



WISSEN

h,x-Diagramm Aufbau und Anwendung

[siemens.com/buildingtechnologies](https://www.siemens.com/buildingtechnologies)

SIEMENS

Inhaltsverzeichnis

1	Thermodynamische Grundlagen	5
1.1	Allgemeines.....	5
1.2	Reine trockene Luft.....	5
1.3	Feuchte Luft	5
1.4	Zustandsgrößen	6
1.4.1	Temperatur θ	6
1.4.2	Absolute Feuchtigkeit x	6
1.4.3	Relative Feuchtigkeit φ	6
1.4.4	Dichte ρ	6
1.4.5	Spezifische Wärme c	6
1.4.6	Wärmeinhalt oder Enthalpie h	7
1.4.7	Druck p	8
1.4.8	Stoffstrom q_v oder q_m	8
2	Der Aufbau des h,x-Diagrammes.....	9
2.1	Allgemeines.....	9
2.2	Der Aufbau im Detail	11
2.2.1	Temperatur-Skala und Isothermen	11
2.2.2	Absolute Feuchtigkeit-Skala.....	12
2.2.3	Dampfdruckskala	13
2.2.4	Sättigungsdruck, Sättigungslinie	14
2.2.5	Taupunkttemperatur (Sättigungstemperatur) θ_{TP}	15
2.2.6	Linien mit konstanter relativer Feuchte	16
2.2.7	Linien mit konstanter Enthalpie	16
2.2.8	Feuchtkugel- oder Feuchttemperatur θ_F	19
2.2.9	Dichte ρ	19
3	h, x-Diagramm „Anwendung“	24
3.1	Allgemeines.....	24
3.2	Mischen zweier Luftmengen	24
3.3	Luft-Erwärmung.....	28
3.4	Luft-Kühlung.....	30
3.4.1	Oberflächenkühlung	30
3.4.2	Verdunstungskühlung	36
3.4.3	Kühlenergie	38
3.5	Wärmerückgewinnung (WRG)	40
3.6	Luftbefeuchtung	44
3.6.1	Befeuchtung mit Wasser (Wasser im Überschuss)	44
3.6.2	Befeuchtung mit Wasserdampf.....	48
3.7	Luft-Trocknung	52
3.7.1	Unterkühlungsmethode	52
3.7.2	Absorptionsmethode	52
3.7.3	Lufttrocknung durch Beimischung trockenerer Luft	55
3.8	Umrechnung Luftvolumen in Luftmasse.....	56

4	Berechnungsgrundlagen zur Korrektur der Höhenlage	58
4.1	Einfluss der Höhenlage auf den Luftdruck.....	58
4.2	Berechnung der Korrekturfaktoren für φ und ρ	58
5	Anhang	59
	Umrechnungstabellen.....	59

1 Thermodynamische Grundlagen

1.1 Allgemeines

Die Luft umgibt die Erde in Form einer Hülle und übt dabei auf sie einen veränderlichen Druck aus (Barometerstand). In erster Linie benötigen die Lebewesen die Luft für die Atmung. Ein erwachsener Mensch braucht beispielsweise zur Aufrechterhaltung des Lebensprozesses etwa $0,5 \text{ m}^3$ Atemluft pro Stunde. Die Luft erfüllt aber außerdem noch andere lebenswichtige Aufgaben. So nimmt sie unter anderem an den Oberflächen der Seen und Ozeane riesige Wassermengen in Form von Wasserdampf auf, transportiert diese über große Distanzen und lässt sie als Niederschläge wieder zur Erde fallen.

Die physikalischen Größen, mit denen ein Luftzustand beschrieben wird, nennt man Zustandsgrößen. Mit diesen befasst sich auch die Klimatechnik, in der vor allem die Lufttemperatur, die Luftfeuchtigkeit und der Luftdruck von Bedeutung sind.

1.2 Reine trockene Luft

Luft ist ein Gemisch von Gasen, Dämpfen und Verunreinigungen. Trockene, reine Luft gibt es nur theoretisch. Diese besteht aus:

Gasförmiger Stoff:	Chemisches Zeichen:	Volumenanteil: %	Gewichtsanteil: %
Stickstoff	N ₂	78,060	75,490
Sauerstoff	O ₂	20,960	23,170
Argon	Ar	0,930	1,290
Kohlendioxyd	CO ₂	0,030	0,040
Wasserstoff	H ₂	0,010	0,001
Neon	Ne	0,002	0,001
Helium, Krypton, Xenon	He, Kr, Xe	0,008	0,008

Tabelle 1-1 Zusammensetzung von Luft

1.3 Feuchte Luft

Absolut trockene Luft kommt in der freien Atmosphäre nicht vor. Ein gewisser Anteil an Wasserdampf ist stets in ihr enthalten. Feuchte Luft ist also eine Mischung von trockener Luft und Wasserdampf.

Der Wasserdampfanteil spielt in der Lüftungs- und Klimatechnik eine sehr wichtige Rolle, obwohl die physikalisch größtmögliche Menge Wasserdampf in der Luft – bei den in Frage kommenden Luftzuständen – nur einige Gramm pro kg trockener Luft beträgt.

Eine zu geringe oder zu hohe Luftfeuchtigkeit beeinträchtigt das Behaglichkeitsgefühl des Menschen. Und auch in vielen Industriebetrieben sind die physikalischen Eigenschaften der Rohmaterialien oder der Endprodukte von der Luftfeuchtigkeit in den Fabrikations- und Lagerräumen abhängig.

Um in einem Raum einen gewünschten Luftzustand zu schaffen, muss die Luft entsprechend aufbereitet werden, d.h. sie muss je nach Bedarf gereinigt, erwärmt, gekühlt, befeuchtet oder entfeuchtet werden. Die dabei notwendigen Luft-Zustandsänderungen lassen sich mit Hilfe der Gasgesetze berechnen. Dies ist zwar nicht besonders schwierig, jedoch umständlich und zeitraubend. Mit Hilfe des h,x-Diagrammes können die einzelnen Zustandsgrößen eines Luftzustandes grafisch ermittelt werden, und dadurch wird die Berechnung von Zustandsänderungen wesentlich vereinfacht.

1.4 Zustandsgrößen

1.4.1 Temperatur θ

Sie kennzeichnet den sensiblen d.h. fühlbaren Wärmezustand der Luft und kann mit dem Thermometer gemessen werden. Die Angabe der Temperatur erfolgt in °C oder absolut in Kelvin K. Eine Temperatur-Differenz $\Delta\theta$ (oft auch ΔT) wird immer in K angegeben.

1.4.2 Absolute Feuchtigkeit x

Unter absoluter Feuchtigkeit x versteht man diejenige Wassermenge in Gramm, die in einem Kilogramm Luft vorhanden ist. In Tabellen und Diagrammen wird deshalb die Absolute Feuchtigkeit x in g/kg angegeben.

1.4.3 Relative Feuchtigkeit φ

Trockene Luft kann bei einer bestimmten Temperatur und einem bestimmten Druck nur eine ganz bestimmte maximale Menge an Wasserdampf aufnehmen. Je höher die Temperatur und je höher der Luftdruck, desto grösser ist der maximal mögliche Wassergehalt. Diesen maximal möglichen Wassergehalt bezeichnet man als Sättigung. Zeichnet man zu jeder Lufttemperatur den Sättigungspunkt im h,x-Diagramm auf, dann ergibt die Verbindung aller aufgezeichneten Punkte die Sättigungslinie.

Der Sättigungspunkt liegt, beispielsweise bei einer Lufttemperatur von 20 °C und einem Luftdruck von 1013 mbar, bei einem Wassergehalt von 14,6 g/kg Luft. Enthält nun aber dieses Kilogramm Luft nur 7,3 Gramm Wasserdampf, so ist das nur 50 % der maximal möglichen Wassermenge, d.h. die relative Feuchtigkeit (φ) dieser Luft beträgt $\varphi = 50 \text{ \% r.F.}$

Die relative Feuchtigkeit φ sagt also aus, wie groß - bei einer bestimmten Temperatur - die in der Luft vorhandene Dampfmenge, im Verhältnis zur Sättigungs-Dampfmenge ist. Sie berechnet sich wie folgt:

$$\varphi = \frac{x}{x_s} \cdot 100 \text{ \%}$$

φ = Relative Luftfeuchtigkeit

x = Vorhandene Dampfmenge in g/kg

x_s = Dampfmenge bei gesättigter Luft in g/kg

1.4.4 Dichte ρ

Die Dichte sagt aus, wie viel Masse m in Kilogramm, ein Stoff mit einem Volumen V von einem Kubikmeter beinhaltet. Die Einheit der Dichte ρ ist deshalb kg/m³.

Die Dichte ρ beträgt bei 0 °C und Meereshöhe für

- Trockene Luft: $\rho = 1,293 \text{ kg/m}^3$
- Wasserdampf: $\rho = 0,804 \text{ kg/m}^3$

1.4.5 Spezifische Wärme c

Die spezifische Wärme c eines festen, flüssigen oder gasförmigen Stoffes ist die Wärmemenge, die erforderlich ist, um 1 kg Masse des Stoffes um 1 K zu erwärmen.

Sie wird in J/(kg·K) oder auch in kJ/(kg·K) angegeben. Die spezifische Wärme steigt mit zunehmender Temperatur des Stoffes; bei Gasen auch mit zunehmendem Druck. Deshalb unterscheidet man bei Gasen zwischen c_p , der spezifischen Wärme bei konstantem Druck und c_v , der spezifischen Wärme bei konstantem Volumen.

In Tabellen sind meistens die Werte für c_p bei 20 °C Temperatur und 1013 mbar Luftdruck angegeben. Diese Werte eignen sich auch für Berechnungen in der Lüftungs- und Klimatechnik und gelten für

- Trockene Luft: $c_p = 1,01 \text{ kJ/(kg·K)}$
- Wasserdampf: $c_p = 1,86 \text{ kJ/(kg·K)}$

1.4.6 Wärmeinhalt oder Enthalpie h

Eine der wesentlichen lufttechnischen Berechnungen ist die Ermittlung der Wärmemengen, die aufgewendet werden müssen, um einen nach Temperatur und Feuchtigkeit vorgeschriebenen Luftzustand im Raum zu erreichen. In diesem Falle muss Luft, deren Zustand bekannt ist, durch geeignete Behandlung wie mischen, erwärmen, kühlen, befeuchten oder entfeuchten in einen anderen geforderten Zustand übergeführt werden. Die meisten dieser genannten Behandlungsarten führen auch zu einer Änderung des Wärmeinhalts h der behandelten Luft. In der Thermodynamik bezeichnet man den Wärmeinhalt eines Stoffes mit der Masse von 1 kg als spezifische Enthalpie h in kJ/kg. Absolut trockene Luft mit einer Temperatur $\theta = 0^\circ\text{C}$ und einem theoretischen Wassergehalt von $x = 0\text{ g/kg}$ hat einen definierten Wärmeinhalt $h = 0\text{ kJ/kg}$.

Dieser Luftzustand entspricht dem festgelegten Nullpunkt der Enthalpie-Skala. Enthalpiewerte $< 0\text{ kJ/kg}$ werden negativ (-). Die Enthalpiedifferenz Δh , zwischen dem Anfangs- und dem Endzustand einer Luftbehandlung, lässt sich grafisch sehr einfach aus dem h,x -Diagramm ermitteln. Multipliziert man dann die Masse [kg] der behandelten Luft mit der grafisch ermittelten Enthalpiedifferenz Δh , dann ergibt dies die erforderliche Wärmemenge für diese Zustandsänderung.

Beispiel:

Welche Wärmemenge ist erforderlich, um 1000 kg Luft von $\theta_1 = 0^\circ\text{C}$ und $x_1 = 3\text{ g/kg}$ in den Zustand $\theta_2 = 22^\circ\text{C}$ und $x_2 = 7\text{ g/kg}$ zu verändern? (Luftdruck = 1013 mbar)

Lösung:

Einerseits ist eine bestimmte Wärmemenge erforderlich, um 1000 kg Luft von 0°C auf 22°C zu erwärmen (sensible Wärme) und andererseits 1000 kg $\cdot 4\text{ g/kg} = 4\text{ kg}$ Wasser zu verdampfen (latente Wärme). Diese beiden Teil-Wärmemengen lassen sich separat berechnen. Die spezifische Wärme trockener Luft beträgt im Mittel für den in Frage kommenden Bereich $1,01\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ und für Wasser $4,19\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$.

Die Verdampfungswärme r für Wasser ist temperatur- und dampfdruckabhängig. Sie kann für Wasserdampf-Teildrücke $< 0,1\text{ bar}$ und Temperaturen $< 45^\circ\text{C}$ mit 2450 kJ/kg eingesetzt werden.

Daraus ergibt sich für:

- die Erwärmung der 1000 kg Luft von 0°C auf 22°C :
 $Q_{\text{Luft}} = m_{\text{Luft}} \cdot c_p \cdot \Delta T = 1000\text{ kg} \cdot 1,01\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \cdot 22\text{ K} = 22.220\text{ kJ}$
- die Erwärmung der 4 kg Wasser von 0°C auf 22°C :
 $Q_{\text{Wasser}} = m_{\text{Wasser}} \cdot c_w \cdot \Delta T = 4\text{ kg} \cdot 4,19\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \cdot 22\text{ K} = 370\text{ kJ}$
- die Verdampfung der 4 kg Wasser:
 $Q_{\text{Dampf}} = m_{\text{Wasser}} \cdot r = 4\text{ kg} \cdot 2450\text{ kJ/kg} = 9800\text{ kJ}$

Aus der Berechnung dieser Teil-Wärmemengen ergibt sich die erforderliche Wärmemenge für die Zustandsänderung

$$Q_{1 \rightarrow 2} = Q_{\text{Luft}} + Q_{\text{Wasser}} + Q_{\text{Dampf}} = (22.220 + 370 + 9800)\text{ kJ} = 32.390\text{ kJ}.$$

Die Berechnung mit dem grafisch ermittelten Δh aus dem h,x -Diagramm wird genauer als die reine Berechnungsmethode mit angenäherten, temperaturabhängigen Werten, weil jeder Punkt des h,x -Diagrammes mit den für diesen Punkt genauen Zustandsgrößen berechnet wurde.

1.4.7 Druck p

Druck ist die auf eine Fläche wirkende Kraft. Der durch das Gewicht der Luft verursachte Druck auf die Erdoberfläche ist der atmosphärische Druck.

Dieser beträgt auf Meereshöhe im Mittel 1013 mbar = 760 mmHg.

Im Internationalen Einheitensystem (SI-Einheiten) ist die Druckeinheit:

- $1 \text{ Newton/m}^2 = 1 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ Pa (Pascal)}$

Gebäuchlicher ist jedoch in der HLK-Technik die Einheit bar:

- $1 \text{ bar} = 1000 \text{ mbar (Millibar)} = 10^5 \text{ N/m}^2 = 10^5 \text{ Pa (100.000 Pa)}$

Bei luft- und wärmetechnischen Rechnungen wurde früher der Druck oft durch die Druckhöhe von Flüssigkeitssäulen angegeben, z.B. mm Wassersäule (mmWS) oder auch m Wassersäule (mWS).

- $1 \text{ bar} = 10.130 \text{ mmWS oder } 10,13 \text{ mWS}$
- $1 \text{ mmWS} = 10 \text{ Pa oder } 1 \text{ mWS} = 10 \text{ kPa}$

1.4.8 Stoffstrom q_v oder q_m

Unter Stoffstrom versteht man:

- Volumenstrom q_v in m^3/s oder m^3/h
- Massenstrom q_m in kg/s oder kg/h

Der Durchfluss eines homogenen, flüssigen oder gasförmigen Mediums mit dem Volumen in m^3 oder der Masse in kg, der während der Zeit 1 s gleichförmig durch einen Strömungsquerschnitt fließt, wird Volumenstrom oder Massenstrom genannt.

Häufig wird auch die Bezeichnung Menge verwendet. Bei Mengenangaben werden beide SI-Einheiten gebraucht (m^3/s oder kg/s).

2 Der Aufbau des h,x-Diagrammes

2.1 Allgemeines

Schon früh wurde versucht, die Berechnungen von Luftzustandsänderungen auf graphischem Wege zu erleichtern. Diagramme für psychrometrische Berechnungen gibt es in verschiedenen Ausführungen. In Europa ist das h,x-Diagramm (ehemals Mollier-Diagramm) am bekanntesten; in den USA und Asien wird eher das psychrometrische Diagramm nach Carrier verwendet. Beide haben prinzipiell den gleichen Aufbau, nur die Achsenrichtungen sind unterschiedlich. Die Temperaturachse ist im h,x-Diagramm vertikal und beim Carrier-Diagramm horizontal angeordnet, während der Wassergehalt im h,x-Diagramm horizontal und im Carrier-Diagramm vertikal dargestellt wird.



Quelle: Carrier

Dr. Willis Haviland Carrier (1876-1950) war ein US-amerikanischer Ingenieur und Erfinder und er gilt als „Vater“ der modernen Klimaanlage. Er entwickelte 1911 unter der Bezeichnung „Psychrometric Chart“ das Carrier-Diagramm, auch t,x-Diagramm genannt. Es dient der Darstellung von Luftzuständen bezüglich Temperatur und Feuchtigkeit und wird hauptsächlich in den USA, aber auch im asiatischen Raum verwendet.



Quelle: TU Dresden

Prof. Richard Mollier war ein deutscher Ingenieur (1863-1935, u.a. TU Dresden), welcher 1923 an einem Thermodynamiker-Kongress in Los Angeles das h,x-Diagramm vorstellte. Seine Überlegungen basierten auf den Vorarbeiten von Dr. Willis Carrier. Das Diagramm wurde anschließend in Würdigung seiner Verdienste nach ihm benannt. Seit der Einführung der SI-Einheiten verwendet man jedoch den Begriff „h,x-Diagramm“. Dieses Diagramm wird hauptsächlich in Europa verwendet.

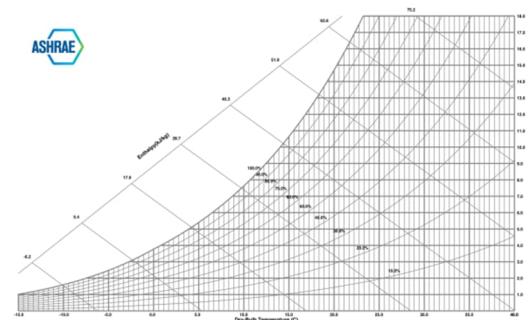
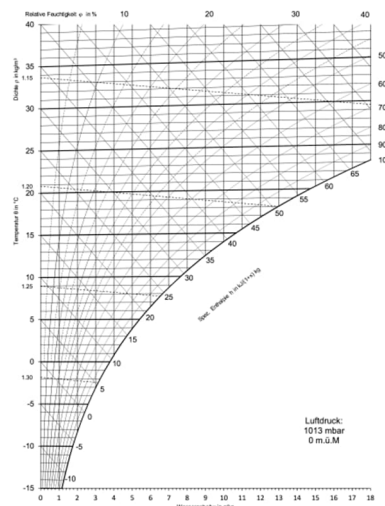


Fig. 2-1 Carrier-Diagramm (Quelle: ASHRAE)



h,x-Diagramm (Quelle: Siemens) im Vergleich

Beim psychrometrischen Diagramm handelt es sich entweder um ein h,x - oder um ein t,x -Diagramm, wobei θ als Formelzeichen für die Temperatur in $^{\circ}\text{C}$, h für die Enthalpie in kJ/kg , x für den absoluten Wassergehalt der Luft in g/kg und φ für die relative Feuchte in % r.F. verwendet werden. Mit Hilfe des "psychrometrischen Diagramms für feuchte Luft" lassen sich die zur Klimatechnik gehörenden Luft-Zustände und -Zustandsänderungen grafisch darstellen und einfach berechnen. Für die Beschreibung und Berechnung der Zustandsänderungen feuchter Luft sind die folgenden Größen von Bedeutung:

- θ = Lufttemperatur in $^{\circ}\text{C}$ (teilweise auch mit t bezeichnet)
- h = Wärmeinhalt in kJ/kg (bezogen auf 1 kg trockene Luft)
- x = Wassergehalt in g/kg (bezogen auf 1 kg trockene Luft)
- φ = relative Feuchte als % r.F.

Die Eigenschaften und das Verhalten von feuchter Luft hängen vom barometrischen Luftdruck ab. Deshalb lässt sich ein psychrometrisches Diagramm immer nur für einen bestimmten barometrischen Druck aufzeichnen. Das in diesem Kapitel verwendete Diagramm basiert auf einem barometrischen Luftdruck von 1013 mbar (= 0 m.ü.M.).

2.2 Der Aufbau im Detail

2.2.1 Temperatur-Skala und Isothermen

Als Grundmaßstab für das h,x-Diagramm dient eine Temperaturskala, welche vertikal für den gewünschten Bereich aufgetragen wird. In der Klimatechnik erstreckt sich dieser Bereich etwa von - 15 °C bis + 40 °C.

Die horizontal von links nach rechts gezeichneten Hilfslinien sind die "Isothermen", d.h. Linien mit konstanter Lufttemperatur. Während die Isotherme bei 0 °C parallel zur waagrechten Achse verläuft, steigen die Isothermen bei höheren Temperaturen nach rechts zunehmend an, bedingt durch den Wärmeinhalt des zunehmenden Wassergehalts.

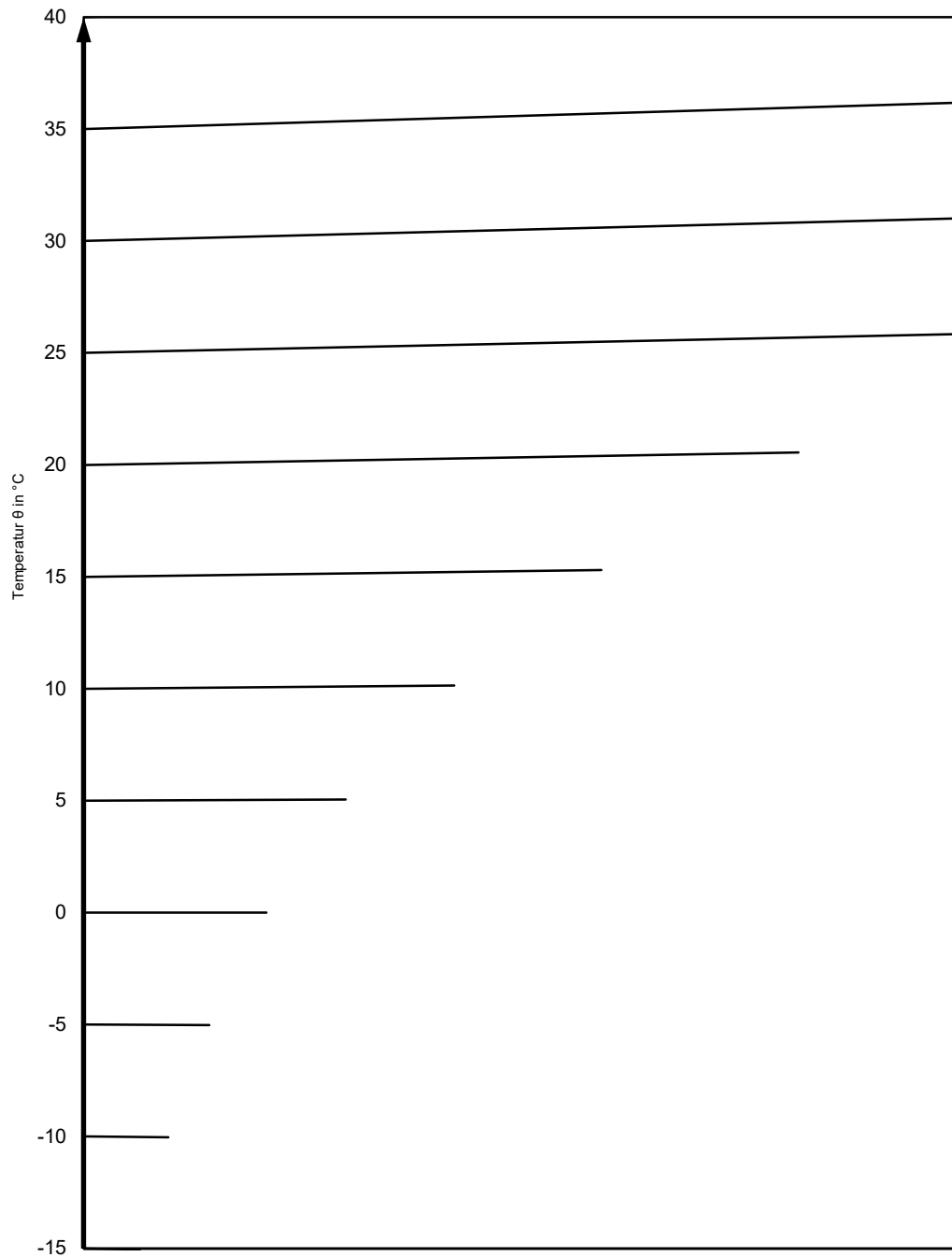


Fig. 2-2 Temperatur-Skala mit Isothermen

2.2.2 Absolute Feuchtigkeit-Skala

Als zweite, wichtige Zustandsgröße wird auf einer horizontalen Achse der Wassergehalt x bzw. die absolute Feuchte der Luft aufgetragen. Die senkrecht verlaufenden Hilfslinien kann man als Linien mit konstantem Wassergehalt bezeichnen. Ist also, nebst der Temperatur θ , auch der Wassergehalt x bekannt, so lässt sich der Zustandspunkt dieser Luft im h,x -Diagramm eindeutig festlegen. Aus diesem Grunde wird das h,x -Diagramm oft auch t,x -Diagramm genannt. Die Maßeinheit für die absolute Feuchte oder den Wassergehalt x ist: Gramm Wasser je Kilogramm trockene Luft (g/kg).

Im Kapitel 2.2 wird als Beispiel ein Zustand mit einer Temperatur von 20 °C und einer absoluten Feuchte von 6 g/kg verwendet.

