ können in mechanischen Brüdenverdichtungsanlagen eingesetzt werden.

In der Tabelle 3.1 werden technische Eigenschaften für ausgewählte Verdichterbauarten verglichen, die vorwiegend bei Kompressions-Kälteanlagen im Einsatz sind.

Tabelle 3.1: Verdichtervergleich für den Klimabereich nach [3-1]

Eigenschaften	Scroll	Hubkolben	Schrauben	Turbo
Prinzip	Verdränger	Verdränger	Verdränger	Strömung
Verdichtung	statisch	statisch	statisch	dynamisch
Förderung	stetig	pulsierend	stetig	stetig
Kälteleistung in kW	bis 90	bis 500	bis 800	ab 250
Leistungsregelbarkeit bei konstanter Drehzahl	in Stufen	in Stufen	stufenlos	stufenlos
Leistungsregelbarkeit über Drehzahl ca. in %	20-100	50-100	20-100	25-100
Empfindlichkeit bei Flüssigkeit im Sauggas	gering	hoch	gering	mittel
Vibrationen	nein	ja	nein	nein

Aus Tabelle 3.1 wird deutlich, dass Scrollverdichter kleine bis mittlere Kälteleistungen abdecken, während Turboverdichter als Strömungsmaschinen für den großen Kälteleistungsbedarf eingesetzt werden. Die Leistungsregelung bei konstanter Drehzahl erfolgt bei Scroll- und Hubkolbenverdichtern bei sehr vielen Anwendungen in Stufen, d. h., es werden mehrere Verdichter parallel in den Kältemittelkreislauf eingebunden. Bei Schrauben- und Turboverdichtern findet eine stufenlose Leistungsregelung statt, wenn von einer konstanten Drehzahl der Verdichterwelle ausgegangen wird. Eine Leistungsregelung ist bei allen Verdichterbauarten über die Drehzahl der Verdichterwelle möglich. Der Hubkolbenverdichter verursacht, bedingt durch seine Konstruktion, mehr Vibrationen als der Scrollverdichter. Besonders kritisch ist bei Hubkolbenverdichtern das nasse Ansaugen von Kältemitteldampf, d. h., es besteht eine hohe Empfindlichkeit bei Flüssigkeitsanteilen im Kältemittelsaugdampf.

Verdrängermaschinen

Kolbenverdichter, Scrollverdichter und Schraubenverdichter sind Vertreter von Verdrängermaschinen. Die Arbeitsweise einer Verdrängermaschine lässt sich in vier Prozessschritte aufteilen:

- Ansaugen des Kältemittels auf der Saugseite
- Komprimieren des angesaugten Kältemittels durch Volumenverkleinerung
- Ausschieben des Kältemittels auf der Druckseite
- Rückexpansion beim Kolbenverdichter (nicht beim Schraubenverdichter).

Strömungsmaschinen

In der industriellen Kälteanlagentechnik und zur Gebäudeklimatisierung werden als Strömungsmaschinen vorwiegend Radialturboverdichter eingesetzt. Die Arbeitsweise einer Strömungsmaschine wird durch folgende Teilschritte charakterisiert:

- Ansaugen des Kältemittels
- Beschleunigung des Kältemittels durch Energiezufuhr über ein Laufrad
- Umwandlung von kinetischer Energie in Druckenergie
- Ausschleiben des Kältemittels.

Vollhermetischer Verdichter

Vollhermetische Verdichter sind durch Verschweißen oder Verlöten der Gehäuseteile komplett gegenüber der Umwelt verkapselt. Sowohl der Verdichter als auch der Antriebsmotor befinden sich in einem gemeinsamen Gehäuse. Das Kältemaschinenöl wird bei der Montage in das gemeinsame Gehäuse eingefüllt, sodass ein Ölwechsel während der Betriebszeit nicht möglich ist. Vollhermetische Verdichter werden vor allem im kleinen Kälteleistungsbereich eingesetzt (z. B. Haushaltskühlschrank).

