

AUFGABEN

2 Physiologie, Zuluftparameter

ULRICH FINKE

Verwendete Normen und Richtlinien:

DIN EN 16798-1

Eine Software zur Darstellung von Prozessen im h,x-Diagramm vom ILK Dresden steht gebührenfrei zum Download und zur Nutzung zur Verfügung: <https://www.ilkdresden.de/hxdia>.

In Kapitel 20 ‚Arbeitsunterlagen‘ befinden sich h,x-Diagramme als Kopiervorlage.

2.1 Druckabhängigkeit der relativen Feuchte

In einem Raum herrscht der Luftzustand $\theta_{\text{RAL}} = 22 \text{ °C}$ und $\varphi_{\text{RAL}} = 50 \text{ %}$. Der barometrische Druck beträgt $95000 \text{ Pa} = 950 \text{ mbar}$. Wie groß ist die absolute Feuchte? Welcher relative Fehler ergibt sich, wenn die absolute Feuchte mit dem barometrischen Druck von $101300 \text{ Pa} = 1013 \text{ mbar}$ berechnet (bzw. im h,x-Diagramm für $101300 \text{ Pa} = 1013 \text{ mbar}$ abgelesen) wird?

2.2 Mindest-Außenluftvolumenstrom

Ein Kinosaal mit der Grundfläche $A_{\text{R}} = 160 \text{ m}^2$ und der mittleren Raumhöhe von $7,5 \text{ m}$ für 180 Personen soll auf $\theta_{\text{RAL}} = 26 \text{ °C}$ und $\varphi_{\text{RAL}} = 55 \text{ %}$ gehalten werden. Die Kühllasten betragen:

- Kühllast pro Person $\Phi_{\text{p}} = 115 \text{ W/Pers}$
- trockene Kühllast pro Person $\Phi_{\text{ptr}} = 75 \text{ W/Pers}$
- Kühllast durch Beleuchtung $\Phi_{\text{B}} = 2 \text{ kW}$

(Annahme: ausschließlicher Außenluftbetrieb der RLT-Anlage)

- a) Wie groß ist überschlägig die Gesamtkühllast und die trockene Kühllast des Raums?
- b) Wie groß ist der für die Kühlung benötigte Zuluftvolumenstrom (= Außenluftvolumenstrom) bzw. der stündliche Luftwechsel für die Summe der Personen- und Beleuchtungs-lasten bei einer vorgegebenen Untertemperatur der Zuluft von 8 K gegenüber der Raumluft?
- c) Wie groß ist der nach DIN EN 16798-1, Tabelle NA.6, für die Raumluftkategorie II für ein schadstoffarmes Gebäude festgelegte Außenluftvolumenstrom bzw. der stündliche Luftwechsel?
- d) Welcher der in b) und c) berechneten Luftvolumenströme ist maßgebend?
- e) Welche CO_2 -Konzentration stellt sich bei dem berechneten Außenluftvolumenstrom im Raum ein, wenn der CO_2 -Gehalt der Außenluft $0,04 \text{ Vol.-%}$ und die CO_2 -Abgabe pro Person 20 l/h betragen?

Die Dichte der feuchten Luft wird mit $1,2 \text{ kg/m}^3$ angenommen.

5 Feuchte Luft

UWE SCHNIEDER

Für alle Aufgaben gilt ein Gesamtdruck von $1 \cdot 10^5$ Pa (1 bar).

Eine Software zur Darstellung von Prozessen im h,x -Diagramm vom ILK Dresden steht gebührenfrei zum Download und zur Nutzung zur Verfügung: <https://www.ilkdresden.de/hxdia>.

In Kapitel 20 ‚Arbeitsunterlagen‘ befinden sich h,x -Diagramme als Kopiervorlage.

5.1 Zustandsänderungen in einer Mischkammer

In einer Mischkammer werden Außenluft ($\theta_{\text{AUL}} = -15$ °C; $\varphi_{\text{AUL}} = 80$ %) und Abluft ($\theta_{\text{ABL}} = 23$ °C; $x_{\text{ABL}} = 6$ g/kg) zu 10 kg/s Mischluft (MIL) mit einer Enthalpie von 20 kJ/kg gemischt.

Wie groß ist der Anteil der Außenluft?