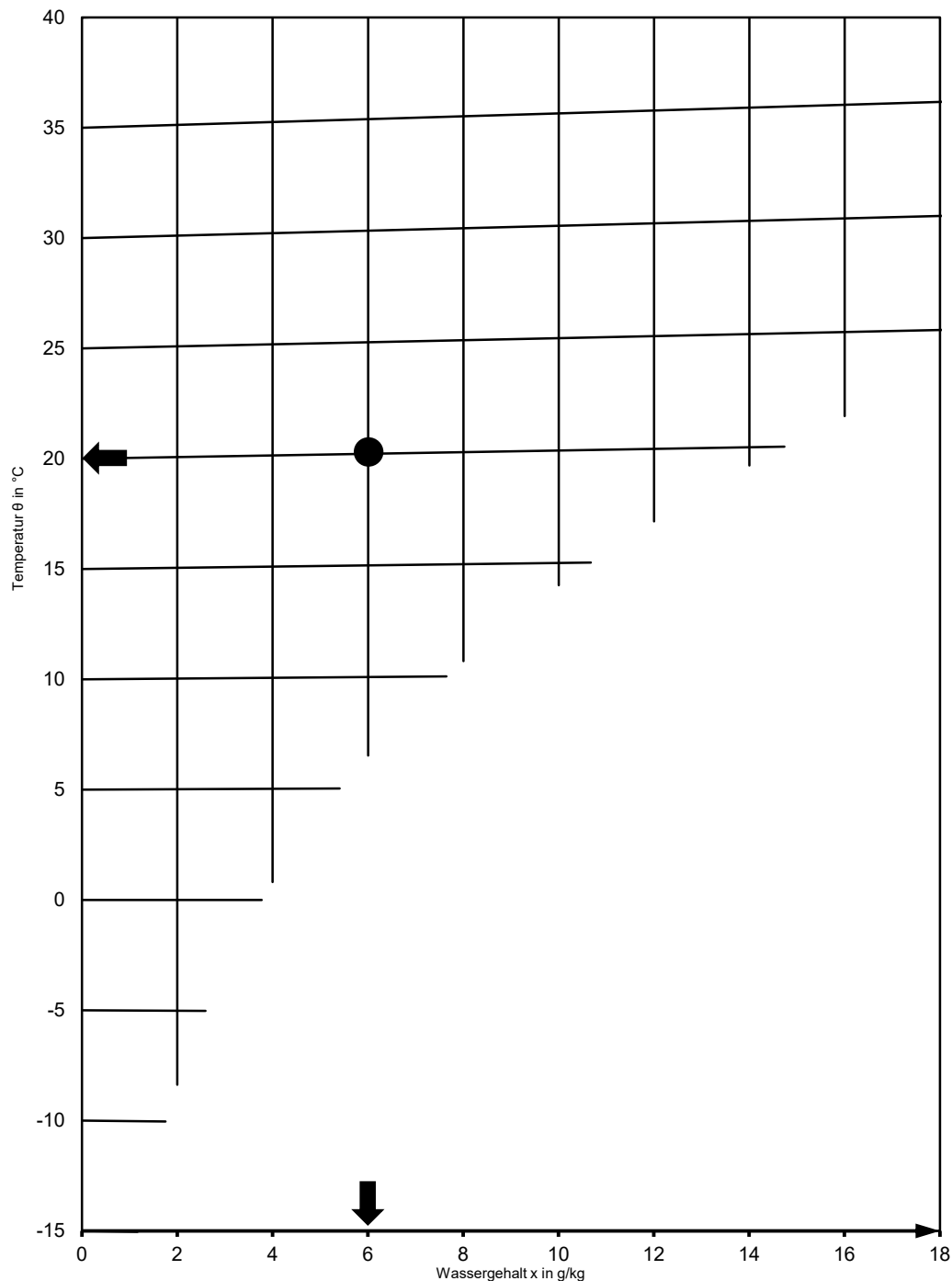


Fig. 2-3 Darstellung des Wassergehaltes x und der Temperatur θ

2.2.3 Dampfdruckskala

Überhitzter Wasserdampf, der gasförmig mit Luft vermischt ist, hat einen bestimmten Dampfdruck p_D . Dieser Dampfdruck ist ein Teil des gesamten Luftdruckes und wird deshalb auch Teil- oder Partialdruck des Wasserdampfes genannt. Dieser Partialdruck ist abhängig vom Mischungsverhältnis Wasserdampf / trockene Luft. Je höher der Wasserdampfanteil, umso grösser ist der Partialdruck des Wasserdampfes p_D . Man kann deshalb auf einer parallelen Horizontalen zum Wassergehalt x den Partialdampfdruck p_D in mbar darstellen und so aus dem Diagramm leicht ermitteln, welcher Partialdruck p_D einem bestimmten Wassergehalt x g/kg entspricht (Bsp. $x = 6$ g/kg $\Rightarrow p_D \approx 9,5$ mbar).

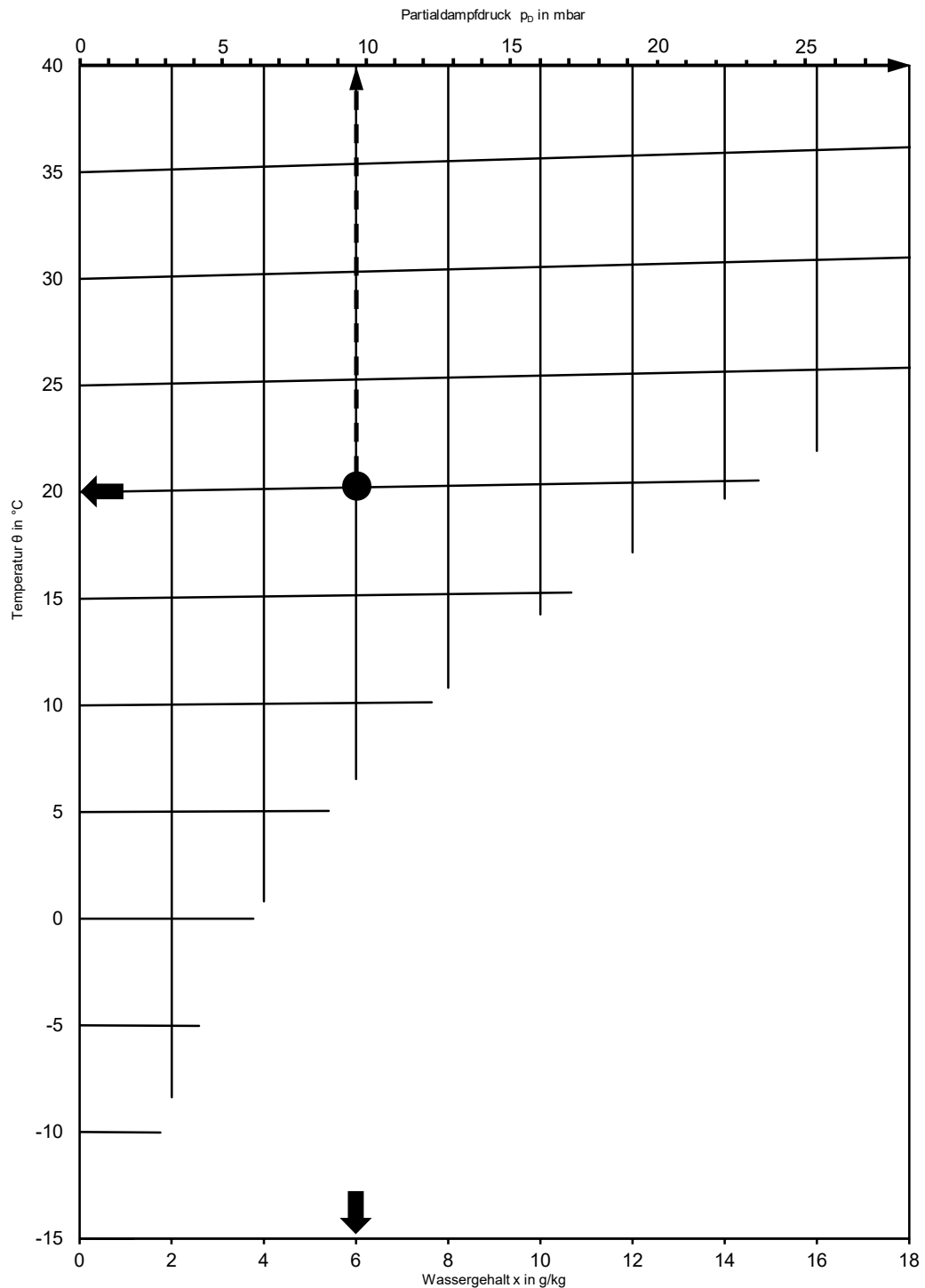


Fig. 2-4 Darstellung des Dampfdruckes p_D

2.2.4 Sättigungsdruck, Sättigungslinie

Der Partialdruck und damit auch die Wasserdampfkonzentration kann so lange erhöht werden, bis der Sättigungsdruck p_s erreicht ist. Die Luft kann dann keinen Wasserdampf mehr aufnehmen. Würde man den Partialdruck, durch Erhöhung der Wasserdampfzufuhr, trotzdem über den Sättigungsdruck steigern, dann würde dieser Dampf kondensieren und in feinen Nebeltropfen sichtbar werden. Der Sättigungsdruck p_s ist abhängig von der Lufttemperatur und vom Luftdruck (konstant im Diagramm). Der Sättigungsdruck p_s kann für jede Temperatur bis 100 °C bestimmt und in das psychrometrische Diagramm eingetragen werden. So kann z.B. Luft von 20 °C (bei 1013 mbar) maximal 14,7 g/kg Wasserdampf aufnehmen (Fig. 2-5). Verbindet man im h,x -Diagramm die Sättigungsdrücke der verschiedenen Temperaturen miteinander, entsteht die sogenannte Sättigungslinie.

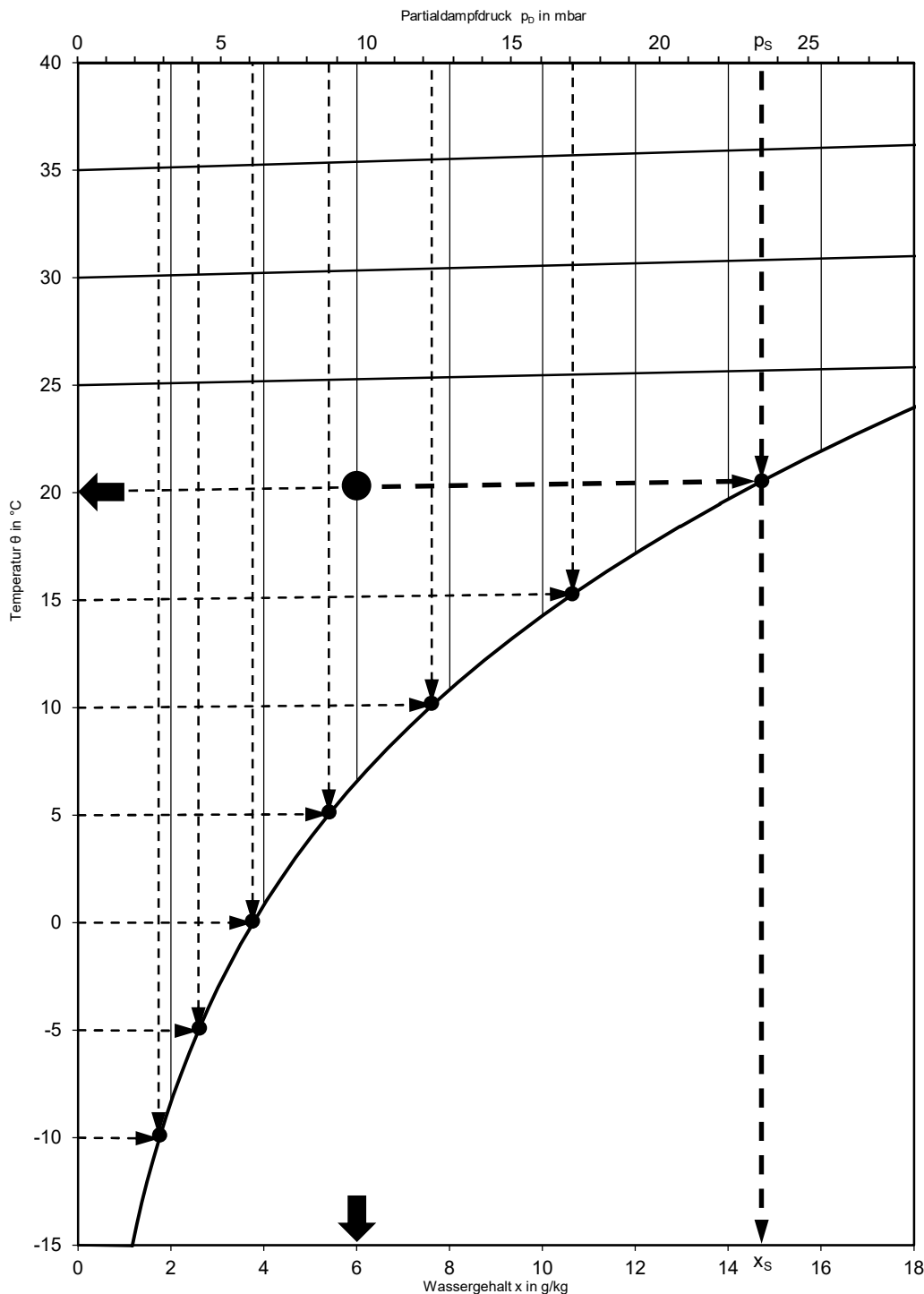


Fig. 2-5 Darstellung des Sättigungsdruckes p_s und der zugehörigen absoluten Feuchte x_s

2.2.5 Taupunkttemperatur (Sättigungstemperatur) θ_{TP}

Bei der Betrachtung des Diagramms (Fig. 2-6) erkennt man, dass die Sättigungslinie nicht nur durch Erhöhen des Wassergehaltes x erreicht werden kann. Kühlt man z.B. Luft, mit einem absoluten Wassergehalt von $x = 6 \text{ g/kg}$, von 20°C auf $+5^\circ\text{C}$ ab, so wird bei ca. $+6,5^\circ\text{C}$ die Sättigungslinie erreicht. Eine weitere Abkühlung auf 5°C muss also zur Kondensatausscheidung führen. Man bezeichnet deshalb den Schnittpunkt einer vertikalen x -Linie mit der Sättigungslinie als Taupunkt und die entsprechende Temperatur als Taupunkt- oder Sättigungs-Temperatur.

Der Wasserdampf kondensiert an Flächen und Körpern, deren Temperatur unterhalb der Taupunkt- oder Sättigungstemperatur liegt, und es kommt zu Tropfenbildung. Will man also ein Wasserdampf-Luftgemisch entfeuchten, so muss man es so tief abkühlen, bis seine Taupunkttemperatur unterschritten wird. Je grösser die Taupunktunterschreitung ist, umso höher wird der Entfeuchtungseffekt.

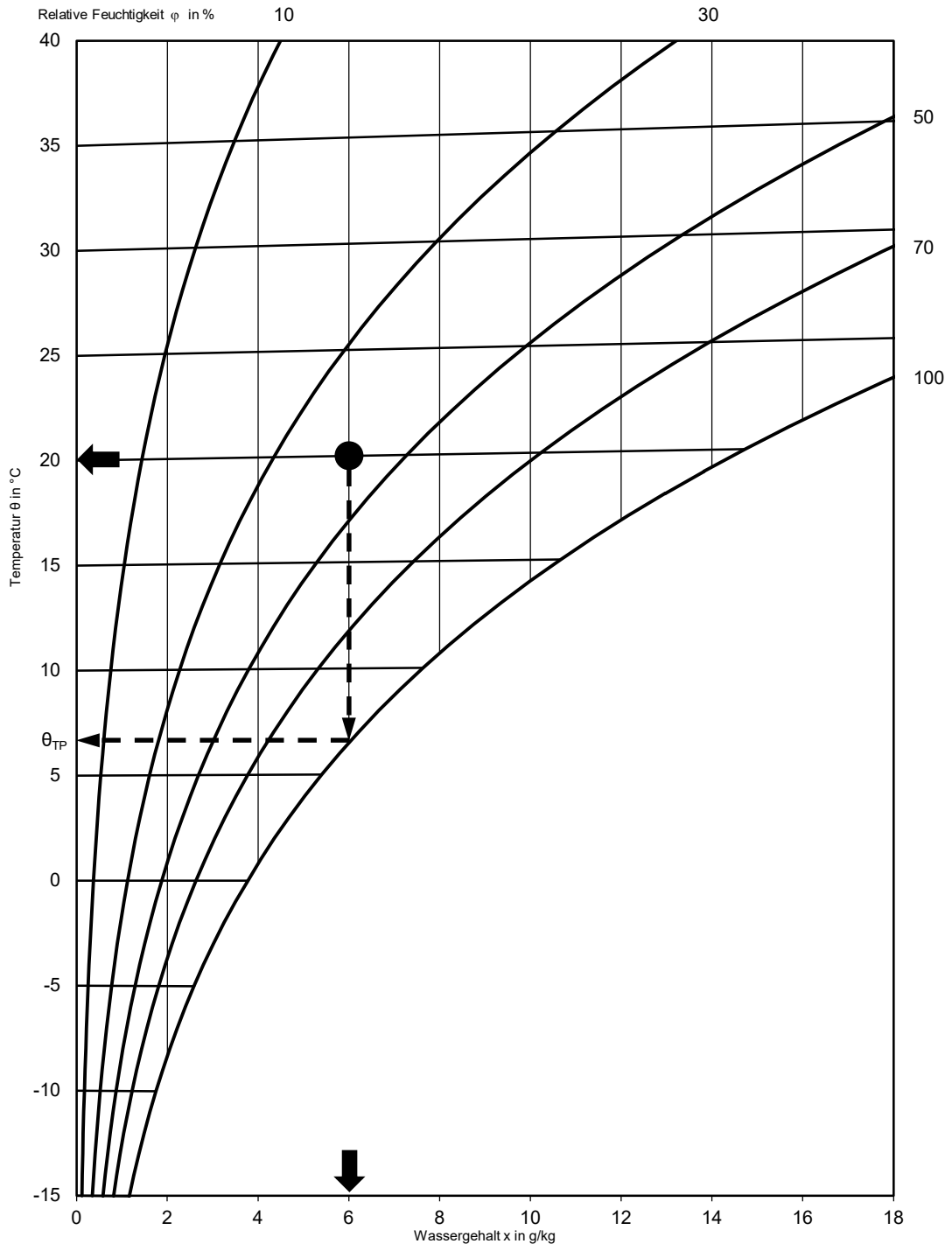


Fig. 2-6 Darstellung der Taupunkttemperatur θ_{TP}

2.2.6 Linien mit konstanter relativer Feuchte

Entlang der Sättigungslinie (Taupunktlinie) ist die Luft zu 100 % mit Wasserdampf gesättigt, d.h. die relative Feuchte beträgt 100 %. Enthält die Luft aber beispielsweise nur die Hälfte, also 50 % der Sättigungs-Wasserdampfmenge, dann bezeichnet man diesen Sättigungsgrad mit $\varphi = 50$ % relativer Feuchte (r.F.). Trägt man nun im h,x-Diagramm (Fig. 2-7) zu jeder Temperatur den Punkt mit 50 % der entsprechenden Sättigungs-Wasserdampfmenge ein, so ergibt die Verbindung aller Punkte eine Linie mit einer konstanten relativen Feuchte φ von 50 %.

Beispiel:	$\theta = 17,5$ °C	$x = 12,4$ g/kg	$\varphi = 100$ % r.F.
	$\theta = 17,5$ °C	$x = 6,2$ g/kg	$\varphi = 50$ % r.F.
	$\theta = 7,5$ °C	$x = 6,4$ g/kg	$\varphi = 100$ % r.F.
	$\theta = 7,5$ °C	$x = 3,2$ g/kg	$\varphi = 50$ % r.F.

In gleicher Weise kann auch durch Eintragen und Verbinden der Punkte mit 90 % oder 70 % der Sättigungs-Wasserdampfmenge, eine Linie mit einer konstanten relativen Feuchte von $\varphi = 90$ % r.F. bzw. 70 % r.F. konstruiert werden. Dies ist die Methode zur Konstruktion aller Linien mit konstanter, relativer Feuchte zwischen 5 und 100 % r.F.

Anstelle des Verhältnisses zwischen dem Wassergehalt und der Sättigungs-Wasserdampfmenge kann auch das Verhältnis zwischen Partialdruck und Sättigungsdruck des Wasserdampfes zur Konstruktion der Linien mit konstanter relativer Feuchte eingesetzt werden.

2.2.7 Linien mit konstanter Enthalpie

Die Enthalpie h (der Wärmeinhalt) der feuchten Luft setzt sich aus der Enthalpie der trockenen Luft und derjenigen des Wasserdampfanteils zusammen.

Die spezifische Enthalpie des Wasserdampfes ist wesentlich grösser als jene der trockenen Luft. Deshalb enthält der Wasserdampf einen wesentlichen Anteil der Enthalpie feuchter Luft. Absolut trockene Luft mit einer Temperatur $\theta = 0$ °C und einem theoretischen Wassergehalt von $x = 0$ g/kg hat einen definierten Wärmeinhalt $h = 0$ kJ/kg. Dieser Luftzustand entspricht dem festgelegten Nullpunkt der Enthalpie-Skala. Von diesem Punkt ausgehend kann die Enthalpie für jeden Punkt des Diagrammes berechnet werden, indem die Leistungsaufwendungen für die Lufterwärmung und für die Wassererwärmung addiert werden.

Wird Wasser in die Luft gesprüht, oder bringt man die Luft mit wasserfeuchten Oberflächen in Kontakt, verdunstet das Wasser und entzieht dabei die Verdunstungswärme ausschließlich dem entstehenden Gemisch. Weil bei diesem Vorgang praktisch keine Energie von außen zu- oder nach außen abgeführt wird, verändert sich dabei die Enthalpie des Luft- / Wassergemisches nicht, und die Zustandsänderung verläuft mit konstanter Enthalpie. Es gibt jedoch eine Verschiebung zwischen dem sinkenden sensiblen und dem steigenden latenten Anteil des Wärmeinhaltes der Luft. Diese Verschiebung ergibt eine Abkühlung des Gemisches. Im Diagramm wird die Neigung der Linien mit konstanter Enthalpie (Isenthalpen oder Adiabaten) durch das Verhältnis des sensiblen zum latenten Wärmeinhalt bestimmt.

Vorausgesetzt, dass bei der Konstruktion der Isothermen die unterschiedliche spezifische Wärme von trockener und feuchter Luft berücksichtigt wurde, verlaufen die Isenthalpen (Linien mit konstanter Enthalpie) parallel zueinander. Die Enthalpie-Skala ist im h,x-Diagramm, unterhalb der Sättigungslinie dargestellt (Fig. 2-8).

Auf dieser Skala kann nun auch die Enthalpie für den in Kapitel 2.2 definierten Luft-Zustand mit einer Temperatur von $\theta = 20$ °C und einer absoluten Feuchte von $x = 6$ g/kg abgelesen werden:
 $h \approx 35$ kJ/kg.