Halbhermetischer Verdichter

Ein halbhermetischer Verdichter ist eine Maschine, bei dem das Gehäuseoberteil und das Gehäuseunterteil mit lösbaren Verbindungen (Schrauben, Nieten) miteinander verbunden sind. Damit sind Reparaturarbeiten am Verdichter und am Elektromotor durchführbar. Es entsteht jedoch aufgrund der Verbindung der Gehäuseteile kein Kältemittelverlust, da aus dem Gehäuse keine Antriebswelle wie bei offenen Verdichtern geführt wird. Das Sauggas strömt über den Elektromotor, der Wärme an das Sauggas abgibt und damit gekühlt wird (sogenannte Sauggaskühlung). Anschließend gelangt das vorgewärmte Sauggas zum Verdichtungsraum. Es kann somit kein Nassdampf in den Verdichterraum gelangen, sondern nur überhitztes Gas. Auf eine richtige Materialauswahl bzw. den Schutz der Wicklungen des Elektromotors in Abhängigkeit des eingesetzten Kältemittels ist zu achten. Halbhermetische Hubkolbenverdichter werden überwiegend bei Kältemaschinen im mittleren Kälteleistungsbereich eingesetzt.

Offener Verdichter

Ein offener Verdichter ist eine Maschine, bei der ein luftgekühlter Elektromotor und der Verdichter getrennt auf einem Fundament aufgebaut sind. Sie sind über eine gemeinsame Antriebswelle miteinander verbunden. Da die Antriebswelle aus dem Verdichtergehäuse herausgeführt wird, ist auf eine sehr gute Abdichtung der Antriebswelle gegenüber der Umgebung zu achten, um eine Kältemittelfreisetzung in die Atmosphäre so gering wie möglich zu halten. Offene Verdichter werden bei Kälteanlagen für mittlere bis große Kälteleistungen eingesetzt.

3.1.2 Hubkolbenverdichter

Zu unterscheiden sind bei Hubkolbenverdichtern folgende prinzipiellen Bauarten:

- stehend oder liegend
- ein- oder mehrzylindrisch
- nach Art der Kolbenanordnung (Reihe, V-Anordnung, Stern)
- offen, halbhermetisch oder vollhermetisch.

Bei Hubkolbenverdichter erfolgt die Verdichtung des Kältemittels in einem Verdichtungsraum, der zum Befüllen und Entleeren mit einem Saugventil und mit einem Druckventil ausgestattet ist. Saug- und Druckventil werden oftmals auch als Ein- und Auslassventile bezeichnet. In dem Verdichtungsraum befindet sich ein beweglicher Kolben, das Kältemittel ansaugt, verdichtet und ausstößt. Abbildung 3.2 zeigt exemplarisch einen vollhermetischen Hubkolbenverdichter (Kapselverdichter).



Abbildung 3.2: Vollhermetischer Hubkolbenverdichter
[Bildrechte Riedel Kooling]

Abbildung 3.3 zeigt einen Hubkolbenverdichter in offener Bauweise im Längsschnitt [3-2].

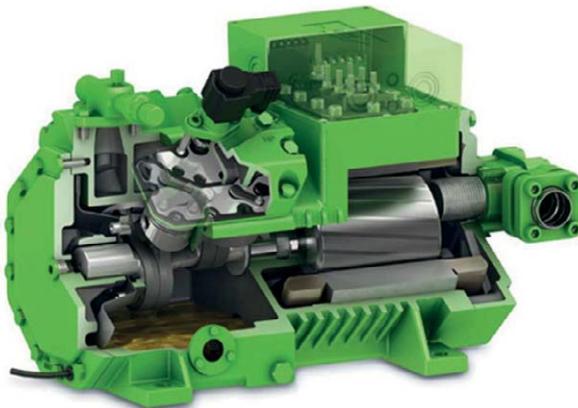


Abbildung 3.3: Sauggasgekühlter Hubkolbenverdichter im Längsschnitt [3-2]

Ventile bei Hubkolbenmaschinen

Die Ventile von Hubkolbenverdichtern vertragen bauartbedingt keine Flüssigkeitsschläge. Der angesaugte Kältemitteldampf kann eventuell Flüssigkeitströpfchen enthalten, die mit hoher Geschwindigkeit auf das Saugventil und die Ventilplatten auftreffen und damit fast vollständig abgebremst werden. Die Ventile werden damit im Laufe der Zeit geschädigt. Sie sind somit periodisch zu warten und beeinflussen maßgeblich die Lebensdauer der Hubkolbenmaschinen.

Schädlicher Raum bei Hubkolbenverdichtern

Abbildung 3.4 zeigt schematisch den Verdichtungsraum eines Hubkolbenverdichters mit den Hauptbauteilen.