5.2 Zustandsänderungen in einem Lufterhitzer

Feuchte Luft mit dem Massenstrom $q_{\text{mL}} = 1$ kg/s soll vom Zustand 1 ($\theta_1 = 5$ °C, $\varphi_1 = 80$ %) mittels eines Warmwasser-Lufterhitzers mit $\theta_{\text{VL}} / \theta_{\text{RL}} = 80$ °C / 60 °C auf eine Temperatur $\theta_2 = 35$ °C gebracht werden.

Wie groß ist

- der Feuchtegehalt x_2 und die Enthalpie h_2 am Luftaustritt?
- die Leistung des Lufterhitzers Φ_{Erh} ?
- der erforderliche Warmwassermassenstrom q_{mW} ?

5.3 Temperaturerhöhung durch einen Ventilator

Ein Ventilator in einem Zentralgerät einer Lüftungsanlage erhöht den Gesamtdruck um 1188 Pa und fördert dabei einen Massenstrom trockener Luft von 1 kg/s bei einem Feuchtegehalt der Luft von $x = 10$ g/kg und einer Dichte der feuchten Luft von $\rho_f = 1,2$ kg/m³.

Wie groß ist die Enthalpieerhöhung Δh_{1+x} und näherungsweise die Temperaturerhöhung der Luft im Ventilator unter der Annahme, dass sich der Motor des Ventilators im Luftstrom befindet und die dem Ventilator zugeführte Leistung komplett als Enthalpieerhöhung wirksam wird? Der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators beträgt $\eta = 0,5$.

8 Kältetechnik

VOLKER SIEGISMUND

8.1 Theorie

1. Beschreiben Sie die Funktion eines thermodynamisch gesehen linksläufigen Kreisprozesses.
2. Nennen Sie die vier grundlegenden Komponenten einer Kompressionskältemaschine.
3. Welche Verdichterbauformen kommen in der Kältetechnik für Klimatisierungsanwendungen überwiegend zum Einsatz?
4. Beschreiben Sie den Unterschied zwischen einem offenen und einem hermetischen Verdichter besonders in Bezug auf das Risiko einer Kältemittel-Leckage.
5. Welche Kältemittel kommen für Klimaanwendungen hauptsächlich zum Einsatz? Welche grundlegenden Eigenschaften müssen bei der Auswahl berücksichtigt werden?
6. Skizzieren Sie einen Plank-Prozess in ein $\log p,h$ -Diagramm und stellen Sie qualitativ die spezifische Kälte- und Verdichterleistung dar.
7. Wie ändern sich die Kälte- bzw. Verdichterleistung des Plank-Prozesses, wenn die Verflüssigungstemperatur t_c (z. B. an einem heißen Sommertag) ansteigt?
8. Welche Aufgabe hat die sog. Überhitzung Δt_{oh} bzw. Unterkühlung Δt_{cu} ?
9. Eine Überhitzung Δt_{oh} wirkt sich durch die Vergrößerung der Enthalpiedifferenz Δh_{41} einerseits positiv auf die Kälteleistung aus. Welchen negativen Einfluss hat die Überhitzung auf die Kälteleistung $\dot{Q}_0 = \dot{m}_R \cdot \Delta h_{41}$ andererseits?
10. Skizzieren Sie qualitativ einen realen Kälte-Kreisprozess mit Überhitzung, Unterkühlung, polytroper Verdichtung sowie Druckverlusten in den Wärmeübertragern in ein $\log p,h$ -Diagramm.
11. Nennen Sie zwei Vor- und zwei Nachteile von LiBr-Absorptionskältemaschinen gegenüber Kompressionskältemaschinen.
12. Auf welchem physikalischen Prinzip arbeitet eine DEC-Anlage? Welche Zustandsänderungen durchläuft im Sommerfall die Außenluft?
13. Beschreiben Sie die Funktionsweise eines offenen Kühlturms. Welche Auswirkungen hat diese Bauform (gegenüber einem geschlossenen System) auf den Anlagenbetrieb?

