

Abbildung 1.3 h,x-Zustandsdiagramm von Mollier, bearbeitet von [1]

1.3 Thermodynamische Grundlagen und Zustandsgrößen

1.3.1 Trockene Luft

Die Zusammensetzung der trockenen Luft zeigt Tabelle 1.2. Die trockene Luft ist ein Gasgemisch mit dem Hauptbestandteil Stickstoff. Der Gesamtdruck p_G (\equiv Barometerstand) ist eine Funktion der Höhenlage h .

$$p_G = p_0 \cdot \left[1 - \frac{2,256}{100.000} \cdot (h - h_0) \right]^{5,256} \quad \text{in mbar} \quad (1-1)$$

Die Koeffizienten der Gleichung (1-1) betragen:

$$p_0 = 1.013 \text{ mbar}$$

$$h_0 = 0 \text{ m}$$

Für klimatische Anwendungen wird häufig die Höhenabhängigkeit vernachlässigt und mit einem Gesamtdruck $p_G = 1.000 \text{ hPa}$ gerechnet.

Tabelle 1.2 Zusammensetzung der trockenen Luft bei normalem Luftdruck

Gas	Volumenprozent
Stickstoff	78,03
Sauerstoff	20,99
Argon	0,93
Kohlendioxid (CO ₂)	0,03
Edelgase (Helium, Neon, Krypton), Wasserstoff	0,02

Die trockene Luft wird als ideales Gas betrachtet. Demzufolge gilt die allgemeine Gasgleichung (1-2):

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (1-2)$$

mit der Gaskonstante für Luft $R_L = 287,1 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$.

Der Teildruck der trockenen Luft kann aus Gleichung (1-2) berechnet werden:

$$p_L = \frac{m_L \cdot R_L \cdot T}{V} \quad (1-3)$$

Die Dichte ergibt sich mit $T = (t + 273,15)$ zu:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{p}{R \cdot (t + 273,15)} \quad (1-4)$$

In geschlossenen Systemen verändert sich der Druck linear mit der Temperatur. In offenen Systemen bleibt der Druck konstant. Dafür verändert sich das vom Gas eingenommene Volumen linear mit der Temperatur.

Für die energetischen Betrachtungen wird die thermodynamische Größe **Enthalpie** benötigt, die als spezifische Größe h in J/kg Anwendung findet.

Nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik gilt für reibungslose Zustandsänderungen:

$$dq = dh - v \cdot dp \quad (1-5)$$

Für die folgenden Betrachtungen zum Wärmeaustausch wird davon ausgegangen, dass der Druck $p_G = \text{konstant}$ ist, d. h., $dp = 0$.

Damit wird

$$dq = dh \quad (1-6)$$

Das bedeutet, dass die zugeführte Wärme gleich der Enthalpiezunahme der Luft ist. Im einfachsten Fall der konstanten spezifischen Wärmekapazität ($c_p = \text{konst.}$) ergibt sich die Enthalpie zu:

$$h = c_p \cdot (T - T_0) + h_0 \quad (1-7)$$

Unter Anwendung der Bezugsgrößen ($T_0 = 273,15 \text{ K}$; $h_0 = 0 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$) ergibt sich die Enthalpie der trockenen Luft zu:

$$h = c_p \cdot t \quad (1-8)$$

Damit ergibt sich die Wärmemenge zu:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (1-9)$$

1.3.2 Wasserdampf

Wasserdampf entsteht aus dem flüssigen Wasser unter Wärmezufuhr bei konstantem Druck. Die Abbildung 1.4 zeigt den entsprechenden Verdampfungsvorgang. Zu Beginn der Verdampfung (1) wird das flüssige Wasser erwärmt. Dabei erhöht sich die Temperatur. Die Volumenänderung der Flüssigkeit ist vergleichsweise gering. Bei einer bestimmten Temperatur, die vom Druck abhängig ist, beginnt das Wasser zu sieden (2). Es entsteht Wasserdampf, der die gleiche Temperatur wie das erwärmte Wasser hat. Die Volumenänderung bei Vorhandensein von Wasserdampf ist deutlich größer bei reiner Flüssigkeit. Eine weitere Wärmezufuhr (3) führt zu einer weiteren Verdampfung. Dabei entsteht Nassdampf. Die Temperatur bleibt konstant, bis die letzten Wassertropfen verdampft sind (4). Dieser Zustand wird als trocken gesättigter Dampf bezeichnet. Eine weitere Wärmezufuhr führt zu einem erneuten Temperaturanstieg. Dieser Zustand wird auch als überhitzter Dampf bezeichnet. Dieser überhitzte Dampf verhält sich wie ein ideales Gas.