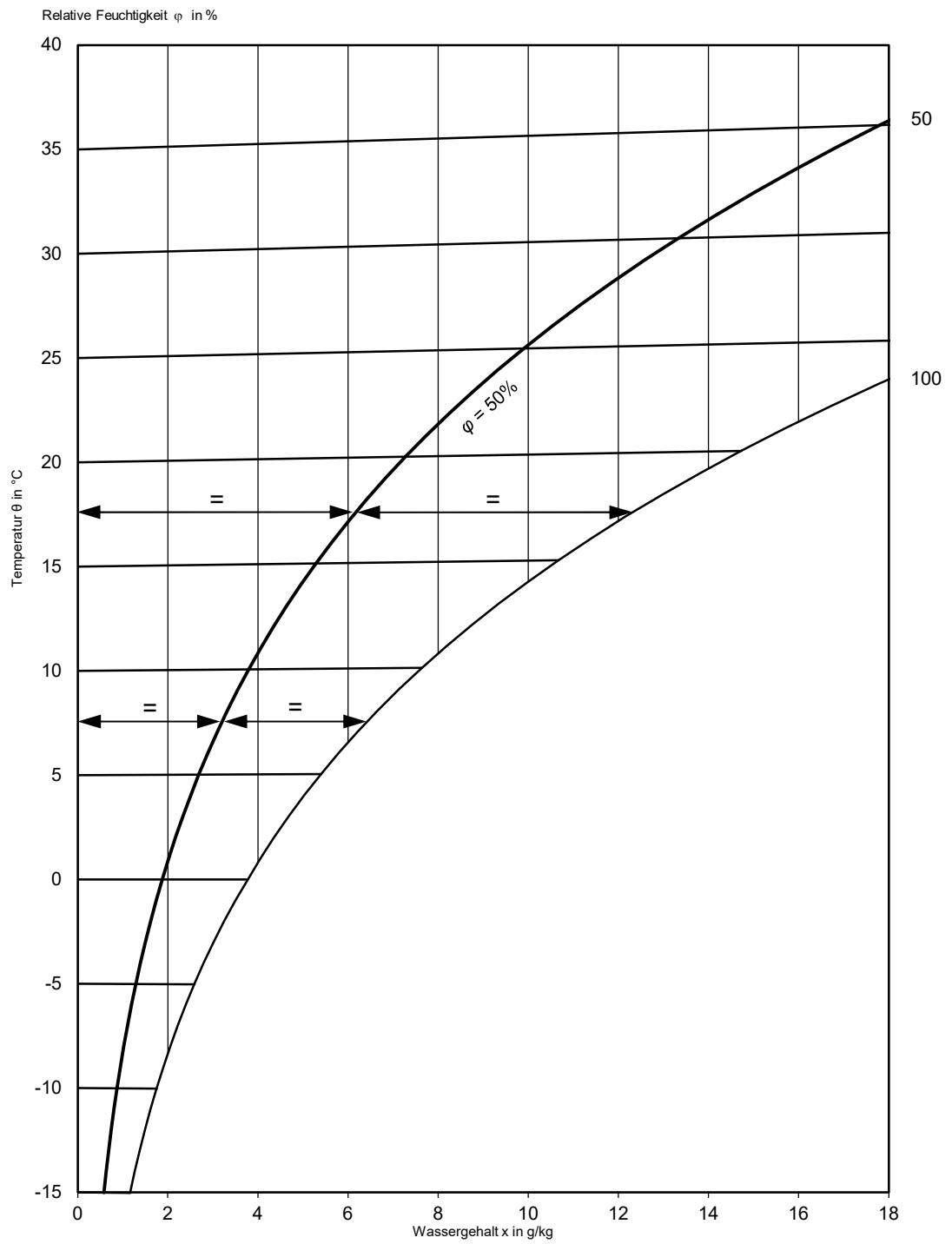


Fig. 2-7 Darstellung der relativen Feuchte φ

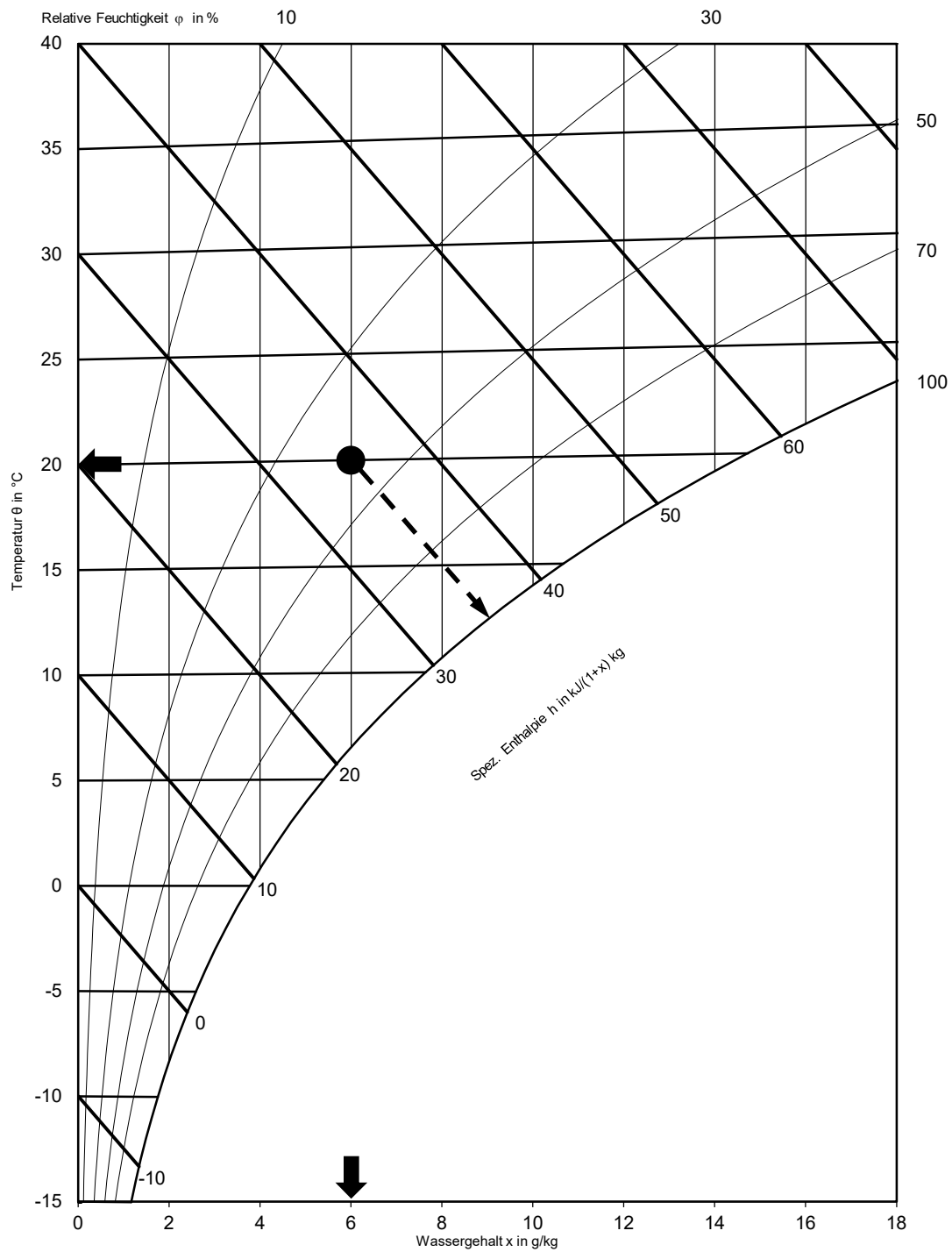


Fig. 2-8 Darstellung der Enthalpie h

2.2.8 Feuchtkugel- oder Feuchttemperatur θ_F

Ein weiterer Begriff in der Thermodynamik der feuchten Luft ist die sogenannte "Feuchtkugeltemperatur" θ_F . Luft lässt sich so lange durch Verdunsten von Wasser befeuchten, bis sie den Sättigungszustand erreicht hat. Hat das zu verdunstende Wasser bereits die Temperatur der Luft, so ist für dessen Verdunstung nur noch latente Wärme notwendig, welche der Luft durch Abbau von sensibler Wärme (Verdunstungskühlung) entzogen wird. Es ergibt sich also in dieser Situation eine Zustandsänderung bei konstanter Enthalpie, bis der Sättigungsdruck (Schnittpunkt mit der Sättigungslinie) erreicht ist. Die Temperatur dieses Schnittpunktes der Isenthalpen mit der Sättigungslinie wird in der Klimatechnik als "Feuchtkugeltemperatur" oder "Kühlgrenze" bezeichnet.

Will man nun die Linien mit konstanter Feuchtkugeltemperatur (Adiabaten) in das h,x -Diagramm eintragen, stellt man fest, dass sie logischerweise die gleiche Steigung haben müssen, wie die Isenthalpen. Bei genauen Berechnungen ist jedoch darauf zu achten, dass bei der Berechnung der Enthalpie, auch für die Enthalpie des Wasseranteils von 0 °C ausgegangen wurde. Bei den Adiabaten hingegen wurde angenommen, dass die Wassertemperatur bei Beginn der Zustandsänderung gleich der Lufttemperatur sei. Dies hat eine geringfügige Änderung der Steigung der Adiabaten gegenüber den Isenthalpen zur Folge.

Die Feuchtkugeltemperatur wird mit einem Psychrometer gemessen.

Das Psychrometer enthält zwei Thermometer. Das Fühlelement des einen Thermometers steckt in einem saugfähigen Textilstrumpf, der vor jeder Messung mit reinem Wasser durchtränkt wird. Während der Messung muss das "nasse" Thermometer intensiv mit der zu messenden Luft angeströmt werden, um den Verdunstungsvorgang zu beschleunigen. Dies geschieht entweder durch ein kleines - im Messgerät eingebautes - Gebläse (Aspirations-Psychrometer), oder durch manuelle Rotation der Thermometer um die Achse eines Handgriffes (Schleuderpsychrometer). Der Messvorgang muss mindestens so lange dauern (ca. 1...2 Min.) bis das feuchte Fühlelement die Kühlgrenztemperatur bzw. die Feuchtkugeltemperatur erreicht hat. Mit einem Psychrometer kann man praktisch jeden Luftzustand messen und mit Hilfe des h,x -Diagrammes definieren.

Will man für einen beliebigen Luftzustandspunkt im h,x -Diagramm die Feuchtkugeltemperatur bestimmen, so zieht man von diesem Punkt aus eine zu den Isenthalpen parallele Linie bis zur Sättigungslinie. Die Temperatur des Schnittpunktes dieser Linie mit der Sättigungslinie ist die Feuchtkugeltemperatur dieses Luftzustandspunktes (Fig. 2-9).

Für den in Kapitel 2.2 definierten Luft-Zustand mit einer Temperatur von $\theta = 20\text{ °C}$ und einer absoluten Feuchte von $x = 6\text{ g/kg}$ ergibt sich so eine Feuchtkugeltemperatur von ca. 13 °C . Die Feuchtkugeltemperatur ist im Sättigungszustand der Luft gleich der Trockentemperatur.

2.2.9 Dichte ρ

Die Dichte ρ in kg/m^3 der feuchten Luft ist von 3 verschiedenen Kriterien abhängig:

1. *Vom Luftdruck:* Das h,x -Diagramm wird immer nur für einen bestimmten barometrischen Druck aufgezeichnet. Es ist deshalb darauf zu achten, dass für klimatechnische Berechnungen ein Diagramm verwendet wird, das für die entsprechende Höhe über Meer gilt. Steht kein solches zur Verfügung, müssen die erforderlichen Zustandsgrößen umgerechnet werden (siehe Kapitel 4: „Berechnungsgrundlagen zur Korrektur der Höhenlage“).
2. *Von der Temperatur:* Je höher die Temperatur der Luft ist, umso mehr dehnt sie sich aus und die Dichte sinkt.
3. *Vom Wasserdampfgehalt:* Wasserdampf ist spezifisch leichter als Luft. Deshalb sinkt die Dichte des Gemisches mit steigendem Wasserdampfgehalt. Die Linien mit konstanter Dichte müssen also nach rechts unten geneigt sein.

Für den in Kapitel 2.2 definierten Luft-Zustand mit einer Temperatur von $\theta = 20\text{ °C}$ und einer absoluten Feuchte von $x = 6\text{ g/kg}$ kann nun die Dichte ermittelt werden. Der Wert des Zustandspunktes liegt im h,x -Diagramm (Fig. 2-10) etwas unter $\rho = 1,20\text{ kg/m}^3$.

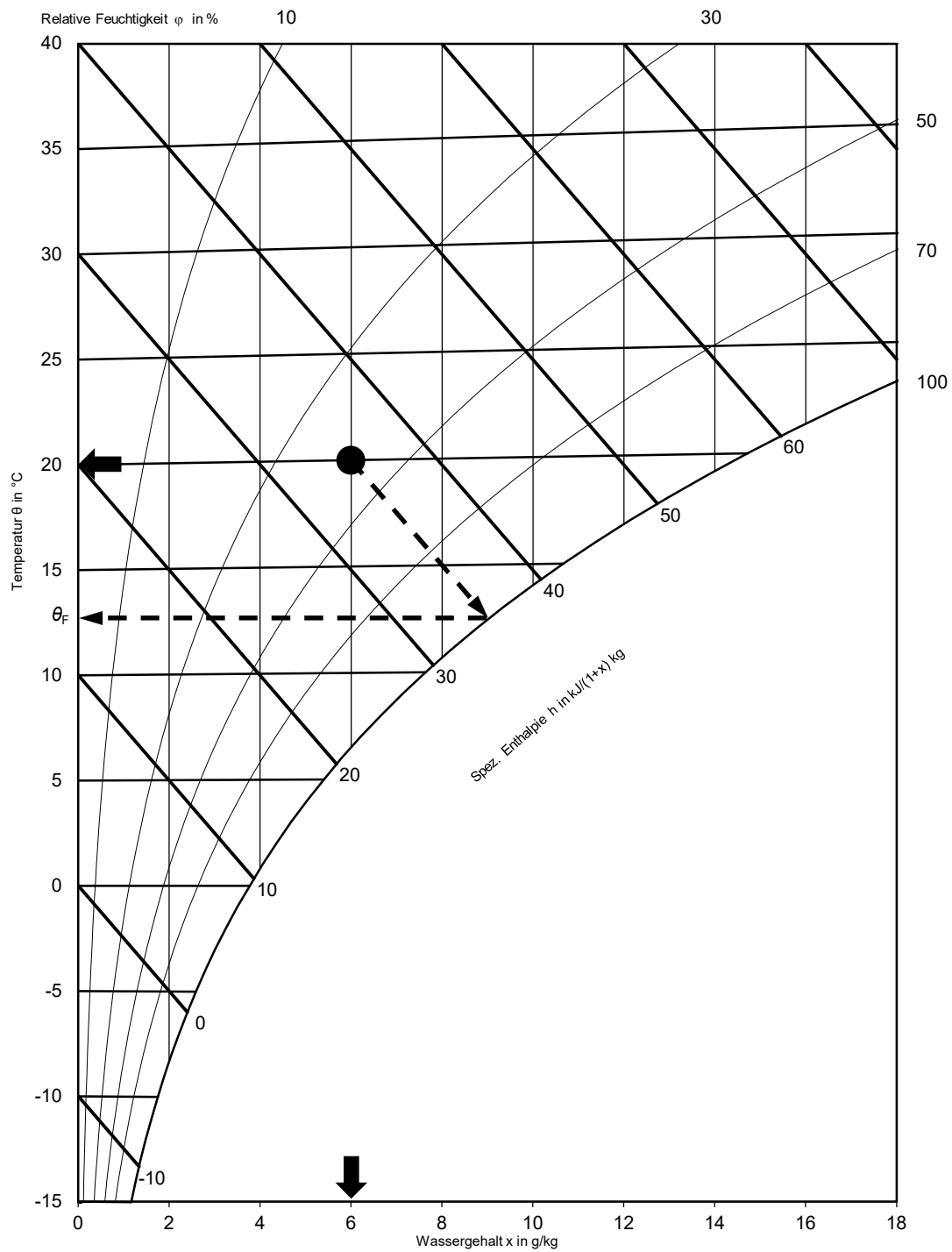


Fig. 2-9 Darstellung der Feuchtkugeltemperatur θ_F

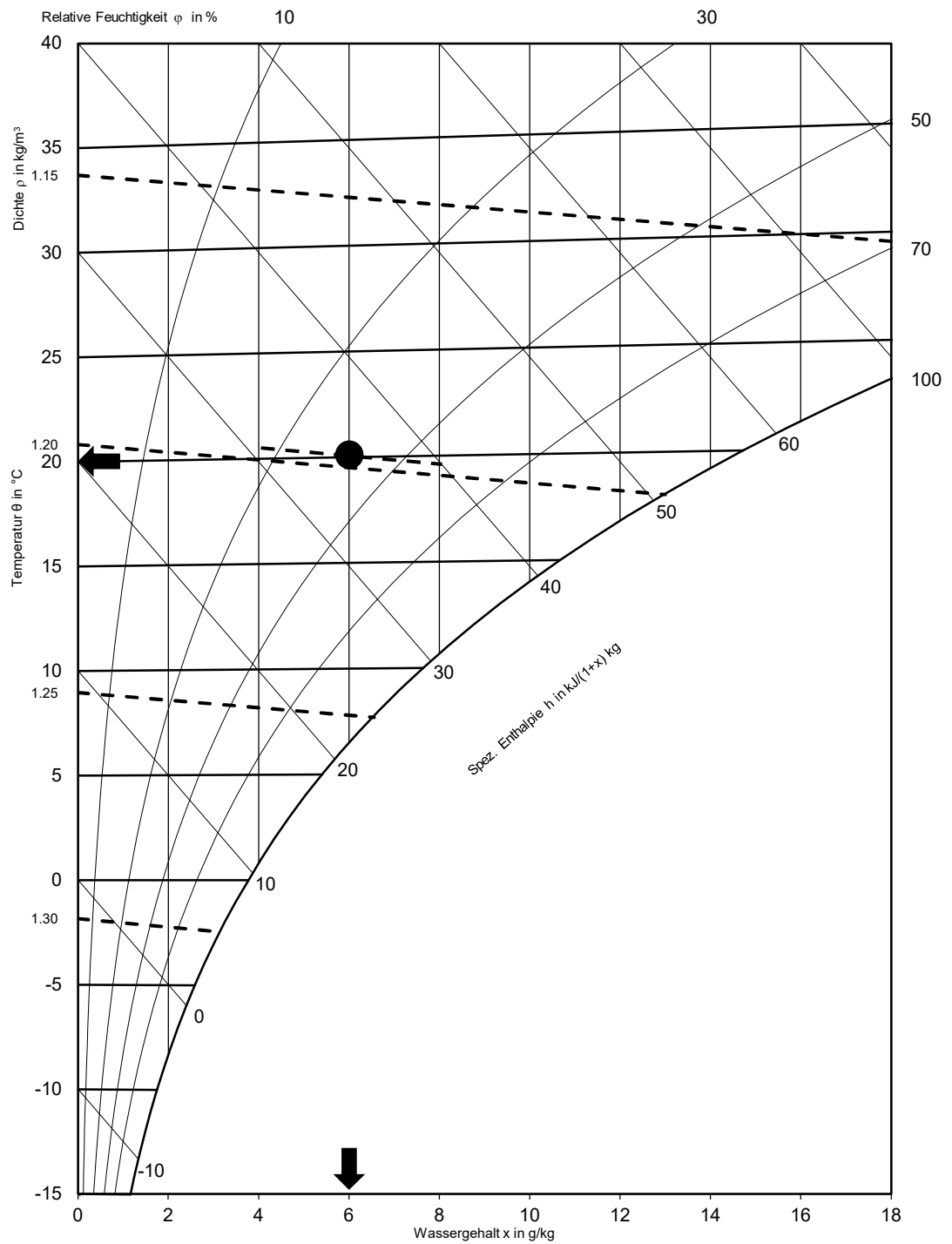


Fig. 2-10 Darstellung der Luftdichte ρ

Das Kapitel "Aufbau des h,x-Diagrammes" ist somit abgeschlossen. Mit seiner Hilfe lässt sich ein Luftzustand mit folgenden zehn Zustandsgrößen definieren:

Nr.	Luftzustand:	Zeichen:	Werte:	Einheit:
1	Lufttemperatur (Trockenkugel)	θ_L	20	°C
2	Absolute Feuchte	x	6	g/kg
3	Partialdampfdruck	p_D	9,6	mbar
4	Sättigungsdruck	p_s	23,3	mbar
5	Absolute Feuchte bei Sättigungsdruck	x_s	14,7	g/kg
6	Taupunkttemperatur	θ_{TP}	6,5	°C
7	Relative Feuchte	φ	41,4	% r.F.
8	Enthalpie	h	35,3	kJ/kg
9	Feuchtkugeltemperatur	θ_F	13	°C
10	Dichte	ρ	1,2	kg/m ³

Tabelle 2-1 Zehn Zustandsgrößen eines Luftzustandes

Diese zehn Zustandsgrößen sind im nachfolgenden h,x-Diagramm (Fig. 2-11) eingezeichnet:

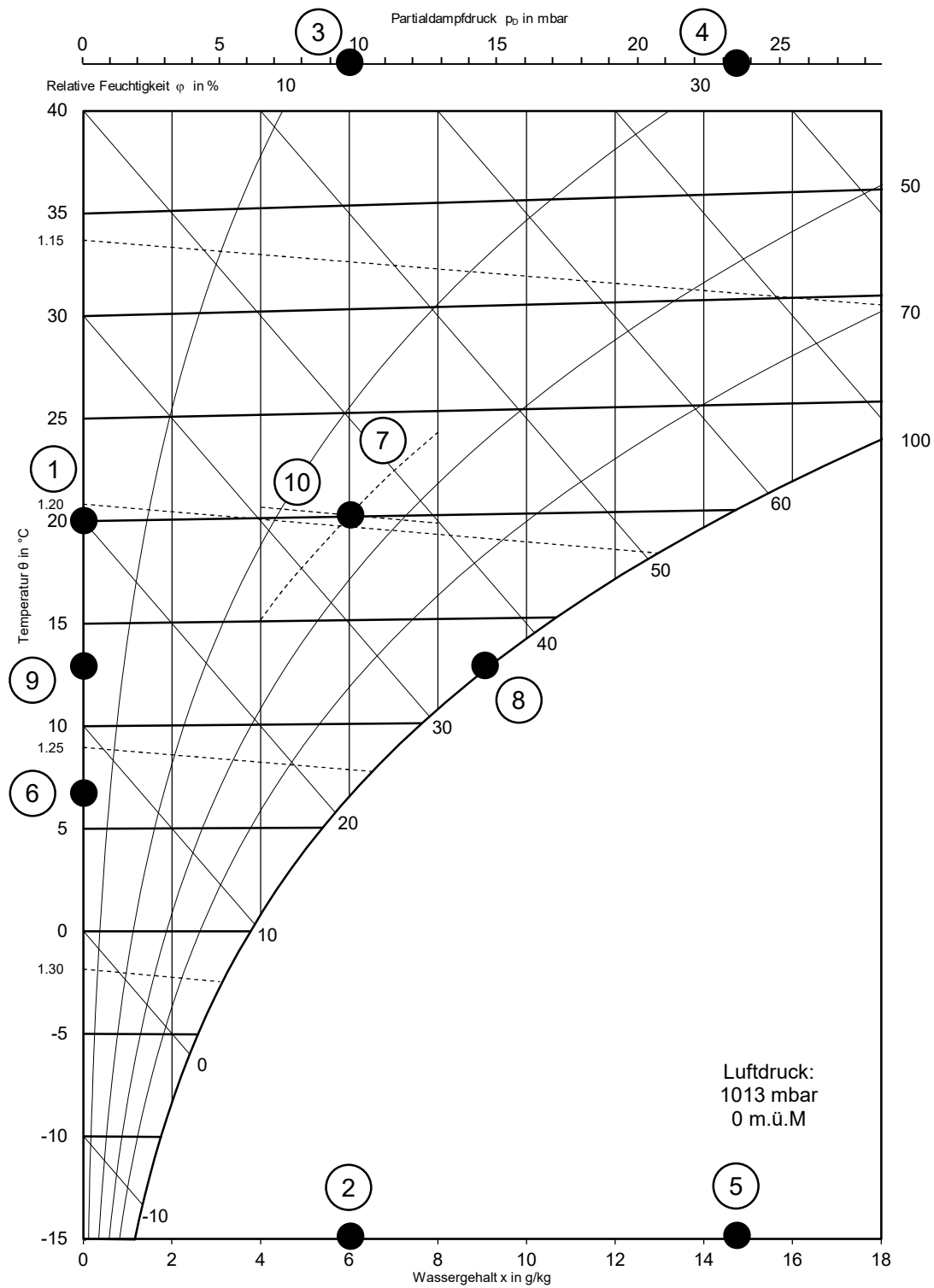


Fig. 2-11 Zehn Zustandsgrößen eines Luftzustandes im h,x -Diagramm

3 h,x-Diagramm „Anwendung“

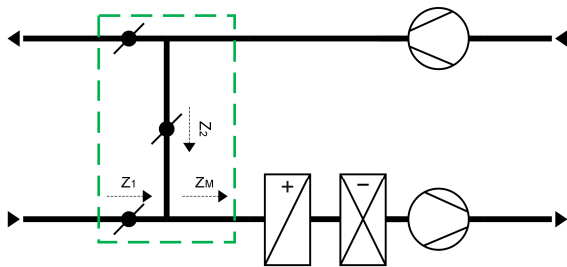
3.1 Allgemeines

Bei der Aufbereitung von Luft in Lüftungs- und Klimaanlage kommen folgende Zustandsänderungen in Frage:

- Mischen zweier Luftmengen unterschiedlichen Zustandes
- Luft-Erwärmung
- Luft-Kühlung
- Luft-Befeuchtung
- Luft-Trocknung (Entfeuchtung)

Die Anwendungs- und Berechnungsbeispiele in diesem Kapitel basieren auf einem h,x-Diagramm mit der Bezugshöhe 0 m.ü.M. = 1013 mbar (= 760 mmHg).

3.2 Mischen zweier Luftmengen



Werden zwei Luftmengen q_{m1} und q_{m2} [kg/h] mit ihren unterschiedlichen Zuständen Z_1 und Z_2 miteinander gemischt, so entsteht für das Gemisch ein dritter Zustand Z_M , dessen Größe aus dem h,x-Diagramm (Fig. 3-1) ermittelt werden kann. Der Mischpunkt teilt die Verbindungsgerade $Z_1...Z_2$ in zwei Abschnitte L_1 und L_2 , die sich umgekehrt proportional zu den beiden beteiligten Luftmengen verhalten (L = Länge in mm). Der Mischpunkt liegt immer näher bei dem Luftzustand, von welchem die größere Menge beigemischt wird.

Es gilt die Verhältnisgleichung:

$$\frac{q_{m1}}{q_{m2}} = \frac{L_2}{L_1} \quad \text{oder} \quad \frac{q_{m1}}{q_{m2}} = \frac{L_{1,2} - L_1}{L_1}$$

und nach L_1 aufgelöst:

$$L_1 = \frac{L_{1,2} \cdot q_{m2}}{q_{m1} + q_{m2}}$$

In Fig. 3-1 werden in der Mischkammer einer Lüftungsanlage $q_{m1} = 1500$ kg/h Außenluft vom Zustand Z_1 ($\theta_1 = 5^\circ\text{C}$ und $\phi_1 = 50\%$ r.F.) mit $q_{m2} = 2500$ kg/h Umluft vom Zustand Z_2 ($\theta_2 = 20^\circ\text{C}$ und $\phi_2 = 60\%$ r.F.) zusammengemischt. Um nun den Zustand des Mischpunktes Z_M zu berechnen, werden im Diagramm die Punkte Z_1 und Z_2 markiert und durch eine Gerade verbunden. Die Entfernung $L_{1,2}$ der beiden Punkte wird (je nach Format des h,x-Diagrammes) in diesem Beispiel mit 64 mm abgegriffen.

