

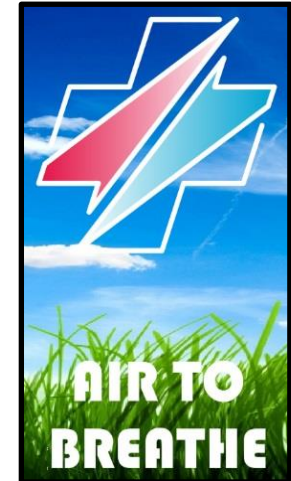
## Zeller's Handbuch Klimatisierung (4 Auflagen von 1994 bis 1999)

Nun schreiben wir das Jahr 2017 und es kommen immer noch Anfragen bezüglich dieses Buches, welches seit vielen Jahren vergriffen ist und nicht mehr neu aufgelegt wird. Inzwischen haben elektronische Vertriebswege Bücher zum grössten Teil abgelöst, mit dem Vorteil, dass nötige Korrekturen und Ergänzungen wesentlich einfacher umgesetzt werden können. Das Buch war aus den Erfahrungen im Bereich der Klimatechnik beim Umgang mit feuchter Luft seit 1970 entstanden. Es enthielt keine grundlegend neuen Erkenntnisse, es verstand sich viel mehr als ein Kompendium für interessierte Fachleute, Ingenieure, Dozenten und Studenten. Zudem wurde es als ergänzendes Fachbuch zu unserer vielfältigen mehrsprachigen Software gerne und rege benutzt.

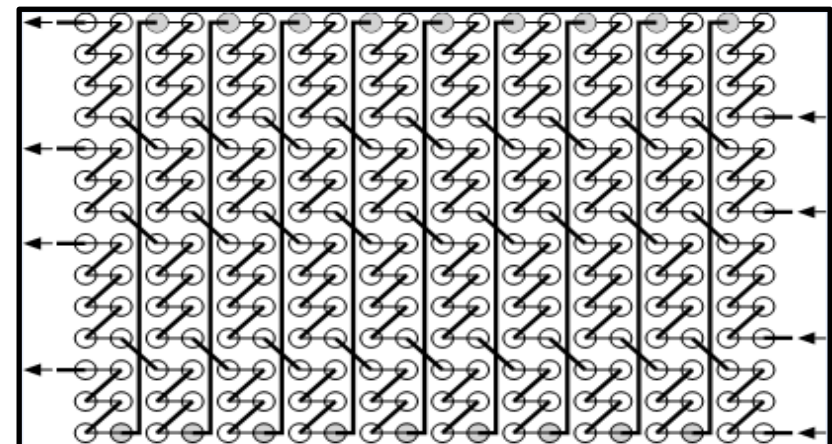
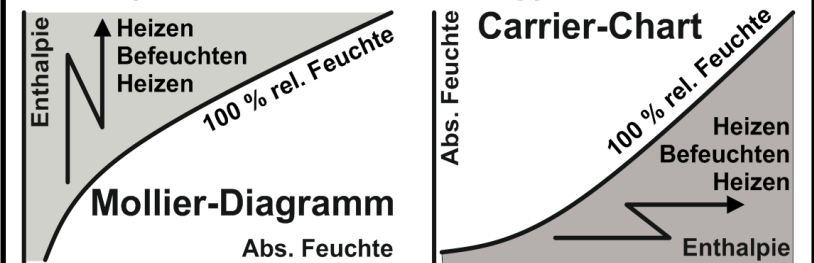
<b>AHH</b>	Mollier und Carrier Psychrometric Diagramm mit Luftprozessen. Bereich -100/300°C, 0/1000 g/kg, -5000/15000 müM, 0.03/16 bar. 150 meteorologische Standorte, weitere Standorte von Meteonorm. 3 unterschiedliche Komfortbereiche nach DIN und ASHRAE. Individuelle Messreihen anzeigen.
<b>MDI</b>	Meteo Data Interface: Betriebszeiten definieren. Die Daten basieren auf der Applikation Meteonorm.
<b>AHU</b>	Air-handling Unit Configurator: Elemente per drag and drop. Ungefähre Abmessungen, Gewichte, Druckverluste, Preise.
<b>EAC</b>	Wirtschaftlichkeit von Klimageräten mit KV-Systemen. Variable Luftmengen, Amortisationszeiten, Kapitalkosten.
<b>DEH</b>	Wirtschaftlichkeit von Klimageräten mit diversen WRG-Systemen.. Variable Luftmengen, Amortisationszeiten, Kapitalkosten.
<b>ESH</b>	Glykol-Rückkühler mit Axial-Ventis, Aufstellung innen und aussen. Trocken, adiabatisch und hybrid Betrieb, Container Abmessungen.
<b>HEH</b>	Lamellierte WT (Lufterhitzer, Luftkühler, Kondensator, Verdampfer). Splitting für Lufterhitzer und Luftkühler.
<b>CCS</b>	Wärmerückgewinnung mit KV-Systemen, Verbundanlagen.. Fremdenergie-Einspeisung in den Glykolkreislauf.
<b>Diverse</b>	GHH, Mollier Diagramm für Gasgemische mit kondensierbaren Dämpfen, Spiralrippen-Wärmeaustauscher.

**Zeller Consulting Suisse**  
**HVAC solutions**  
**Dipl.-Ing. Marin Zeller FH, VDI**  
**Jurastrasse 35**  
**CH 3063 Ittigen**

**+41 (0)79 222 66 42**  
**info@zcs.ch**  
**www.zcs.ch**



### AHH (Air Humid Handling) = All in one!

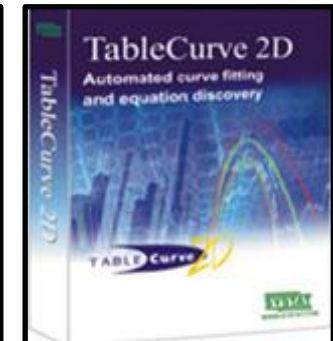
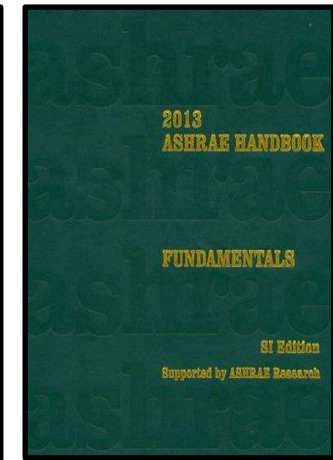


## Mollier Diagramm / Carrier Psychrometric chart (AHH) Thematik

- 3 Darstellung nach Mollier und Carrier
- 4 Daten zu den Prozessen mit feuchter Luft, Definition, Bereich, thermodynamische Stoffwerte
- 5 Thermodynamische Stoffwerte
- 6 Approximations-Polynome für die thermodynamischen Stoffwerte
- 7 Gleichungen für feuchte Luft, Kühlverlauf
- 8 Befeuchtung (Wasser, ungesättigter Dampf, Sattedampf)
- 9 Meteorologische Daten und korrekte Kühlerberechnung für den schwülen Hochsommer
- 10 AHU1 reduziert: Klimageräte bestimmen. Per "Drag and Drop" die Elemente erfassen

## Lamellierte Wärmeaustauscher (LWT) Thematik

- 11 LWT-Abmessungen, Lamellenprägung, WT-Rohre mit Innenrillen
- 12 LWT-Abmessungen, Lamellenstärken, grundlegende Gleichungen
- 13 Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz, Gegenstrom, Gleichstrom, Kreuzgegenstrom
- 14 Kreuzgegenstrom n-fach, Kühlprozess  $\Delta t_m$ , LWT-Fläche glatte und geprägte Lamellen
- 15 LWT-Fläche aussen und innen, Einfluss auf Wärmeübergang und Druckverlust
- 16 Wärmeübergangszahl aussen
- 17 Wärmeübergangszahl aussen, Wärmedurchgangszahl, LWT-Luftkühler-Oberflächentemperatur
- 18 Druckverlust aussen bei LWT-Lufterhitzer und LWT-Luftkühler sensibel
- 19 Druckverlust aussen bei LWT-Lufterhitzer hybrid und LWT-Luftkühler mit Kondensatbildung
- 20 Definition zur Verschaltung und zu den Kollektoren, Druckverlust in den Kollektoren
- 21 Glatt- und Innenrillen-Rohre, Druckverlust ohne Aggr.Zust.Änderung, Druckverlust innen total
- 22 Wärmeübergangszahl innen, Medien ohne und mit Aggr.Zust.Änderung, Kondensation
- 23 Wärmeübergangszahl innen, Einspritz-Verdampfung, Pumpenumlauf-Verdampfung
- 24 Wärmeübergangszahl mit Innenrillen-Rohren, Druckverlust bei der Kondensation, Gradient
- 25 Druckverlust bei der Einspritz-Verdampfung, Druckverlust in den Kapillaren
- 26 Druckverlust bei der Pumpenumlauf-Verdampfung, CO<sub>2</sub>-Kühler im überkritischen Bereich
- 27 CO<sub>2</sub>-Kühler im überkritischen Bereich
- 28 Kombination von Gasgemischen (REFPROP von NIST) und kondensierbaren Dämpfen
- 29 Kombination von Gasgemischen und kondensierbaren Dämpfen, Applikation GHH
- 30 Kombination von Gasgemischen und kondensierbaren Dämpfen, Applikation HEH-SR-G



Dr.-Ing. Boris Slipcevic  
Sulzer Escher Wyss  
Lindau

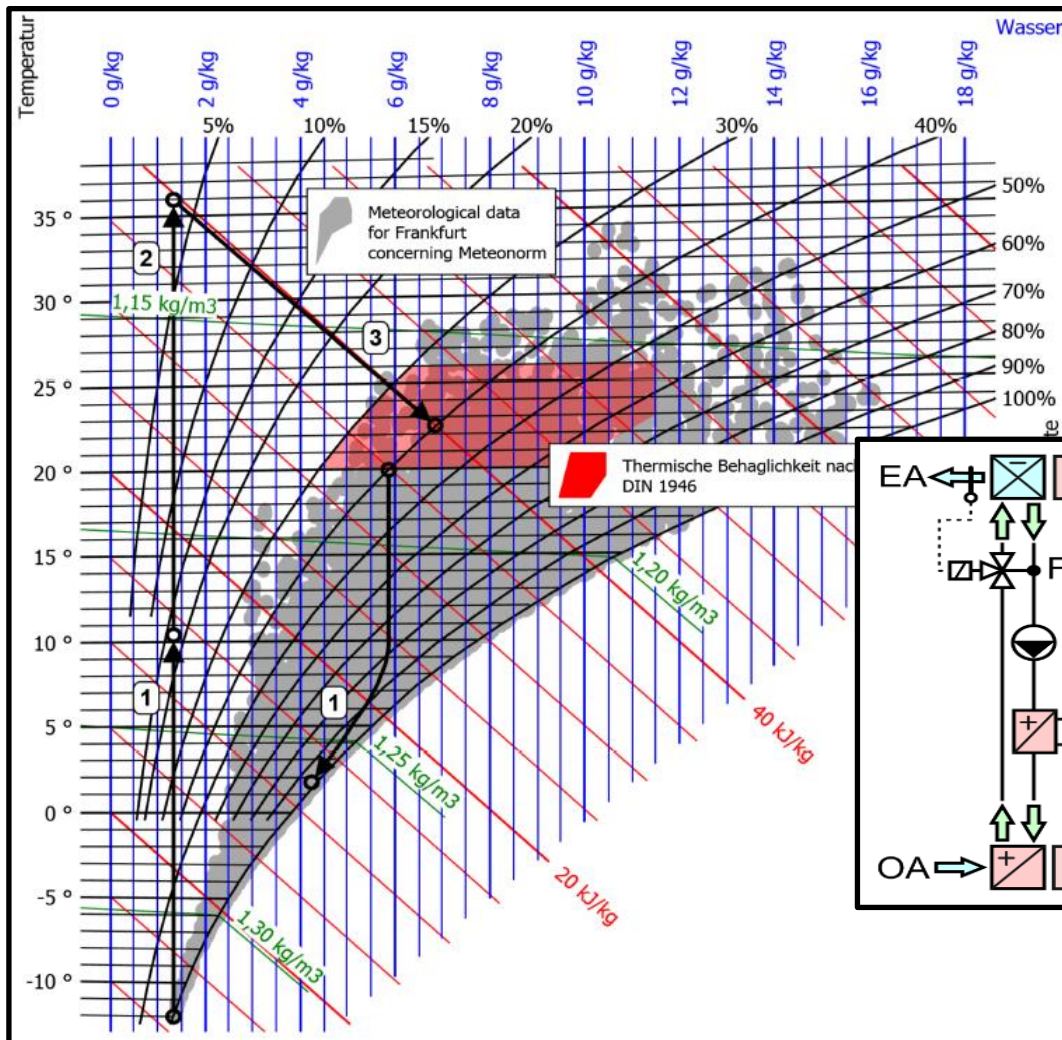
Labormessungen wurden durch empirische Gleichungen erfasst. Es folgten zahlreiche Veröffentlichungen zum Wärmeübergang und zum Druckverlust bei der Kondensation und der Verdampfung (Konvektiv- und Blasen-Sieden) von Kältemitteln, welche in die Software einfließen.