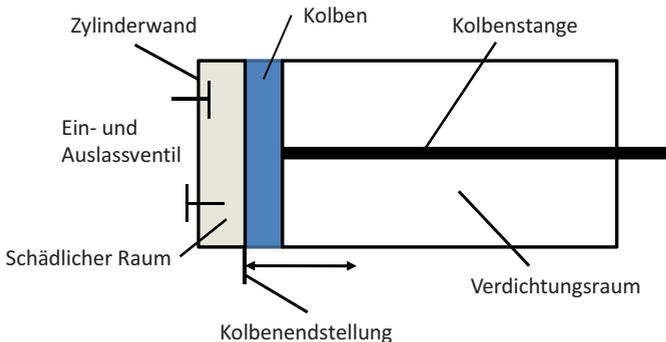


Abbildung 3.4: Verdichtungsraum einer Hubkolbenmaschine

Der Kolben (siehe Abbildung 3.4) lässt sich bauartbedingt nicht ganz bis zu den Ventilen bewegen. Nach dem Ausschieben des verdichteten Kältemitteldampfs verbleibt ein Volumen zwischen der Kolbenendstellung und der Zylinderwand mit Kältemittel gefüllt. Wenn der Kolben beim folgenden Arbeitstakt zurückfährt, rückexpandiert das verbliebene Kältemittel und bewirkt einen volumetrischen Verlust. Es kann beim folgenden Ansaugvorgang nur mehr eine kleinere Kältemittelmasse vom Verdichter angesaugt werden. Diese Minderung des Ansaugverhaltens wird bei Berechnungen durch den sogenannten „schädlichen Raum“ berücksichtigt und reduziert den Liefergrad des Hubkolbenverdichters. Der schädliche Raum wird bei der Ermittlung des inneren Wirkungsgrads und des Liefergrads von Hubkolbenmaschinen berücksichtigt.

3.1.3 Scrollverdichter

Der Scrollverdichter wurde vom französischen Ingenieur L. Creux erfunden [3-3]. Ein Scrollverdichter zeichnet sich durch seine einfache Konstruktion aus und hat einen Bereich bis rund 60 kW Antriebsleistung. Scrollverdichter sind Verdrängungsmaschinen, die sowohl mit fester als auch mit variabler Drehzahl der Verdichterwelle betrieben werden können. Der Hauptanwendungsbereich liegt bei Kälteanlagen und bei Wärmepumpen.

Die Abbildung 3.5 zeigt schematisch einen Längsschnitt durch einen Scrollverdichter mit einigen Hauptbauteilen.

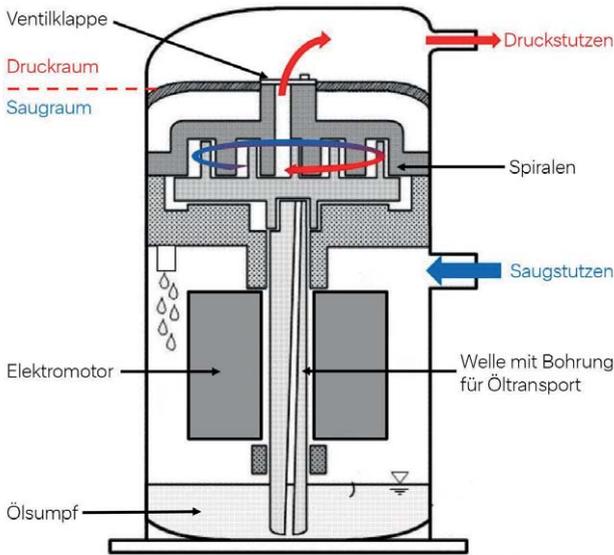


Abbildung 3.5: Schematischer Aufbau eines Scrollverdichters nach [3-4]

In einem zylinderförmigen, vollhermetisch verschweißten Gehäuse sitzt auf der zentrisch angeordneten senkrechten Antriebswelle des Verdichters sowohl der elektrische Antrieb als auch die orbitierende Spirale. Das obere Ende der Antriebswelle ist exzentrisch angeordnet, sodass damit die orbitierende Bewegung der Spirale zustande kommt. Die feste Spirale ist an der Innenseite des zylinderförmigen Gehäuses oberhalb der orbitierenden Spirale befestigt. Die beiden Spiralen greifen ineinander. Über den Saugstutzen gelangt überhitztes Kältemittel in den Saugraum des Verdichters und nimmt Wärme vom Elektromotor auf, der dadurch gekühlt wird. Der Saugraum wird vom Druckraum durch eine Trennwand abgetrennt. Das gasförmige Kältemittel wird in den Verdichtungskammern der ineinandergreifenden Spiralen verdichtet und gelangt über eine Auslassöffnung in den Druckraum, bevor es den Verdichter auf hohem Druck- und Temperaturniveau über den Druckstutzen verlässt. Die Ventilklappe als Rückschlagventil verhindert das Rückströmen von verdichtetem Kältemittelgas, wenn der Scrollverdichter ausgeschaltet ist. Das Kältemaschinenöl bildet am Gehäuseboden einen Ölsumpf. Es wird von dort durch eine Längsbohrung in der Antriebswelle bis zu den Spiralen nach oben transportiert. Die Abbildung 3.6 zeigt die feste und die orbitierende Spirale eines Scrollverdichters.