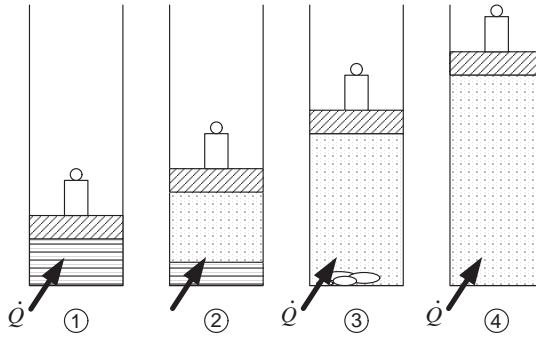


Abbildung 1.4 Verdampfungsvorgang bei $p = \text{konst.}$

Jedem Druck entspricht eine bestimmte Siede- oder auch Verdampfungstemperatur. Die Abbildung 1.5 zeigt die Abhängigkeit für Wasserdampf. Rechts der Dampfdruckkurve befindet sich das Dampfgebiet, links das Flüssigkeitsgebiet.

Die allgemeine Gasgleichung (1-2) gilt auch für Wasserdampf. Mit der Gaskonstante für Wasserdampf $R_D = 461,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ kann die Volumenänderung des Wasserdampfs bei konstantem Druck in Abhängigkeit der Temperatur berechnet werden. Ebenso kann der Teildruck des Wasserdampfs ermittelt werden:

$$p_D = \frac{m_D \cdot R_D \cdot T}{V} \tag{1-10}$$

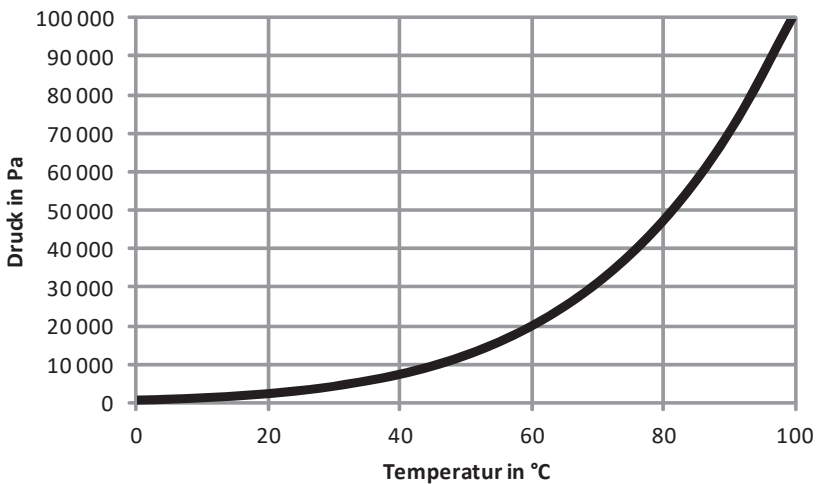


Abbildung 1.5 Dampfdruckkurve

Der **Sättigungsdruck** p_{DS} über der Flüssigkeit ergibt sich mit der Magnus-Formel zu:

$$p_{DS} = 610,78 \cdot \exp\left(\frac{C_1 \cdot t}{C_2 + t}\right) \tag{1-11}$$

2 Zustandsänderungen

Für die Praxis sind Zustandsänderungen, d. h. die Veränderung der Temperatur und/oder des Feuchtegehalts durch Heizen, Kühlen, Be- und/oder Entfeuchten, von Bedeutung. Diese Änderungen können rechnerisch auf der Grundlage der beschriebenen Beziehungen analysiert werden.