8.2 Vergleich des Carnot-Prozesses mit dem Plank-Prozess für das Kältemittel R134a

Gegeben:

- Verdampfungstemperatur: $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$
- Verflüssigungstemperatur: $t_c = 67 \text{ }^\circ\text{C}$

Zu bestimmen sind für beide Prozesse unter Verwendung des log p,h-Diagramms von R134a in Kapitel 20, Bild 20-3:

- deren Verlauf durch Eintragung in das log p,h-Diagramm
- die spezifischen Enthalpien in den Zustandspunkten 1, 2, 3 und 4 (durch Abgreifen aus dem Diagramm)
- die massenstromspezifische Kälteleistung q_0
- die spezifische Leistung des Carnot-Verdichters w_{ts} und die des Verdichters des Plank-Prozesses w_t
- die Kälteleistungszahlen ε_C und ε_K
- der Carnot-Gütegrad $\eta_C = \varepsilon_K / \varepsilon_C$

8.3 Darstellung eines Plank-Prozesses im log p,h-Diagramm von R290, Ermittlung der Zustandsgrößen und Einfluss der Verflüssigungstemperatur auf Anlageneffizienz

Gegeben:

- Kältemittel: R290 (Propan)
- Verdampfungsdruck: $p_0 = 5 \text{ bar}$
- Verflüssigungsdruck: $p_c = 13,6 \text{ bar}$ (entspricht einer Verflüssigungstemperatur von $t_c = 40 \text{ °C}$)

Zu bestimmen sind für einen Plank-Prozess unter Verwendung des log p,h-Diagramms von R290 in Kapitel 20, Bild 20-4:

- der Verlauf 1-2-3-4-1 im log p,h-Diagramm
- die Verdampfungstemperatur t_0 durch Abgreifen
- die spezifische Enthalpie h der Punkte 1 bis 4
- der Dampfgehalt x_4
- die massenstromspezifische Kälteleistung q_0
- die massenstromspezifische Leistung des Verdichters w_t
- die Kälteleistungszahl ε_k
- die Kälteleistung \dot{Q}_0 , wenn der Verdichter einen Volumenstrom von $\dot{V}_1 = 150 \text{ m}^3 / \text{h}$ ansaugt
- Zeichnen Sie einen zweiten Plank-Prozess in das Diagramm ein, wenn die Verflüssigungstemperatur (z. B. infolge von steigender Außentemperatur) auf $t_c = 50 \text{ °C}$ ansteigt. Der Verdampfungsdruck p_0 sei konstant. Wie und warum ändert sich die Kälteleistungszahl ε_k ?

11 Strömungstechnik, Kanalnetz

BERND BOITING

Verwendete Normen und Richtlinien:

DIN EN 16798-3

11.1 Theorie

1. Rohrströmung

Ihnen steht ein empfindliches Differenzdruckmessgerät zur Verfügung. Sie sollen an einem gut zugänglichen Kanalstück, in dem sich ein 90° Krümmer befindet, den Volumenstrom bestimmen:

- Welches Messverfahren bzw. welche Messsonde wählen Sie?
- Messen Sie vor oder nach dem Krümmer?
- Wie viele Messungen führen Sie am ausgewählten Rohrabschnitt durch?

2. Dimensionslose Kennzahlen

Bei Rohrströmungen werden zwei unterschiedliche Strömungsformen unterschieden.

- Nennen Sie die zwei Strömungsformen.
- Welche dimensionslose Kennzahl trägt diesen unterschiedlichen Strömungsformen Rechnung?
- Bei welchem Wert der zuvor erfragten dimensionslosen Kennzahl schlägt die eine Strömungsform in die andere über?
- Welche Strömungsformen sind in Luftkanalsystemen zu erwarten?

3. Kanalnetzberechnung

In der Kanalnetzberechnung werden die sich ergebenden Einzeldruckverluste der Bauteile hauptsächlich nach Rohren und Formstücken bzw. Sonderbauteilen unterschieden.

- Geben Sie die Berechnungsgleichung für den Druckverlust in Rohren an.
- Geben Sie die Berechnungsgleichung für den Druckverlust in Formstücken bzw. Sonderbauteilen an.

4. Colebrook-White-Diagramm

Mit dem Colebrook-White-Diagramm können die Rohrreibungszahlen für die Druckverlustberechnung bestimmt werden.

- Wie verändert sich tendenziell der Druckverlust in einer Strömung bei sinkender Re-Zahl, bei konstanter Rauigkeit und konstantem Rohrdurchmesser?
- Warum ist es sinnvoll, bei einer manuellen Druckverlustberechnung in Lüftungskanälen den Rohrreibungswert λ aus dem Colebrook-White-Diagramm und nicht aus einer Berechnungsgleichung zu bestimmen?