Abbildung 3.6: Orbitierende Spirale (links) und feste Spirale (rechts) (Bildrechte Riedel Kooling)

5 Energiespeicher

Energiespeicher haben die Aufgabe, vorübergehend nicht benötigte Energie so lange zu speichern, bis eine Nutzung möglich ist. Energiespeicher als thermische Speicher können in sensible Speicher (z. B. Warmwasserspeicher, Kälteträgerspeicher), in Latentspeicher (z. B. Eiswasserspeicher, Paraffinspeicher, Salzhydratspeicher) und in thermochemische Speicher eingeteilt werden. In der Speichertechnik wird auch nach der Zeitdauer der Energiespeicherung unterschieden zwischen Kurzzeitspeichern und Langzeitspeichern.

Sensible Speicher werden im Haushalt, im Gewerbe und in der Industrie in Form von Entleerungsspeichern oder Verdrängungsspeichern verwendet. Das Energiespeichermedium Wasser weist sehr gute Speichereigenschaften auf. Die Herstellung derartiger Energiespeicher ist kostengünstig. In der gewerblichen und industriellen Kältetechnik werden vorwiegend Kurzzeit-Energiespeicher eingesetzt. Zu unterscheiden sind bei thermischen Energiespeichern folgende physikalischen Grundprinzipien:

- sensible
- latente
- chemische.

Die relevante physikalische Basisgleichung für das jeweilige Grundprinzip ist:

Sensible Wärme

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (\text{Gl. 5.1})$$

Latente Wärme

$$Q = m \cdot [c_{\text{fest}} \cdot (t_{\text{sch}} - t_{\text{fest}}) + \Delta h_{\text{sch}} + c_{\text{fl}} \cdot (t_{\text{fl}} - t_{\text{sch}})] \quad (\text{Gl. 5.2})$$

Reaktionswärme

$$Q = m \cdot \Delta h_{\text{Reak}} \quad (\text{Gl. 5.3})$$

m: Masse

c_p : spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck

Δt : Temperaturdifferenz (z. B. Kopf-/Bodentemperatur)

c_{fest} : spezifische Wärmekapazität Festkörper

c_{fl} : spezifische Wärmekapazität Flüssigkeit

t_{sch} : Schmelztemperatur

t_{fest} : Temperatur Festkörper

Δh_{sch} : spezifische Schmelzwärme

t_{fl} : Temperatur Flüssigkeit

Δh_{Reak} : spezifische Reaktionswärme

Abbildung 5.1 zeigt schematisch den prinzipiellen Aufbau von Energiespeichern für Kälteanlagen.

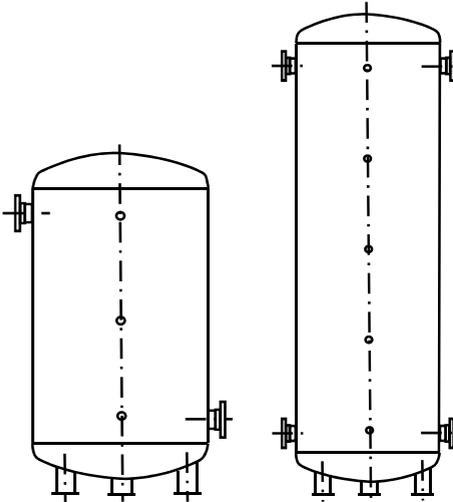


Abbildung 5.1: Energiespeicher für Kälteanlagen

In der Abbildung 5.1 ist auf der linken Seite ein Beispiel für einen typischen Pufferspeicher und auf der rechten Seite für einen Verdrängungsspeicher als Schichtenspeicher abgebildet. Der Verdrängungsspeicher trennt hydraulisch die Erzeugerseite von der Verbraucherseite. Thermische Energiespeicher als „Kältespeicher“ werden aus den folgenden Gründen im Gewerbe und in der Industrie eingesetzt:

- Einhaltung von Mindestlaufzeiten bzw. Sperrzeiten, je nach eingesetzter Verdichterbauart (Schaltzyklen)
- zeitliche Überbrückung der Kälteleistung für definierte Verbraucher (Notversorgung)
- Verbesserung der Leistungszahl einer Kälteanlage
- zeitlicher Ausgleich zwischen Kälteerzeugung und Kälteverbrauch
- Reduzierung des Spitzenkälteleistungsbedarfs einer Kälteanlage bei der Dimensionierung und damit Reduzierung der Investitionskosten
- Verschiebung der Kälteerzeugung in Zeiträume mit kostengünstigen Tarifen für den Bezug elektrischer Energie
- Ausnutzung von erneuerbarer, fluktuierend bereitgestellter elektrischer Energie und damit Erhöhung der Nachhaltigkeit bei der Kälteversorgung.

Prinzipiell sind in zeitlicher Hinsicht drei Betriebszustände bei Energiespeichern zu unterscheiden:

- Beladen des Energiespeichers
- Ruhezustand = Beharrungszustand
- Entladen des Energiespeichers.

Eine ausführliche Darstellung der Grundlagen zu thermischen Energiespeichern findet sich in der Literatur, z. B. in [5-1].

5.1 Sensible Energiespeicher

5.1.1 Kennzahlen

Eine Vielzahl von Kennzahlen charakterisieren Energiespeicher. Einige in der Praxis verwendeten Kennzahlen sind:

Energiespeicherdichte

Die Angabe einer massen- oder volumenbezogenen Energiespeicherdichte setzt spezielle Angaben über die physikalischen bzw. chemischen Prozesse bei der Speicherung voraus. Es gilt [5-2]:

$$e_{\text{Sp},m} = \frac{E}{m_{\text{Sp}}} \quad (\text{Gl. 5.4})$$

$$e_{\text{Sp},V} = \frac{E}{V_{\text{Sp}}} \quad (\text{Gl. 5.5})$$

$e_{\text{Sp},m}$: Energiespeicherdichte, massenbezogen

$e_{\text{Sp},V}$: Energiespeicherdichte, volumenbezogen

E : Energie

m_{Sp} : Speichermasse

V_{Sp} : Speichervolumen

Die Höhe einzelner erreichbarer Energiespeicherdichten der unterschiedlichen Speicherbauarten ist vom aktuellen Stand der Technik abhängig und variiert beträchtlich. Ein Kaltwasserspeicher mit einer Temperaturspreizung von 6 K (z. B. 12 °C auf 6 °C) hat eine massenbezogene Energiespeicherdichte von rund 25 kJ/kg. Ein Eiswasserspeicher hat eine massenbezogene Energiespeicherdichte bei 0 °C von rund 334 kJ/kg.

Nutzungsgrad eines Speichers

Zur Beurteilung von thermischen Speichern ist der Nutzungsgrad von Interesse. Diese physikalische Größe ist definiert als das Verhältnis der aus dem Energiespeicher entnommenen Wärme Q_E als Funktion der Zeit und der idealen entladbaren Wärme Q_I . Es gilt [5-2]:

$$\eta_{\text{Sp}} = \frac{Q_E}{Q_I} = \frac{\rho \cdot c \cdot \int \dot{V}_E \cdot (t_{E(\tau)} - t_R) \cdot d\tau}{\rho \cdot c \cdot (t_B - t_R)} \quad (\text{Gl. 5.6})$$

η_{Sp} : Nutzungsgrad Energiespeicher

ρ : Dichte Speichermedium

c : spezifische Wärmekapazität Speichermedium

\dot{V}_E : Entladevolumenstrom

$t_{E(\tau)}$: Entladetemperatur als Funktion der Zeit

t_R : Rücklauftemperatur, zeitunabhängig

t_B : maximale Temperatur nach der Beladung

τ : Zeit

Selbstentladungsrate

Die Selbstentladungsrate SR für einen Energiespeicher gibt an, welcher Anteil der gespeicherten Energie als Verlustleistung über einen Zeitraum ungenutzt an die Umwelt abgegeben oder von der Umwelt aufgenommen worden ist. Bei sensiblen thermischen Speichern erfolgt die Selbstentladung über den thermischen Widerstand der Behälterwand/Isolierung und der Temperaturdifferenz zwischen Speichermedium und Umgebung [5-3].

$$SR = \frac{\int_0^{\tau} \dot{Q}_V \cdot d\tau}{E_{Sp}} \quad (\text{Gl. 5.7})$$

SR: Selbstentladungsrate

\dot{Q}_V : Verlustwärmestrom (Richtung!)