Für die praktische und ingenieurtechnische Anwendung bietet das Mollier-h,x-Diagramm die Möglichkeit, diese Prozesse schnell und übersichtlich in grafischer Form darzustellen und somit ein Grundverständnis über die ablaufenden Prozesse zu gewinnen.

Für die Darstellung wird eine spezielle Form des Mollier-h,x-Diagramms verwendet. Dieses ist auf die wesentlichen Informationen konkret auf die Zustandsänderung und den Wertebereich reduziert. Dadurch bleibt der Überblick gewahrt.

Im Mollier-h,x-Diagramm sind die Größen Enthalpie h und Feuchtegehalt x auf die trockene Luft bezogen. Konkret bedeutet das einen Bezug auf eine Masse der trockenen Luft von 1 kg. Daher ist die Darstellung der Zustandsänderung unabhängig von dem Luftmassenstrom $\dot{m}_{L,tr}$. Die Umrechnung auf Wärmeströme oder Wasserdampfmassenströme hat in einem separaten Schritt zu erfolgen.

2.1 Heizen

Das Erwärmen (Heizen) von Luft ist eine Zustandsänderung, die auf einer Isohygren bei $x = \text{konst.}$ erfolgt, d. h., der Feuchtegehalt x bleibt konstant.

Als Wärmequellen kommen sowohl technische Geräte (Beispiele siehe Abbildung 2.1 und Abbildung 2.3), die im Folgenden als **Heizer** bezeichnet werden, wärmeabgebende Flächen, Kompressionswärme beim Ventilator als auch die von Menschen und Tiere abgegebene Wärme infrage.

2 Zustandsänderungen

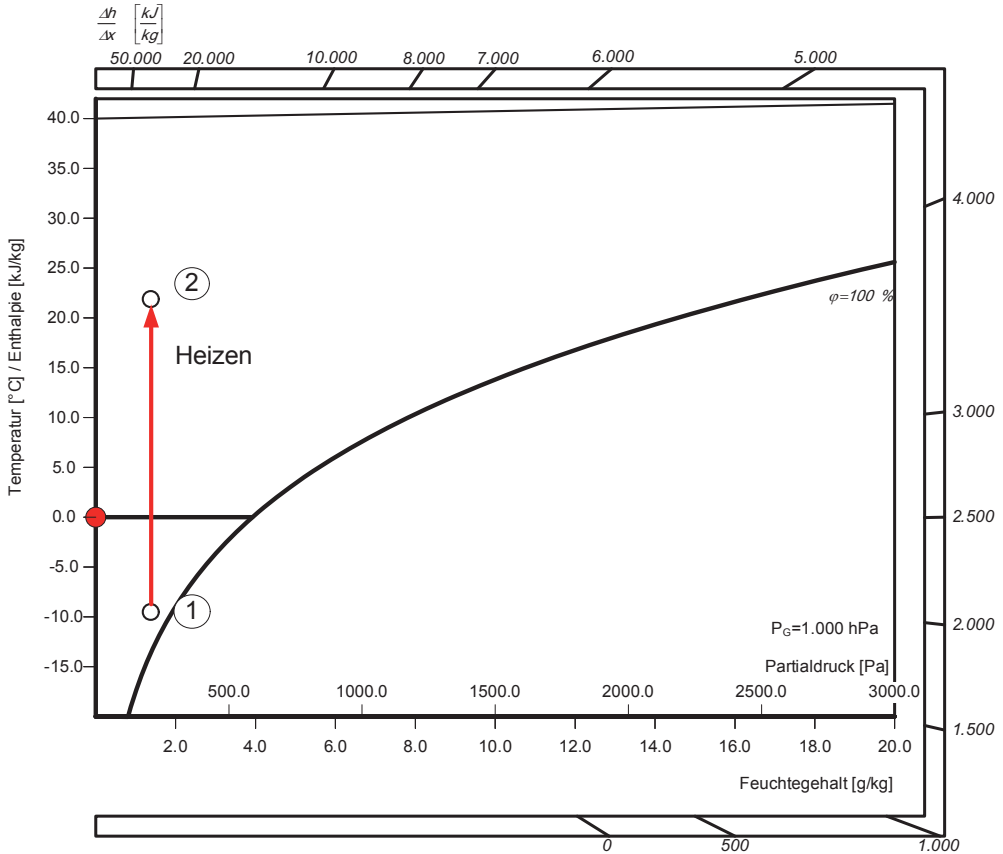


Abbildung 2.1 Schematischer Zustandsverlauf beim Erwärmen (Heizen) eines Luftzustand 1 zum Luftzustand 2