Die Länge L_1 wird folglich:

$$L_1 = \frac{L_{1,2} \cdot q_{m2}}{q_{m1} + q_{m2}} = \frac{64 \text{ mm} \cdot 2500 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{(1500 + 2500) \frac{\text{kg}}{\text{h}}} = 40 \text{ mm}$$

Die Länge L_1 vom Punkt Z_1 aus abgetragen, ergibt die Lage des Mischpunktes Z_M mit

$$\theta_M = 14,4^\circ\text{C}, \quad x_M = 6,5 \text{ g/kg}, \quad \phi_M = 64\% \text{ r.F.}$$

Der Zustand des Mischpunktes lässt sich auch rechnerisch ermitteln: z.B. die Mischtemperatur:

$$\theta_M = \frac{\theta_1 \cdot q_{m1} + \theta_2 \cdot q_{m2}}{q_{m1} + q_{m2}} = \frac{5 \text{ °C} \cdot 1500 \frac{\text{kg}}{\text{h}} + 20 \text{ °C} \cdot 2500 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{(1500 + 2500) \frac{\text{kg}}{\text{h}}} = 14,4 \text{ °C}$$

oder die absolute Feuchte, bzw. der Wasserdampfgehalt des Mischpunktes:

$$x_M = \frac{x_1 \cdot q_{m1} + x_2 \cdot q_{m2}}{q_{m1} + q_{m2}} = \frac{2,7 \frac{\text{g}}{\text{kg}} \cdot 1500 \frac{\text{kg}}{\text{h}} + 8,8 \frac{\text{g}}{\text{kg}} \cdot 2500 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{(1500 + 2500) \frac{\text{kg}}{\text{h}}} = 6,5 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

Der geschilderte Mischvorgang spielt sich im Bereiche der ungesättigten Luft ab. Wird jedoch im Winter kalte Außenluft mit warmer und relativ feuchter Umluft gemischt, so kann der Mischpunkt unterhalb der Sättigungslinie, also in das Nebelgebiet, zu liegen kommen (z.B. in Schwimmbadanlagen).

Nebelbildung in der Mischkammer einer Luftaufbereitungsanlage ist aber meist problemlos, weil die Luft anschließend in einem Lufterwärmer erwärmt wird, die schwebenden Wassertröpfchen dabei verdampfen und der Luftzustand sich auch wieder in den Bereich der ungesättigten Luft verschiebt.

Die grafische Ermittlung des Mischpunktes im Nebelgebiet (Fig. 3-2) erfolgt nach der gleichen Methode wie mit Fig. 3-1 erklärt wurde. Es ist dabei aber zu beachten, dass die Linien mit konstanter Temperatur (Isothermen) an der Sättigungslinie nach rechts unten knicken (Nebelisothermen) und dabei mit den Linien konstanten Wärmeinhaltes (Isenthalpen oder Adiabaten) nahezu parallel verlaufen.

Im Punkt M ist die Luft übersättigt, d.h. sie enthält, ihrer Temperatur entsprechend, um Δx zu viel Wasser. Dieses Wasser ist hier - in Form von feinen Tröpfchen - als Nebel in der Luft enthalten. Erwärmt man die Luft vom Zustand M, so steigt deren Temperatur vorerst bis zur Sättigungslinie (Punkt A). Wird sie noch weiter erwärmt, dann wandert der Luftzustand in den ungesättigten Bereich, d.h. es ist keine überschüssige Feuchtigkeit mehr vorhanden und der Nebel verschwindet.

Lässt man die Temperatur der Luft unverändert und scheidet nur das überschüssige Wasser Δx aus (z.B. durch Absorption), dann verändert sich der Luftzustand in Richtung der Nebelisothermen und erreicht bei Punkt B die Sättigungslinie.

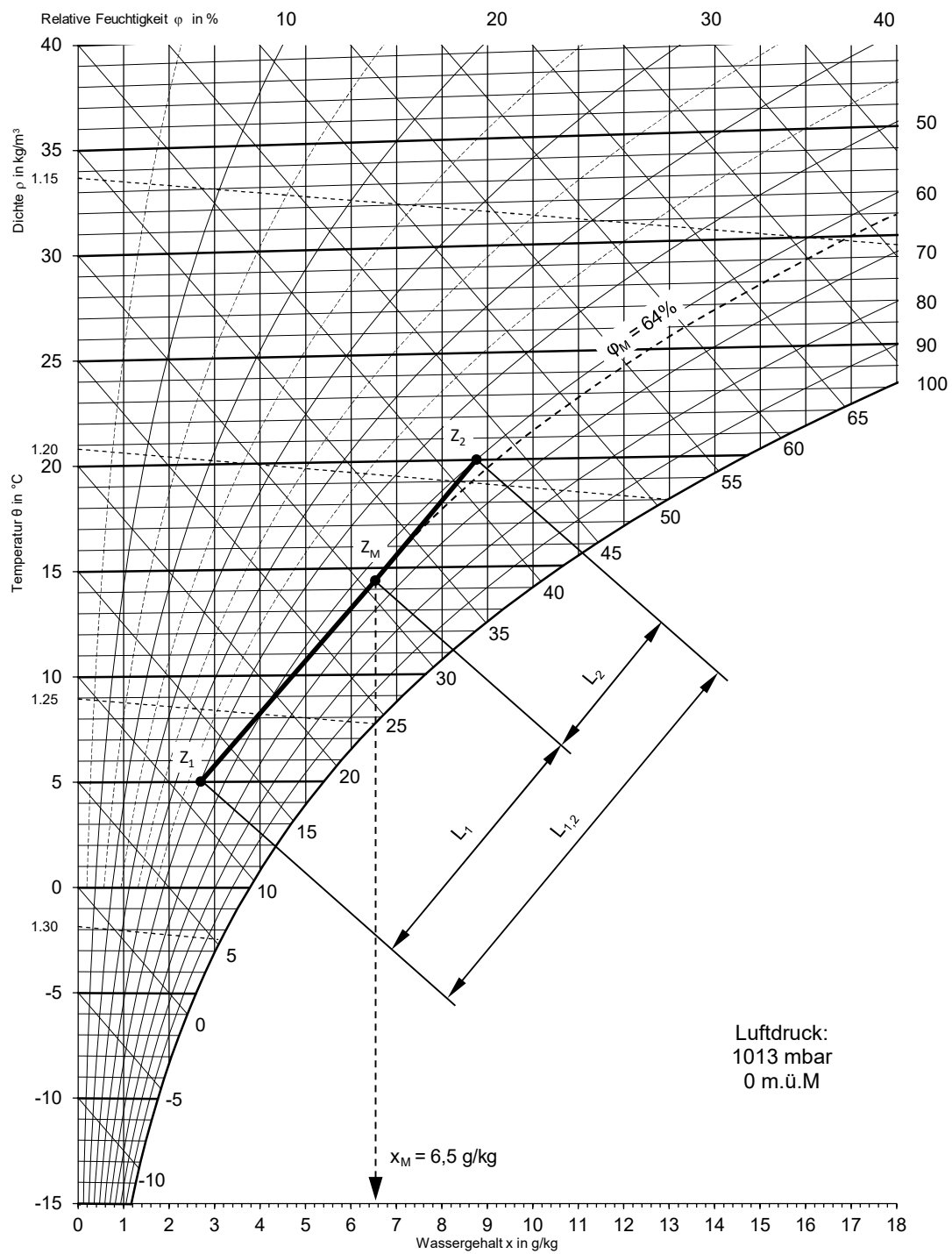


Fig. 3-1 Mischen zweier Luftströme Z_1 und Z_2

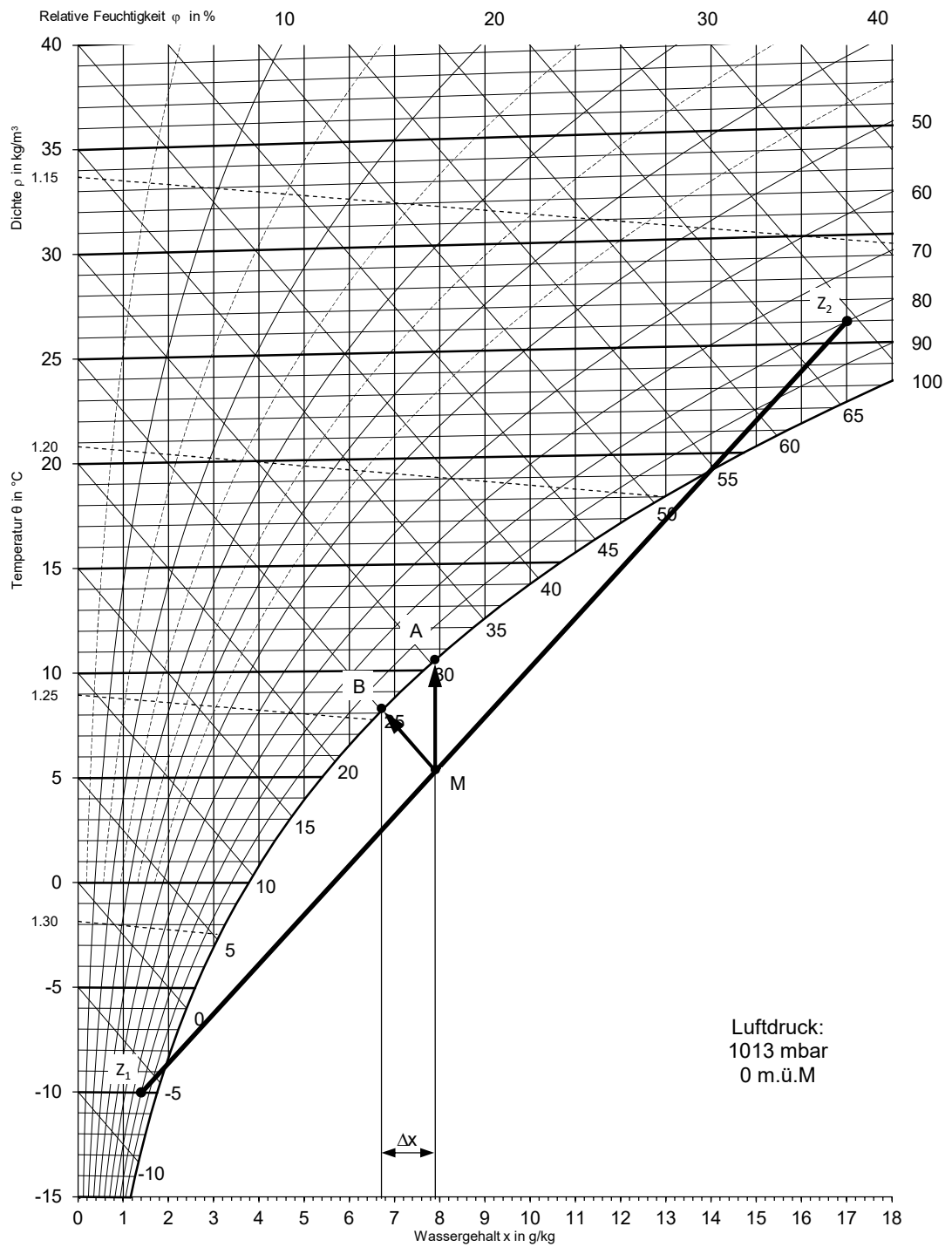
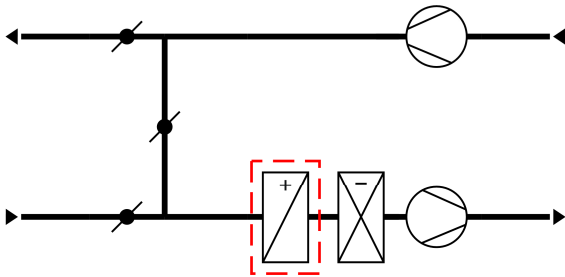


Fig. 3-2 Luftmischung mit Mischpunkt im Nebelgebiet

3.3 Luft-Erwärmung



Die Lufterwärmung ist der einfachste Fall einer Zustandsänderung, weil dabei der Luft weder Wasser zugeführt noch entzogen wird ($x = \text{konstant}$). Deshalb verläuft dieser Vorgang im h,x -Diagramm auf einer senkrechten Linie, wobei aber die relative Feuchtigkeit geringer wird. Um die gewünschte Lufttemperatur zu erreichen, ist der Luft die Wärmemenge Δh in kJ/kg zuzuführen.

$$\Delta h = (h_2 - h_1) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Fig. 3-3 zeigt einen Erwärmungsvorgang, wobei der Massenstrom $q_{mL} = 1 \text{ kg/s}$ ($= 3600 \text{ kg/h}$) Luft von $\theta_1 = +5^\circ\text{C}$ und $\phi_1 = 60\% \text{ r.F.}$ auf $\theta_2 = 25^\circ\text{C}$ erwärmt wird.

Die vom Lufterwärmer dazu aufzubringende Wärmeleistung ist

$$\phi_{LE} = q_{mL} \cdot \Delta h \text{ bei } h_1 = 13 \text{ kJ/kg und } h_2 = 33,3 \text{ kJ/kg.}$$

Dies ergibt:

$$\phi_{LE} = q_{mL} \cdot (h_2 - h_1) = 1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (33,3 - 13) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 20,3 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 20,3 \text{ kW}$$

Die berechnete Wärmeleistung $\phi_{LE} = 20,3 \text{ kW}$ kann dem Lufterwärmer z.B. mit Warmwasser oder Dampf zugeführt werden.

Wird Warmwasser verwendet, so rechnet man bei Volllast zum Beispiel mit einer Abkühlung des Wassers von $\Delta\theta_W = 20 \text{ K}$ (z.B. Vorlauftemperatur $\theta_{VL} = 60^\circ\text{C}$, Rücklauftemperatur $\theta_{RL} = 40^\circ\text{C}$). Die Wassermenge q_{mW} kann berechnet werden aus:

$$q_{mW} = \frac{\phi_{LE}}{c_W \cdot \Delta\theta_W} = \frac{20,3 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 20 \text{ K}} = 0,24 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

c_W ist die mittlere spezifische Wärme von Wasser und beträgt hier $4,19 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.

Wird kondensierender Sattdampf verwendet, so entzieht man diesem die Verdampfungswärme r (die Wärmemenge, die erforderlich war, um 1 kg Wasser von der Verdampfungstemperatur in den dampfförmigen Zustand zu bringen) und eventuell noch Kondensationswärme. Wird nur die Verdampfungswärme berücksichtigt, so ist die benötigte Dampfmenge:

$$q_{ms} = \frac{\phi_{LE}}{r} = \frac{21,0 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{2258 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,009 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

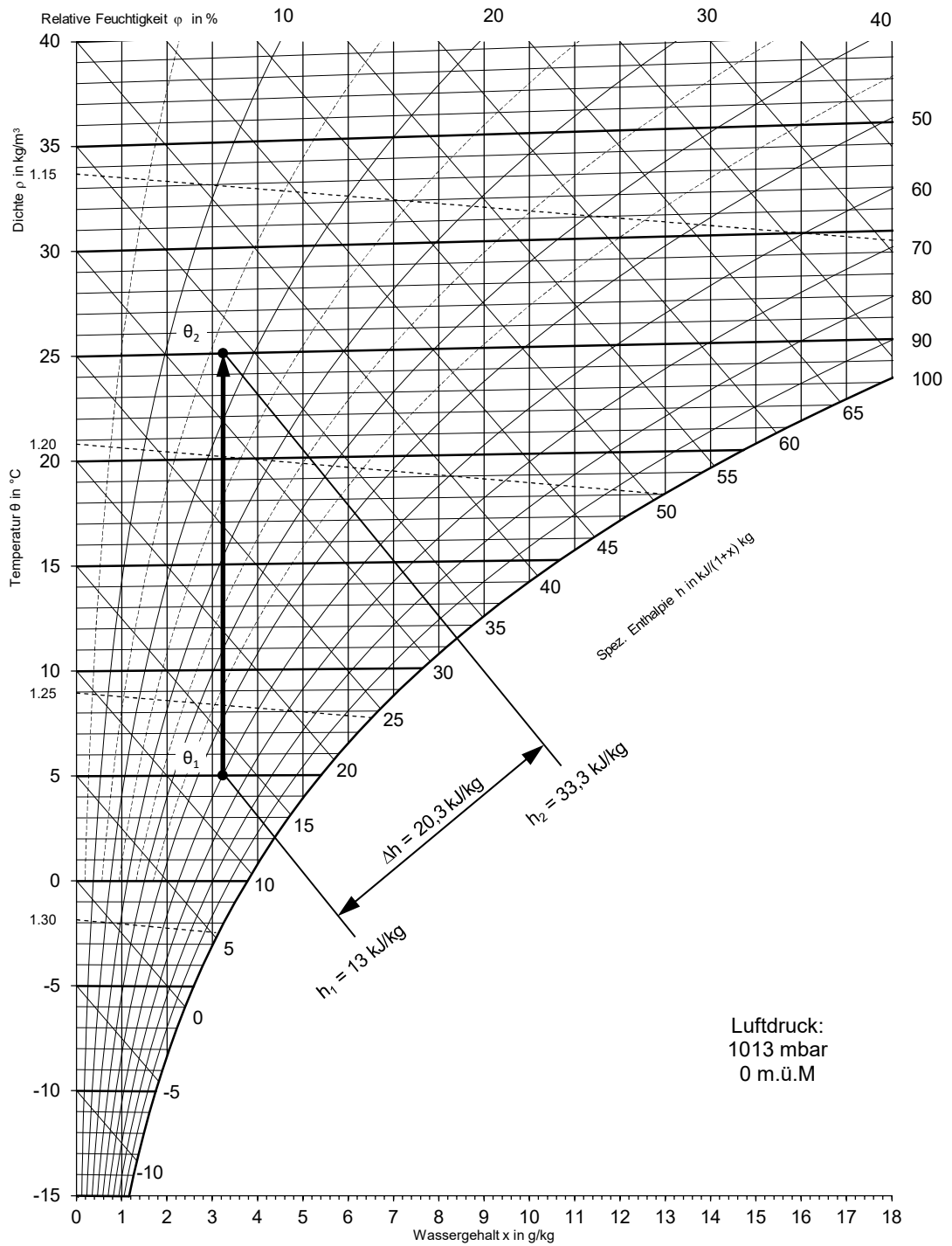
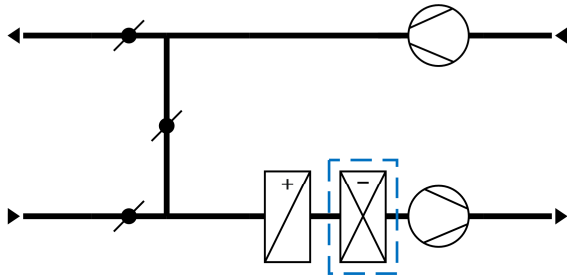


Fig. 3-3 Luft-Erwärmung

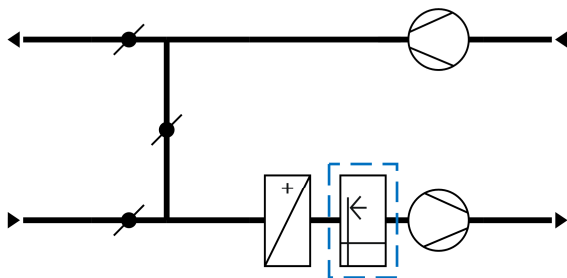
3.4 Luft-Kühlung

Um die Luft abzukühlen, gibt es zwei Möglichkeiten:

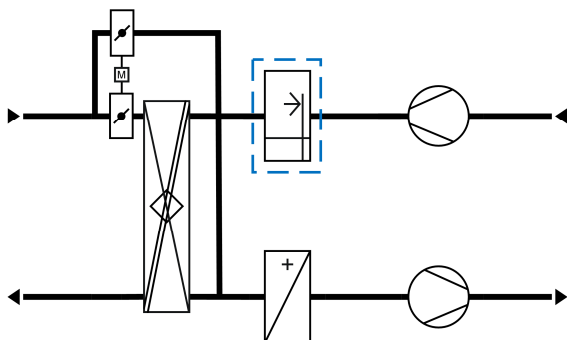
- Berührung der Luft mit kälterer Oberfläche (Oberflächenkühlung) siehe 3.4.1



- Versprühen von Wasser in der Zuluft (Verdunstungskühlung) siehe 3.4.2



- Versprühen von Wasser in der Abluft (Verdunstungskühlung) siehe 3.4.2



3.4.1 Oberflächenkühlung

Beim Kühlen von Luft in Oberflächenkühlern können wiederum zwei Fälle unterschieden werden:

- Die Kühlflächentemperatur liegt über der Taupunkttemperatur der zu kühlenden Luft (trockene Kühlfläche, $\theta_{KÜ} > \theta_{TP}$).
- Die Kühlflächentemperatur liegt unter der Taupunkttemperatur der zu kühlenden Luft (nasse Kühlfläche, $\theta_{KÜ} < \theta_{TP}$).

Kühlen ohne Wasserausscheidung

Wenn die Temperatur der Kühlfläche $\theta_{KÜ}$ höher ist als die Taupunkttemperatur θ_{TP} der zu kühlenden Luft, wird auf der Kühlfläche kein Wasser ausgeschieden. Der absolute Wasserdampfgehalt x der Luft bleibt unverändert, die relative Feuchtigkeit steigt jedoch an. Die Zustandsänderung im h,x -Diagramm (Fig. 3-4) verläuft somit parallel zu den Linien mit konstantem Wasserdampfgehalt x nach unten. Je nach Kühlleistung wird die Luft tiefer oder weniger tief abgekühlt. Die Kühlflächentemperatur kann dabei nicht ganz erreicht werden, da nur ein Teil der Luft in direkten thermischen Kontakt mit den Kühlrippen kommt (siehe Abschnitt: Bypass-Effekt).

Um 1 kg Luft von Temperatur θ_1 auf Temperatur θ_2 zu kühlen, muss die Wärmemenge Δh abgeführt werden:

$$\Delta h = (h_1 - h_2) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Die mittlere Kühlflächentemperatur $\theta_{KÜ}$ ist abhängig von der Bauart des Kühlers und liegt im Allgemeinen ca. 1...2 K über dem Mittelwert zwischen der Kühlwasser-Vor- und -Rücklauftemperatur:

$$\theta_{KÜ} = \frac{\theta_{VL} + \theta_{RL}}{2} + 1 \dots 2 \text{ K}$$

In Fig. 3-4 wird die Masse $q_{mL} = 1 \text{ kg/s}$ ($= 3600 \text{ kg/h}$) Luft von $\theta_1 = 29^\circ\text{C}$ und $\phi_1 = 40\% \text{ r.F.}$, durch einen Oberflächenkühler mit einer mittleren Kühlflächentemperatur von $\theta_{KÜ} = 18^\circ\text{C}$, auf $\theta_2 = 20^\circ\text{C}$ abgekühlt. Das Kühlwasser erwärmt sich dabei von $\theta_{VL} = 15^\circ\text{C}$ auf $\theta_{RL} = 19^\circ\text{C}$. Einem kg Luft muss hier also die Wärmemenge:

$$\Delta h = h_1 - h_2 = 54,7 - 45,2 = 9,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ entzogen werden.}$$

Die dafür erforderliche Kühlleistung beträgt:

$$\Phi_{KÜ} = q_{mL} \cdot \Delta h = 1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 9,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 9,5 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 9,5 \text{ kW}$$

Die Wassermenge wird gleich berechnet wie bei der Luft-Erwärmung, nur hat man beim Kühlen eine viel kleinere Temperaturdifferenz $\Delta\theta$ zur Verfügung.

$$q_{mW} = \frac{\Phi_{KÜ}}{c_W \cdot \Delta\theta_W} = \frac{9,5 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (19 - 15) \text{ K}} = 0,57 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Bypass-Effekt:

Mit Bypass-Effekt bezeichnet man den Umstand, dass im Kühler nur der Teil der Luft Wasser ausscheidet, der mit den Kühlflächen in engen thermischen Kontakt kommt. Der andere Teil der Luft, die "Bypass-Luft" verlässt den Kühler praktisch unverändert. Die am Kühler austretende Luft ist also eine Mischung von ungesättigter warmer Luft und gesättigter kalter Luft, so dass die Zustandsänderung im Kühler entlang einer nach unten gekrümmten Kurve verläuft.

Je enger die Lamellenabstände sind und je zahlreicher die Rohrreihen des Kühlers, umso flacher wird die Krümmung der Kurve. Bei der Berechnung der benötigten Kühlleistung eines Kühlers, muss der Bypass-Effekt nicht berücksichtigt werden.

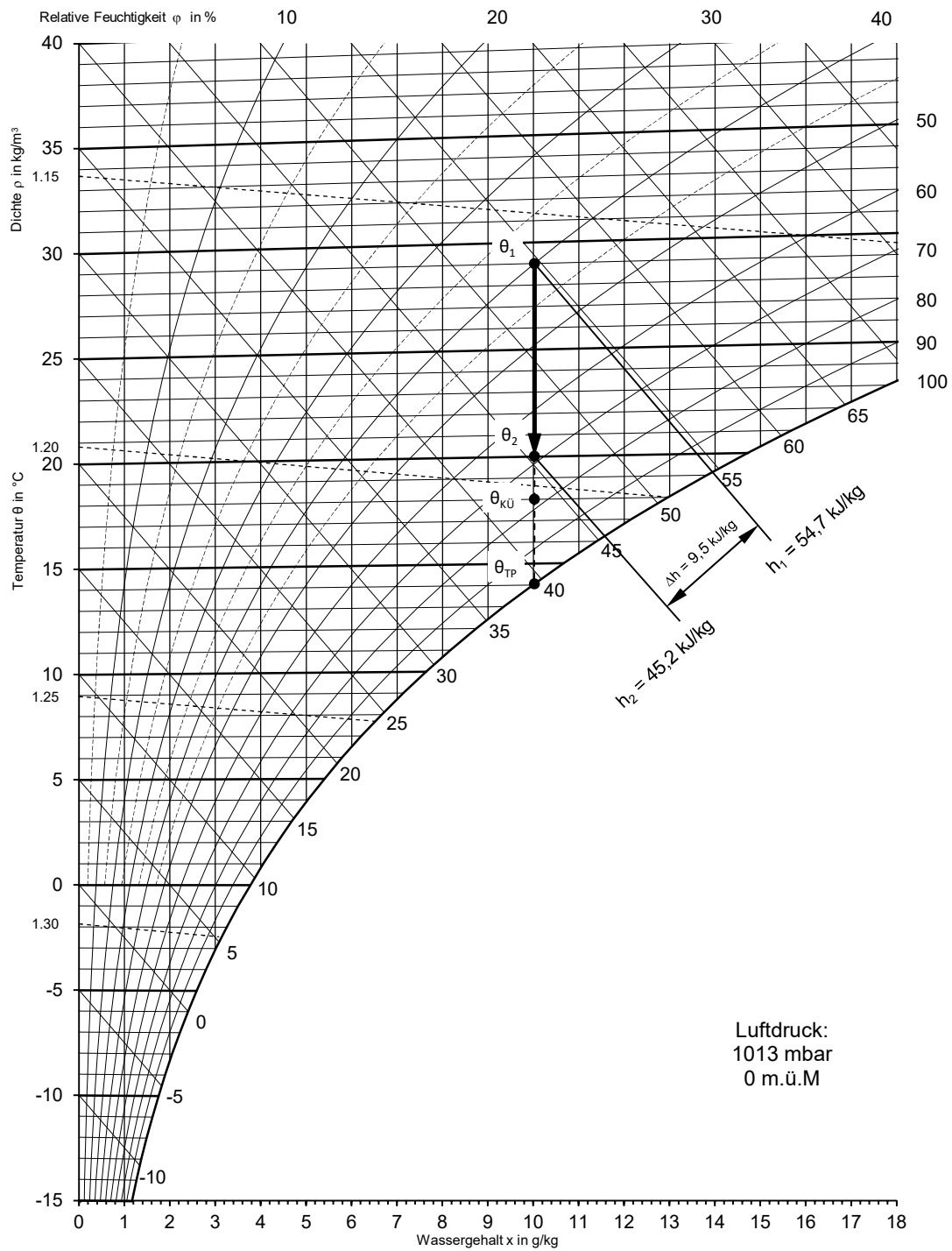


Fig. 3-4 Luftkühlung mit trockener Kühlfläche

Kühlen mit Wasserausscheidung

Liegt die Temperatur der Kühloberfläche $\theta_{KÜ}$ unter dem Taupunkt θ_{Tp} der zu kühlenden Luft, so wird ein Teil dieser Luft so weit abgekühlt, dass Wasserdampf auf den Kühlflächen kondensiert. Den Luftzustand nach dem Kühler kann man sich daher als Mischung von gekühlter entfeuchteter, nur gekühlter und praktisch ungekühlter Luft vorstellen. (siehe Abschnitt: Bypass-Effekt).