E_{Sp} : gespeicherte Energie

τ : Zeit

5.1.2 Dynamisches Verhalten von sensiblen Energiespeichern

Bei Kälteanlagen werden unterschiedliche Bauarten von thermischen Energiespeichern verwendet, um anwendungsspezifische Eigenschaften sicherzustellen.

Wendet man die Massen- und Energiebilanzierung für den instationären Fall an, so erhält man folgende Gleichungen für die zeitliche Abhängigkeit der Speichermasse m_{Sp} im Energiespeicher und dem Energieinhalt des Speichers E_{Sp} . Für einen sensiblen Energiespeicher mit einem flüssigen Medium (z. B. Wasser) als Speichermedium gilt:

$$m_{Sp} = m_{Sp0} + \int_0^{\tau} (\dot{m}_E - \dot{m}_A - \dot{m}_V) \cdot d\tau \quad (\text{Gl. 5.8})$$

m_{Sp} : Speichermasse im Speicher

m_{Sp0} : Speichermasse im Speicher bei Zeit gleich null

\dot{m}_E : eintretender Speichermassenstrom als Funktion der Zeit

\dot{m}_A : austretender Speichermassenstrom als Funktion der Zeit

\dot{m}_V : eventuelle Verluste als Speichermassenstrom in Abhängigkeit von der Zeit

τ : Zeit

$$E_{Sp} = E_{Sp0} + \int_0^{\tau} (\dot{E}_E - \dot{E}_A - \dot{E}_V) \cdot d\tau \quad (\text{Gl. 5.9})$$

E_{Sp} : Energie im Speicher

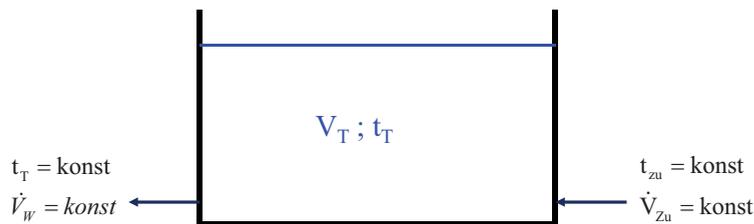
E_{Sp0} : Energie im Speicher bei Zeit gleich null

\dot{E}_E : eintretender Energiestrom als Funktion der Zeit

- \dot{E}_A : austretender Energiestrom als Funktion der Zeit
 \dot{E}_V : eventuelle Verluste als Energiestrom in Abhängigkeit von der Zeit
 τ : Zeit

5.1.3 Reihenspuffertank

Eine mögliche Anwendung ist ein Puffertank in die Vorlaufleitung geschaltet in Reihe zum Kälteverbraucher. Abbildung 5.2 zeigt schematisch einen Puffertank als rechteckigen Stahl- oder Kunststoffbehälter für den zeitlichen Ausgleich von Temperaturschwankungen der Vorlauf-temperatur zum Kälteverbraucher.



- \dot{V}_W : Wasservolumenstrom zum Kälteverbraucher
 \dot{V}_{Zu} : Wasservolumenstrom vom Verdampfer der Kälteanlage
 t_{Zu} : Wassertemperatur im Zulauf zum Puffertank (Ist-Temperatur)
 V_T : Wasservolumen im Puffertank
 t_T : Wassertemperatur im Puffertank (Solltemperatur); zum Verbraucher

Abbildung 5.2: Puffertank in Reihenschaltung zum Kälteverbraucher

Für die Dimensionierung des Puffertanks ist die Berechnung des erforderlichen Wasservolumens im Puffertank ausschlaggebend. Unter der Voraussetzung, dass die Wassermasse im ideal isolierten Puffertank über die Zeit konstant bleibt (konstante Spiegelhöhe) und eine definierte positive oder negative Temperaturabweichung der Vorlauf-temperatur innerhalb eines Zeitraumes toleriert wird, ergibt sich folgende allgemeine Gleichung mit den Kriterien für die Temperaturen.