5. Hydraulischer Durchmesser

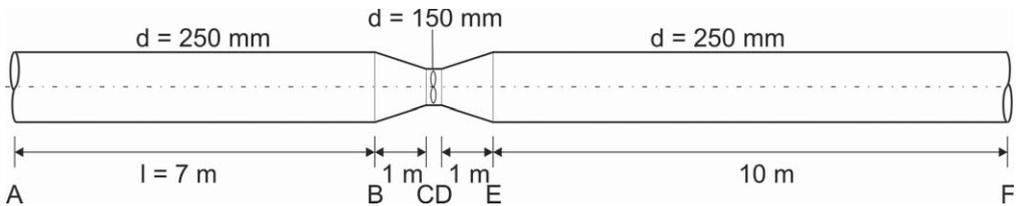
Viele Berechnungsparameter, wie z. B. die Re-Zahl, beziehen sich auf den hydraulischen Rohrdurchmesser. Wie kann dieser bei rechteckigen Lüftungskanälen bestimmt werden?

11.2 Luftleitung

(Lösung mit den Arbeitsblättern 11-1, 11-4)

Berechnen Sie für die skizzierte Rohrleitung aus Stahlblech mit $k = 0,1 \text{ mm}$ den Verlauf von Gesamtdruck p_t , statischem Druck p_{st} und dynamischem Druck p_d , wenn der Ventilator einen Volumenstrom von $q_V = 540 \text{ m}^3/\text{h}$ ($= 0,15 \text{ m}^3/\text{s}$) fördert. Der Differenzdruck an den Stellen A und F gegenüber dem Atmosphärendruck beträgt $\Delta p_{t,A} = -100 \text{ Pa}$ bzw. $\Delta p_{t,F} = 100 \text{ Pa}$.

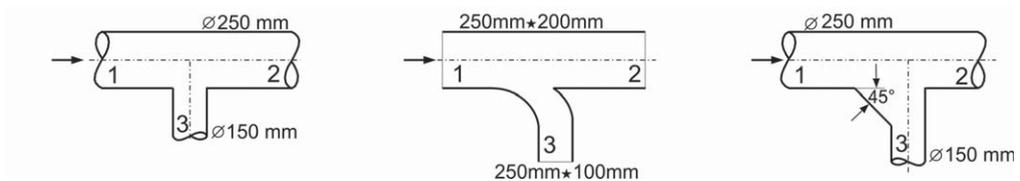
Die Druckverläufe sowohl auf der Saug- als auch der Druckseite sind über die Leitungslänge als Differenz zum Atmosphärendruck p_b darzustellen.



11.3 Abzweigung

(Lösung mit Arbeitsblatt 11-2)

Berechnen Sie für die nachstehend skizzierten Abzweigungen Gesamtdruck p_t , statischen Druck p_{st} und dynamischen Druck p_d an den Stellen 1, 2 und 3. Die Volumenströme betragen $q_{V1} = 432 \text{ m}^3/\text{h}$ bzw. $q_{V3} = 180 \text{ m}^3/\text{h}$. Der statische Druck an der Stelle 1 beträgt $p_{st1} = 200 \text{ Pa}$.



LÖSUNGEN

1 Meteorologie

GÜNTER MÜGGE

Formelzeichen

Gt	Gradtage	K d
h_s	Sonnenhöhe	°
$m_{h,b}$	Befeuchtungsgrammstunden	g h/kg _{str.L.}
n_{zH}	Zahl der Heiztage	–
\dot{S}	Strahlungsintensität	W/m ²
T	thermodynamische Temperatur	K
x_{AUL}	Wassergehalt der Außenluft	g/kg _{str.L.}
x_{ZUL}	Wassergehalt der Zuluft	g/kg _{str.L.}
Δt_{ZGL}	Zeitkorrektur nach Zeitgleichung	s, min, h
z_H	Heizzeit	d
Z_N	Skalenhöhe	m
α_F	Azimut der Fläche	°
δ	Deklination	°
φ	geografische Breite	°
Φ_N	Norm-Heizlast	W
λ	geografische Länge	°
λ_0	geografische Länge der Zeitzone	°
ρ	Dichte	kg/m ³
θ_i	Bezugsinnentemperatur	°C
θ_{AUL}	Außenlufttemperatur	°C
ωt	Stundenwinkel	°