Die Zustandsänderung im h,x -Diagramm (Fig. 3-5) wird für vereinfachte Berechnungen durch die Gerade dargestellt, die vom Anfangszustand der Luft θ_1 , zum Schnittpunkt der mittleren Kühlflächentemperatur $\theta_{KÜ}$ mit der Sättigungslinie verläuft. Je nach Kühlleistung stellt sich ein Luftzustand θ_2 ein, der zwischen der Anfangstemperatur der Luft θ_1 , und der mittleren Kühlflächentemperatur $\theta_{KÜ}$ liegt. Die Kühlflächentemperatur kann aber nicht ganz erreicht werden (Bypass-Effekt). Schon bei kleiner Kühlleistung wird die Luft nicht nur gekühlt, sondern es wird auch Wasser ausgeschieden. Die absolute Feuchte nimmt dabei ab, während die relative Feuchte ansteigt.

In Fig. 3-5 wird die Masse $q_{mL} = 1 \text{ kg/s}$ ($= 3600 \text{ kg/h}$) Luft von $\theta_1 = 29^\circ\text{C}$ und $\varphi_1 = 40\%$ r.F., auf $\theta_2 = 20^\circ\text{C}$ abgekühlt durch einen Oberflächenkühler mit einer mittleren Kühlflächentemperatur von $\theta_{KÜ} = 10^\circ\text{C}$. Das Kühlwasser erwärmt sich dabei von $\theta_{VL} = 6^\circ\text{C}$ auf $\theta_{RL} = 12^\circ\text{C}$. Einem kg Luft muss hier also die Wärmemenge:

$$\Delta h = h_1 - h_2 = 54,7 - 42,2 = 12,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ entzogen werden.}$$

Die dafür erforderliche Kühlleistung beträgt:

$$\Phi_{KÜ} = q_{mL} \cdot \Delta h = 1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 12,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 12,5 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 12,5 \text{ kW}$$

Die Wassermenge wird gleich berechnet wie bei der Luft-Erwärmung, nur hat man beim Kühlen eine viel kleinere Temperaturdifferenz $\Delta\theta$ zur Verfügung.

$$q_{mW} = \frac{\Phi_{LK}}{c_W \cdot \Delta\theta_W} = \frac{12,5 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (12 - 6) \text{ K}} = 0,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Die ausgeschiedene Wassermenge pro kg Luft ist:

$$\Delta x = x_1 - x_2 = 10,0 - 8,9 = 1,1 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

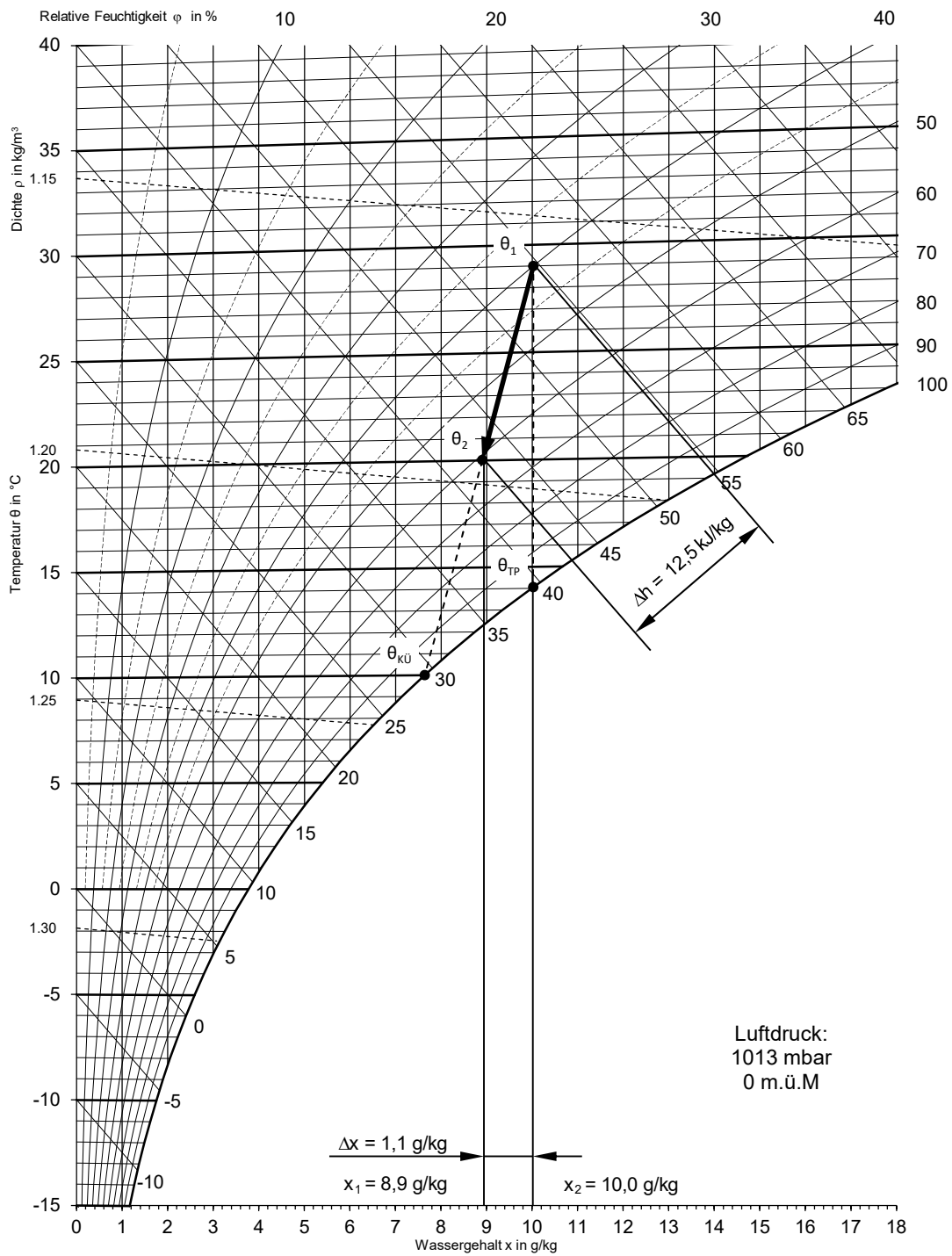


Fig. 3-5 Kühlen mit Wasserausscheidung

Wie die Beispiele (Fig. 3-4 und Fig. 3-5) zeigen, braucht die Kühlung mit Wasserausscheidung, für die gleiche Temperaturänderung, mehr Kühlenergie als die Trockenkühlung. Mit der zusätzlichen Kühlleistung $\Delta\Phi_{KÜ}$ wird die Verdampfungswärme des entzogenen Wassers abgeführt, also:

$$\Delta\Phi_{KÜ} = r \cdot \Delta x = 2450 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0,0011 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} = 2,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Bei Kühlung mit Wasserausscheidung verläuft die Zustandsänderung in Wirklichkeit nicht entlang einer Geraden (wie in Fig. 3-5 gezeichnet), sondern entlang einer mehr oder weniger gekrümmten Kurve von θ_1 nach $\theta_{KÜ}$ (Fig. 3-6). Die Krümmung wird unter anderem durch die hydraulische Schaltung mitbestimmt.

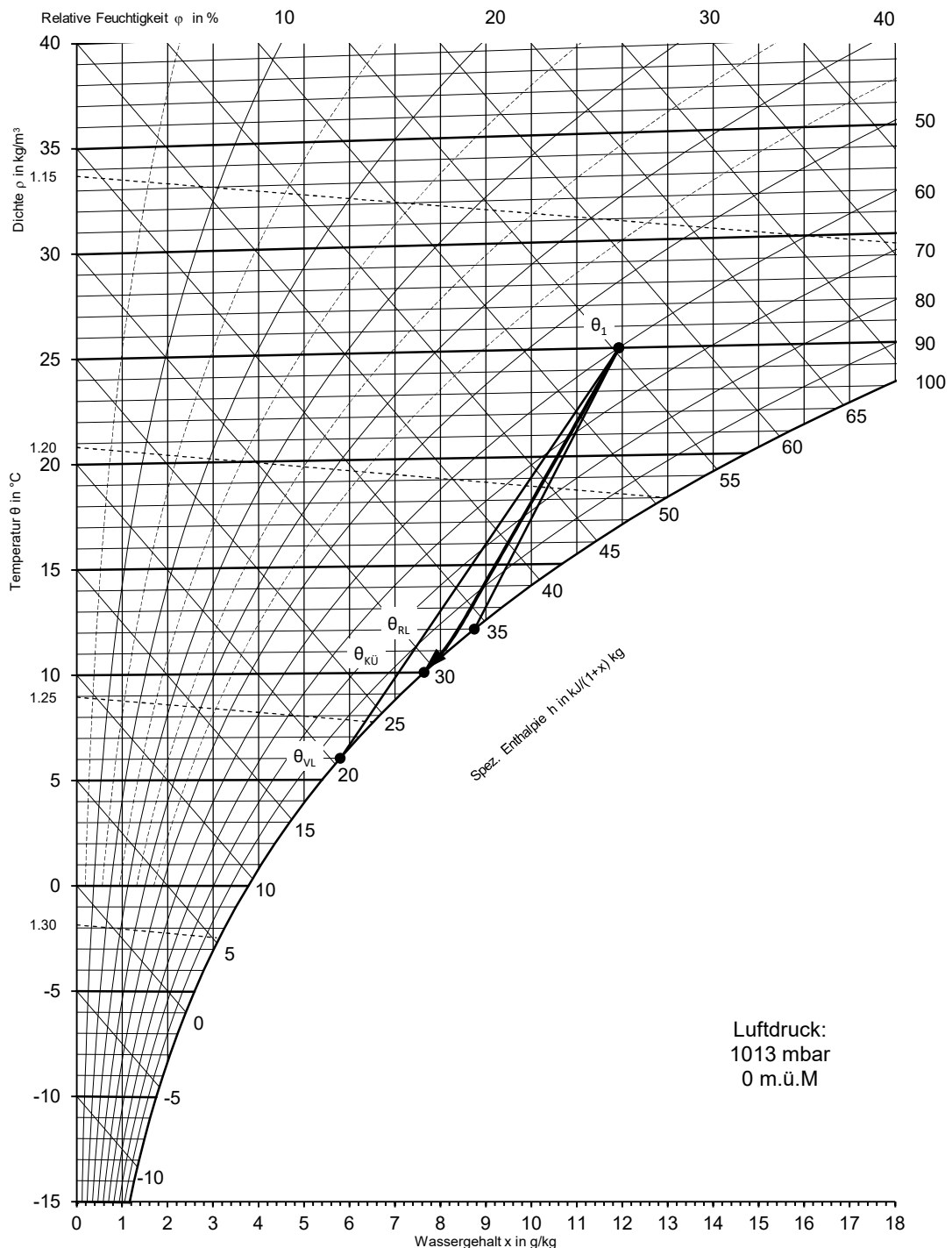


Fig. 3-6 Wirklicher Abkühlungsverlauf bei nasser Kühlfläche

3.4.2 Verdunstungskühlung

Beim Kühlen von Luft mit einer Verdunstungskühlung wird Wasser in der Düsenkammer versprüht. Ein Teil dieses Wassers wird von der Luft aufgenommen und führt zu einer Sättigung wie auch einer Abkühlung der Luft. Für eine ausführlichere Erklärung zur diesem Vorgang (siehe 3.6 Befeuchtung).

In Fig. 3-7 wird die Masse $q_{mL} = 1 \text{ kg/s}$ ($= 3600 \text{ kg/h}$) Luft von $\theta_1 = 29^\circ\text{C}$ und $\phi_1 = 40\%$ r.F. adiabatisch auf $\theta_2 = 20^\circ\text{C}$ durch einen Verdunstungskühler abgekühlt (siehe Schema unter 3.4).

Die Luft erreicht bei diesem Vorgang die gewünschte Temperatur, besitzt jedoch eine relative Feuchtigkeit von mehr als 90 %. In den meisten Fällen kann die Luft in diesem Zustand aus Behaglichkeitsgründen nicht in den Raum eingeblasen werden. In Fig. 3-8 wird die übliche Anwendung dieses Kühlprinzips, Kühlung der Abluft in Kombination mit Wärmerückgewinnung, gezeigt.

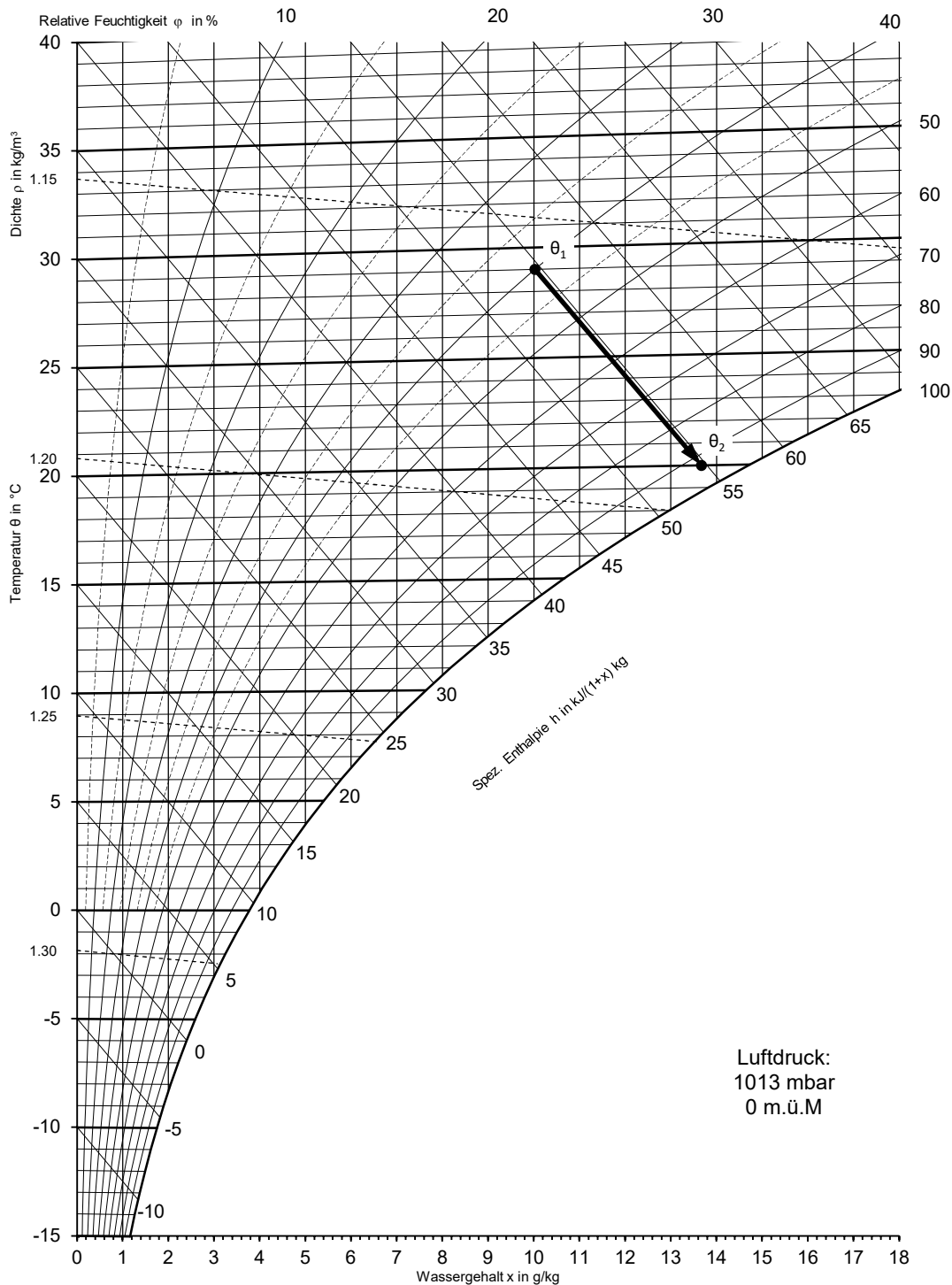


Fig. 3-7 Kühlung der Zuluft mit dem Verdunstungsprinzip

In Fig. 3-8 wird die Kühlung der Abluft mit Verdunstungskühler und die anschließende Wärmeübertragung von sensibler Wärmeenergie mit einem Plattentauscher dargestellt (siehe Schema unter 3.4). Die Wärmerückgewinnung besitzt einen maximalen thermischen Wirkungsgrad (Temperaturänderungsgrad) von $\eta_{th} = 85\%$.

In diesem Beispiel wird die Abluft von $\theta_3 = 25^\circ\text{C}$ und $\varphi_3 = 50\%$ r.F. auf $\theta_4 = 18^\circ\text{C}$ mit dem Verdunstungskühler gekühlt. Die gekühlte Abluft wird nun genutzt, um, mit Hilfe des Plattentauschers, die Außenluft von $\theta_1 = 29^\circ\text{C}$ und $\varphi_1 = 35\%$ r.F. auf die gewünschte Temperatur $\theta_2 = 20^\circ\text{C}$ zu kühlen. Gleichzeitig erwärmt sich dadurch die Abluft auf $\theta_5 = 27^\circ\text{C}$.

Für weitere Informationen zur Wärmerückgewinnung siehe 3.5 Wärmerückgewinnung (WRG).

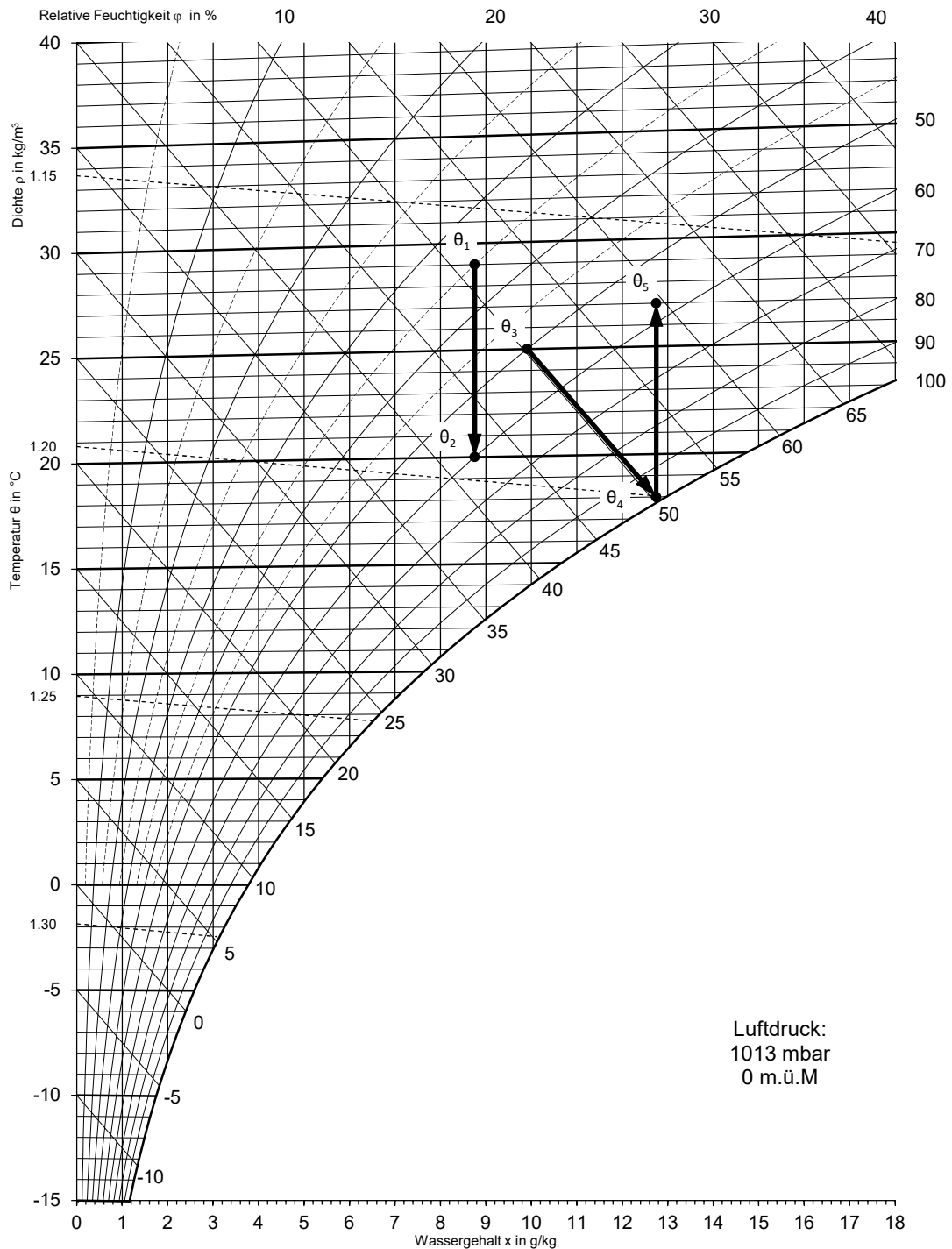


Fig. 3-8 Kühlung der Abluft mit dem Verdunstungsprinzip

3.4.3 Kühlenergie

In der Klimatechnik erfolgen Zustandsänderungen (z.B. Kühlen und Entfeuchten) meistens nicht einseitig. Daraus ergibt sich ein weiterer Parameter, welcher das Verhältnis des sensiblen Wärmeanteils (Temperaturänderung) zur totalen Änderung des Wärmeinhaltes (Temperatur und Wassergehalt) darstellt.

Dieser Parameter heißt:

Sensibler Wärmefaktor SHF (Englisch: Sensible Heat Factor)

Wird z.B. Luft mit einem Ausgangszustand von $\theta_1 = 25\text{ °C}$ und $x_1 = 9\text{ g/kg}$ auf $\theta_2 = 15\text{ °C}$ und $x_2 = 7,8\text{ g/kg}$ gekühlt und entfeuchtet, dann kann man die aufzubringende Kühlenergie in eine sensible (Kühlung von 25 °C auf 15 °C) und eine latente Kühlenergie (Entfeuchtung von 9 g/kg auf $7,8\text{ g/kg}$) aufteilen. Der sensible Wärmefaktor berechnet sich für dieses Beispiel wie folgt:

$$\text{SHF} = \frac{Q_{\text{sens}}}{Q_{\text{total}}} = \frac{\Delta h_{\text{sens}}}{\Delta h_{\text{total}}} = \frac{(48,5 - 38,5) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{(48,5 - 35,0) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,74 \quad (\Delta h_{\text{total}} = \Delta h_{\text{sens}} + \Delta h_{\text{lat}})$$

Falls das h,x-Diagramm (Fig. 3-9) eine Skala $Q_{\text{sens}} / Q_{\text{total}}$, mit einem zugehörigen Fixpunkt (z.B. bei $\theta = 21\text{ °C}$, $x = 8\text{ g/kg}$) enthält, kann der Verlauf der Zustandsänderung auch graphisch, durch Parallelverschiebung ermittelt werden ($\text{SHF} = 0,74$). Oder, wenn der SHF bekannt ist, kann die Richtung der Zustandsänderung ermittelt und durch Parallelverschiebung an jeden beliebigen Punkt des Diagramms projiziert werden.