Dipl.-Ing. Marin Zeller FH  
Zeller Consulting Suisse  
Ittigen

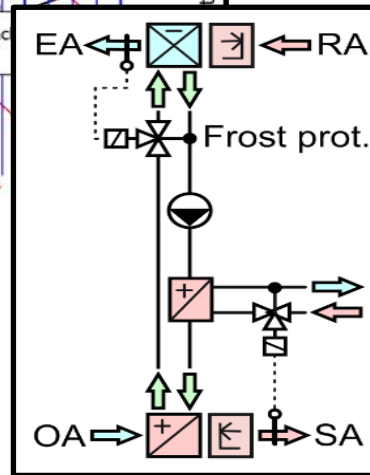
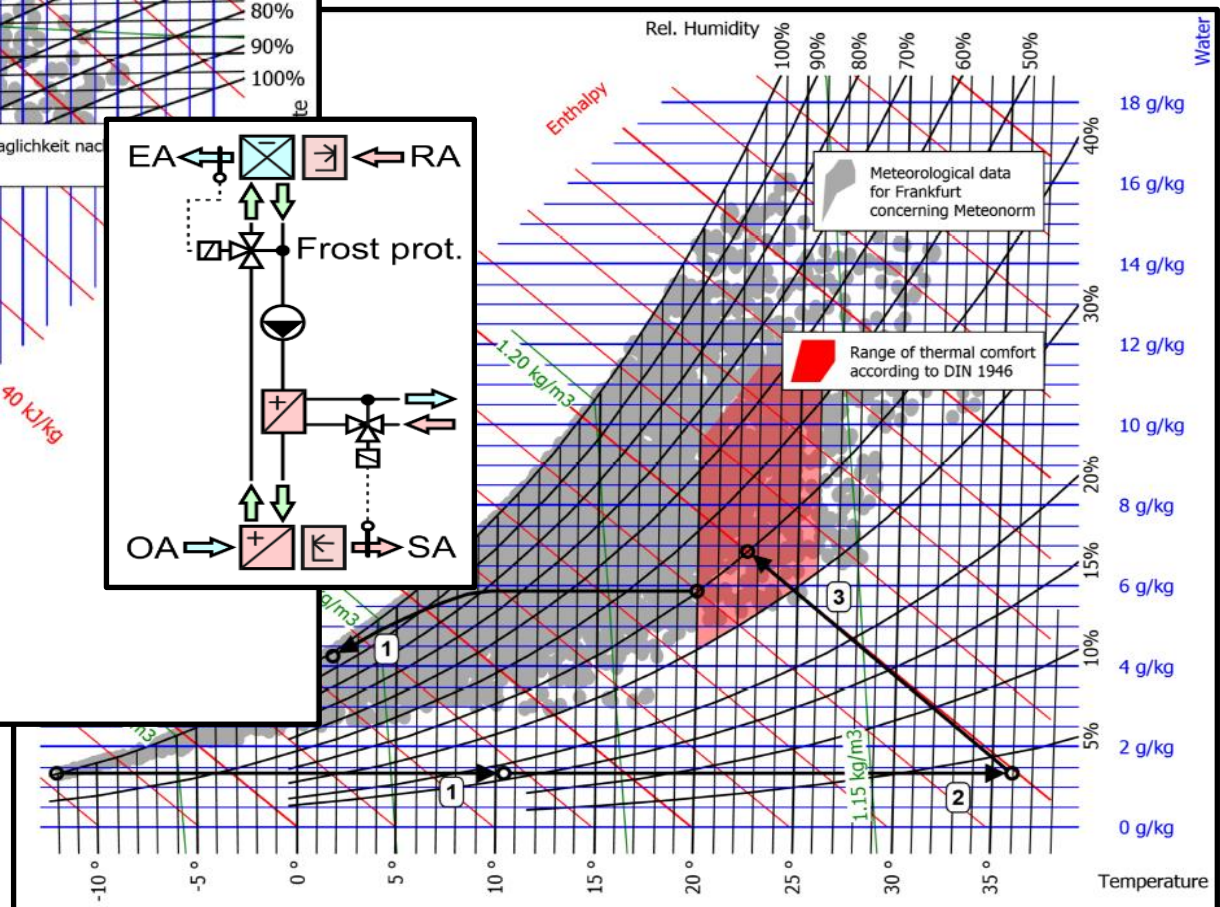
Labormessungen wurden durch empirische Gleichungen erfasst, insbesondere zur Lamellenprägung, zum Kontakt-Wirkungsgrad zwischen Rohre und Lamellen, zum Kühlprozess mit Kondensatbildung, der Oberflächentemperatur und zum Druckverlust nass der feuchten Luft.



## Darstellung nach Mollier



## Darstellung nach Carrier



## Daten zu den Prozessen mit feuchter Luft

### Definition

Das Mollier-hx-Diagramm stellt das Luft-Wasser-Stoffgemisch dar. Es ist so aufgebaut, dass die 0°C Isotherme im Bereich der ungesättigten Luft horizontal ist. Die Nebel-Isotherme von 0°C der übersättigten Luft verläuft parallel zur Enthalpie. Bei  $t = 0^\circ\text{C}$  und  $x = 0 \text{ kg/kg}$  beträgt die Enthalpie  $h = 0 \text{ J/kg}$ . Durch Austauschen der Hauptachsen erhält man das Carrier-xh-Diagramm (Psychrometric Chart) mit dem in der Software AHH wahlweise gearbeitet werden kann.

### Bereich

Üblicherweise basiert das Mollier-hx-Diagramm auf einem Druck von 1.013 bar entsprechend Meereshöhe und weist einen Bereich auf, der nicht alle Anwendungen zulässt. Die Software AHH lässt für jede Anwendung den gewünschten Bereich zu und unterstützt der guten Übersichtlichkeit wegen jede Dehnung der Koordinatenachsen.

Temperatur	-100	bis	300 °C
Absolute Feuchte	0	bis	1000 g/kg
Druck absolut	0.03	bis	16 bar
Höhe	-5000	bis	15000 m

### Thermodynamische Stoffwerte

In Fachbüchern findet man in der Regel die spezifische temperaturbezogene Wärmekapazität. Dieser Wert zeigt auf, wie viel Energie aufgewendet werden muss, um das Medium bei entsprechender Temperatur um 1°C zu erwärmen. Will man wissen, welche Energie benötigt wird, um das Medium von  $t_1$  auf  $t_2$  zu erwärmen, muss das Mittel der spezifischen temperaturbezogenen Wärmekapazität bestimmt werden. Nachstehend wurden die Mittelwerte von 0°C bis  $t^\circ\text{C}$  gebildet und zu Tabellen und Approximations-Polynome zusammengefasst, die eine schnelle Verarbeitung mittels EDV ermöglichen.

#### 1) Wärmerückgewinnung - Kreislauf-Verbund-System

Temperatur-Wirkungsgrad	%	70,000			
Hygroskopie-Wirkungsgrad	%	0,000			
Feuchte-Wirkungsgrad	%	0,000			
Leistung	kW	62,759			
Mittl.log.Temp.diff.	K	11,560			
Kennzahl	kW/K	5,429			
		Kaltluft Ein	Kaltluft Aus	Warmluft Ein	Warmluft Aus
Temperatur	°C	-12,000	10,400	20,000	1,771
Rel. Feuchte	%	100,000	17,090	40,000	97,451
Abs. Feuchte	g/kg	1,346	1,346	5,872	4,255
Dichte feucht	kg/m³	1,330	1,225	1,182	1,261
Enthalpie feucht	kJ/kg	-8,737	13,857	35,028	12,435
Volumenstrom feucht	m³/h	7527,666	8173,325	8511,363	7961,565
Massenstrom trocken	kg/h	10000,000	10000,000	10000,000	10000,000
Kondensatmenge	kg/h		0,000		16,170
Oberflächentemperatur	°C				-3,324

EINFRIER-Gefahr!

#### 2) Heizen

Leistung	kW	71,780		
		Luft Ein	Luft Aus	
Temperatur	°C	10,400	36,000	
Rel. Feuchte	%	17,090	3,641	
Abs. Feuchte	g/kg	1,346	1,346	
Dichte feucht	kg/m³	1,225	1,124	
Enthalpie feucht	kJ/kg	13,857	39,697	
Volumenstrom feucht	m³/h	8173,325	8911,214	
Massenstrom trocken	kg/h	10000,000	10000,000	

#### 3) Befeuchtung von Luft mit Wasser

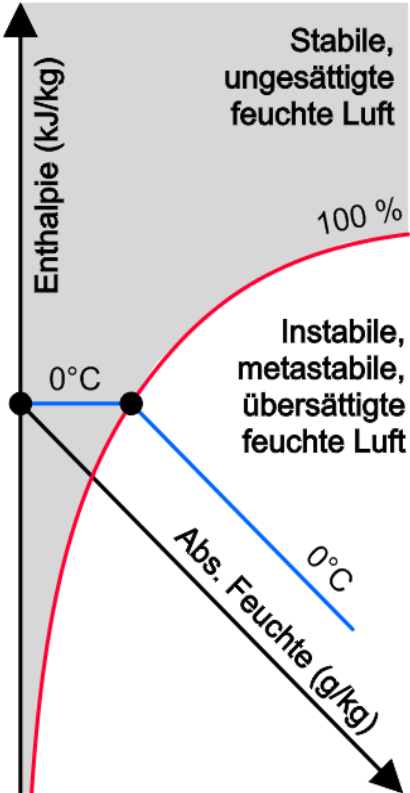
Leistung	kW	0,952		
Befeuchtungsmenge	kg/h	55,020		
Befeuchtungstemperatur	°C	15,000		
Befeuchtungsenthalpie	kJ/kg	62,302		
		Luft Ein	Luft Aus	
Temperatur	°C	36,000	22,488	
Rel. Feuchte	%	3,641	40,000	
Abs. Feuchte	g/kg	1,346	6,848	
Dichte feucht	kg/m³	1,124	1,171	
Enthalpie feucht	kJ/kg	39,697	40,040	
Volumenstrom feucht	m³/h	8911,151	8596,927	
Massenstrom trocken	kg/h	10000,000	10000,000	

Mollier Diagramm / Carrier Psychrometric Chart							Seite 5
Thermodynamische Stoffwerte							
$t$	$cp_l$	$cp_d$	$p_d$	$h_w$	$h_d$	$r$	
-100	1007.20	1815.40	0.00160				
-90	1006.90	1817.50	0.00933				
-80	1006.63	1819.60	0.05333				
-70	1006.40	1821.70	0.258				
-60	1006.20	1823.80	1.076				
-50	1006.07	1826.00	3.939				
-40	1006.00	1828.10	12.870				
-30	1005.97	1830.30	38.101				
-20	1006.00	1832.50	103.450				
-10	1006.08	1834.70	259.980				
0	1006.18	1836.90	610.480	0	2500500	2500500	
10	1006.31	1839.10	1230	42000	2518900	2476900	
20	1006.45	1841.40	2340	83900	2537300	2453400	
30	1006.60	1843.70	4240	125600	2555500	2429900	
40	1006.81	1846.00	7370	167300	2573500	2406200	
50	1007.03	1848.30	12300	209100	2591300	2382200	
60	1007.30	1850.60	19900	250900	2608800	2357900	
70	1007.60	1852.90	31100	292800	2625900	2333100	
80	1007.90	1855.30	47300	334700	2642500	2307800	
90	1008.30	1857.70	70100	376800	2658700	2281900	
100	1008.70	1860.10	101300	418900	2674400	2255500	
110	1009.00	1862.50	143300	461100	2689600	2228500	
120	1009.50	1864.90	198500	503500	2704200	2200700	
130	1009.90	1867.30	270100	546100	2718300	2172200	
140	1010.30	1869.80	361400	588900	2731800	2142900	
150	1010.80	1872.30	476000	631900	2744500	2112600	
160	1011.30	1874.80	618000	675200	2756500	2081300	
170	1011.80	1877.30	792000	718800	2767600	2048800	
180	1012.40	1879.80	1002700	762700	2777600	2014900	
190	1013.00	1882.40	1255200	807000	2786300	1979300	
200	1013.60	1884.90	1555100	851800	2793700	1941900	
210	1014.20	1887.50	1908000	897100	2799400	1902300	
220	1014.80	1890.10	2320100	943000	2803400	1860400	
230	1015.50	1892.70	2797900	989600	2805400	1815800	
240	1016.20	1895.30	3348000	1036900	2805100	1768200	
250	1016.90	1898.00	3978000	1085100	2802500	1717400	
260	1017.60	1900.60	4694000	1134300	2797400	1663100	
270	1018.40	1903.30	5505000	1184500	2789500	1605000	
280	1019.20	1906.00	6419000	1236100	2778700	1542600	
290	1020.10	1908.70	7445000	1289300	2764900	1475600	
300	1021.00	1911.40	8592000	1344200	2748000	1403800	