Beim Erwärmen der Luft vom Zustand 1 zum Zustand 2 ergeben sich folgende Zusammenhänge:

Veränderliche Größen	Konstante Größen
Temperatur t (steigt) \uparrow relative Feuchte φ (sinkt) \downarrow spezifische Enthalpie h (steigt) \uparrow Rohdichte der Luft ρ_L (sinkt) \downarrow	Feuchtegehalt x

Das bedeutet:

Mit dem Erwärmen der Luft vom Zustand 1 zum Zustand 2 ist die Luft in der Lage, mehr Wasserdampf (Feuchtigkeit) aufzunehmen.

Die erforderliche Heizleistung Q_{LH} , um die Erwärmung der Luft vom Zustand 1 auf den Zustand 2 zu realisieren, ergibt sich zu:

$$\dot{Q}_{LH} = \dot{m}_{L,tr} \cdot \Delta h = \dot{m}_{L,tr} \cdot (h_2 - h_1) \text{ bzw.} \quad (2-1)$$

$$\dot{Q}_{LH} = \dot{m}_{L,tr} \cdot c_{p,L} \cdot \Delta t = \dot{m}_{L,tr} \cdot c_{p,L} \cdot (t_2 - t_1) \quad (2-2)$$

Zu beachten ist:

Nur beim Erwärmen (Heizen) darf die Heizleistung mit der spezifischen Wärmekapazität $c_{p,L}$ berechnet werden. Die Definition der Enthalpie der feuchten Luft

$$h = c_{p,L} \cdot t + x \cdot (\Delta h_V + c_{p,D} \cdot t)$$

nach Gleichung (1-27) zeigt jedoch, dass es sich bei dieser Festlegung um eine Näherung handelt. Der Anteil des Wasserdampfs ($x \cdot c_{p,D} \cdot t$) wird dabei vernachlässigt. Für technische Prozesse ist diese Vorgehensweise akzeptabel. Bei allen anderen Prozessen (Zustandsänderungen), bei denen eine Veränderung des Feuchtegehalts x zu erwarten ist, muss zwingend die spezifische Enthalpie h verwendet werden.

Generell ist für alle Zustandsänderungen zu empfehlen, mit der spezifischen Enthalpie h zu arbeiten.

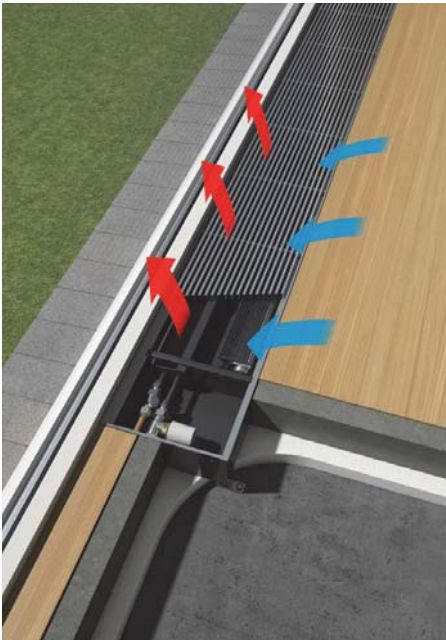


Abbildung 2.2 Fußbodendurchlass, Konvektor (Wirkprinzip) (Werkbild Fa. EMCO)



Abbildung 2.3 Lamellenwärmeübertrager (Werkbild Fa. Howatherm)

Beispiel 2.1-1:

gegeben:

Luftzustand 1:

$$t_1 = -5 \text{ °C}; x_1 = 2 \text{ g/kg}; p_G = 1.000 \text{ hPa}$$

Aus dem h,x -Diagramm sind folgende Informationen abzulesen:

- Der Zustandspunkt 1 ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Isohygre $x_1 = 2 \text{ g/kg}$ mit der Isothermenlinie von $t_1 = -5 \text{ °C}$
- Der Wert der Isenthalpe $h_{L,1}$ des Zustands 1 ist der Schnittpunkt mit der Ordinate bei deren Verlängerung bis zur Ordinate.
- Die relative Feuchte ergibt sich aus dem entsprechenden Wert einer Linie $\varphi = \text{konst.}$ die durch den Zustandspunkt 1 geht.
- Der Wert der Rohdichte ρ_1 liegt zwischen den Linien konstanter Rohdichte $\rho = 1,3 \text{ kg/m}^3$ und $\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$. Der Wert ist über das Streckenverhältnis der beiden Strecken $1,3 - 1,25 / 1,3 - \rho_1$ zu ermitteln.

$$\varphi_1 = 80 \%; h_{L,1} = 0 \text{ kJ/kg}; \rho_1 = 1,295 \text{ kg/m}^3$$

gesucht:

Der Zustand 2 ergibt sich nach dem Erwärmen auf eine Temperatur $t_2 = 25 \text{ °C}$. Für den Zustand 2 sind die Zustandsgrößen h , φ und ρ aus dem h,x -Diagramm ablesen. Die Heizleistung ist für einen Massenstrom der trockenen Luft von $\dot{m}_{L,tr} = 1 \text{ kg/s}$ zu berechnen:

- Der Zustandspunkt 2 ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Isohygre $x_1 = x_2 = 2 \text{ g/kg}$ mit der Isothermenlinie von $t_2 = 25 \text{ °C}$
- Der Wert der Isenthalpe $h_{L,2}$ des Zustands 2 ist der Schnittpunkt mit der Ordinate
- Die relative Feuchte ergibt sich aus dem entsprechenden Wert einer Linie $\varphi = \text{konst.}$, die durch den Zustandspunkt 2 geht
- Der Wert der Dichte ρ liegt zwischen den eingezeichneten Linien konstanter Rohdichte $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ und $\rho = 1,15 \text{ kg/m}^3$. Der Wert ist über das Streckenverhältnis der beiden Strecken $1,2 - 1,15 / 1,2 - \rho$ zu ermitteln

$$h_{L,2} = 30 \text{ kJ/kg}; \varphi = 10 \%; \rho = 1,167 \text{ kg/m}^3$$

- Spezifische Heizenergie: $\Delta h = h_{L,2} - h_{L,1} = 30 - 0 = 30 \text{ kJ/kg}$
- Heizleistung: $\dot{Q}_{LH} = \dot{m}_{L,tr} \cdot \Delta h = 1 \cdot 30 = 30 \text{ kJ/s} = 30 \text{ kW}$

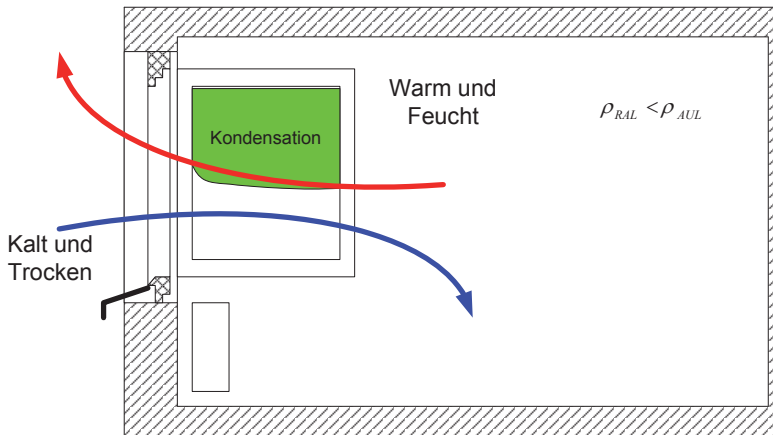


Abbildung 2.30 Kondensation an einer Fensterscheibe

2.5.2 Kontakt mit absorptiven bzw. adsorptiven Material

Neben der Entfeuchtung durch Taupunktunterschreitung gibt es noch die Entfeuchtung durch Sorption. Diese Art der Luftentfeuchtung basiert auf dem Einsatz hygroskopischer Materialien. Dabei wird der in der feuchten Luft enthaltene Wasserdampf aufgrund von Partialdruckunterschieden aus dem Luftstrom entfernt.