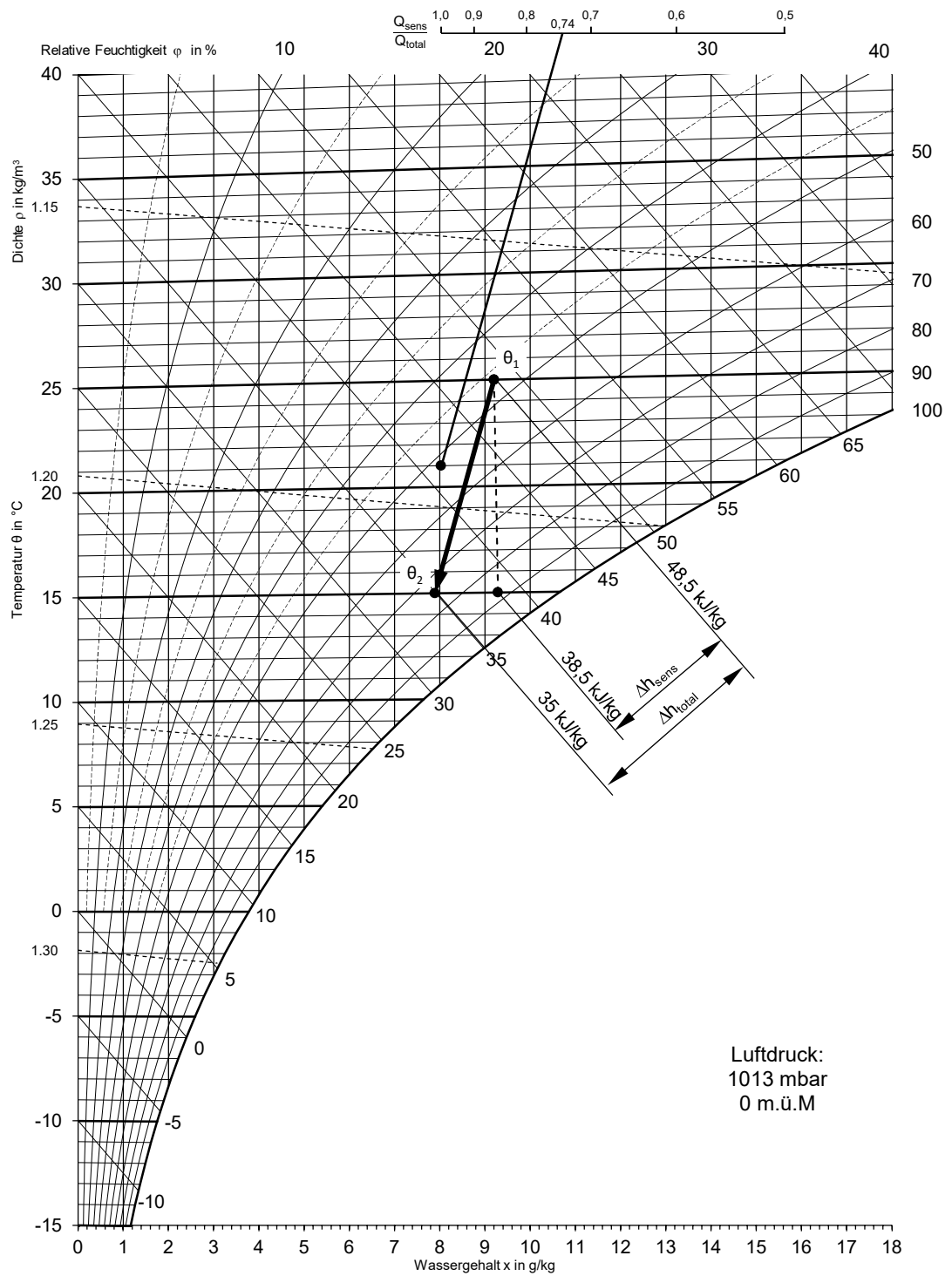


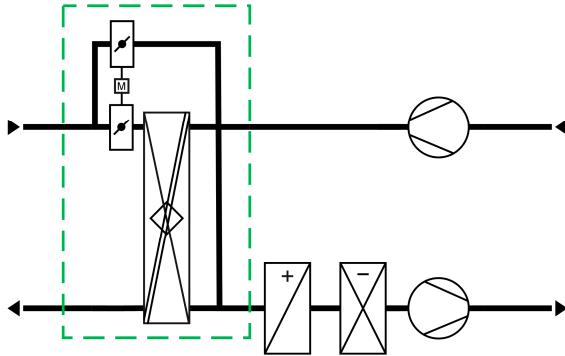
Fig. 3-9 Kühlverlauf mit Hilfe des Sensiblen Wärmefaktors SHF (Sensible Heat Factor)

3.5 Wärmerückgewinnung (WRG)

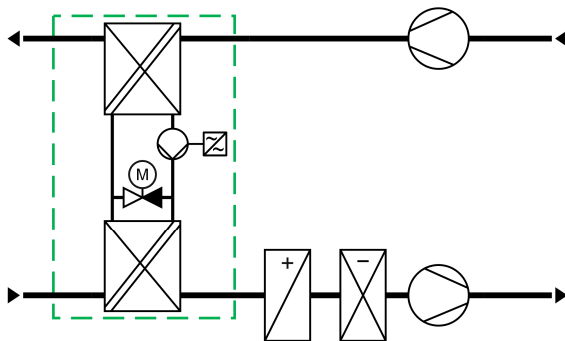
Im Winterbetrieb entzieht das Wärmerückgewinnungssystem der Abluft Wärmeenergie, bevor diese als Fortluft ins Freie entweicht. Diese Wärmeenergie wird an die aufzubereitende (kalte) Außenluft übertragen. Somit wird ein wesentlicher Teil der zur Erwärmung der Außenluft benötigten Primärenergie eingespart.

Es gibt unterschiedliche Systeme, um Wärme zurückzugewinnen. Nachfolgend die drei meistverwendeten WRG-Systeme:

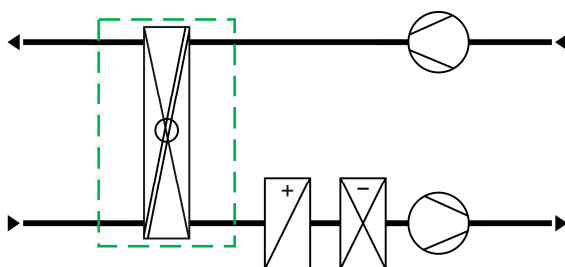
- Übertragung von sensibler Wärmeenergie mit einem Platten-Wärmetauscher



- Übertragung von sensibler Wärmeenergie mit einem Kreislaufverbund-System (KVS)



- Übertragung von sensibler oder von sensibler und latenter Wärmeenergie mit einem Rotations-Wärmetauscher



Übertragung von sensibler Wärmeenergie

Im Beispiel (Fig. 3-10) wird die Übertragung von sensibler Wärmeenergie dargestellt. Dieses Beispiel zeigt eine Wärmeübertragung mit einem Wirkungsgrad (Temperaturänderungsgrad) von $\eta_{th} = 55\%$, wobei der Massenstrom der Außenluft $\dot{q}_{mL} = 1 \text{ kg/s}$ ($= 3600 \text{ kg/h}$) Luft von $\theta_1 = +2^\circ\text{C}$ und $\phi_1 = 60\%$ r.F. auf $\theta_2 = +13^\circ\text{C}$ erwärmt wird. Gleichzeitig wird die Abluft von $\theta_3 = +22^\circ\text{C}$ und $\phi_3 = 40\%$ r.F. auf $\theta_4 = +11^\circ\text{C}$ abgekühlt. Die unten dargestellten Verhältnisse sind gegeben, falls die Anlage bei gleich großen Massenströmen auf der Außenluft- und Fortluftseite im Winterbetrieb ohne Kondensation der Abluft läuft.

Das Beispiel (Fig. 3-10) kann für den Platten-Wärmetauscher, das Kreislaufverbund-System, wie auch für den Rotations-Wärmetauscher angewendet werden, wenn sensible Wärmeenergie übertragen wird.

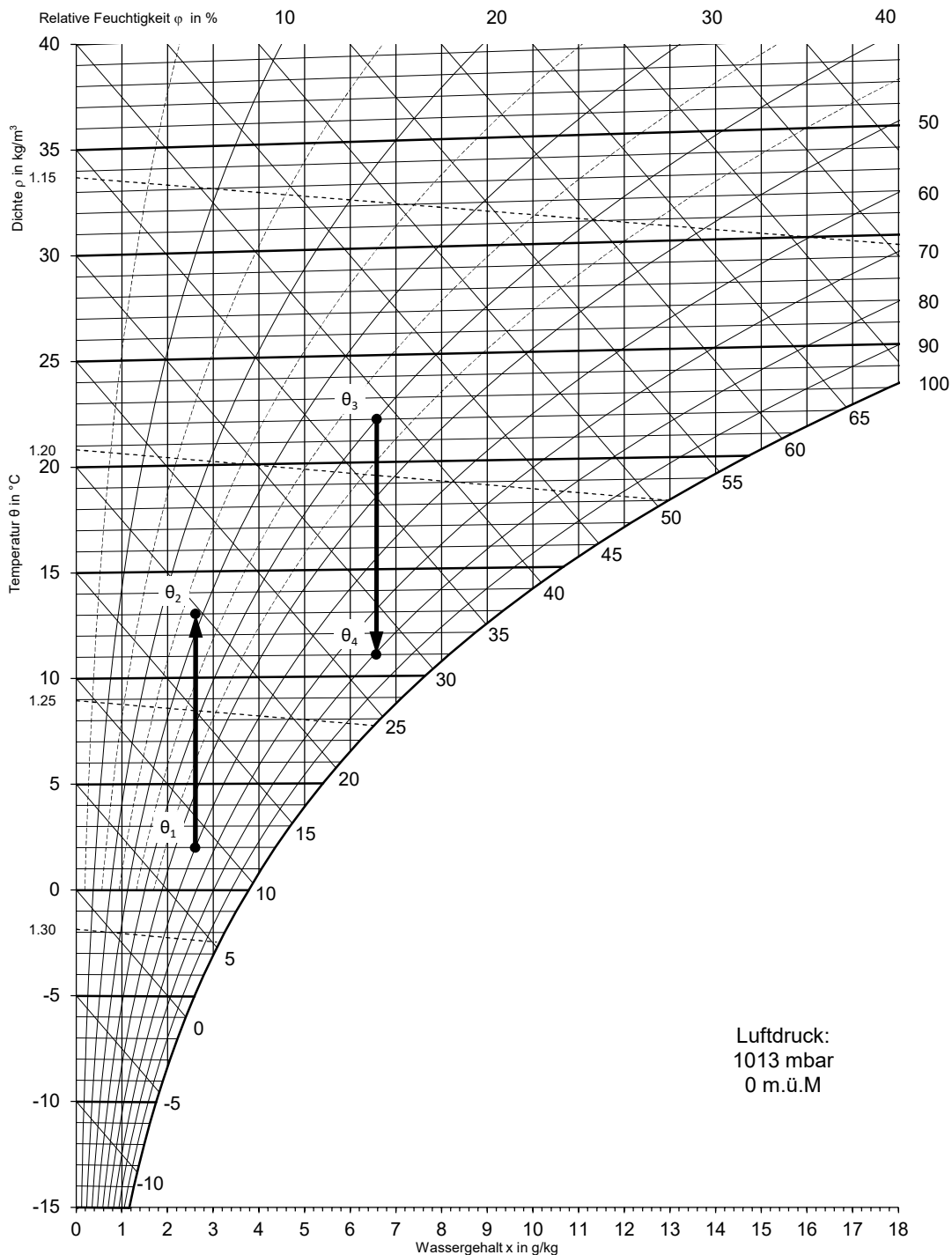


Fig. 3-10 Wärmerückgewinnung bei sensibler Wärmeenergie

Übertragung von sensibler und latenter Wärmeenergie

Falls der Rotations-Wärmetauscher sensible und auch latente Wärme (Feuchte) überträgt, kann das Beispiel (Fig. 3-11) verwendet werden. In diesem Beispiel wird die Übertragung von sensibler und latenter Wärmeenergie dargestellt. Die Wärmeübertragung in diesem Beispiel hat einen thermischen Wirkungsgrad von $\eta_{th} = 75 \%$ und einen Feuchtwirkungsgrad von $\eta_f = 70 \%$. Es zeigt eine Wärmeübertragung, wobei der Massenstrom der Außenluft $\dot{q}_{mL} = 1 \text{ kg/s}$ ($= 3600 \text{ kg/h}$) Luft von $\theta_1 = +2^\circ\text{C}$, $\phi_1 = 60 \%$ r.F. und $x_1 = 2,6 \text{ g/kg}$ auf $\theta_2 = +17^\circ\text{C}$, $\phi_2 = 59,2 \%$ r.F. und $x_2 = 7,1 \text{ g/kg}$ erwärmt wird. Gleichzeitig wird die Abluft von $\theta_3 = +22^\circ\text{C}$, $\phi_3 = 55 \%$ r.F. und $x_3 = 9,0 \text{ g/kg}$ auf $\theta_4 = +7^\circ\text{C}$, $\phi_4 = 73,4 \%$ r.F. und $x_4 = 4,5 \text{ g/kg}$ abgekühlt und entfeuchtet. Die bei diesem Abkühlungsprozess ausgeschiedene Wassermenge pro kg Luft beträgt $4,5 \text{ g/kg}$. Die unten dargestellten Verhältnisse sind gegeben, falls die Anlage bei gleich großen Massenströmen auf der Außenluft - und Fortluftseite im Winterbetrieb läuft.

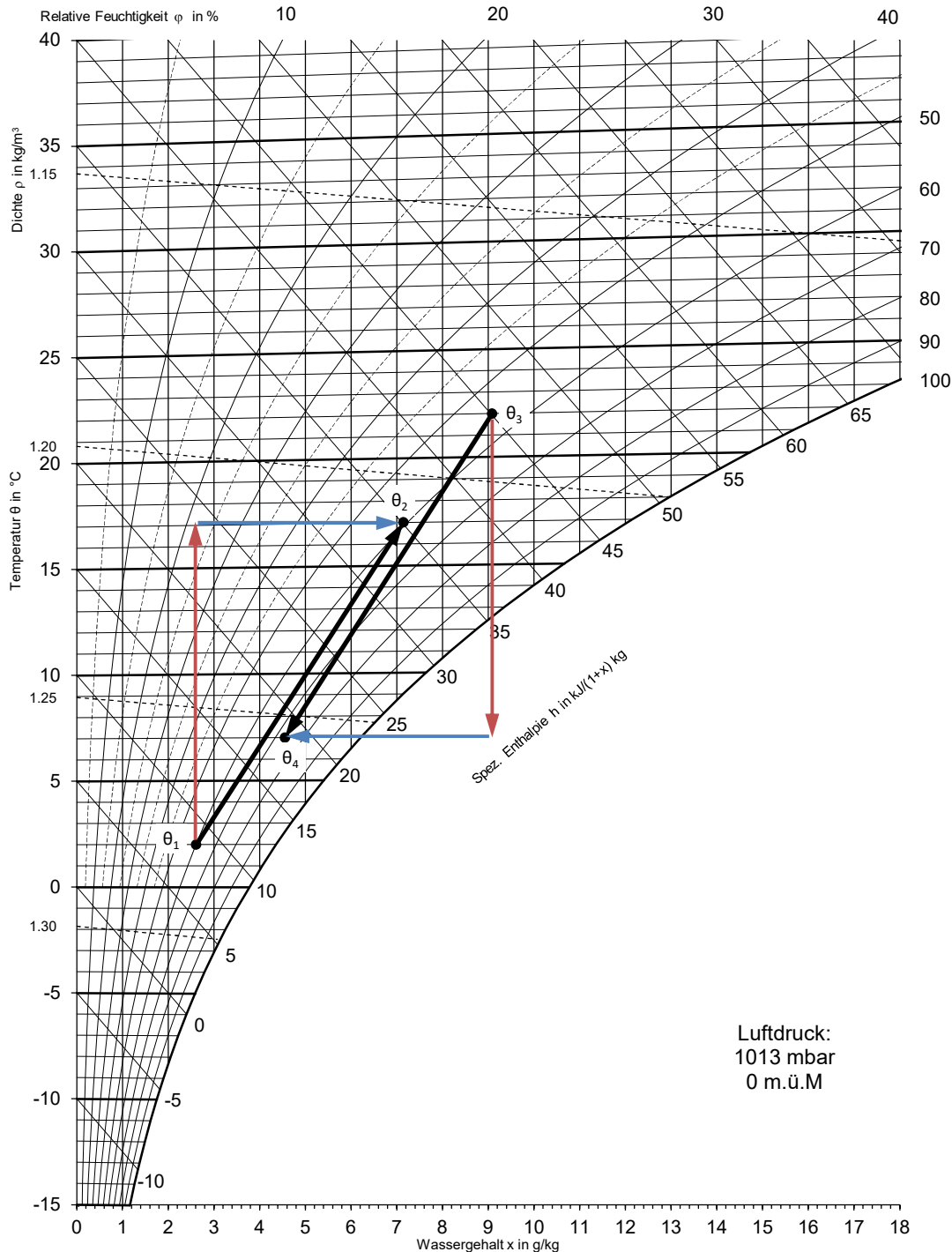


Fig. 3-11 Wärmerückgewinnung sensibler und latenter Wärmeenergie

Vereisungsgefahr bei Wärmerückgewinnungs-Systemen

Das Beispiel (Fig. 3-12) zeigt eine Plattentaucher-WRG mit den Rückwärmzahlen (trocken, feucht) von ca. 82 % / 85 %. Dabei wird der Massenstrom der Abluft $q_{mL} = 1 \text{ kg/s}$ ($= 3600 \text{ kg/h}$) Luft von $\theta_3 = 22^\circ\text{C}$ und $\varphi_3 = 40 \%$ r.F. auf $\theta_4 = 4,8^\circ\text{C}$ abgekühlt und es fällt auch Kondensat Δx an. Die Wärme, welche in den Außenluftstrom übertragen wird, beinhaltet auch die freigesetzte Kondensationswärme und ist $\Delta h = (38,8 - 18,4) \text{ kJ/kg} = 20,4 \text{ kJ/kg}$. Dadurch wird die Außenluft von $\theta_1 = -2^\circ\text{C}$ und $\varphi_1 = 70 \%$ r.F. auf $\theta_2 = 18,4^\circ\text{C}$ erwärmt ($\Delta h = 20,4 \text{ kJ/kg}$).

Dieses anfallende Kondensat Δx kann bei noch tieferen Außentemperaturen als hier gezeigt zu Vereisung des Plattentauchers führen. Dies gilt auch für KVS-WRG-Systeme. Bei Rotations-Wärmetauschern entsteht diese Vereisung erst bei sehr tiefen Außentemperaturen.

Weitere Informationen zur regeltechnischen Verhinderung dieser möglichen Vereisung siehe „Regeln und Steuern von Lüftungs- und Klimaanlage“.

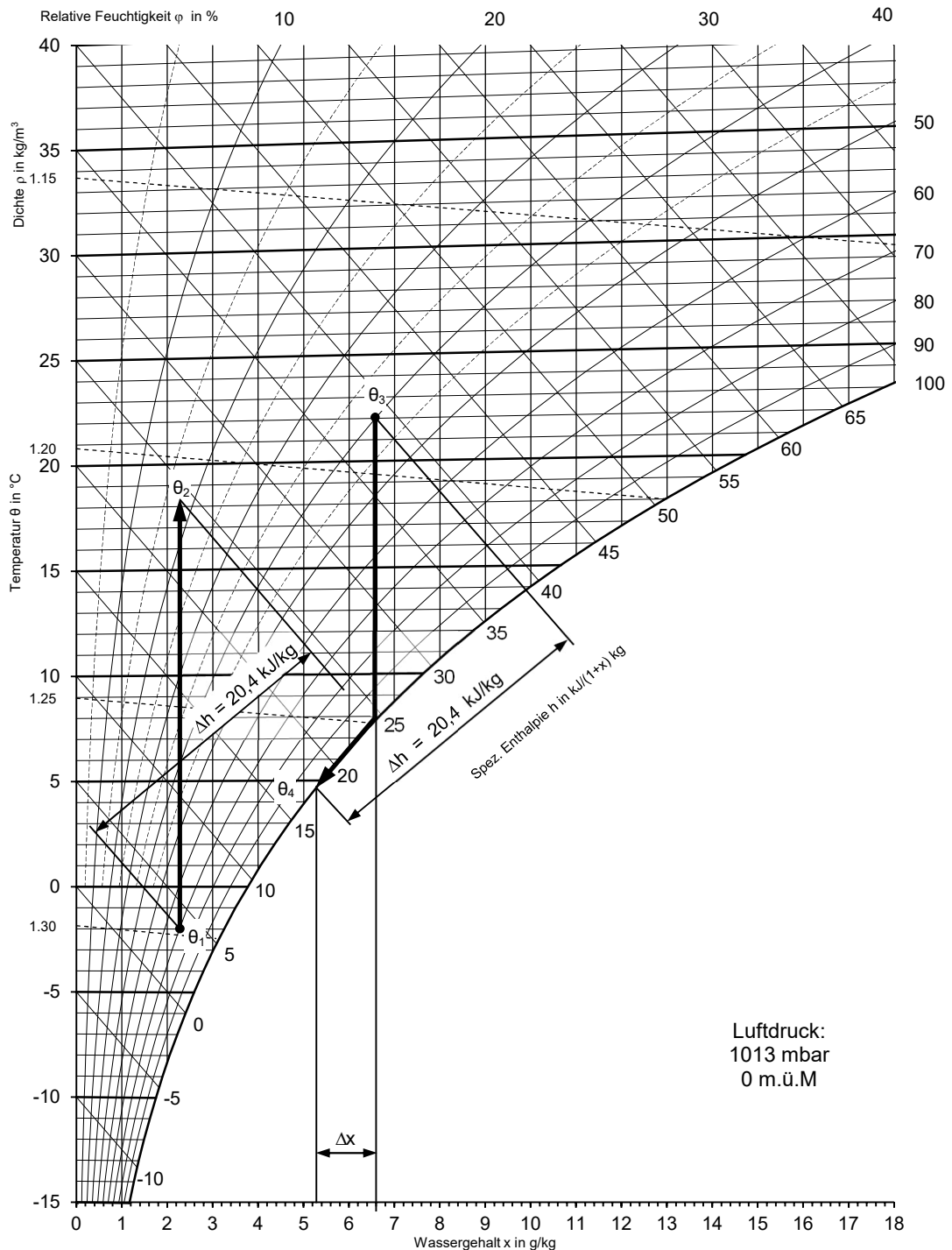


Fig. 3-12 Kondensatanfall Δx bei sensibler Wärmerückgewinnung (mögliche Vereisungsgefahr)

3.6 Luftbefeuchtung

Zu trockene Luft kann mit Wasser oder Dampf befeuchtet werden. Wird der Luft mit dem Zustand x_1 und h_1 Wasser oder Dampf zugegeben, so verändert sich nicht nur deren absolute Feuchtigkeit x , sondern auch der Wärmeinhalt h nimmt um den Wärmeinhalt des zugeführten Wassers oder Dampfes zu.

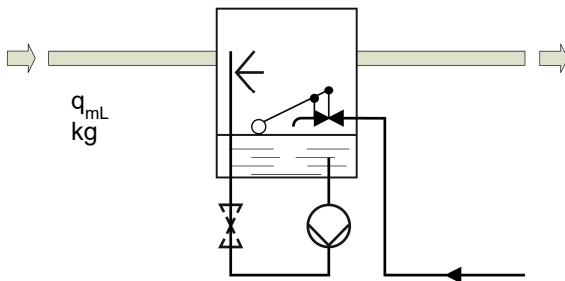
Δx ist das Gewicht und Δh der Wärmeinhalt des zugeführten Wassers oder Dampfes.

Der Zustand der befeuchteten Luft x_2 , h_2 ist dann:

$$x_2 = x_1 + \Delta x \text{ und } h_2 = h_1 + \Delta h$$

3.6.1 Befeuchtung mit Wasser (Wasser im Überschuss)

In der Düsenkammer der Klimazentrale wird Wasser versprüht. Ein Teil dieses Wassers verdunstet und kann so von der durchströmenden Luft aufgenommen werden. Der größte Teil davon fällt jedoch wieder in die Auffangwanne zurück. Dieses Wasser kann aus der Auffangwanne laufend wieder abgesaugt und zu den Düsen gepumpt werden. Die Anlage arbeitet also größtenteils mit Umlaufwasser. Mit Hilfe einer Schwimmer-Regelung wird die geringe Wassermenge ersetzt, die verdunstet und vom Luftstrom aufgenommen wird (Fig. 3-13).



Befeuchtung mit umlaufender Wassermenge

Für die Betrachtung dieses Befeuchtungsvorganges sei der Ausgangszustand P der Luft $\theta_L = 23^\circ\text{C}$, $\phi = 25\%$ r.F. und die Temperatur des Wassers in der Auffangwanne $\theta_W = 17^\circ\text{C}$.

Der Luftstrom, in den das Wasser versprüht wird, nimmt Wasserdampf auf bis zur Sättigung. Für das Verdunsten des Wassers wird von außen keine Wärme zugeführt. Die Verdampfungswärme wird teilweise dem Wasser selbst entnommen; gleichzeitig wird aber auch von der Luft fühlbare Wärme an das Wasser abgegeben. Die Abkühlung des Wassers geht aber nur so weit, bis gerade so viel fühlbare Wärme von der Luft zum Wasser wandert, wie dieses als Verdunstungswärme umsetzen kann.

Es stellt sich also ein Gleichgewichtszustand ein, wobei die gesättigte Luft und das umlaufende Wasser die gleiche Temperatur annehmen.

Diese Gleichgewichtstemperatur ändert sich auf einer Linie mit konstanter Enthalpie, bis die Luft den Sättigungszustand erreicht hat. Diese Temperatur wird Kühlgrenze genannt, weil sich das Wasser nur bis zu dieser Grenztemperatur abkühlen kann. Die Kühlgrenze ist der Schnittpunkt der Isenthalpen (Adiabaten) mit der Sättigungslinie und wird vom Ausgangszustand der Luft, d.h. von ihrer Temperatur und ihrer relativen Feuchte bestimmt. Die sich an der Kühlgrenze einstellende Luft- und Wassertemperatur nennt man auch Feuchtkugeltemperatur θ_F (siehe 2.2.8)

Liegt die Wassertemperatur anfänglich unter der Feuchtkugeltemperatur der Luft, so wandert mehr fühlbare Wärme von der Luft zum Wasser, als dieses latente Wärme zur Verdunstung abgeben muss. Dadurch erwärmt sich das Wasser allmählich, bis es die Feuchtkugeltemperatur erreicht.

Das umlaufende Wasser nimmt also bei dieser Befeuchtungsart nach einiger Zeit die Feuchtkugeltemperatur an, auch wenn es am Anfang eine höhere oder tiefere Temperatur hatte.