Symbol	Einheit	Beschreibung
$cp_d$	J/kgK	Wärmekapazität von Wasserdampf
$cp_l$	J/kgK	Wärmekapazität von trockener Luft
$h_d$	J/kgK	Enthalpie von Wasserdampf auf Solidus
$h_w$	J/kgK	Enthalpie von Wasserdampf auf Liquidus
$p_d$	Pa	Partialdruck von Wasserdampf
$r$	J/kgK	Verdampfungswärme von Wasserdampf
$t$	°C	Temperatur

$$cp = \frac{\int_{t_1}^{t_2} cp_t dt}{t_2 - t_1}$$

$$t_1 = 0 \text{ und } t_2 = t \rightarrow cp = \frac{\int_0^t cp_t dt}{t}$$





# Approximations-Polynome (-100 < t < 300°C)

a = 1.00617203411816E+03  
b = -5.14584155927084E-04  
c = -5.07744861271335E-01  
d = -4.08693984761444E-06  
e = -3.94830238325583E-03  
f = 3.86998536082132E-10

$$cp_l = \frac{a + ct + et^2}{1 + bt + dt^2 + ft^3}$$

a = 1.83690225155577E+03  
b = 2.96850242760703E-04  
c = 7.68576185706328E-01  
d = -8.23605125618347E-08

$$cp_d = \frac{a + ct}{1 + bt + dt^2}$$

a = 6.41424538282508E+00  
b = 1.34952974449424E-02  
c = 1.68771989526873E-01  
d = 3.60425763984253E-05  
e = 1.03764255356861E-03  
f = -2.54470285416322E-09

$$-100 < t \leq 0 \rightarrow \ln(p_d) = \frac{a + ct + et^2}{1 + bt + dt^2 + ft^3}$$

a = 6.41425292688508E+00  
b = -1.17398221741019E-02  
c = -2.31391504282494E-03  
d = 5.85324578180939E-05  
e = -7.97076080224934E-04  
f = 3.14129016158240E-07  
g = 1.13870924045918E-05  
h = -1.05815083120807E-09  
i = -2.45705078974294E-08

$$0 > t \leq 300 \rightarrow \ln(p_d) = \frac{a + ct + et^2 + gt^3 + it^4}{1 + bt + dt^2 + ft^3 + ht^4}$$

a = 3.63051146855678E+00  
b = -2.04547872985726E-03  
c = 4.19231841629432E+03  
d = -8.10031771231269E-07  
e = -8.90297066641696E+00  
f = 9.66233360384174E-10

$$h_w = \frac{a + ct + et^2}{1 + bt + dt^2 + ft^3}$$

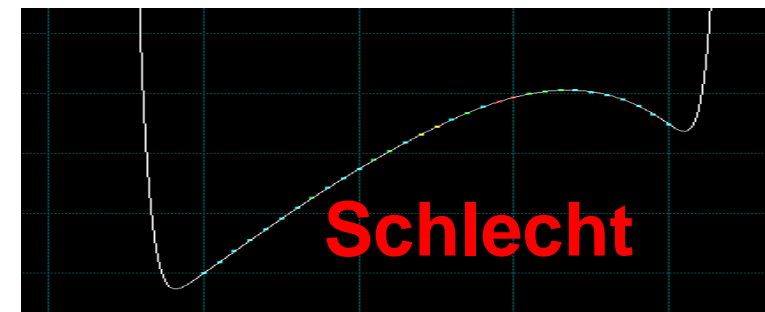
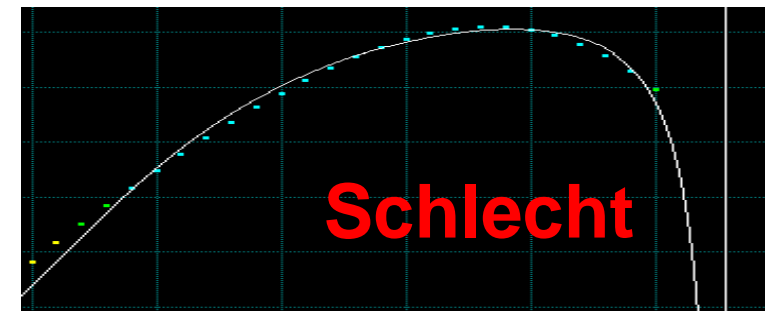
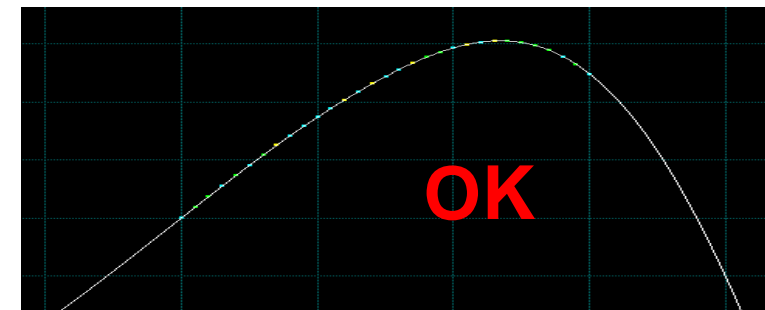
a = 2.50049979241906E+06  
b = -1.09042949248609E-02  
c = -2.54218801181540E+04  
d = 6.03477944019292E-05  
e = 1.30688801015895E+02  
f = -1.24219636812250E-07  
g = -2.06485565012501E-01  
h = 1.15773454895717E-10  
i = 1.21390880909374E-04

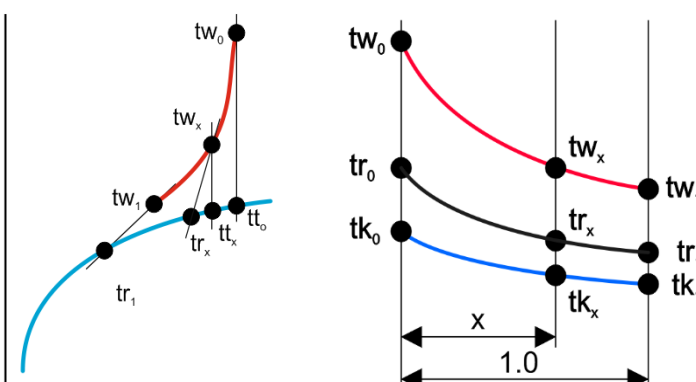
$$h_d = \frac{a + ct + et^2 + gt^3 + it^4}{1 + bt + dt^2 + ft^3 + ht^4}$$

$$r = h_d - h_w$$

Die Applikation Table Curve 2D bietet mehr als 7000 Gleichungen welche man nach dem kleinsten Fehlerquadrat sortieren kann. Es eignen sich jedoch nicht alle Gleichungen im selben Masse, sind doch 3 Kriterien zu beachten:

1. Die Welligkeit innerhalb der Daten soll minim sein.
2. Innerhalb der Daten sind Singularitäten auszuschliessen.
3. Der Verlauf ausserhalb der Daten soll kontinuierlich sein.



Mollier Diagramm / Carrier Psychrometric Chart	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 7
<b>Gleichungen für feuchte Luft</b>  Der Luftdruck hängt von der Höhe über Meer, der Temperatur und der Feuchte ab. Als Grundlage für Mollier Diagramme und Carrier Diagramme ist der Luftdruck durch die Höhe, die mittlere Jahrestemperatur (Richtwert 10°C für Mitteleuropa) und die mittlere Jahresfeuchte (Richtwert 80 % für Mitteleuropa) zu bestimmen.  $T_{lf} = t_{lf} + 273.16 \quad z = \frac{M_l g H}{R T_{lf}} \frac{1 + x}{1 + x \frac{M_l}{M_w}} \rightarrow p_{lf} = 1.01325 e^{-z}$ $\rho_{lf} = \frac{M_l p_{lf}}{R T_{lf}} \frac{1 + x}{1 + x \frac{M_l}{M_w}} \quad x_s = \frac{M_w}{M_l} \frac{p_d}{p_{lf} - p_d} \quad x = \frac{M_w}{M_l} \frac{\phi_{lf} p_d}{p_{lf} - \phi_{lf} p_d}$ $\phi_{lf} = \frac{p_{lf} x \frac{M_l}{M_w}}{p_d \left(1 + x \frac{M_l}{M_w}\right)} \quad h_{lf} = c_{p_l} t + x(r_0 + c_{p_d} t) \quad \dot{Q}_{lf} = \dot{M}_{lt} \Delta h_{lf}$ $t_{lf} = \frac{h_{lf} - x r_0}{c_{p_l} + x c_{p_d}} \quad \dot{M}_{lt} = \frac{\dot{V}_{lf} \rho_{lf}}{1 + x} \quad \dot{V}_{lf} = \frac{\dot{M}_{lt} (1 + x)}{\rho_{lf}}$	$H$  $h_{lf}$  $M_l$  $\dot{M}_{lt}$  $M_w$  $p_{lf}$  $\phi_{lf}$  $\dot{Q}_{lf}$  $R$  $r_0(0^\circ\text{C})$  $\rho_{lf}$  $t_{lf}$  $T_{lf}$  $\dot{V}_{lf}$  $x$  $x_s$	m  J/kg  kg/kMol  kg/s  kg/kMol  Pa  kg/m3  W  J/kMolK  J/kg  kg/m3  °C  K  m3/s  kg/kg  kg/kg	Höhe über Meer  Enthalpie der feuchten Luft  Molekulargewicht der Luft = 28.96 kg/kMol  Massenstrom der trockenen Luft  Molekulargewicht von Wasser = 18.02 kg/kMol  Druck der feuchten Luft  Relative Feuchte der feuchten Luft  Leistung mit feuchter Luft  Universelle Gaskonstante = 8314.41 J/kMolK  Verd.wärme von Wasserdampf = 2500500 J/kg  Dichte der feuchten Luft  Temperatur der feuchten Luft  Temperatur der feuchten Luft  Volumenstrom der feuchten Luft  Absolute Feuchte der feuchten Luft  Maximale absolute Feuchte der feuchten Luft	
<b>Kühlverlauf</b> 	<p>In der Software wird der Kühlverlauf im Wärmeaustauscher in 15 Zellen in Luftrichtung aufgeteilt. Es wird von einem hohen Mass an Kreuzgegenstrom ausgegangen. Dabei spielt die Oberflächentemperatur <math>tr_x</math> in jeder Zelle eine entscheidende Rolle. Wenn diese kleiner als die Taupunkttemperatur <math>tt_x</math> ist, bildet sich Kondensat. Je kleiner <math>tt_x - tr_x</math> ist, desto kleiner sind die Kondensattröpfchen. Diese können nur mittels Demistermatten, welche grössere Tröpfchen bilden, im nachgeschalteten Tropfenabscheider separiert werden. Tropfenabscheider mit weniger als 100 Pa Druckverlust haben einen schlechten Abscheidegrad. Dies ist vor allem dann wichtig, wenn es beim Kühlprozess um Entfeuchtung geht.</p>			

Mollier Diagramm / Carrier Psychrometric Chart	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 8
<b>Befeuchtung (Wasser, ungesättigter Dampf, Sattdampf)</b>  Die Befeuchtungsrichtung wird im Mollier Diagramm auf Papier mit Hilfe des Randmassstabes vorgenommen. Das ist in der Software AHH nicht möglich, weil die beiden Achsen frei wählbar sind.  $h_{b(Wasser)} = h_w \quad h_{b(Nassdampf)} = h_w + a_d r \quad h_{b(Sattdampf)} = h_d$ $\Delta h = h_a - h_e = \Delta x h_b = h_b \frac{\dot{M}_b}{\dot{M}_l} \quad \Delta x = x_a - x_e = \frac{\dot{M}_b}{\dot{M}_l} = \frac{\Delta h}{h_b}$ $\dot{M}_b = \Delta x \dot{M}_l \quad \dot{Q} = \Delta h \dot{M}_l$	$a_d$ $\Delta h$ $\Delta x$ $h_a$ $h_b$ $h_e$ $\dot{M}_b$ $x_a$ $x_e$	--- J/kg kg/kg J/kg J/kg J/kg kg/s kg/kg kg/kg	Nassdampfanteil Enthalpiedifferenz Feuchtedifferenz Enthalpie am Austritt Befeuchtungsenthalpie Enthalpie am Eintritt Befeuchtungsmenge Feuchte am Austritt Feuchte am Eintritt	
<b>Beispiele zum Mollier Diagramm rechts</b>  Befeuchten mit Wasser von 0°C  $h_b = h_w = 0 \text{ J/kg}$  Befeuchten mit Wasser von 50°C  $h_b = h_w = 209'100 \text{ J/kg}$  Befeuchten mit Nassdampf von 110°C, Nassdampfanteil 50 %  $h_b = h_w + a_d r = 461'100 + 0.5 \cdot 2'228'500 = 1'575'350 \text{ J/kg}$  Befeuchten mit Sattdampf von 150°C  $h_b = h_d = 2'744'500 \text{ J/kg}$  Man beachte, dass die Befeuchtung bei konstanter Enthalpie nur mit Wasser von 0°C realisierbar ist. Bei der Befeuchtung mit Wasser > 0°C nimmt die Enthalpie zu, wenn auch wenig.  Sofern die gewünschte relative Feuchte am Austritt als Eingabewert gewünscht wird, muss dies mittels Iteration erfolgen, was in der Software der Fall ist.				