$t_{Zu} < t_T^*$ und $t_{Zu} < t_T$ bzw. $t_{Zu} > t_T^*$ und $t_{Zu} > t_T$:

$$V_T = \frac{\dot{V}_W \cdot (\tau - \tau^*)}{\ln \left[\frac{t_{Zu} - t_T^*}{t_{Zu} - t_T} \right]} \quad (\text{Gl. 5.10})$$

- V_T : Volumen Puffertank
 \dot{V}_W : Wasservolumenstrom zum Kälteverbraucher
 τ : Zeit
 τ^* : Zeitpunkt für Abweichungstemperatur
 t_T^* : Abweichung von der Solltemperatur (positive/negative Abweichung)
 t_T : Wassertemperatur im Puffertank (Solltemperatur); zum Verbraucher

Beispiel

Einem Puffertank wird ein konstanter Wasservolumenstrom von $\dot{V}_W = 4,5 \text{ m}^3/\text{h}$ mit einer Solltemperatur von $t_T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ bei stationärem Betrieb zugeführt. Durch den Verdampfer der Kältemaschine kommt es zu einem sprunghaften Anstieg der Zulauftemperatur auf $t_{Zu} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$. Die maximale Temperatur im Puffertank darf $t_T^* = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ nach $\tau^* = 180 \text{ Sekunden}$ nicht überschreiten.

$$V_T = \frac{\dot{V}_W \cdot \tau^*}{\ln\left(\frac{t_{Zu} - t_T}{t_{Zu} - t_T^*}\right)} = \frac{0,00125 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 180 \text{ s}}{\ln\left(\frac{17-15}{17-16}\right)} = 324 \text{ dm}^3 \quad (\text{Gl. 5.11})$$

Der Puffertank ist theoretisch mit einem Wasservolumen von 324 Liter zu dimensionieren. Die Abbildung 5.3 zeigt den Temperaturverlauf des Wassers im Puffertank als Funktion der Zeit.

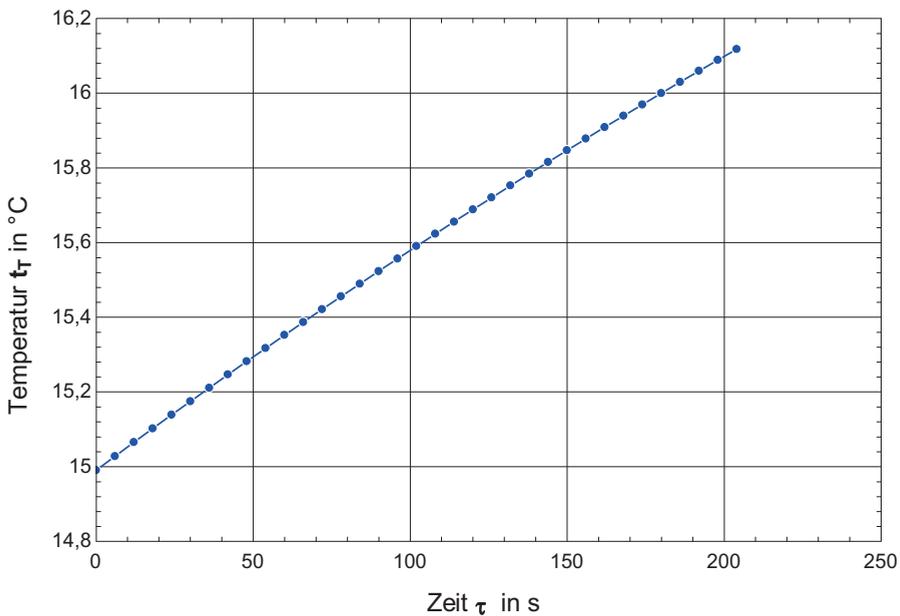


Abbildung 5.3: Wassertemperatur im Puffertank

Aus Abbildung 5.3 ist ersichtlich, dass von der Solltemperatur von $t_T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ausgehend nach einer Zeitdauer von $\tau = 180 \text{ Sekunden}$ im Puffertank eine Temperatur von $t = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ erreicht wird. Der Kurvenverlauf ist exponentiell.

5.1.4 Parallelpufferspeicher

Thermische Speicher werden in das Kälteversorgungsnetz eingebunden, um den Erzeugerkreislauf (Primärkreislauf) vom Verbraucherkreislauf (Sekundärkreislauf) hydraulisch zu trennen. Der isolierte Pufferspeicher als sensibler Schichtenspeicher wird fast ausschließlich als stehender

zylindrischer Behälter ausgeführt mit einem vorgegebenen Verhältnis von zylindrischer Höhe zu Innerdurchmesser. Bevorzugt werden schlanke, hohe Speicher.