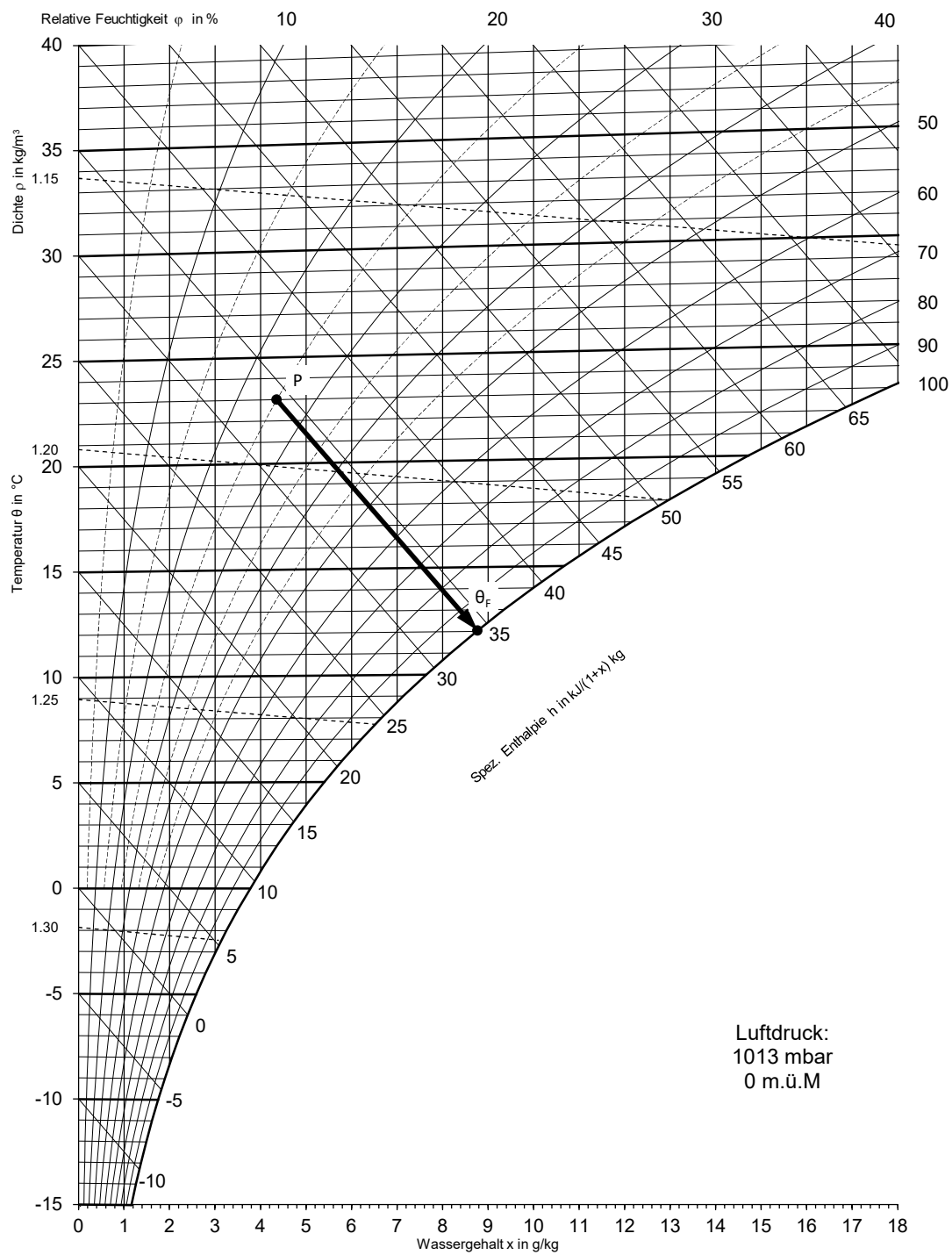


Fig. 3-13 Befeuchten mit Umlaufwasser

Die Zustandsänderung im h,x-Diagramm:

Die Zustandsänderung im h,x-Diagramm verläuft vom Ausgangszustand P der Luft auf einer h-Linie (mit konstanter Enthalpie) und strebt der Feuchtkugeltemperatur θ_F zu, die auf dem Schnittpunkt der h-Linie mit der Sättigungslinie liegt. Die Sättigungslinie wird allerdings nicht ganz erreicht, da der Wirkungsgrad üblicher Befeuchter im besten Falle etwa 95 % beträgt.

Die beschriebene Zustandsänderung stimmt mit der Wirklichkeit nicht ganz überein, da der Wärmeinhalt der befeuchteten Luft, um die Flüssigkeitswärme des aufgenommenen Wassers, ab- oder zunimmt (abhängig von Temperatur und Menge der Wassernachspeisung). In dem für Klimaanlage wichtigen Bereich ist dieser Fehler aber vernachlässigbar klein.

Soll ein Luftzustand P_1 , mit $\theta_1 = 27^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 30\%$ r.F. adiabatisch auf den Zustand P_2 mit $\varphi_2 = 80\%$ r.F. befeuchtet werden, dann muss zuerst der Befeuchtungs-Wirkungsgrad berechnet werden (Fig. 3-14). Je nach Wirkungsgrad muss dafür ein entsprechender Befeuchter, mit einer bestimmten Anzahl Zerstäuberdüsen, eingesetzt werden. Für die genannte Zustandsänderung ergeben sich aus dem h,x-Diagramm folgende Werte für den Wasserdampfgehalt der Luft:

- am Befeuchter-Eintritt: $x_1 = 6,6 \text{ g/kg}$
- am Befeuchter-Austritt: $x_2 = 10,3 \text{ g/kg}$
- im Sättigungszustand: $x_3 = 11,2 \text{ g/kg}$

Der erforderliche Befeuchtungs-Wirkungsgrad η_B lässt sich daraus wie folgt berechnen:

$$\eta_B = \frac{x_2 - x_1}{x_3 - x_1} \cdot 100\% = \frac{(10,3 - 6,6) \frac{\text{g}}{\text{kg}}}{(11,2 - 6,6) \frac{\text{g}}{\text{kg}}} \cdot 100\% = \frac{3,7}{4,6} \cdot 100\% = 80,4\%$$

Aus den Datenblättern eines Befeuchter-Lieferanten kann nun entnommen werden, dass z.B. ein Befeuchter mit 2 Düsenstöcken, bei einer Wasser-/Luftzahl von 0,7 den geforderten Befeuchtungswirkungsgrad von ca. 80 % ergibt. Der Befeuchtungs-Wirkungsgrad ist unter anderem von der Art und Anzahl der Zerstäuberdüsen, der Länge der Befeuchtungsstrecke, dem Wasserdruck und der Luftgeschwindigkeit abhängig. Um den geforderten Befeuchtungs-Wirkungsgrad zu erreichen, muss die Pumpe also 0,7-mal so viel kg Wasser versprühen, wie Luft in kg durch den Befeuchter strömt. Pro kg Luft werden also ca. 700 g Wasser versprüht, wovon 3,5 g ($x_2 - x_1$) verdampft werden.

Diese Überlegungen können auch für andere Bauformen von Verdunstungsbefeuchtern wie Kontaktbefeuchter, Kaltdampfgeneratoren, usw. verwendet werden.

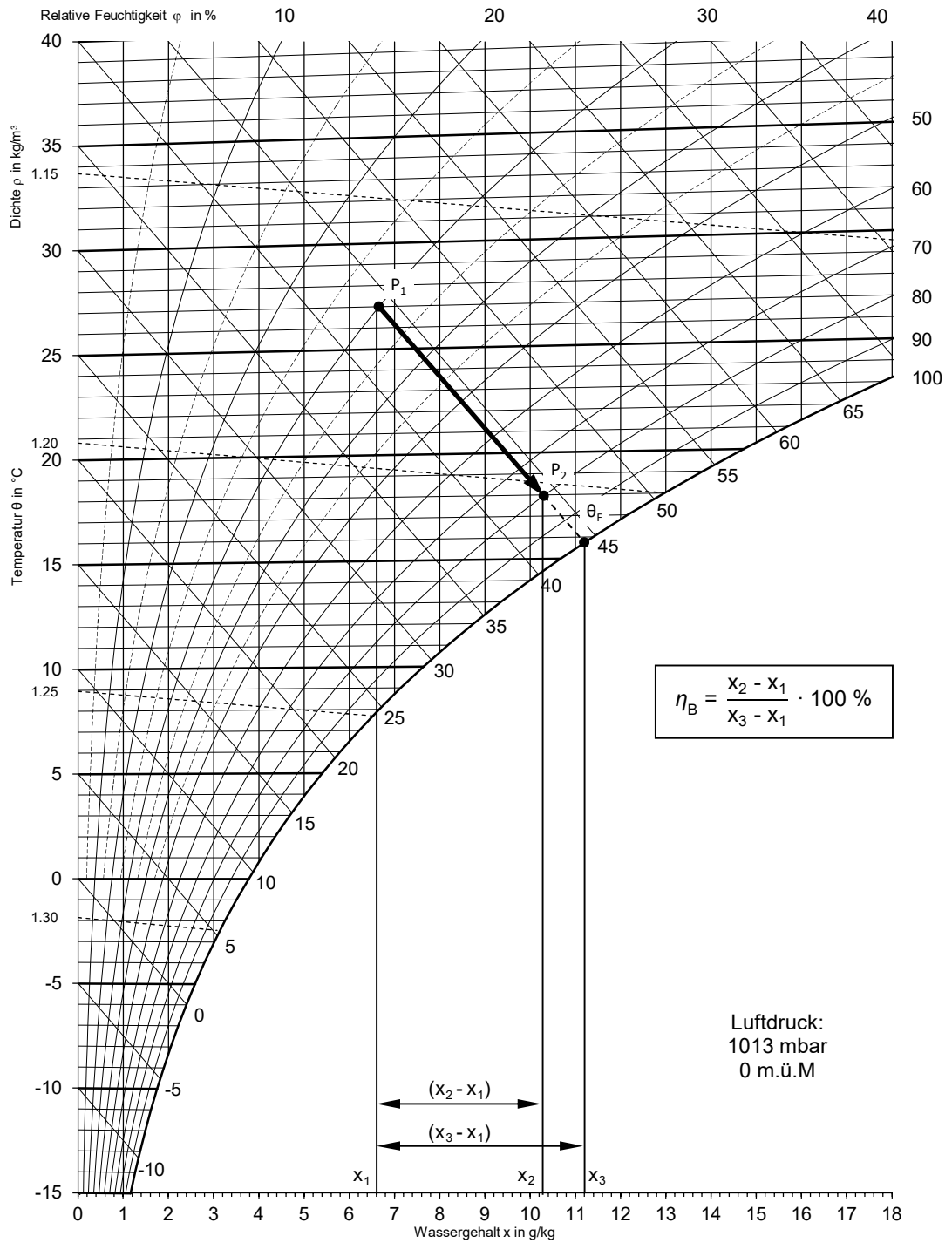


Fig. 3-14 Bestimmung des Befeuchtungs-Wirkungsgrades

3.6.2 Befeuchtung mit Wasserdampf

Bei diesem Verfahren wird Wasserdampf (Sattdampf) in den Luftstrom eingeblasen.

Der Dampf wird aus einem örtlichen Dampf-Luftbefeuchter oder aus einer zentralen Dampferzeugungs-Anlage (Fremddampf) bezogen. Die Zugabe des Dampfes bewirkt, dass der Wasserdampfgehalt und der Wärmeinhalt der Luft ansteigen. Δx ist das Gewicht und Δh der Wärmeinhalt des zugeführten Dampfes.

Der Wärmeinhalt h_D von Sattdampf ist infolge der in ihm enthaltenen Verdampfungswärme sehr hoch, nämlich 2676 kJ/kg für Dampf von 100 °C (siehe Tabellen am Ende dieses Abschnittes).

Die Zunahme des Wärmeinhaltes bei Dampfbefeuchtung beträgt:

$$\Delta h = h_D \cdot \Delta x$$

Wird nun 1 kg Luft von z.B. $\theta_1 = 20$ °C, $x_1 = 5$ g/kg und $h_1 = 32,5$ kJ/kg mit 6 g Dampf von 100 °C befeuchtet (Fig. 3-15), so ist die zugeführte Wärmemenge:

$$\Delta h = \Delta x \cdot h_D = 0,006 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \cdot 2676 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \approx 16,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Der Zustand der befeuchteten Luft ergibt sich aus:

$$h_2 = h_1 + \Delta h = (32,5 + 16,1) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 48,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$x_2 = x_1 + \Delta x = (5 + 6) \frac{\text{g}}{\text{kg}} = 11 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

Die Richtung der Zustandsänderung im h,x -Diagramm ergibt sich nun, wenn der Punkt h_1, x_1 mit dem neuen Punkt h_2, x_2 verbunden wird.

Wie das Berechnungsbeispiel zeigt, wird bei der Dampfbefeuchtung die Richtung der Zustandsänderung im h,x -Diagramm allein vom Wärmeinhalt h_D des zugeführten Dampfes bestimmt. Daher enthalten einige h,x -Diagramme eine Richtungsskala " $\Delta h/\Delta x$ ", an welcher die Richtung der Zustandsänderung direkt abgegriffen und parallel verschoben werden kann (Fig. 3-16). Da $\Delta h = h_D \cdot \Delta x$ und folglich $\Delta h/\Delta x = h_D$, kann auf der Richtungsskala direkt der Wärmeinhalt h_D des zugeführten Dampfes (siehe Tabelle am Ende dieses Abschnitts) angegeben werden.

Die Richtung der Zustandsänderung wird damit wie folgt ermittelt:

1. Von der Skala "Wasserdampfgehalt" von x_1 und $x_2 = x_1 + \Delta x$ senkrechte Linien nach unten ziehen.
2. Vom Drehpunkt der Richtungsskala, zum entsprechenden Wärmeinhalt h_D (z.B. 2676 kJ/kg) auf der Richtungsskala, eine Gerade ziehen.
3. Parallelverschiebung dieser Geraden bis zum Anfangszustand θ_1 und ev. verlängern bis zur Senkrechten x_2 . Der Schnittpunkt mit dieser Senkrechten ergibt den neuen Luftzustand bei θ_2 .

Wird zur Luftbefeuchtung Niederdruck-Sattdampf verwendet, so folgt die Zustandsänderung praktisch der Isothermen der befeuchteten Luft, d.h. es erfolgt praktisch keine Temperatur-Änderung, sondern nur eine latente Erhöhung des Wärmeinhaltes und des Wasserdampfgehaltes der Luft.

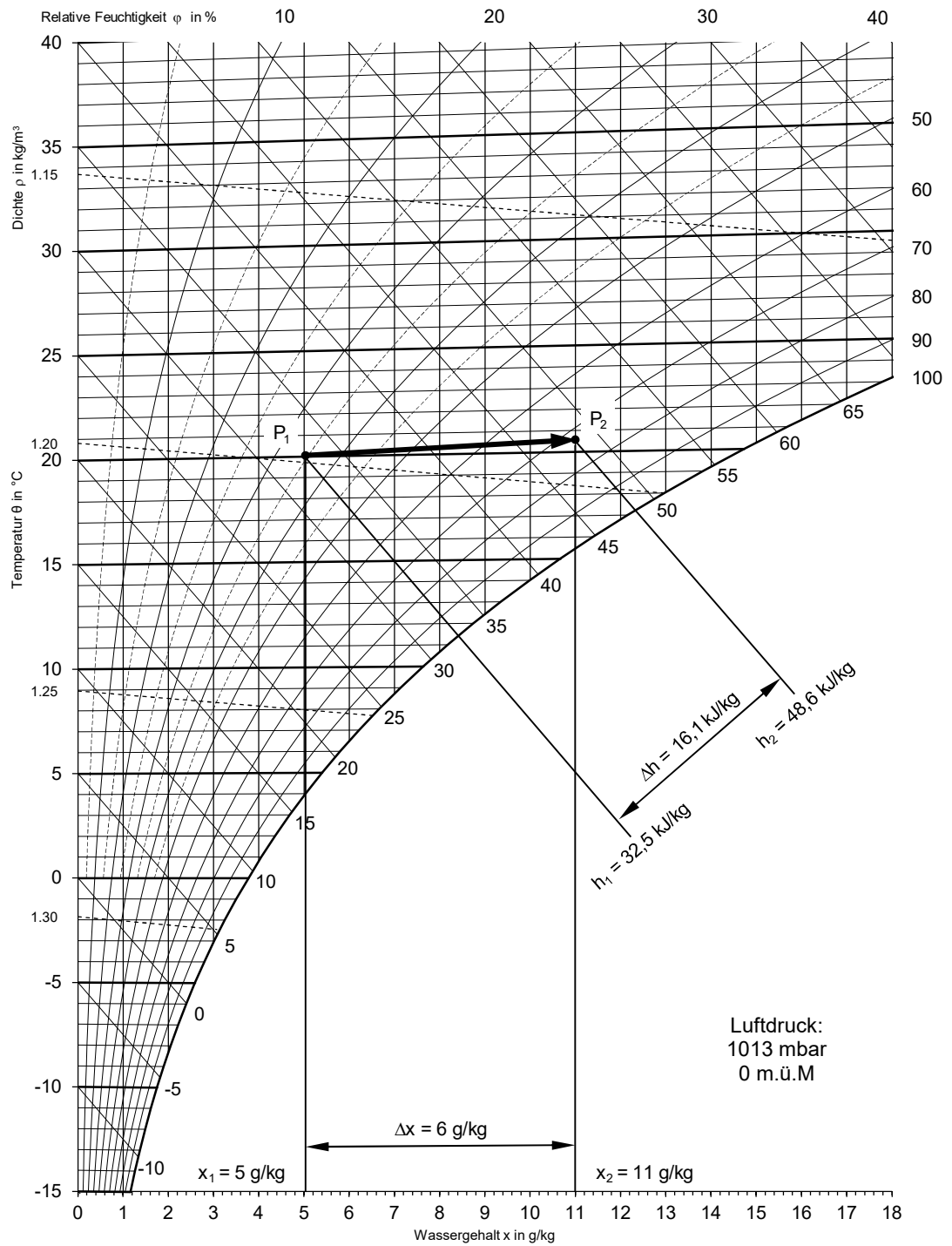


Fig. 3-15 Dampfbefeuchtung mit Sattdampf (Berechnungsmethode)

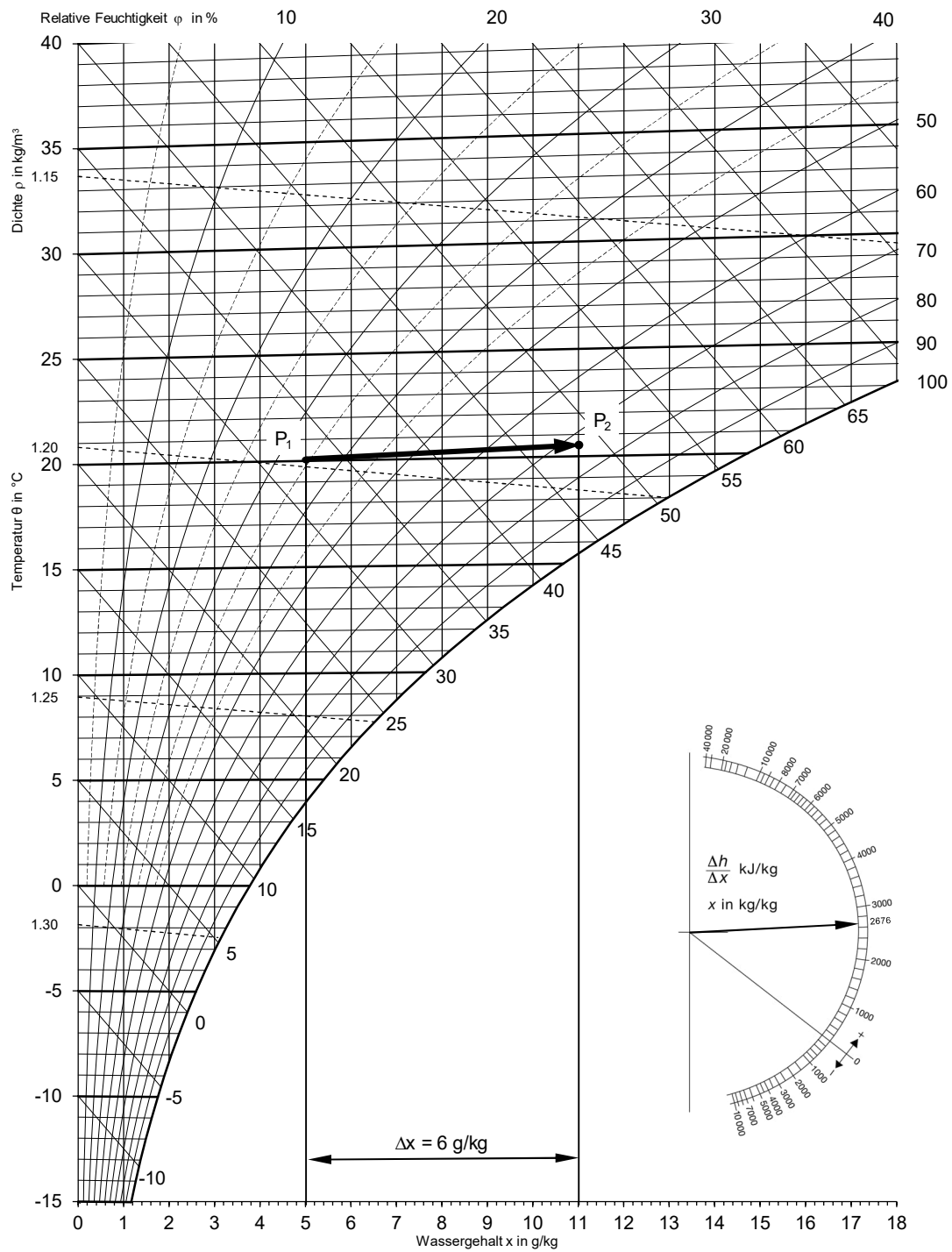


Fig. 3-16 Dampfbefeuchtung (Zustandsänderung mit Hilfe der Richtungsskala)

**Zustandsgrößen von Wasser und Dampf bei Sättigung
in Abhängigkeit von der Temperatur**

Temperatur [°C]	Druck absolut [bar]	Wärmeinhalt [kJ/kg]		Verdampfungs- wärme [kJ/kg]
θ	p	h _{Wasser}	h _{Dampf}	r
100	1,013	419,1	2676	2257
105	1,208	440,2	2684	2244
110	1,433	461,3	2691	2230
115	1,691	482,5	2699	2216
120	1,985	503,7	2706	2202
125	2,321	525,0	2713	2188
130	2,701	546,3	2720	2174
135	3,131	567,7	2727	2159
140	3,614	589,1	2733	2144

Tabelle 3-1 Zustandsgrößen in Abhängigkeit von der Temperatur

**Zustandsgrößen von Wasser und Dampf bei Sättigung
in Abhängigkeit vom Druck**

Druck absolut [bar]	Temperatur [°C]	Wärmeinhalt [kJ/kg]		Verdampfungs- wärme [kJ/kg]
p	θ	h _{Wasser}	h _{Dampf}	r
1,0	99,6	417,5	2675	2258
1,5	111,4	467,1	2693	2226
2,0	120,2	504,7	2706	2202
2,5	127,4	535,3	2716	2181
3,0	133,5	561,4	2725	2163
3,5	138,9	584,3	2732	2147
4,0	143,6	604,7	2738	2133
4,5	147,9	623,2	2743	2120
5,0	151,8	640,1	2748	2107

Tabelle 3-2 Zustandsgrößen in Abhängigkeit vom Druck

3.7 Luft-Trocknung

Bei der Lufttrocknung wird der Wassergehalt der Luft (absolute Feuchte) verringert. Dies ist auf verschiedene Arten möglich:

- Kühlung der Luft mit Wasserausscheidung (Unterkühlungsmethode)
- Absorption des Wassers durch Absorptionsstoffe (Absorptionsmethode)
- Beimischen von trockenerer Luft.

3.7.1 Unterkühlungsmethode

Die zu feuchte Luft wird mit Kühlflächen in Berührung gebracht, deren Temperatur unterhalb des Taupunktes dieser Luft liegt. Dadurch kondensiert ein Teil des Wasserdampfes auf den Kühlflächen, wodurch der Wasserdampfgehalt der Luft entsprechend reduziert wird. Die Zustandsänderung im h,x -Diagramm (Fig. 3-17) wird durch die Gerade dargestellt, die vom Anfangszustand P der Luft zum Schnittpunkt der mittleren Kühlflächentemperatur θ_{KU} mit der Sättigungslinie verläuft.

Je nach Kühlleistung wird mehr oder weniger Wasser ausgeschieden. Der Wasserdampfgehalt sinkt um Δx ($P_1 - P_2$), während die relative Feuchtigkeit der Luft ansteigt. Mit dieser Entfeuchtungsart ist immer auch eine Abkühlung der Luft verbunden, weshalb diese in den meisten Fällen wieder nachgewärmt werden muss ($P_2 - P_3$). Dadurch verringert sich dann auch die relative Luftfeuchtigkeit.

3.7.2 Absorptionsmethode

Bei dieser Methode wird die Luft mit hygroskopischen Stoffen in Berührung gebracht, die Wasserdampf aus der Luft absorbieren können. Der am meisten verwendete feste hygroskopische Stoff ist Kieselgel (Produktname "Silicagel"). Der Wasserdampf haftet durch Absorption an der außerordentlich großen Oberfläche (1 Gramm Kieselgel ergibt 300 bis 500 m^2 !) und kondensiert dabei. Durch die frei werdende Verdampfungswärme wird die Lufttemperatur erhöht, während die absolute und die relative Feuchte reduziert werden. Ist das Kieselgel gesättigt, so kann es durch Erhitzen auf etwa 150...200 °C, z.B. mittels heißer Luft, wieder regeneriert werden.

Da für diesen Absorptionsprozess Wärme weder von außen zu- noch nach außen abgeführt wird, bleibt der Wärmeinhalt der Luft dabei konstant. Fig. 3-18 zeigt diese (isenthalpe) Zustandsänderung im h,x -Diagramm.