Solange der Partialdruck des Wasserdampfes in der Luft größer ist als an der Oberfläche (Grenzschicht) des hygroskopischen Materials ist, kommt es zu einem Partialdruckausgleich. In der Folge wird die Luft entfeuchtet.

Dieser Prozess funktioniert solange, bis ein Gleichgewichtszustand zwischen dem Wasserdampf-Luft-Gemisch und dem hygroskopischen Material entstanden ist. Durch die Zufuhr von Wärme kann dieser Prozess umgekehrt werden, sodass Wasserdampf aus dem hygroskopischen Material an die Luft abgegeben wird.

Zum Einsatz gelangen dabei Sorptionsmittel wie z. B. Silicagel, Lithiumchlorid, Zeolithe u. a. m. Je nach Bindung des Wasserdampfes wird von Ad- oder Absorption gesprochen, siehe Abbildung 2.31.

In der technischen Realisierung gibt es feste und flüssige Systeme.

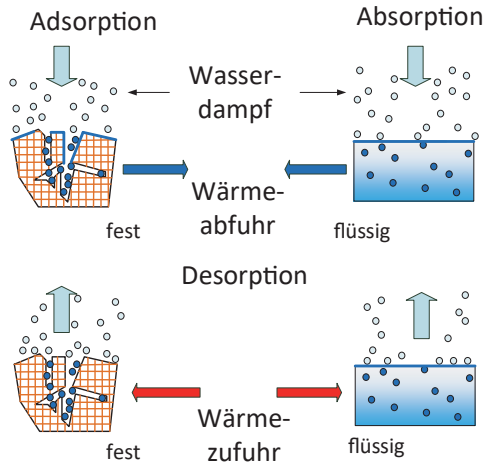


Abbildung 2.31 Mechanismen der Ad- und Absorption (nach [14])

2.5.2.1 Flüssige Sorptionsmittel

Die flüssigen Lösungen basieren häufig auf dem Kathabar-System (siehe Abbildung 2.32). Der Vorteil der flüssigen Systeme besteht darin, dass die bei der Bindung des Wasserdampfs freigesetzte Wärme nicht zwangsläufig zu einer Temperaturerhöhung der Luft führt. Die Ursache liegt darin, dass je nach Temperatur und Massenstrom der flüssigen Lösung die Verdampfungs- und Bindungswärme zumindest in Teilen abgeführt wird. Dadurch erhöht sich auch die Entfeuchtungsbreite.

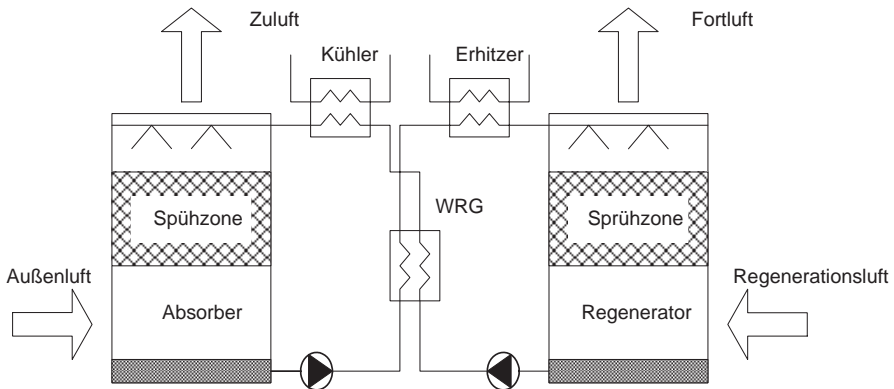


Abbildung 2.32 Flüssige Sorption

Einen beispielhaften Prozessverlauf zeigt die Abbildung 2.33. Folgende Einzelschritte sind dargestellt:

- 1 – 2: Absorption
- 2 – 3: Ventilatorwärme
- 3 – 4: indirekte Verdunstungskühlung

- 4 – 5: Kühl- und Entfeuchtungslast
- 5 – 6: indirekte Verdunstungskühlung
- 1 – 7: Desorption

Das zugehörige Gerät zeigt die Abbildung 2.34.