1.1 Theorie

1. Die drei wichtigsten meteorologischen Elemente, die sich auf die Auslegung und den Energieverbrauch von Klimaanlage auswirken, sind:
Außenlufttemperatur, Sonnenstrahlung, Außenluftfeuchte.
2. Unterschied von Wetter und Klima:
Der Begriff Wetter kennzeichnet aktuelle meteorologische Zustände.
Der Begriff Klima beschreibt typische Wetterabläufe im langjährigen Mittel.
3. Als Hauptursache für die aktuell zu beobachtende Klimaänderung gilt der sog. Treibhauseffekt infolge der Zunahme von sog. Treibhausgasen in der Atmosphäre, insbesondere von CO_2 .
4. Unterschied zwischen maritimem und Kontinentalklima:
Maritimes Klima zeigt gegenüber einem Kontinentalklima sowohl im Tages- als auch im Jahresverlauf geringere Unterschiede zwischen den maximalen und minimalen Außenlufttemperaturen.
5. Der barometrische Luftdruck nimmt mit der Höhe ab, da sich die Gewichtskraft der wirksamen Luftsäule verringert.
6. Die mittleren Windgeschwindigkeiten sind in ländlichen Gebieten in der Regel höher als im städtischen Raum, da der ungestörte Höhenwind geringer durch die Bebauung abgebremst wird.
7. Im Vergleich zu klarem Wetter führt ein bedeckter Himmel im Sommer zu einer niedrigeren tagesmittleren Außentemperatur. Im Winter ist dagegen bei bedecktem Himmel die tagesmittlere Außentemperatur höher als an klaren Tagen. Die höhere Bedeckung bewirkt im Sommer eine geringere Sonneneinstrahlung auf die Erdoberfläche, im Winter dagegen eine reduzierte Wärmeabstrahlung während der Nachtstunden.
8. Im Sommer ist die absolute Außenluftfeuchte höher als im Winter, da warme Luft mehr Feuchtigkeit aufnehmen kann als kalte Luft.
9. An mitteleuropäischen Standorten ist in den Mittagsstunden die Sonnenstrahlungsintensität auf einer horizontalen Fläche höher als auf einer vertikalen nach Süden orientierten Fläche. Die Ursache liegt im kleineren Einstrahlungswinkel für horizontale Flächen aufgrund des hohen Sonnenstands.
10. Testreferenzjahre stellen typische meteorologische Daten für Simulationsrechnungen zur Verfügung. Für jede Stunde des Jahres wird ein Datensatz mit wichtigen meteorologischen Elementen wie Außenlufttemperatur, Außenluftfeuchte, Windgeschwindigkeit etc. bereitgestellt.

1.2 Höhenabhängigkeit von Luftdruck, Temperatur und Dichte

Höhenabhängigkeit Temperatur

Es gilt allgemein:

$$\theta_{(z_x)} = \theta_{(z_0)} - 0,0065 \text{ K/m} \cdot (z_x - z_0)$$

Damit ergibt sich für $z_x = 500 \text{ m}$:

$$\theta_{(z=500 \text{ m})} = 14 \text{ °C} - 0,0065 \text{ K/m} \cdot 500 \text{ m} \approx 11 \text{ °C}$$

Entsprechend für $z_x = 1000 \text{ m}$:

$$\theta_{(z=1000 \text{ m})} = 14 \text{ °C} - 0,0065 \text{ K/m} \cdot 1000 \text{ m} \approx 7,5 \text{ °C}$$

Höhenabhängigkeit Luftdruck

Es gilt:

$$p_{b,2} = p_{b,1} \left[1 - \frac{z_2 - z_1}{Z_n - z_1} \right]^{5,256} \quad \text{mit } Z_n = 44331 \text{ m}$$

Damit gilt für $z_2 = 500 \text{ m}$:

$$p_{b,2} = 990 \text{ hPa} \left(1 - 500 \text{ m} / (44331 \text{ m} - 72 \text{ m}) \right)^{5,256} \approx 933 \text{ hPa}$$

Entsprechend für $z_2 = 1000 \text{ m}$:

$$p_{b,2} = 990 \text{ hPa} \left(1 - 1000 \text{ m} / (44331 \text{ m} - 72 \text{ m}) \right)^{5,256} \approx 878 \text{ hPa}$$

Höhenabhängigkeit Dichte

Für ein ideales Gas gilt allgemein:

$$\rho_2 = \rho_1 \cdot \left(\frac{T_1}{T_2} \right) \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$$