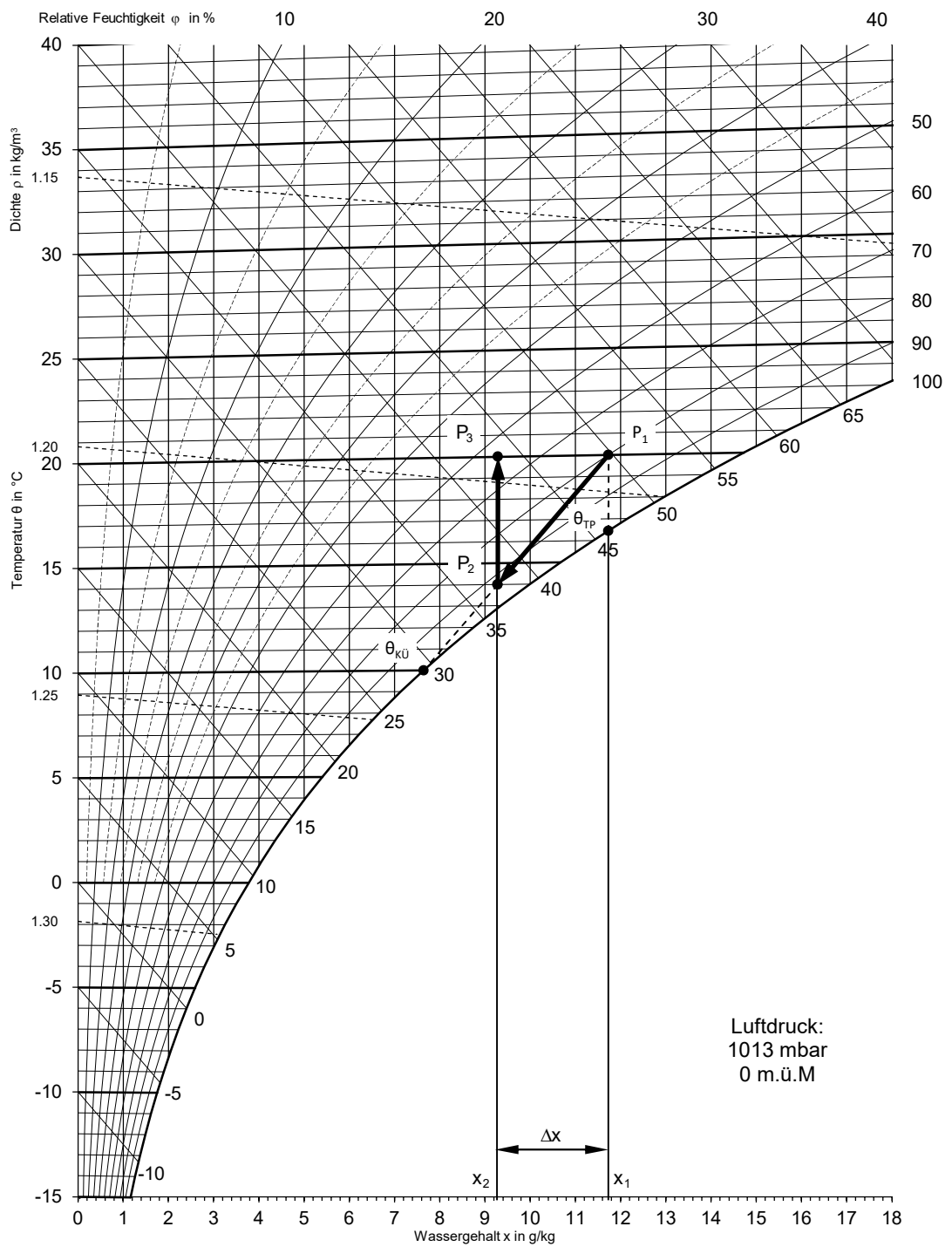


Fig. 3-17 Lufttrocknung um Δx nach der Unterkühlungsmethode (mit Nacherwärmung)

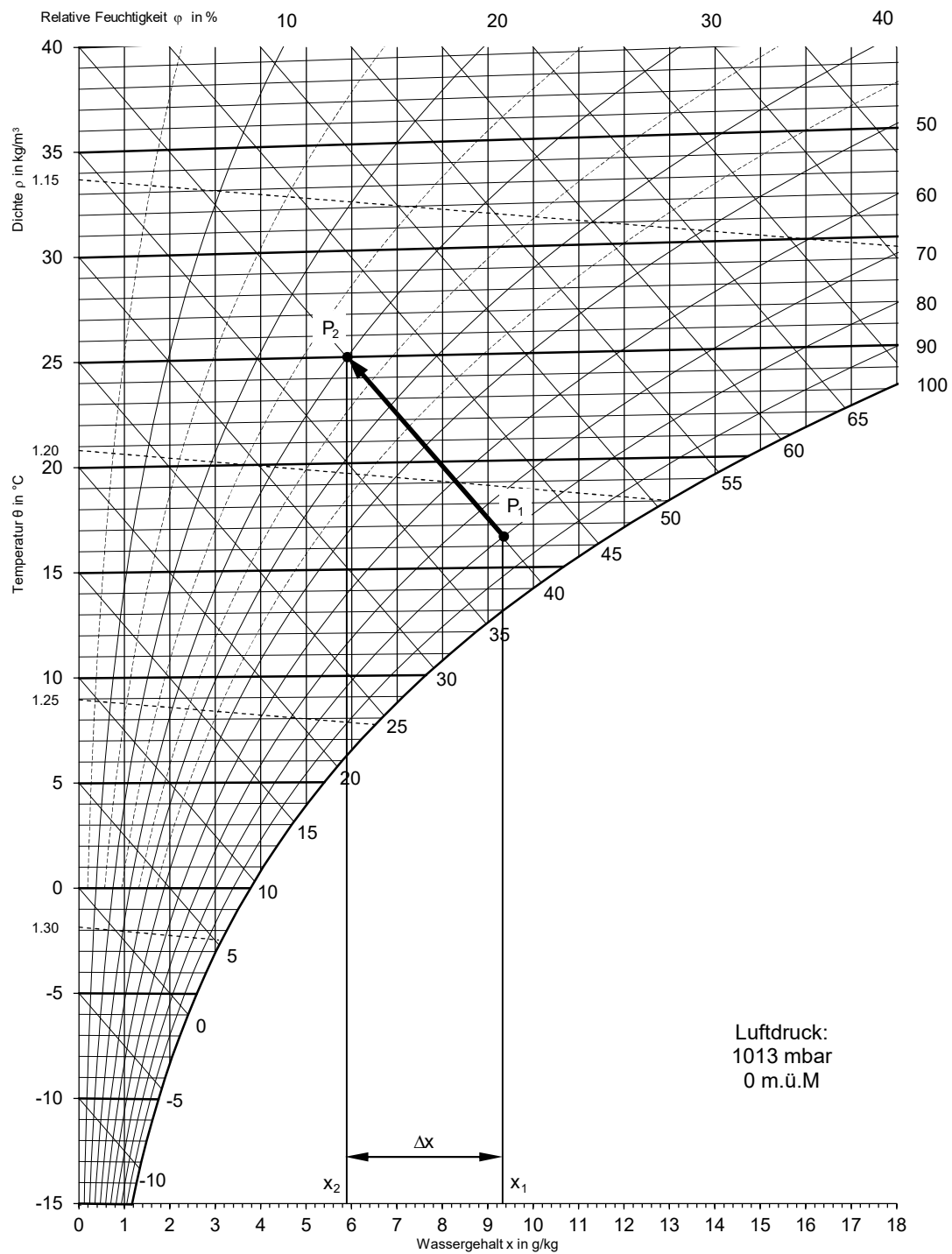


Fig. 3-18 Lufttrocknung um Δx nach der Absorptionsmethode

3.7.3 Lufttrocknung durch Beimischung trockenerer Luft

Bei dieser Methode (Fig. 3-19) wird die zu feuchte Luft L_1 ($\varphi_1 = 70 \%$, $x_1 = 14 \text{ g/kg}$) mit einer (meist kälteren) Luft L_2 gemischt, deren Wasserdampfgehalt wesentlich geringer ist als derjenige von L_1 . Der Zustand der Mischluft M_1 wird vom Mischungsverhältnis bestimmt (siehe Abs. 3.2 „Mischen zweier Luftmengen“).

Ist die Temperatur der Mischluft M_1 tiefer als diejenige von L_1 , muss sie anschließend auf den ursprünglichen Temperaturwert nachgewärmt werden. Nach diesem Prozess ergibt sich ein Luftzustand M_2 mit gleicher Temperatur wie L_1 , jedoch mit reduziertem Wasserdampfgehalt $x_2 = 10 \text{ g/kg}$ und dadurch auch mit einer tieferen relativen Feuchtigkeit $\phi_2 = 50 \%$ (Anwendung z.B. in Schwimmbadanlagen).

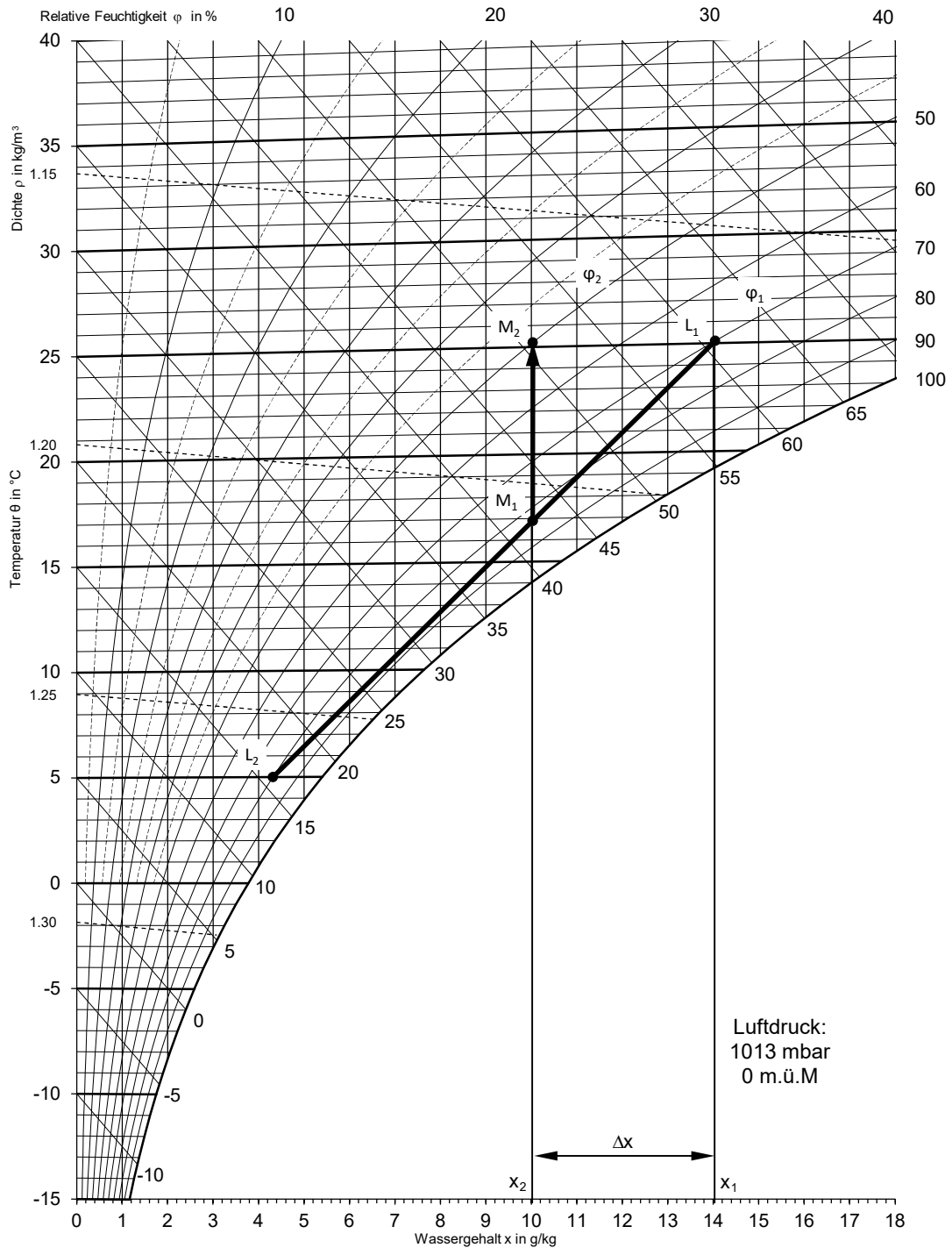


Fig. 3-19 Lufttrocknung durch Beimischung und Nachwärmen

3.8 Umrechnung Luftvolumen in Luftmasse

Aus Kapitel 1 „Thermodynamische Grundlagen“ ist bekannt, dass die Luftdichte ρ von den anderen Zustandsgrößen Druck, Temperatur und Wasserdampfgehalt abhängig ist.

Ein vorliegendes h,x-Diagramm ist immer nur für einen bestimmten Luftdruck gültig. (Die Umrechnung auf andere Luftdruckwerte wird in Kapitel 4 „Berechnungsgrundlagen zur Korrektur der Höhenlage“ erklärt). Deshalb kann man sich bei der Bestimmung der Dichte mit Hilfe des h,x-Diagrammes auf die beiden variablen Größen Temperatur und Wasserdampfgehalt beschränken.

Im Beispiel (Fig. 3-20) ist für den Luftzustand P_1 , mit der Temperatur $\theta_1 = 15^\circ\text{C}$ und der relativen Feuchte $\varphi_1 = 65\%$, die Luftdichte $\rho_1 = 1,22\text{ kg/m}^3$. Bei einem Luftvolumenstrom $q_{v1} = 1000\text{ m}^3/\text{h}$ wird der Luftmassenstrom:

$$q_m = \rho_1 \cdot q_{v1} = 1,22 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 1220 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Erwärmt man die Luftmenge (ohne die absolute Feuchte x zu verändern), so bleibt die Luftmasse m konstant. Im Beispiel wird die Luft bei konstantem x auf den Zustand P_2 mit der Temperatur $\theta_2 = 25^\circ\text{C}$, der relativen Feuchte $\varphi_2 = 35\%$ und der Luftdichte $\rho_2 = 1,18\text{ kg/m}^3$ erwärmt. Der Luftvolumenstrom $q_{v1} = 1000\text{ m}^3/\text{h}$ ändert sich dabei auf

$$q_{v2} = \frac{q_m}{\rho_2} = \frac{1220 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1034 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Der Luftvolumenstrom q_v ändert sich also durch die Temperatur-Erhöhung von 1000 auf 1034 m^3/h , während der Luftmassenstrom q_m (bei $x = \text{konstant}$) nicht beeinflusst wird.

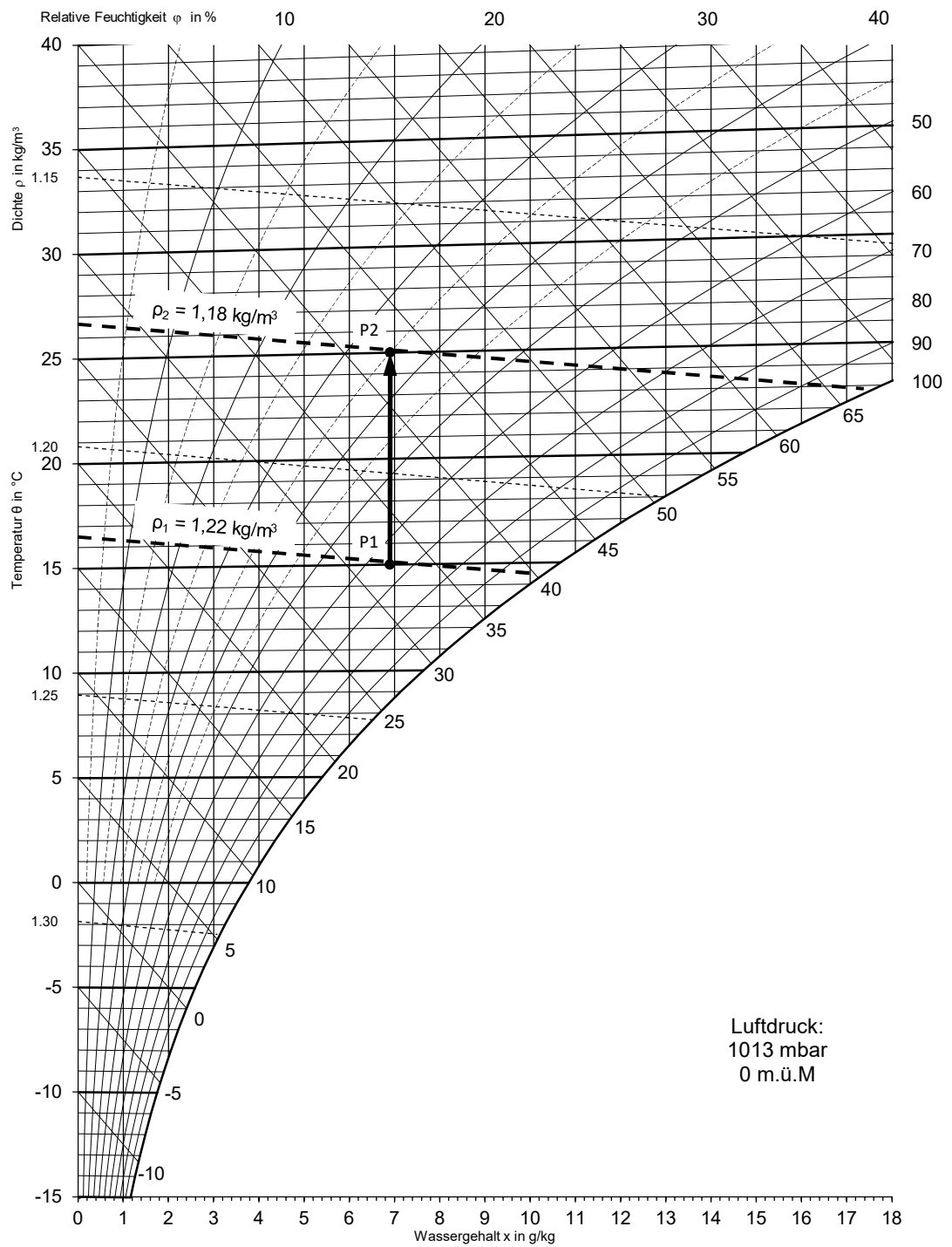


Fig. 3-20 Änderung der Luftdichte bei Temperatur-Erhöhung

4 Berechnungsgrundlagen zur Korrektur der Höhenlage

4.1 Einfluss der Höhenlage auf den Luftdruck

Bei allen Berechnungen im h,x-Diagramm muss der atmosphärische Druck (Barometerstand) berücksichtigt werden. Dieser ist vor allem von der Höhenlage über Meer abhängig. Deshalb muss jedes h,x-Diagramm den Hinweis enthalten, für welche Bezugshöhe über Meer, bzw. für welchen atmosphärischen Luftdruck es gültig ist.

Die gebräuchlichen Einheiten für diese Druckangaben sind:

Meter über Meer [m.ü.M.], Millibar [mbar], Kilopascal [kPa] oder Torr [mmHG].

Die h,x-Diagramme, die in Fachbüchern oder an Fachschulen verwendet werden, beziehen sich meist auf 0 m.ü.M., entsprechend $101,3 \text{ kPa} = 1013 \text{ mbar}$ resp. 760 Torr .

Wie ein vorhandenes h,x-Diagramm für eine andere Höhenlage umgerechnet oder sogar umkonstruiert werden könnte, wird in diesem Kapitel nur kurz angesprochen. Dies weil neben der manuellen Umrechnung und Umkonstruktion auch h,x-Diagramme für ausgewählte Höhenlagen von Lieferanten für Lüftungsgeräte verfügbar sind. Weiter existieren auch verschiedene Software-Lösungen, welche h,x-Diagramm-Berechnungen für individuelle Höhenlagen ermöglichen.

4.2 Berechnung der Korrekturfaktoren für φ und ρ

Einige h,x-Diagramme enthalten eine Hilfstabelle (siehe Tabelle im Anhang) mit Korrekturfaktoren für verschiedene Höhen über Meer. In dieser Tabelle kann der mittlere Barometerstand bzw. Luftdruck p für eine Höhenlage H abgelesen werden. Der Korrekturfaktor k für die relative Feuchte φ und die Dichte ρ wird dann berechnet aus der Formel:

$$k = \frac{p_2}{p_1}$$

Dabei ist p_1 der Bezugs-Druck des vorliegenden h,x-Diagrammes und p_2 der mittlere Barometerstand bzw. Druck für die betreffende Höhenlage. Dazu ein Beispiel:

Für 1000 Meter Höhe über Meer ist der mittlere Barometerstand $p_2 = 899 \text{ mbar}$.

Das vorliegende h,x-Diagramm sei bezogen auf $p_1 = 1013 \text{ mbar}$.

Der Korrekturfaktor k wird dann:

$$k = \frac{p_2}{p_1} = \frac{899 \text{ mbar}}{1013 \text{ mbar}} = 0,887$$

Mit dem Korrekturfaktor können nun die neuen Werte für die relativen Feuchtelinien bestimmt werden. Die Werte für $\varphi = 10 \%$, 20% , 30% r.F. usw. werden mit dem Korrekturfaktor k multipliziert. Die einzelnen Resultate ergeben die neuen Werte für die schon eingezeichneten Linien konstanter relativer Feuchte.

Mit dem Korrekturfaktor $k = 0,887$ werden also z.B.:

- die Feuchtelinie $\varphi = 10 \%$ r.F. zur Feuchtelinie $\varphi = 8,9 \%$ r.F.
- die Feuchtelinie $\varphi = 20 \%$ r.F. zur Feuchtelinie $\varphi = 17,7 \%$ r.F.
- die Feuchtelinie $\varphi = 100 \%$ r.F. zur Feuchtelinie $\varphi = 88,7 \%$ r.F.

5 Anhang

Umrechnungstabellen

Energie, Arbeit und Wärmemenge

Einheit:	J	kJ	kWh	kcal
1 J = 1 Nm = 1 Ws	1	0,001	$\approx 0,28 \cdot 10^{-6}$	$\approx 0,24 \cdot 10^{-3}$
1 kJ = 1 kW s	1000	1	$\approx 0,28 \cdot 10^{-3}$	$\approx 0,24$
1 kWh	$3600 \cdot 10^3$	3600	1	860
1 kcal	4186	$\approx 4,19$	$\approx 1,16 \cdot 10^{-3}$	1

Leistung und Wärmestrom (Wärmeleistung)

Einheit:	W	kW	kJ/h	kcal/h
1 W = 1 J/s	1	0,001	0,001	0,860
1 kW	1000	1	$\approx 0,28 \cdot 10^{-3}$	860
1 kJ/h	$\approx 0,28$	$\approx 0,28 \cdot 10^{-3}$	1	$\approx 0,24$
1 kcal/h	1,163	$1,163 \cdot 10^{-3}$	$\approx 4,19$	1

Druck

Einheit:	Pa	bar	mm WS	mm Hg (Torr)
1 Pa = 1 N/m ²	1	10^{-5}	$\approx 0,1$	$\approx 7,5 \cdot 10^{-3}$
1 bar	10^5	1	$1,02 \cdot 10^4$	≈ 750
1 mm WS	9,81	$\approx 10^{-4}$	1	$7,36 \cdot 10^{-2}$
1 mm Hg = 1 Torr	133,3	$\approx 1,3 \cdot 10^{-3}$	13,6	1

Umrechnungsfaktor für φ und ρ in Abhängigkeit der Höhenlage

H	m.ü.M.	0	200	400	600	800	1000	1500	2000
p	kPa	101,3	98,9	96,6	94,3	92,1	89,9	84,2	79,5
	mbar	1013	989	966	943	921	899	842	795
k	φ	1	0,976	0,953	0,931	0,901	0,887	0,831	0,785
	ρ	1	0,976	0,953	0,931	0,901	0,887	0,831	0,785

Smart Infrastructure verbindet auf intelligente Weise Energiesysteme, Gebäude und Industrien und verbessert die Art und Weise, wie wir leben und arbeiten, um Effizienz und Nachhaltigkeit deutlich zu steigern.

Gemeinsam mit unseren Kunden und Partnern schaffen wir ein Ökosystem, das sowohl intuitiv auf die Bedürfnisse der Menschen reagiert als auch Kunden dabei unterstützt, ihre Geschäftsziele zu erreichen.

Ein Ökosystem, das unseren Kunden hilft zu wachsen, das den Fortschritt von Gemeinschaften fördert und eine nachhaltige Entwicklung begünstigt, um unseren Planeten für die nächste Generation zu schützen.

Creating environments that care.

[siemens.com/smart-infrastructure](https://www.siemens.com/smart-infrastructure)

Herausgeber
Siemens Schweiz AG

Smart Infrastructure
Global Headquarters
Theilerstrasse 1a
6300 Zug
Schweiz
Tel. +41 58 724 24 24

Siemens AG
Smart Infrastructure
Lyoner Straße 27
60528 Frankfurt am Main
Deutschland
Tel. +49 69 797-0

Siemens AG Österreich
Smart Infrastructure
Siemensstraße 90
1210 Wien
Österreich
Tel. +43 (51707) 0

Siemens Schweiz AG
Smart Infrastructure
Sennweidstrasse 47
6312 Steinhausen
Schweiz
Tel. +41 585 579 200

Siemens S.A.
Smart Infrastructure
21, rue Edmond Reuter
5326 Contern
Luxembourg
Tél. +352 43843 900

Schutzgebühr € 50

Änderungen und Irrtümer vorbehalten. Die Informationen in diesem Dokument enthalten lediglich allgemeine Beschreibungen bzw. Leistungsmerkmale, welche im konkreten Anwendungsfall nicht immer in der beschriebenen Form zutreffen bzw. welche sich durch Weiterentwicklung der Produkte ändern können. Die gewünschten Leistungsmerkmale sind nur dann verbindlich, wenn sie bei Vertragsschluss ausdrücklich vereinbart werden.

© Siemens 08/2022