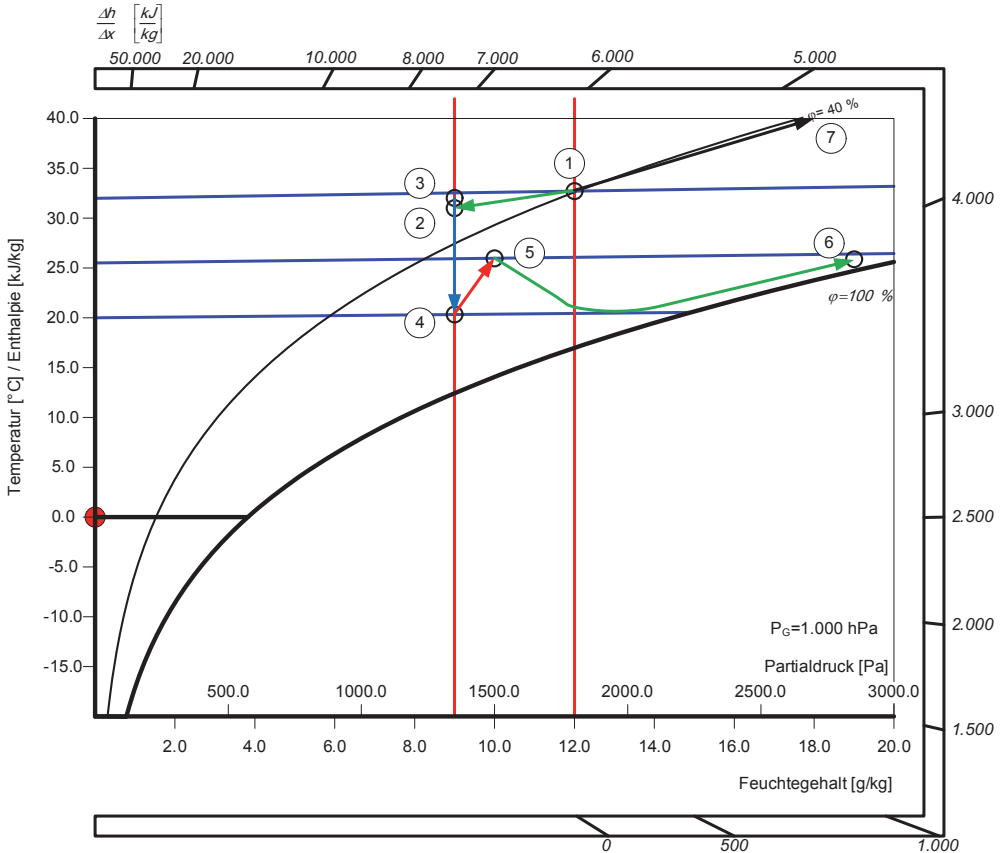


Abbildung 2.33 Verlauf der flüssigen Sorption (nach [14])

2.5.2.2 Feste Systeme (Sorptionsregeneratoren)

Bei den festen Systemen kommen Sorptionsregeneratoren zum Einsatz. Diese haben im Allgemeinen den gleichen Aufbau, wie die seit langem bekannten Regenerativ-Wärmerückgewinner.