Bedingt durch die Temperaturspreizung im Speicher ergibt sich eine Temperaturmischzone durch Wärmeleitung, die sich mit der Zeit in vertikaler Richtung ausdehnt. Unter vereinfachten Bedingungen kann die Temperaturmischzone mit der theoretischen Näherungslösung für den Temperaturausgleich eines halb-unendlichen ebenen Körpern berechnet werden. Für den Temperaturverlauf in Abhängigkeit vom Ort und von der Zeit gilt [5-4]:

$$t = t_{B(\tau=0)} + k \cdot (t_W - t_{B(\tau=0)}) \quad (\text{Gl. 5.12})$$

mit:

$$t_{B(\tau=0)} = 0,5 \cdot (t_K + t_W) \quad (\text{Gl. 5.13})$$

$$k = \text{erf} \left(\frac{x}{\sqrt{4 \cdot a \cdot \tau}} \right) \quad (\text{Gl. 5.14})$$

$$x = z - z_0 \quad (\text{Gl. 5.15})$$

t: Temperatur bzw. Temperatur der Mischzone

$t_{B(\tau=0)}$: Mitteltemperatur bei Zeit = null

k: Konstante

erf: Gauß'sche Fehlerfunktion

a: Temperaturleitwert des Speichermediums

τ : Zeit

x: Eindringtiefe

z: Höhe der Schicht im Speicher

z_0 : Höhe der vertikalen Lage der Mischzonenmitte

Indizes:

W: warm

K: kalt

Abbildung 5.4 zeigt die theoretische Temperaturmischzone für einen Schichtenspeicher nach einer Zeitdauer von 10 Stunden. Der Schichtenspeicher hat eine Höhe von 10 m und liefert Kaltwasser mit 6 °C im Vorlauf und 12 °C im Rücklauf.

Aus der Abbildung 5.4 ist ersichtlich, dass die Temperaturmischzone im kalten und im warmen Bereich des Schichtenspeichers symmetrisch aufgebaut ist. Die gesamte Dicke der Mischzone beträgt 60 cm und ist bei dieser Betrachtung unabhängig vom Höhen/Durchmesser-Verhältnis des Schichtenspeichers.

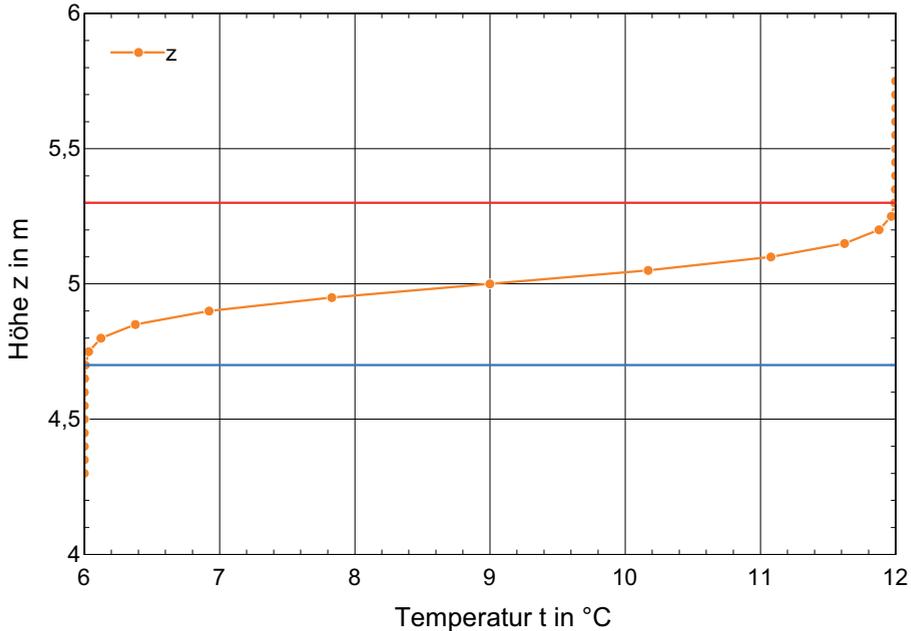


Abbildung 5.4 Theoretische Temperaturmischzone für einen Schichtenspeicher nach 10 Stunden

Der spezifische Wärmestrom, der durch die gedachte Bilanzfläche des Schichtenspeichers zwischen warmer und kalter Zone strömt, ermittelt sich aus der folgenden Gleichung [5-5]:

$$\dot{q} = \sqrt{\frac{\lambda \cdot \rho \cdot c_p}{\pi}} \cdot \tau \cdot (t_W - t_K) \quad (\text{Gl. 5.16})$$

- \dot{q} : spezifischer Wärmestrom in W/m^2
 λ : Wärmeleitfähigkeit Speichermedium
 ρ : Dichte Speichermedium
 c_p : spezifische Wärmekapazität Speichermedium
 τ : Zeit
 t : Temperatur
 π : Kreiszahl
 Indizes:
 K: kalt
 W: warm