## Meteorologische Daten und korrekte Kühlerberechnung für den schwülen Hochsommer

Die deutsche Norm DIN 4710 erfasst 87'600 Ereignisse à 0.1 Stunden pro Jahr als Mittelwerte der Zeitperiode 1961 bis 1990 und bildet daher einen grossen Bereich im Mollier-Diagramm ab. Die Software von Meteonorm erfasst 8'760 Ereignisse à 1.0 Stunden pro Jahr und bildet daher einen kleineren Bereich im Mollier-Diagramm als die deutsche Norm DIN 4710 ab, was im schwülen Hochsommer ein Risiko bei der Auslegung von Kühlern ist.

A = 32.0°C / 40 % / 63.0 kJ/kg = Übliche Auslegung  
 B = 31.0°C / 58 % / 73.7 kJ/kg = Meteonorm für 2020  
 C = 32.0°C / 65 % / 82.9 kJ/kg = DIN 4710, 1961-1990  
 D = 12.3°C / 100 % / 35.2 kJ/kg = Kühlung  
 E = 18.0°C / 69 % / 41.0 kJ/kg = Nacherwärmung

### A - D: Hohes Risiko-Management

$63.0 - 35.2 = 27.8 \text{ kJ/kg} = 58.28 \%$

Kühlergrössen-Einbusse = 41.72 %

### B - D: Mittleres Risiko-Management

$73.7 - 35.2 = 38.5 \text{ kJ/kg} = 80.71 \%$

Kühlergrössen-Einbusse = 19.29 %

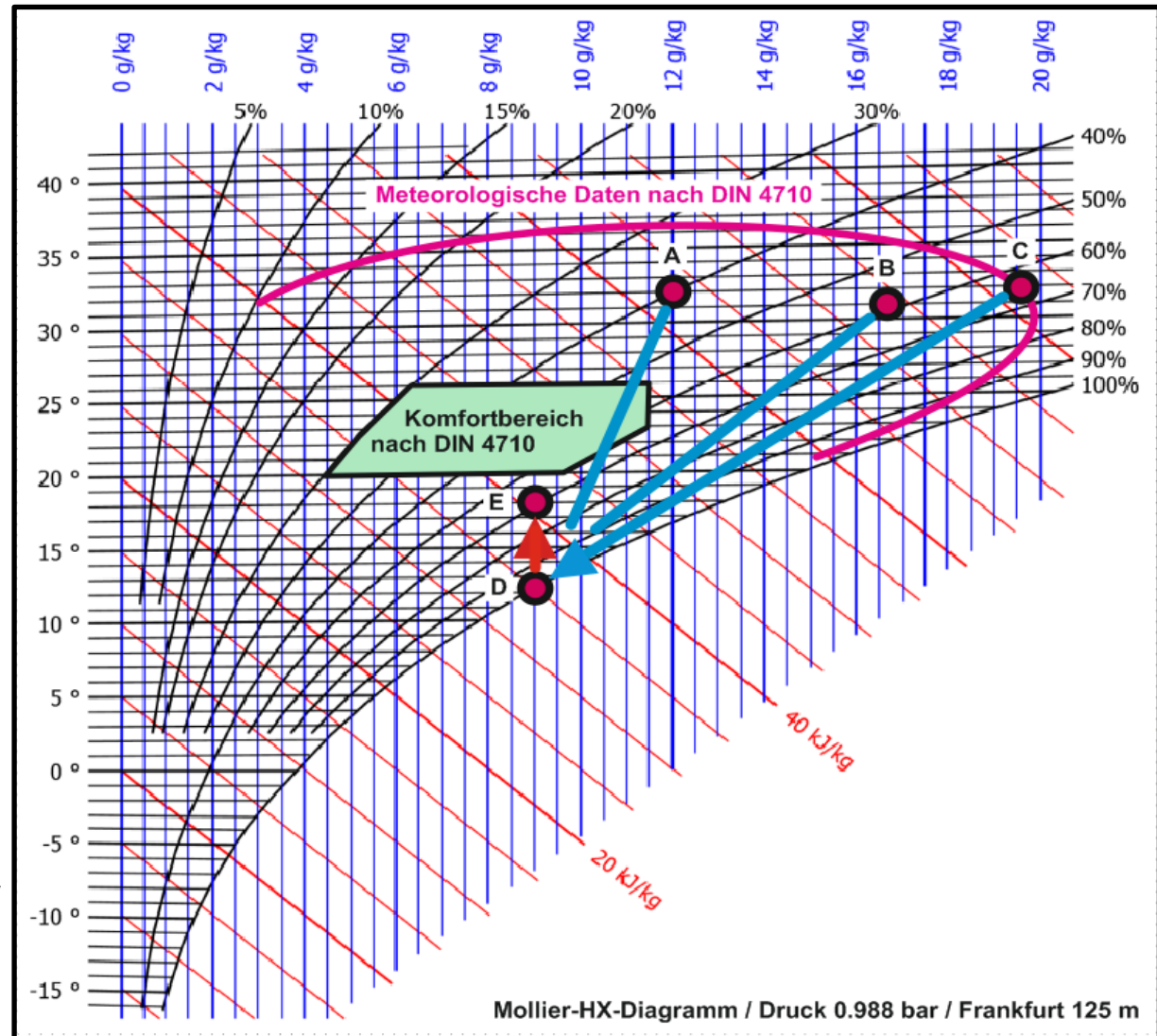
### C - D: Kein Risiko-Management

$82.9 - 35.2 = 47.7 \text{ kJ/kg} = 100.00 \%$

Korrekte Kühlergrösse

### Resümee

Die korrekte Kühlerberechnung richtet sich nicht nach der höchsten Sommertemperatur, sondern nach der höchsten Enthalpie im schwülen Hochsommer.



# AHU: Klimageräte bestimmen. Per "Drag and Drop" die Elemente erfassen

Der neutrale Konfigurator für RLT-Geräte, zeigt Richtwerte für das Gewicht, die Abmessungen, den Druckverlust und den Preis der einzelnen Komponenten von 2 Klimageräten.

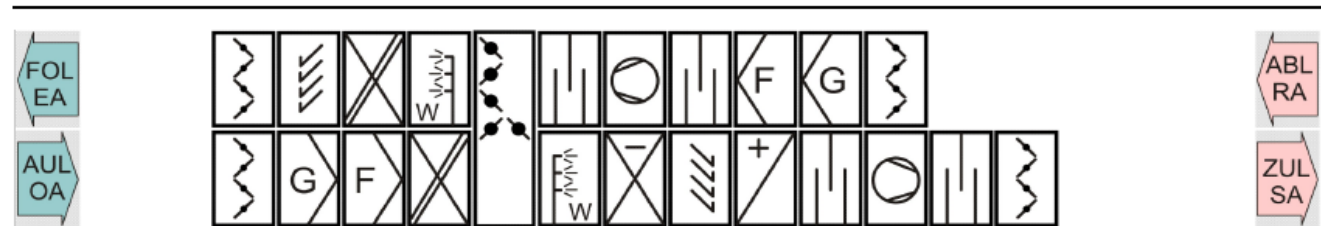
Bezüglich nutzbarer innerer Breite und Höhe, basiert der Konfigurator auf Standard-Filter-Abmessungen von 610 x 610 mm oder teilbaren Einheiten davon.

Die einzelnen Komponenten müssen thermodynamisch nicht berechnet werden. Sie basieren auf durchschnittlichen Standardwerten.

Nach Eingabe der Luftmengen und der maximal zulässigen Geschwindigkeiten, bezogen auf die Luftfilter, steht eine Auswahl an Abmessungen zur Verfügung.

Per „Drag & Drop“ können die einzelnen Komponenten ausgewählt und die externen Druckverluste eingegeben werden.

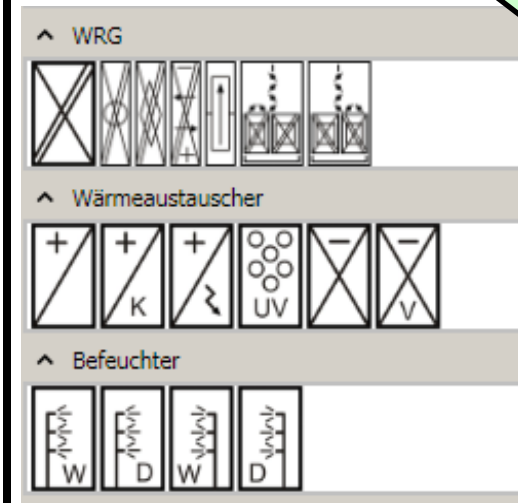
Als Resultat erhält man alle Daten zu den beiden Klimageräten bei einem zeitlichen Aufwand von nur wenigen Minuten.



RLT-Gerät ( H x W = 1960 x 2570 mm )	Länge mm	Gewicht kg	Druckverlust Pa	Preis EUR
Aussenluft ( 28000 m³/h - Filter 1,87 )				
Aussenluft			100,00	
Leerteil klein mit Klappen	350,00	100,00	27,00	2180,00
Filter G	450,00	140,00	109,00	2290,00
Filter F	650,00	210,00	144,00	3390,00
Klappen	650,00	590,00	87,00	9250,00
Leerteil gross mit Klappen	350,00	80,00	18,00	1160,00
Befeuchter Wasser	1300,00	300,00	88,00	5560,00
Schalldämpfer	400,00	320,00	63,00	5280,00
Tropfenabscheider	150,00	70,00	88,00	1500,00
KV-System	200,00	200,00	23,00	3270,00
Schalldämpfer	1300,00	300,00	53,00	5560,00
Ventilator - Wirkungsgrad 88,00 % - Leistung 12,01 kW	2200,00	780,00	88,00	12900,00
Schalldämpfer	1300,00	300,00	53,00	5560,00
Leerteil klein mit Klappen	350,00	100,00	27,00	2180,00
Zuluft			300,00	
Total	9650,00	3490,00	1268,00	60080,00

RLT-Gerät ( H x W = 1960 x 2570 mm )	Länge mm	Gewicht kg	Druckverlust Pa	Preis EUR
Abluft ( 28000 m³/h - Filter 1,74 )				
Abluft			150,00	
Leerteil klein mit Klappen	350,00	100,00	23,00	2180,00
Filter G	450,00	140,00	95,00	2290,00
Filter F	650,00	210,00	126,00	3390,00
Schalldämpfer	1300,00	300,00	46,00	5560,00
Ventilator - Wirkungsgrad 75,00 % - Leistung 9,75 kW	2200,00	780,00	76,00	12900,00
Schalldämpfer	1300,00	300,00	46,00	5560,00
Leerteil gross mit Klappen	350,00	80,00	16,00	1160,00
Befeuchter Wasser	1300,00	300,00	76,00	5560,00
KV-System	650,00	590,00	87,00	9250,00
Tropfenabscheider	150,00	70,00	76,00	1500,00
Leerteil klein mit Klappen	350,00	100,00	23,00	2180,00
Fortluft			100,00	
Total	9050,00	2970,00	940,00	51530,00

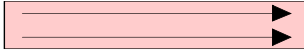
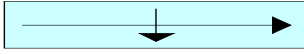
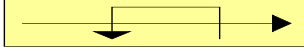
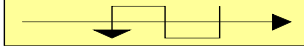

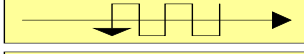

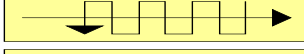


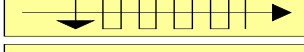
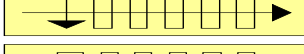

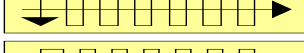
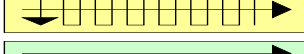
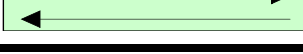
Drag and drop !