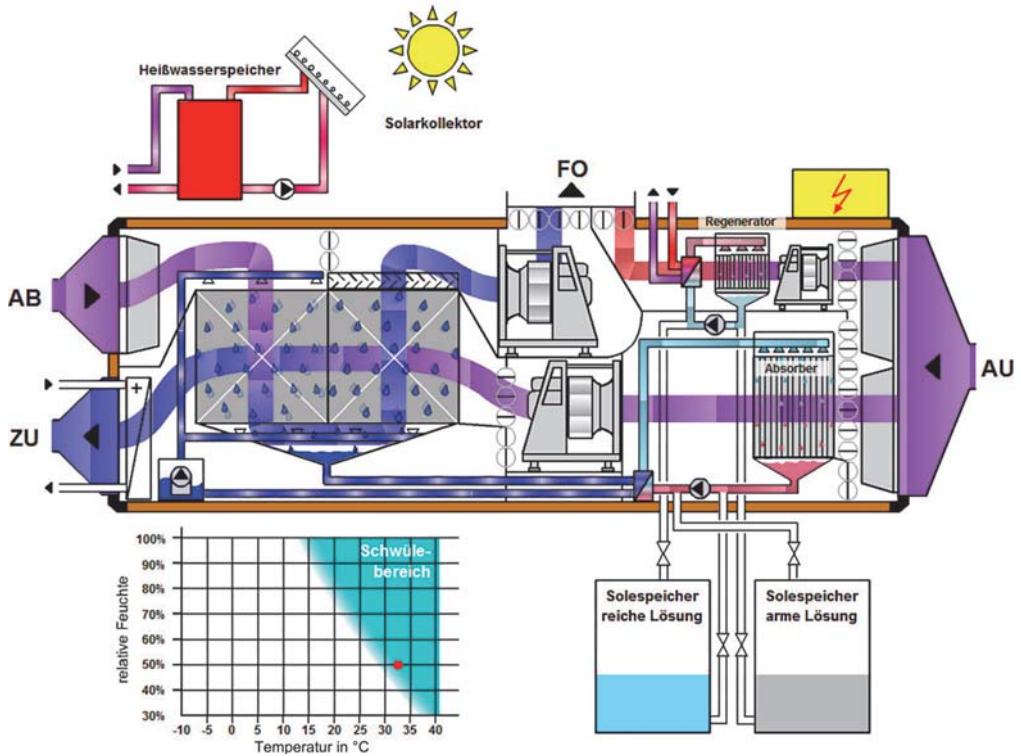


Abbildung 2.34 Geräteschema (Werkbild Fa. Menerga)

Das Grundprinzip besteht darin, dass eine langsam rotierende Speichermasse im Gegenstrom von zwei Luftvolumenströmen durchströmt wird. Abwechselnd gelangt dabei die Speichermasse durch die rotierende Bewegung von einem Luftstrom in den anderen. Die hygroskopische Oberfläche der Speichermasse sorgt dafür, dass neben Wärme auch Feuchtigkeit übertragen werden kann.

Durch den geringen Wasserdampfpartialdruck an der Oberfläche des Speichermaterials kommt es zu einer Anlagerung des Wasserdampfs. Dies führt zu einer Temperaturerhöhung aufgrund der Freisetzung der Verdampfungs- und Bindungswärme. Diese Veränderung der Temperatur ist zugleich der Grund für eine eingeschränkte Entfeuchtungsleistung der Sorptionsrotoren. Die thermische Aktivierung der hygroskopischen Oberfläche erfolgt mithilfe des erwärmten Luftvolumenstroms. Dabei wird die gebundene Feuchtigkeit an den Luftvolumenstrom übertragen.

Die Speichermasse hat die Aufgabe, eine geordnete Luftführung in den von der Struktur bereitgestellten geraden Kanälchen zu ermöglichen. Gleichzeitig wird damit eine große Oberfläche geschaffen. Dabei werden innere Oberflächen zur Wärme- und Stoffübertragung von bis zu $3.000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ erreicht. Die minimal notwendige Konfiguration (Sorptionsregenerator plus Heizer) zeigt die Abbildung 2.35. Für den Einsatz als reiner Luftentfeuchter ist der Flächenanteil der Regenerationsluft in der Regel kleiner als der Flächenanteil der Aussenluft. Bei gleichen Luftgeschwindigkeiten ist damit das Verhältnis der Flächen etwa auch proportional zum Verhältnis der Massenströme.