Damit gilt für $z_2 = 500 \text{ m}$:

$$\rho_2 \approx 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (14 + 273) / (11 + 273) \cdot (933) / (990) \approx 1,14 \text{ kg/m}^3$$

Entsprechend für $z_2 = 1000 \text{ m}$:

$$\rho_2 \approx 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (14 + 273) / (7,5 + 273) \cdot (878) / (990) \approx 1,09 \text{ kg/m}^3$$

6 Luftbefeuchtung

MARTIN RENNER

Formelzeichen

$c_{p,L}$	isobare spezifische Wärmekapazität trockene Luft
$c_{p,D}$	isobare spezifische Wärmekapazität Wasserdampf
h	spezifische Enthalpie (h_{1+x})
P	Leistung
p	Gesamtdruck feuchte Luft (barometrischer Luftdruck)
q_m	Massenstrom
q_v	Volumenstrom
x	Feuchtegehalt Luft, absolute Feuchte
Φ	Wärmestrom
φ	relative Feuchte
r_0	spezifische Verdampfungsenthalpie Wasser
η_B	Befeuchtungswirkungsgrad
θ	Temperatur in °C
ρ	Dichte

Indizes

B	Befeuchtung
D	Dampf
el	elektrisch
K	Kühlgrenze
L	trockene Luft
S	Sättigung
W	Wasser

6.1 Theorie

1. Die Befeuchtung mit Wasser, d. h. Einbringen von flüssigem Wasser (z. B. Tropfen) in die Luft, kann annähernd mit einer adiabaten Zustandsänderung ($\Delta h = 0$) beschrieben werden.
2. Die Befeuchtung mit Wasserdampf, d. h. Einbringen von Wasserdampf in die Luft, kann annähernd mit einer isothermen Zustandsänderung ($\Delta \vartheta = 0$) beschrieben werden.
3. Es gibt grundsätzlich zwei Möglichkeiten, wie flüssiges Wasser in die Luft eingebracht werden kann: Berieselung bzw. Benetzung von Oberflächen oder Erzeugung von Tropfen mithilfe von Zerstäubern (Düsen oder mechanische Zerstäuber).

Der Befeuchtungswirkungsgrad ist über Differenzen der absoluten Feuchtigkeiten definiert. Dabei wird die Differenz ($x_2 - x_1$), die im realen Prozess erreicht wird, auf die Differenz ($x_s - x_1$) im idealen Prozess bezogen (siehe auch Diagramm Zustandsverlauf für Befeuchtung mit Wasser in der Lösung zu Aufgabe 6.2):

$$\eta_B = \frac{x_2 - x_1}{x_s - x_1}$$

4. Beim Befeuchten mit Wasserdampf wird der Dampf der Luft direkt zugeführt. Es können keine Tropfen auftreten, weshalb ein Tropfenabscheider entfällt. Der Wasserdampf ist bei Temperaturen von über 100 °C weitgehend keimfrei. Daher wird die Befeuchtung der Luft mit Wasserdampf insbesondere bei speziellen Vorgaben der Hygiene eingesetzt. Aufgrund der sehr geringen Menge an Wasserdampf kann die Temperaturänderung meistens vernachlässigt und der Prozess mit einer isothermen Zustandsänderung beschrieben werden.

6.2 Befeuchtung mit Wasser

Aus dem h,x -Diagramm (siehe unten) ergibt sich der Zustandspunkt 1 aus dem Schnittpunkt der Linie $x_1 = 1,3 \text{ g/kg}$ mit der Isothermen $\theta_1 = 19 \text{ °C}$.

Der Wert der Dichte ρ_1 liegt zwischen den eingezeichneten Linien konstanter Dichte $\rho = 1,15 \text{ kg/m}^3$ und $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$. Er kann über das Streckenverhältnis der Dichtedifferenzen zu den zugeordneten Temperaturdifferenzen interpoliert werden: $\rho_1 = 1,19 \text{ kg/m}^3$.

Die relative Feuchte ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Linie $\varphi = \text{konst.}$ mit dem Zustandspunkt 1 zu $\varphi_1 = 9,4 \text{ %}$.

Die spezifische Enthalpie h_1 ergibt sich aus dem entsprechenden Wert einer Linie $h = \text{konst.}$ (Isenthalpe), die durch den Zustandspunkt 1 geht, zu $h_1 = 22,5 \text{ kJ/kg}$.