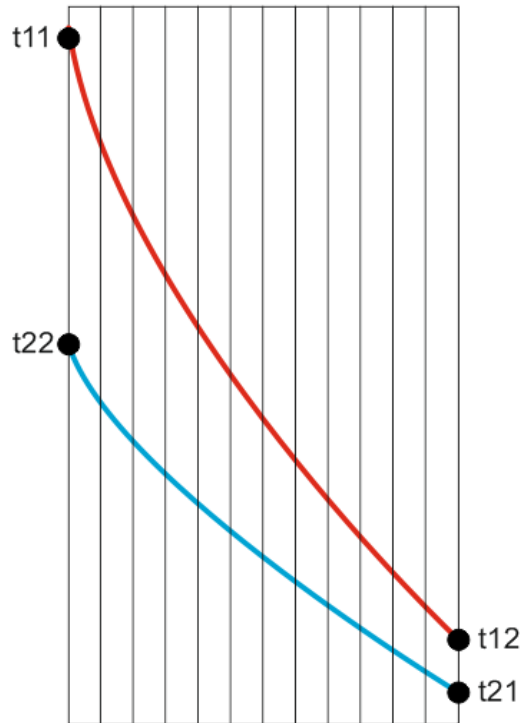


Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 12
<p> <math>\eta_{KRL} = 1.00</math> für Lamellenstärken <math>\geq 0.20</math> mm  <math>\eta_{KRL} = 0.95</math> für Lamellenstärken <math>\geq 0.18</math> und <math>&lt; 0.20</math> mm  <math>\eta_{KRL} = 0.90</math> für Lamellenstärken <math>\geq 0.16</math> und <math>&lt; 0.18</math> mm  <math>\eta_{KRL} = 0.85</math> für Lamellenstärken <math>\geq 0.14</math> und <math>&lt; 0.16</math> mm  <math>\eta_{KRL} = 0.80</math> für Lamellenstärken <math>\geq 0.12</math> und <math>&lt; 0.14</math> mm  <math>\eta_{KRL} = 0.75</math> für Lamellenstärken <math>\geq 0.10</math> und <math>&lt; 0.12</math> mm  <math>p = 4R[(L_t - L_d)D_a\pi + 2L_dS_1S_2]/(L_tS_1S_2)</math>    <math>q = 1 - e^{-p}</math>  <math>\eta_{BPL} = q^{0.25}</math>    <math>r = L_d\lambda_l/(A_a/A_i)</math>    <math>s = 1 - e^{-r}</math>    <math>\eta_{WRL} = s^{0.25}</math>  <math>\eta_{WTT} = \eta_{KRL}\eta_{BPL}\eta_{WRL}</math>    <math>\dot{Q} = \dot{M}_{lt}\Delta h_{lf}</math>    <math>\dot{Q} = \dot{M}\Delta h_m</math>  <math>\dot{Q} = k_a A_a \Delta t_m</math>    <math>\frac{1}{k_a} = \frac{1}{\alpha_a} + f_a + \frac{A_a \delta_w}{A_i \lambda_w} + \frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_i} + \frac{A_a}{A_i} f_i</math> </p>	$A_a$ $A_i$ $\alpha_a$ $\alpha_i$ $\Delta h_{lf}$ $\Delta h_m$ $\Delta t_m$ $\delta_w$ $\eta_{BPL}$ $\eta_{KRL}$ $\eta_{WRL}$ $\eta_{WTT}$ $f_a$ $f_i$ $k_a$ $\lambda_w$ $\dot{M}$ $\dot{M}_{lt}$ $\dot{Q}$ $R_h$ $R_t$	m2 m2 W/m2K W/m2K J/kg J/kg K m --- --- --- m2K/W m2K/W W/m2K W/mK kg/s kg/s W Stück Stück	Wärmeaustauscher-Fläche aussen Wärmeaustauscher-Fläche innen Wärmeübergangszahl aussen Wärmeübergangszahl innen Enthalpiedifferenz der feuchten Luft Enthalpiedifferenz des Heiz- oder Kühlmediums Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz Wärmeaustauscher-Rohre Wandstärke By-Pass-Wirkungsgrad zwischen den Lamellen Kontakt-Wirkungsgrad Rohre / Lamellen Wärmeübergangs-Wirkungsgrad Rohre / Lamellen Wärmeaustauscher-Wirkungsgrad total Verschmutzungsfaktor aussen Verschmutzungsfaktor innen Wärmedurchgangszahl bezüglich Aussenfläche Wärmeaustauscher-Rohre Wärmeleitfähigkeit Massenstrom des Heiz- oder Kühlmediums Massenstrom der trockenen Luft Leistung Anzahl Rohrreihen in der Höhe Anzahl Rohrreihen in der Tiefe	

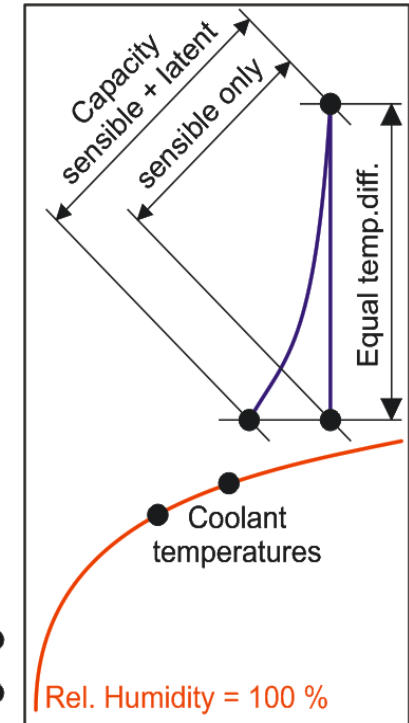
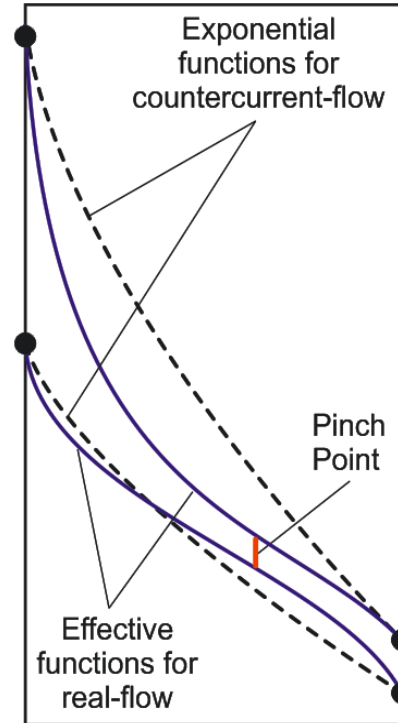
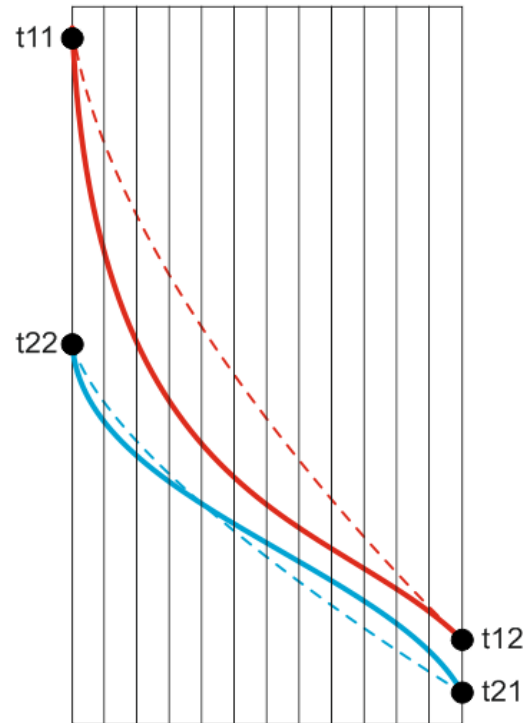
Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 13
<b>Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz</b>	$t_{11}$	°C	Eintrittstemperatur heisses Medium	
<b>Gegenstrom</b>	$t_{12}$	°C	Austrittstemperatur heisses Medium	
$\Delta t_1 = t_{11} - t_{22} \quad \Delta t_2 = t_{12} - t_{21} \quad \Delta t_1 = \Delta t_2 \rightarrow \Delta t_m = \Delta t_1$	$t_{21}$	°C	Eintrittstemperatur kaltes Medium	
$\Delta t_1 \neq \Delta t_2 \rightarrow \Delta t_m = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)$	$t_{22}$	°C	Austrittstemperatur kaltes Medium	
<b>Gleichstrom</b>	n	Stück	Anzahl Gegenstrompakete	
$\Delta t_1 = t_{11} - t_{21} \quad \Delta t_2 = t_{12} - t_{22} \quad \Delta t_1 = \Delta t_2 \rightarrow \Delta t_m = \Delta t_1$	i	---	Zellen-Nummer	
$\Delta t_1 \neq \Delta t_2 \rightarrow \Delta t_m = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)$			Gleichstrom	
<b>Kreuzstrom</b>			Kreuzstrom 1-fach	
$p = (t_{11} - t_{12}) / (t_{11} - t_{21}) \quad q = (t_{22} - t_{21}) / (t_{11} - t_{21})$			Kreuzgegenstrom 2-fach	
<b>Kreuzstrom 1-fach</b>			Kreuzgegenstrom 3-fach	
$r = 1 - (q/p) \ln(1/(1-p)) \quad s = q / \ln(1/r)$			Kreuzgegenstrom 4-fach	
$\Delta t_m = s(t_{11} - t_{21})$			Kreuzgegenstrom 5-fach	
<b>Kreuzgegenstrom 2-fach</b>			Kreuzgegenstrom 6-fach	
$p = q \rightarrow x = 1 - p / (2(p - 1))$			Kreuzgegenstrom 7-fach	
$p \neq q \rightarrow x = \frac{\sqrt{(1-q)/(1-p)} - q/p}{1 - q/p}$			Kreuzgegenstrom 8-fach	
$r = 1 - (q/p) \ln x \quad s = q / (2 \ln(1/r)) \quad \Delta t_m = s(t_{11} - t_{21})$			Kreuzgegenstrom 9-fach	
<b>Kreuzgegenstrom n-fach</b>			Kreuzgegenstrom 10-fach	
$\Delta t_m = \dot{Q} / \sum_{i=1}^n k_{a(i)} A_{a(i)}$			Kreuzgegenstrom 11-fach	
			Kreuzgegenstrom 12-fach	
			Kreuzgegenstrom 13-fach	
			Kreuzgegenstrom 14-fach	
			Gegenstrom	

Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 14
Kreuzgegenstrom n-fach	$A_l$	m <sup>2</sup>	Wärmeaustauscher-Fläche Lamellen	

Kühlprozess rein sensibel  
Temperaturverlauf exponential  
optimale Temperaturdifferenz  
Zellen i = 1, 2, 3, 4, 5, ...n



Kühlprozess sensibel & latent  
Temperaturverlauf verformt  
reduzierte Temperaturdifferenz  
Zellen i = 1, 2, 3, 4, 5, ...n



#### Flache Lamellen

$$A_l = 2 \left( S_1 S_2 - \frac{D_a^2 \pi}{4} \right) R_t R_h \left( \frac{B}{L_t} - 1 \right)$$

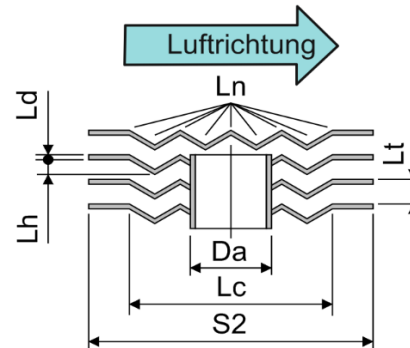
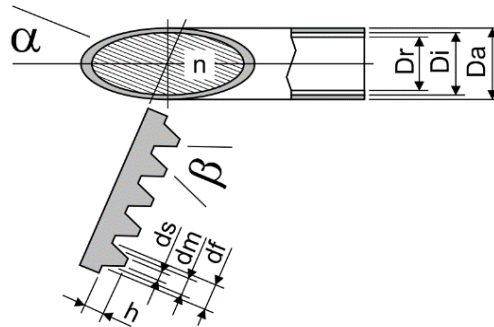
#### Geprägte Lamellen

$$\xi_a = \arctan \left( \frac{L_h (L_n - 1)}{L_c} \right) \frac{180}{\pi} \quad f_a = \frac{(S_2 + L_c) + \left( \frac{L_c}{\cos(\xi_a \pi / 180)} \right)}{S_2}$$

$$A_l = 2 f_a \left( S_1 S_2 - \frac{D_a^2 \pi}{4} \right) R_t R_h \left( \frac{B}{L_t} - 1 \right)$$



Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 15
<b>Wärmeaustauscher-Fläche aussen</b>  $A_r = D_a \pi (L_t - L_d) R_t R_h \left( \frac{B}{L_t} - 1 \right) \quad A_a = A_r + A_l$	$A_r$	m2	Wärmeaustauscher-Fläche WT-Rohre aussen	
	$f_h$	---	Faktor für den Wärmeübergang	
	$f_{dp}$	---	Faktor für den Druckverlust	
<b>Wärmeaustauscher-Fläche innen mit glatten WT-Rohren</b>  $A_i = D_i \pi B R_t R_h$				
<b>Wärmeaustauscher-Fläche innen mit gerillten WT-Rohren</b>  $d_m = \frac{(D_i + D_r) \pi}{4n} \quad A_{r1} = n \left[ \left( \frac{2h}{\cos\left(\frac{\beta\pi}{360}\right)} \right) + \left( d_m - h \tan\left(\frac{\beta\pi}{360}\right) \right) \right]$ $A_{r2} = A_{r1} + \left[ n \left( d_m \left( h \tan\left(\frac{\beta\pi}{360}\right) \right) \right) \right] \quad A_i = A_{r2} B R_t R_h$				
<b>Geprägte Lamellen</b>  <b>Einfluss auf den Wärmeübergang und den Druckverlust</b>  $f_x = 1 + 0.3 \sin\left(\frac{L_n \pi}{180}\right) + 0.2 \left( \sin\left(\frac{L_n \pi}{180}\right) \right)^2 \quad f_y = (L_n + 1)^{0.05}$ $f_b = f_x f_y \quad f_e = \frac{L_h}{L_t - L_d} \quad f_h = f_b^{f_e} \quad f_{dp} = f_h^{L_n}$				
<b>Wärmeübergangszahl aussen</b>  <p>Die Gleichungen des VDI-Wärmeatlas der Jahre 1955 bis 1984 liefern zu hohe, die der Jahre 1985 bis 1997 zu tiefe Werte für die Wärmeübergangszahl der feuchten Luft. Dieser Umstand ist positiv, erlaubt er doch das Kalibrieren aufgrund von Messungen in Labors. So zeigten Untersuchungen beim TUEV, dass der Mittelwert der beiden Ansätze, also ein Verhältnis von 1:1, eine Übereinstimmung mit den Messungen ergab. VDI-Atlanten neueren Datums sind unbrauchbar weil diverse Autoren sich an Doppelintegralen von Null bis Unendlich und ähnlich nicht umsetzbaren mathematischen Exzessen zugewendet haben.</p>				



Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 16
<b>Wärmeübergangszahl aussen (VDI 1955 bis 1984)</b> $a = \frac{S_1}{D_a} \quad b = \frac{S_2}{D_a} \quad \psi = \left(1 - \frac{\pi}{4a}\right) \frac{L_t - L_d}{L_t} \quad f_{a(\text{versetzt})} = 1 + \frac{2}{3b}$ $f_{a(\text{fluchtend})} = 1 + \frac{0.7 \left(\frac{b}{a} - 0.3\right)}{\psi^{1.5} \left(\frac{b}{a} + 0.7\right)^2} \quad f_k = \frac{1 + f_a(R_t - 1)}{R_t}$ $l_{hyd} = \frac{D_a \pi}{2} \quad V_{lfm} = \frac{\dot{M}_{lt}(1 + x_{lfm})}{\rho_{lfm}} \quad c_l = \frac{V_{lfm}}{BH}$ $Re_l = \frac{c_l l_{hyd} \rho_{lfm}}{\psi \eta_{lfm}} \quad cp_{lfm} = \frac{\Delta h_{lf}}{\Delta t_{lf}} \quad Pr_l = \frac{\eta_{lfm} cp_{lfm}}{\lambda_{lfm}}$	$c_l$ $cp_{lfm}$ $\Delta t_{lf}$ $\eta_{lfm}$ $\lambda_l$ $\lambda_{lfm}$ $\rho_{lfm}$ $V_{lfm}$ $x_{lfm}$	m/s J/kgK K Pas W/mK W/mK kg/m <sup>3</sup> m <sup>3</sup> /s kg/kg	Mittlere Luftanströmgeschwindigkeit Wärmekapazität der feuchten Luft im Mittel Temperaturdifferenz der feuchten Luft Dynamische Viskosität der feuchten Luft im Mittel Wärmeleitfähigkeit der Lamelle Wärmeleitfähigkeit der feuchten Luft im Mittel Dichte der feuchten Luft im Mittel Volumenstrom der feuchten Luft im Mittel Absolute Feuchte der Luft im Mittel	
$Nu_1 = 0.644 Re_l^{0.5} Pr_l^{1/3} \quad Nu_2 = \frac{0.037 Re_l^{0.8} Pr_l}{1 + 2.443 Re_l^{-0.1} (Pr_l^{2/3} - 1)}$ $\rho_{me} = 1.28 \frac{S_2}{D_a} \sqrt{\frac{S_1}{S_2} - 0.2} \quad h_{me} = \frac{D_a}{2} (\rho_{me} - 1) (1 + 0.35 \ln \rho_{me}) \quad X = h_{me} \sqrt{\frac{2\alpha_l}{\lambda_l L_d}}$			$Nu_3 = 0.3 + \sqrt{Nu_1^2 + Nu_2^2} \quad Nu_l = f_k Nu_3 \quad \alpha_l = \frac{f_h Nu_l \lambda_{lfm}}{l_{hyd}}$ $\vartheta = \frac{Tanh X}{X} \eta_{KRL} \quad \eta_l = 1 - \frac{A_l}{A_a} (1 - \vartheta) \quad \alpha_{a(alt)} = \eta_l \alpha_l$	
<b>Wärmeübergangszahl aussen (VDI 1985 bis 1997)</b> $a = \frac{S_1}{D_a} \quad b = \frac{S_2}{D_a} \quad \psi = \frac{S_1 L_t}{(S_1 - D_a)(L_t - L_d)} \quad c_l = \frac{\psi V_{lfm}}{BH}$ $\vartheta = \frac{2 \left( (S_1 S_2) - (D_a^2 \pi / 4) \right) + (D_a \pi (L_t - L_d))}{D_a \pi L_t}$ $Re_l = \frac{c_l D_a \rho_{lfm}}{\eta_{lfm}} \quad Pr_l = \frac{\eta_{lfm} cp_{lfm}}{\lambda_{lfm}}$			$R_t \leq 3 \rightarrow f_{a(\text{fluchtend})} = 0.2 \quad R_t > 3 \rightarrow f_{a(\text{fluchtend})} = 0.22$ $R_t \leq 2 \rightarrow f_{a(\text{versetzt})} = 0.33 \quad R_t = 3 \rightarrow f_{a(\text{versetzt})} = 0.36 \quad R_t > 3 \rightarrow f_{a(\text{versetzt})} = 0.38$ $Nu_l = f_a Re_l^{0.6} \vartheta^{-0.15} Pr_l^{(1/3)}$ $\alpha_l = \frac{f_h Nu_l \lambda_{lfm}}{D_a} \quad l_r = \sqrt{\left(\frac{S_1}{2}\right)^2 + S_2^2} \quad S_2 < \frac{S_1}{2} \rightarrow \rho_{me(\text{versetzt})} = 1.27 \frac{2S_2}{D_a} \sqrt{\frac{l_r}{2S_2} - 0.3}$ $S_2 \geq \frac{S_1}{2} \rightarrow \rho_{me(\text{versetzt})} = 1.27 \frac{S_1}{D_a} \sqrt{\frac{l_r}{S_1} - 0.3}$	

Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 17
$S_1 < S_2 \rightarrow \rho_{me(fluchtend)} = 1.28 \frac{S_1}{D_a} \sqrt{\frac{S_2}{S_1}} - 0.2$	$f_{w(alt)}$	---	Faktor Wärmeübergangszahl VDI 1955 bis 1984	
$S_1 \geq S_2 \rightarrow \rho_{me(fluchtend)} = 1.28 \frac{S_2}{D_a} \sqrt{\frac{S_1}{S_2}} - 0.2$	$f_{w(neu)}$	---	Faktor Wärmeübergangszahl VDI 1985 bis 1997	
$h_{me} = \frac{D_a}{2} (\rho_{me} - 1) (1 + 0.35 \ln \rho_{me})$	$k_g$	---	Oberflächentemperatur-Faktor	
$X = h_{me} \sqrt{\frac{2\alpha_l}{\lambda_l L_d}}$	$t_l$	°C	Temperatur der feuchten Luft	
$\vartheta = \frac{Tanh X}{X} \eta_{KRL}$	$t_m$	°C	Kühlmediumtemperatur	
$\eta_l = 1 - \frac{A_l}{A_a} (1 - \vartheta)$	$t_o$	°C	Oberflächentemperatur aussen im Mittel	
$\alpha_{a(neu)} = \eta_l \alpha_l$				

### Wärmeübergangszahl aussen im Mittel

$$\alpha_a = \frac{f_{w(alt)} \alpha_{a(alt)} + f_{w(neu)} \alpha_{a(neu)}}{f_{w(alt)} + f_{w(neu)}}$$

### Wärmedurchgangszahl bezüglich Aussenfläche

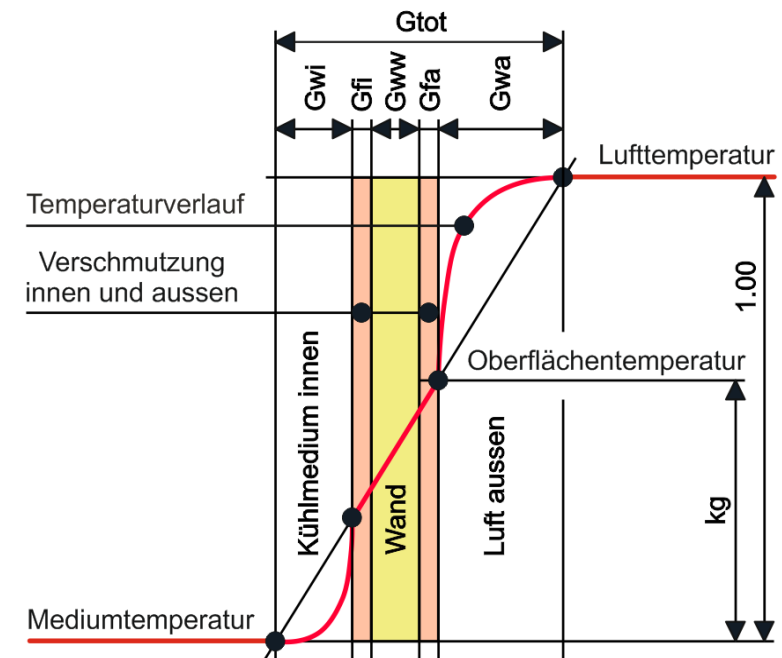
$$G_{wa} = \frac{1}{\alpha_a} \quad G_{fa} = f_a \quad G_{ww} = \frac{A_a \delta_w}{A_i \lambda_w} \quad G_{wi} = \frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_i} \quad G_{fi} = \frac{A_a}{A_i} f_i$$

$$G_{tot} = G_{wa} + G_{fa} + G_{ww} + G_{wi} + G_{fi} \quad k_a = \frac{1}{G_{tot}}$$

### Luftkühler: Oberflächentemperatur der feuchten Luft

$$\eta_{WTT} = 1.00 \rightarrow k_g = \frac{G_{tot} - G_{wa}}{G_{tot}} \quad \eta_{WTT} < 1.00 \rightarrow m = \eta_{WTT}^4 \rightarrow k_g = \left( \frac{G_{tot} - G_{wa}}{G_{tot}} \right)^m$$

$$t_o = t_m + k_g (t_l - t_m)$$

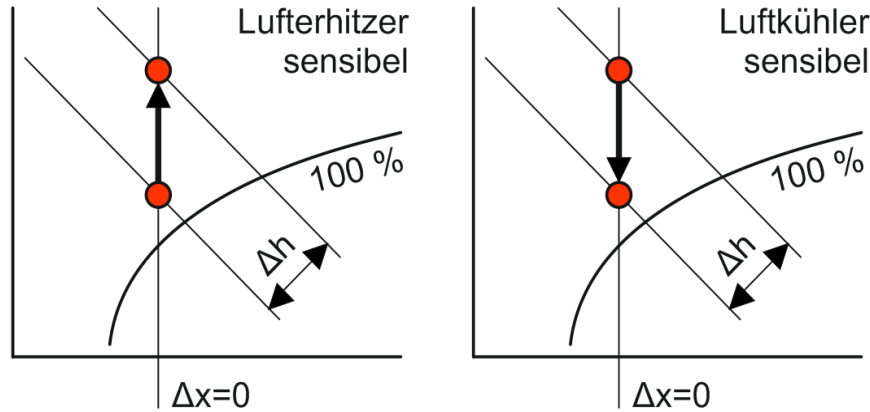


Je schlechter der Wärmeaustauscher-Wirkungsgrad total ist, desto höher ist die Oberflächentemperatur der Luft. Dies gilt für viel zu dünne Lamellen mit schlechtem Kontakt zum WT-Rohr, für wenig Rohreihen in der Tiefe und für grosse Lamellenteilungen infolge Bypass-Effekt. Solche Luftkühler weisen zu wenig latente Leistung auf und können ergo kaum Kondensat bilden.