Da die Genauigkeit der Ablesewerte für praktische Bemessungsaufgaben meist hinreichend ist, kann im Allgemeinen damit weiter gearbeitet werden.

Zur Bestimmung des Endzustands 2 nach dem Luftwäscher (ungeregelter Sprühbefeuchter) sind aus dem h,x -Diagramm die Kühlgrenztemperatur θ_K und die zugeordnete Sättigungsfeuchte x_s abzulesen.

Die Kühlgrenztemperatur θ_K ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Isentalpen h_1 mit der Sättigungslinie $\varphi = 100 \text{ %}$ zu $\theta_K = 6,8 \text{ °C}$.

Die Sättigungsfeuchte x_s ergibt sich im Schnittpunkt von Kühlgrenztemperatur und Sättigungslinie $\varphi = 100 \text{ %}$ zu $x_s = 6,2 \text{ g/kg}$.

Der Zustandspunkt 2 bzw. der Feuchtegehalt im Austrittszustand wird bei einem Befeuchtungswirkungsgrad $\eta_B = 0,75$ mit der Gleichung

$$x_2 = \eta_B \cdot (x_S - x_1) + x_1 = 0,75 \cdot (6,2 \text{ g/kg} - 1,3 \text{ g/kg}) + 1,3 \text{ g/kg} = 5,0 \text{ g/kg}$$

berechnet.

Infolge der linearen Teilung der Temperatur-(Enthalpie-)skala im h,x -Diagramm kann die Gleichung zur Berechnung des Befeuchtungswirkungsgrads auch sinngemäß auf die Ermittlung der Endtemperatur θ_2 angewendet werden:

$$\theta_2 = \theta_1 - \eta_B \cdot (\theta_1 - \theta_K) = 19 \text{ °C} - 0,75 \cdot (19 \text{ °C} - 6,8 \text{ °C}) = 9,85 \text{ °C}$$

Mit der Feuchtedifferenz

$$\Delta x = x_2 - x_1 = 5,0 \text{ g/kg} - 1,3 \text{ g/kg} = 3,7 \text{ g/kg}$$

kann der zur Befeuchtung benötigte Massenstrom Wasser berechnet werden:

$$q_{mW} = q_{mL} \cdot \Delta x = 1,0 \text{ kg/s} \cdot 3,7 \text{ g/kg} = 3,7 \text{ g/s} = 13,32 \text{ kg/h} = 13,32 \text{ l/h}$$

Wenn die Diagrammgenauigkeit zur Bemessung ungenügend ist, können die Zustandswerte unter Verwendung der folgenden Grundgleichungen auch berechnet werden:

Sättigungsfeuchte

$$x_S = 0,6221 \cdot \frac{p_S}{p - p_S} = 0,6221 \cdot \frac{988,74 \text{ Pa}}{1 \cdot 10^5 \text{ Pa} - 988,74 \text{ Pa}} = 0,0062 \frac{\text{g}}{\text{kg}} = 6,2 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Die Ermittlung des Sättigungsdampfdrucks (Sättigungspartialdruck für Wasser) erfolgt z. B. nach Tabelle 20-1 in Kapitel 20. Es wird der Sättigungsdampfdruck für die grafisch ermittelte Kühlgrenztemperatur $\theta_K = 6,8 \text{ °C}$ verwendet: $p_S = 988,74 \text{ Pa}$ (Interpolation).

Kühlgrenztemperatur

$$\theta_K = \left[\left(\frac{p_S}{288,68 \text{ Pa}} \right)^{\frac{1}{8,02}} - 1,098 \right] \cdot 100 \text{ °C}$$

Enthalpie (mit $c_{p,L} = 1,006 \text{ kJ}/(\text{kg K})$, $r_0 = 2500,93 \text{ kJ/kg}$, $c_{p,D} = 1,86 \text{ kJ}/(\text{kg K})$)

$$h_1 \approx h_2 \approx h_S = c_{p,L} \cdot \theta_K + x_S \cdot (r_0 + c_{p,D} \cdot \theta_K)$$

Austrittstemperatur

$$\theta_2 = \frac{h_2 - x_2 \cdot r_0}{c_{p,L} + x_2 \cdot c_{p,D}}$$

relative Luftfeuchte

$$\varphi = \frac{x \cdot p}{p_S \cdot (0,6221 + x)}$$