Druckverlust aussen

$\Delta x = 0 \rightarrow$  Lufterhitzer und Luftkühler sensibel



$$\Delta p_R$$

Pa

Druckverlust durch die WT-Rohre

$$\Delta p_L$$

Pa

Druckverlust durch die Lamellen

$$\Delta p_{l(tr)}$$

Pa

Druckverlust der Luft (trocken)

$$c_l = \frac{V_{lfm}}{BH}$$

$$a = \frac{S_1}{D_a}$$

$$b = \frac{S_2}{D_a}$$

$$\Omega = \frac{S_1 - D_a L_t - L_d}{S_1 L_t}$$

$$Re_l = \frac{c_l D_a \rho_{lfm}}{\Omega \eta_{lfm}}$$

$$A_1 = \frac{280\pi (0.75 + (b^{0.5} - 0.6)^2)}{a^{1.6}(4ab - \pi)}$$

$$\xi_1 = \frac{A_1}{Re_l}$$

$$A_{2(versetzt)} = 2.5 + \frac{1.2}{(a - 0.85)^{1.08}} + 0.4 \left( \frac{b}{a} - 1 \right)^3 - 0.01 \left( \frac{a}{b} - 1 \right)^3$$

$$\xi_{2(versetzt)} = \frac{A_2}{Re_l^{0.25}} + \frac{1}{a^2} \left( \frac{1}{R_t} - 0.1 \right)$$

$$\xi_{R(versetzt)} = \xi_1 + \xi_2 \left( 1 - e^{-\left( \frac{Re_l + 200}{1000} \right)} \right)$$

$$A_{2(fluchtend)} = 0.03(a - 1)(b - 1) + \left( 0.22 + 1.2 \frac{\left( 1 - \frac{0.94}{b} \right)^{0.6}}{(a - 0.85)^{1.3}} \right) 10^{\left( \frac{b}{a} - 1.5 \right)}$$

$$\xi_{2(fluchtend)} = \frac{A_2}{Re_l^{0.1} \left( \frac{b}{a} \right)} + \frac{1}{a^2} \left( \frac{1}{R_t} - 0.1 \right)$$

$$\xi_{R(fluchtend)} = \xi_1 + \xi_2 \left( 1 - e^{-\left( \frac{Re_l + 1000}{2000} \right)} \right)$$

$$\Delta p_R = \xi_R R_t \rho_l \frac{c_l^2}{2\Omega^2}$$

$$d_{hyd} = 1.8(L_t - L_d) + 0.1D_a$$

$$Re_l = \frac{c_l d_{hyd} \rho_{lfm}}{\Omega \eta_{lfm}}$$

$$\delta = \frac{L_t - L_d}{S_1 - D_a}$$

$$\beta = 0.84 + 0.66e^{-\frac{\delta}{0.33}}$$

$$r_l = 0.000078$$

$$\xi_1 = \beta \frac{64}{Re_l}$$

$$\xi_2 = \left( 2 \log \left( \frac{d_{hyd}}{r_l} \right) + 1.14 \right)^{-2}$$

$$\xi_3 = \left( -2 \log \left( \frac{2.51}{Re_l \sqrt{\xi_3}} + \frac{r_l}{3.71 d_{hyd}} \right) \right)^{-2}$$

$$\xi_4 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3) \quad \xi_{L(versetzt)} = 0.25 + \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{\xi_4 S_2}{d_{hyd}}$$

$$\xi_{L(fluchtend)} = 0.25 + \frac{\xi_4 S_2}{d_{hyd}}$$

$$\Delta p_L = \xi_L R_t \rho_l \frac{c_l^2}{2\Omega^2} f_{dp}$$

$$\Delta p_{l(tr)} = \Delta p_R + \Delta p_L$$

# Lamellierte Wärmeaustauscher

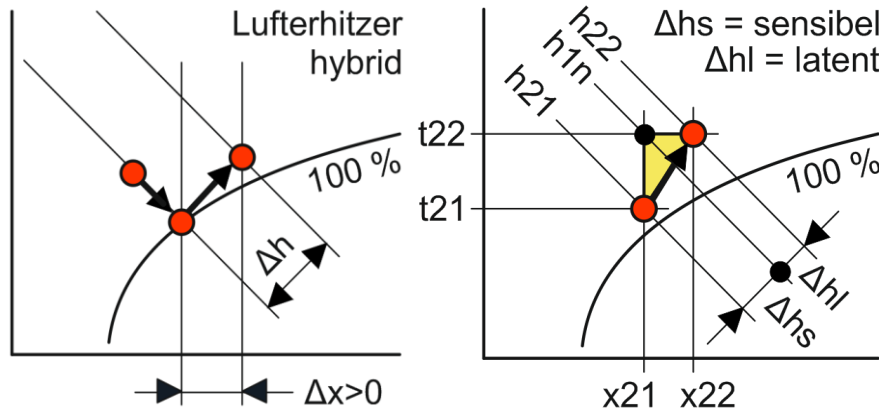
## Symbol

## Einheit

## Beschreibung

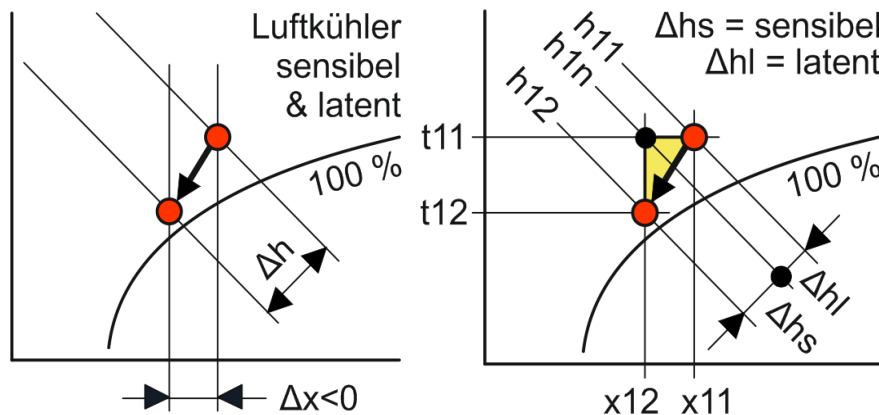
## Seite 19

$\Delta x > 0 \rightarrow$  **Lufterhitzer hybrid = sensibel und latent**



Die Gleichungen sind identisch mit denen für sensible Lufterhitzer und Luftkühler bis und mit zum Druckverlust der Luft trocken, siehe Seite 18. Nun folgt die Berechnung für den Druckverlust mit besprühten Lamellen.

$\Delta x < 0 \rightarrow$  **Luftkühler sensibel und latent**



$cp_{km}$

J/kgK

Wärmekapazität von Kondensat im Mittel

$\Delta h_{lf(sen)}$

J/kg

Enthalpiedifferenz der feuchten Luft (sensibel)

$\Delta p_{l(na)}$

Pa

Druckverlust der Luft (nass)

$\eta_{km}$

Pas

Dynamische Viskosität von Kondensat im Mittel

$f_{l(na)}$

---

Druckverlust-Faktor (nass)

$f_n$

---

Faktor für Zellen mit Kondensatbildung

$\lambda_{km}$

W/mK

Wärmeleitfähigkeit von Kondensat im Mittel

$n$

---

Erste von 15 Zellen mit Kondensatbildung

$\rho_{km}$

kg/m3

Dichte von Kondensat im Mittel

$$\Delta h_{lf(sen)} = h_{1n} - h_{21} \quad f_{l(na)} = \left( \frac{\Delta h_{lf}}{\Delta h_{lf(sen)}} \right)^{0.33} \quad \Delta p_{l(na)} = f_{l(na)} \Delta p_{l(tr)}$$

$$f_n = \frac{16 - n}{15}$$

$$f_u = 0.04 f_n (1 - e^{-\Delta x / 0.004})$$

$$f_v = \frac{\Delta x / \rho_{km}}{\left( ((1 - \Delta x) / \rho_{lfm}) + (\Delta x / \rho_{km}) \right)}$$

$$\rho_{lfm} = \rho_{lfm}(1 - f_v) + \rho_{km} f_v$$

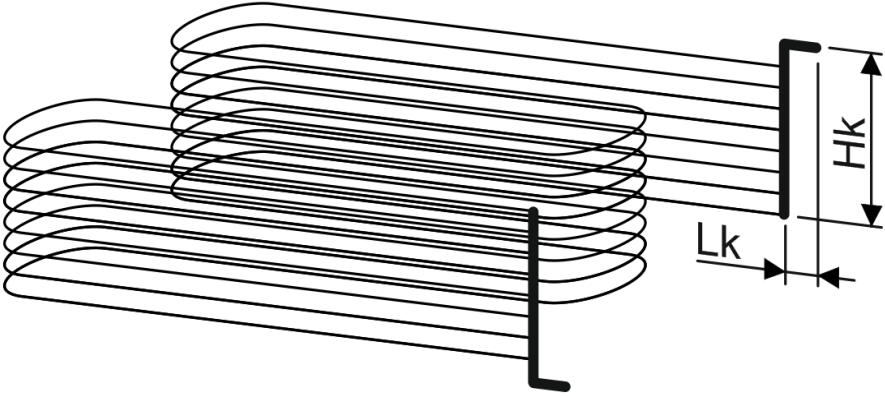
$$cp_{lfm} = cp_{lfm}(1 - \Delta x) + cp_{km} \Delta x$$

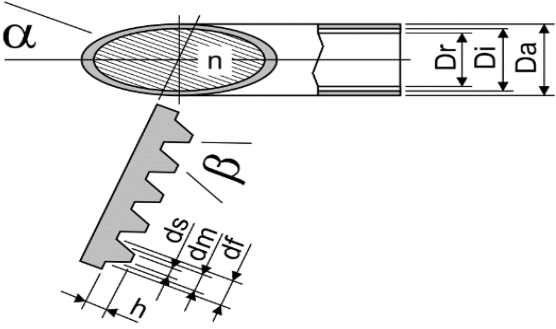
$$\lambda_{lfm} = \lambda_{lfm}(1 - f_u) + \lambda_{km} f_u$$

$$\eta_{lfm} = \eta_{lfm}(1 - \Delta x) + \eta_{km} \Delta x$$

Mit den korrigierten Stoffwerten (feuchte Luft mit Kondensat) können nun die Gleichungen für sensible Lufterhitzer und Luftkühler bis und mit zum Druckverlust der Luft trocken angewendet werden, siehe Seite 18. Nun folgt die Berechnung für den Druckverlust mit Kondensat auf den Lamellen.

$$\Delta h_{lf(sen)} = h_{1n} - h_{12} \quad f_{l(na)} = \left( \frac{\Delta h_{lf}}{\Delta h_{lf(sen)}} \right)^{0.33} \quad \Delta p_{l(na)} = f_{l(na)} \Delta p_{l(tr)}$$

Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 20
<b>Definition zur Verschaltung und zu den Kollektoren</b> Beispiel Number of Circuits (NC) = 8 Anzahl Passagen pro NC (PA) = 4	$c_{km}$	m/s	Geschwindigkeit vom Medium im Kollektor	
	$cp_m$	J/kgK	Wärmekapazität vom Medium	
	$D_{ki}$	m	Kollektor-Innendurchmesser	
	$\Delta p_k$	Pa	Kollektor-Druckverlust innen	
	$\eta_m$	Pas	Dynamische Viskosität vom Medium	
	$\lambda_m$	W/mK	Wärmeleitfähigkeit vom Medium	
	NC	---	Number of Circuits (Anzahl Abgänge ab Kollektor)	
	PA	---	Anzahl Passagen pro NC	
	$Q_{ki}$	m <sup>2</sup>	Kollektor-Querschnittsfläche innen	
	$r_k$	m	Rauigkeit im Kollektor	
	$\rho_m$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte vom Medium	
				
<b>Druckverlust in den Kollektoren</b> $\Delta h_m = cp_m \Delta t_m \quad \dot{M} = \frac{\dot{Q}}{\Delta h_m} \quad \dot{V} = \frac{\dot{M}}{\rho_m} \quad Q_{ki} = \frac{D_{ki}^2 \pi}{4} \quad c_{km} = \frac{\dot{V}}{Q_{ki}} \quad Re_{km} = \frac{c_{km} D_{ki} \rho_m}{\eta_m}$ $r_{k(Kupfer)} = 0.000002 \quad r_{k(Stahl\ rostfrei)} = 0.000080 \quad r_{k(Stahl\ verzinkt)} = 0.000160 \quad \xi_1 = \frac{64}{Re_{km}} \quad \xi_2 = 0.3164 Re_{km}^{-0.25}$ $\xi_3 = 0.0054 + 0.3964 (Re_{km}^{-0.3}) \quad \xi_4 = \left( \log (Re_{km} \sqrt{\xi_4}) \right)^{-2} \quad \xi_5 = \left( 2 \log \left( \frac{D_{ki}}{r_{km}} \right) + 1.14 \right)^{-2} \quad \xi_6 = \left( -2 \log \left( \frac{2.51}{Re_{km} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_{km}}{3.71 D_{ki}} \right) \right)^{-2}$ $Re_{km} < 100 \rightarrow \xi_7 = \xi_1 \quad Re_{km} \geq 100 \rightarrow \xi_7 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6) \quad \xi_{km} = \frac{\xi_7 (H_k + L_k)}{D_{ki}} + 3 \quad \Delta p_k = \xi_{km} \rho_m \frac{c_{km}^2}{2}$				

Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 21
<b>Definition zu den Glattrohren</b>  $Q_{ri} = NC \frac{D_i^2 \pi}{4} \quad D_{hyd} = D_i \quad r_{r(Kupfer)} = 0.000002$ $r_{r(Stahl\ rostfrei)} = 0.000080 \quad r_{r(Stahl\ verzinkt)} = 0.000160$	$Q_{ri}$  $D_{hyd}$  $\Delta p_r$  $\Delta p_{ti}$	m <sup>2</sup>  m  Pa  Pa	WT-Rohre-Querschnittsfläche innen total  Hydraulischer Durchmesser der WT-Rohre innen  Druckverlust in den WT-Rohren  Druckverlust total innen	
<b>Definition zu den Innenrillenrohren</b>  $Q_{ri} = NC \frac{(D_i + D_r)^2 \pi}{16} \quad D_{hyd} = \frac{4Q_{ri}}{A_{r2}}$ $r_{rr(Kupfer)} = 0.000002$ $r_{rr(Stahl\ rostfrei)} = 0.000080$ $r_{rr(Stahl\ verzinkt)} = 0.000160 \quad r_r = r_{rr} + h \sin\left(\frac{\alpha \pi}{180}\right)^4$				
<b>Druckverlust in den WT-Rohren für Medien ohne Aggregatzustandsänderung</b>  $c_{rm} = \frac{\dot{V}}{Q_{ri}} \quad Re_{rm} = \frac{c_{rm} D_{hyd} \rho_m}{\eta_m} \quad \xi_1 = \frac{64}{Re_{rm}} \quad \xi_2 = 0.3164 Re_{rm}^{-0.25} \quad \xi_3 = 0.0054 + 0.3964 (Re_{rm}^{-0.3}) \quad \xi_4 = \left( \log \left( Re_{rm} \sqrt{\xi_4} \right) \right)^{-2}$ $\xi_5 = \left( 2 \log \left( \frac{D_{hyd}}{r_r} \right) + 1.14 \right)^{-2} \quad \xi_6 = \left( -2 \log \left( \frac{2.51}{Re_{rm} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_r}{3.71 D_{hyd}} \right) \right)^{-2} \quad \xi_7 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6) \quad \xi_{rm} = \frac{PA \xi_7 B}{D_{hyd}} + (PA - 1)$ $\Delta p_r = \xi_{rm} \rho_m \frac{c_{rm}^2}{2}$				
<b>Druckverlust innen im Wärmeaustauscher total</b>  $\Delta p_{ti} = \Delta p_r + \Delta p_{k(Eintrittskollektor)} + \Delta p_{k(Austrittskollektor)}$				



Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 22
<b>Wärmeübergangszahl innen</b> <b>Medien ohne Aggregatzustandsänderung</b> <b>Dies bezieht sich auf Flüssigkeiten oder Gase, also auch für Kondensatoren bezüglich Heissgas-Kühlung und Kondensat-Unterklühlung und für Einspritzverdampfer bezüglich der Sauggas-Überhitzung.</b> $Pr_m = \frac{\eta_m c p_m}{\lambda_m} \quad \xi_m = (1.82 \log(Re_{rm} - 1.64))^{-2}$ $Nu_1 = \frac{\frac{\xi_m}{8} (Re_m - 1000) Pr_m}{1 + 12.7 \left( Pr_m^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \sqrt{\frac{\xi_m}{8}}}$ $Nu_2 = \sqrt[3]{3.66^3 + 1.61^3 Re_{rm} Pr_m \frac{D_{hyd}}{B}}$ $Nu_3 = 0.664 Pr_m^{\frac{1}{3}} \sqrt{\frac{Re_m D_{hyd}}{B}} \quad Nu_m = \max(Nu_1, Nu_2, Nu_3)$ $\alpha_{i(Glattrohre)} = \frac{Nu_m \lambda_m}{D_{hyd}}$	$\eta_{liq}$ $g$ $\lambda_{liq}$ $\rho_{liq}$ $R$	Pas m/s2 W/mK kg/m3 J/kg	Viskosität Medium auf Liquidus Fallbeschleunigung = 9.81 m/s2 Wärmeleitfähigkeit Medium auf Liquidus Dichte Medium auf Liquidus Verdampfungswärme Medium	
<b>Medien mit Aggregatzustandsänderung (Boris Slipcevic)</b> <b>Kondensation, Verdampfung im Einspritz- und im überfluteten Betrieb. Die Gleichungen stehen in einem engen Zusammenhang, führen ergo nur durch Iteration zu einem Ergebnis. Hohe Geschwindigkeiten verbessern den Wärmeübergang, führen aber zu höheren Druckverlusten, welche die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz verringern. Der Druckverlust muss deshalb von Pa in K umgerechnet werden.</b> <b>Kondensation</b> $f_{lam} = 0.943 \left( \frac{\lambda_{liq}^3 \rho_{liq}^2 R g}{\eta_{liq} B} \right)^{0.25}$ $f_{turb} = 0.003 \left( \frac{\lambda_{liq}^3 \rho_{liq}^2 B g}{\eta_{liq}^3 R} \right)^{0.5}$ $\alpha_{i(Glattrohre)} = \max(\alpha_{i(lam)}, \alpha_{i(turb)})$	$g_{i(lam)} = \frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_{i(lam)}}$ $g_{i(turb)} = \frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_{i(turb)}}$	$g_{t(lam)} = \frac{1}{k_a}$ $g_{t(turb)} = \frac{1}{k_a}$	$\Delta t_{lam} = \frac{g_{i(lam)}}{g_{t(lam)}} \quad \alpha_{i(lam)} = f_{lam} \Delta t_{lam}^{0.25}$ $\Delta t_{turb} = \frac{g_{i(turb)}}{g_{t(turb)}} \quad \alpha_{i(turb)} = f_{turb} \Delta t_{turb}^{0.5}$	

Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 23
<b>Einspritz-Verdampfung</b> $K_1 = \frac{\lambda_{liq} \rho_{liq}^{0.06}}{g^{0.3} \rho_{sol}^{0.66} \eta_{liq}^{0.575} \eta_{sol}^{0.225}} \quad B_1 = \sqrt{\frac{2S_t}{g(\rho_{liq} - \rho_{sol})}}$ $D_1 = 0.511B_1 \quad F_1 = 0.56 \sqrt{\frac{g}{D_1}} \quad Q_i = \frac{\dot{Q}}{A_i} \quad H_d = R(1 - F_{ge})$ $B_2 = \frac{2.059 \lambda_{liq}^{0.6} H_d^{0.133} r_r^{0.133} \rho_{sol}^{0.133}}{g^{0.2} (t_o + 273.16)^{0.4} S_t^{0.3} F_1^{0.266} D_1^{0.399} \rho_{liq}^{0.233}}$ $\dot{M} = \frac{\dot{Q}}{H_d} \quad \dot{m} = \frac{\dot{M}}{Q_{ri}} \quad \alpha_{i(konv)} = \frac{0.9(1 - F_{ge})^{0.1} K_1 \dot{m}^{1.4}}{D_{hyd}^{0.5}}$ $\alpha_{i(blas)} = \frac{0.9(1 - F_{ge})^{0.1} B_2 \dot{m}^{0.1} Q_i^{0.7}}{D_{hyd}^{0.5}} \quad \alpha_{i(Glattrohre)} = \max(\alpha_{i(konv)}, \alpha_{i(blas)})$	$\eta_{sol}$ $F_{ge}$ $H_d$ $\dot{m}$ $P_u$ $\rho_{sol}$ $S_t$ $t_o$	Pas --- J/kg kg/sm2 --- kg/m3 N/m °C	Viskosität Medium auf Solidus Flashgasanteil am Eintritt Enthalpiedifferenz Massenstromdichte Pumpenumlauf-Faktor Dichte Medium auf Solidus Oberflächenspannung Medium Verdampfungstemperatur auf Solidus	
<b>Pumpenumlauf-Verdampfung</b> $K_1 = \frac{\lambda_{liq} \rho_{liq}^{0.06}}{g^{0.3} \rho_{sol}^{0.66} \eta_{liq}^{0.575} \eta_{sol}^{0.225}} \quad B_1 = \sqrt{\frac{2S_t}{g(\rho_{liq} - \rho_{sol})}} \quad D_1 = 0.511B_1$ $F_1 = 0.56 \sqrt{\frac{g}{D_1}} \quad Q_i = \frac{\dot{Q}}{A_i} \quad H_d = \frac{R}{P_u} \quad \dot{M} = \frac{\dot{Q}}{H_d} \quad \dot{m} = \frac{\dot{M}}{Q_{ri}}$ $B_2 = \frac{2.059 \lambda_{liq}^{0.6} H_d^{0.133} r_r^{0.133} \rho_{sol}^{0.133}}{g^{0.2} (t_o + 273.16)^{0.4} S_t^{0.3} F_1^{0.266} D_1^{0.399} \rho_{liq}^{0.233}} \quad \alpha_{i(konv)} = \frac{K_1 \dot{m}^{1.4}}{D_{hyd}^{0.5}}$ $\alpha_{i(blas)} = \frac{B_2 \dot{m}^{0.1} Q_i^{0.7}}{D_{hyd}^{0.5}} \quad \alpha_{i(Glattrohre)} = \max(\alpha_{i(konv)}, \alpha_{i(blas)})$				<p>Einspritz-Verdampfer Kapillar-Druckverlust</p> <p>Pumpenumlauf-Verdampfer</p> <p>Verdampfer</p> <p>Verdampfer-Heissgas-abtauung oder Kondensator im Change-Over-Betrieb</p>

**Einfluss Innenrillenrohre auf Wärmeübergangszahl innen**

$$d_f = d_m + \left( h \tan \left( \frac{\beta \pi}{360} \right) \right) \quad d_s = d_m - \left( h \tan \left( \frac{\beta \pi}{360} \right) \right)$$

$$d_{ir} = 0.75d_f + 0.25d_s \quad X = d_{ir} \sqrt{\frac{2 \alpha_i}{\lambda_w d_{ir}}} \quad Y = \frac{\tanhyp(X)}{X} \quad Z = 1 - \left( \frac{(1 - Y) A_{r1}}{A_{r2}} \right)$$

$$\alpha_{i(\text{Innenrillenrohre})} = Z \alpha_{i(\text{Glattrohre})}$$

**Druckverlust in den WT-Rohren für Medien mit Aggregatzustandsänderung**

**Druckverlust bei der Kondensation**

$$f_v = \frac{\eta_{liq}}{\eta_{sol}} \quad f_d = \frac{\rho_{liq}}{\rho_{sol}} \quad f_{w1} = \frac{f_v \dot{m}^{0.5}}{62 \eta_{liq}^{1/6} g^{1/6} \rho_{liq}^{1/3} f_d^{0.1}}$$

$$f_{w2} = \sum_{n=1}^{10} 0.1 \left( (0.1n - 0.05)^{\frac{14}{19}} + f_{w1} (0.1n - 0.05)^{\frac{14}{19}} (1.05 - 0.1n)^{0.5} \right)^{19/8}$$

$$Re_{rm} = \frac{\dot{m} D_{hyd}}{\eta_{liq}} \quad \xi_1 = \frac{64}{Re_{rm}} \quad \xi_2 = 0.3164 Re_{rm}^{-0.25}$$

$$\xi_3 = 0.0054 + 0.3964 (Re_{rm}^{-0.3}) \quad \xi_4 = \left( 2 \log \left( Re_{rm} \sqrt{\xi_4} \right) \right)^{-2}$$

$$\xi_5 = \left( 2 \log \left( \frac{D_{hyd}}{r_r} \right) + 1.14 \right)^{-2} \quad \xi_6 = \left( -2 \log \left( \frac{2.51}{Re_{rm} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_r}{3.71 D_{hyd}} \right) \right)^{-2}$$

$$\xi_7 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6) \quad \xi_{rm} = PA \left( \frac{\xi_7 B}{D_{hyd}} + 1 \right) + 5$$

$$\Delta p_r = \left( \frac{\xi_{rm} f_{w2} \dot{m}^2}{2 \rho_{sol}} \right) + \left( \dot{m}^2 \left( \frac{1}{\rho_{liq}} - \frac{1}{\rho_{sol}} \right) \right) \quad \Delta p_{r(K)} = \frac{\Delta p_r}{G_r}$$

$\Delta p_{r(K)}$

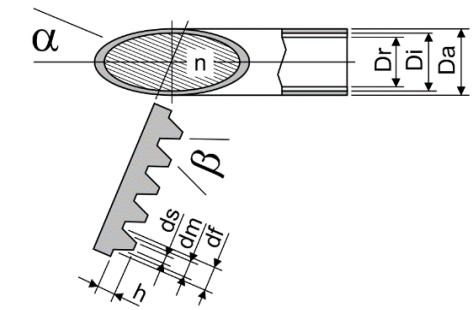
K

Druckverlust total innen

$G_r$

Pa/K

Gradient



**Gradient, gültig für Kondensation und Verdampfung**

**Kältemittel R410A nach REFPROP**

Temp. (t) °C	Druck (p) Pa	Gradient (Gr) Pa/K
30.00	1889338.04	
32.00	1988619.80	50611.13
34.00	2091782.57	52578.39
36.00	2198933.37	54600.09
38.00	2310182.92	56678.16
40.00	2425646.03	58814.84
42.00	2545442.29	61012.67
44.00	2669696.70	63274.56
46.00	2798540.51	65603.88
48.00	2932112.21	68004.53
50.00	3070558.64	

**Vereinfachte Berechnungs-Methode**  
siehe grüne Zellen oben

$$G_{r(40)} = \frac{p_{42} - p_{38}}{t_{42} - t_{38}} = 58814.84$$

Der Fehler beträgt 0.0183 %  
gegenüber der genauen Methode

Je näher man jedoch in den Bereich  
des kritischen Punktes kommt,  
steigt der Fehler beträchtlich an !

**Polynom-Approximation nach Table Curve 2D**

$$p = a + bt + ct^2 + dt^3$$

a = 777887.5515  
b = 27693.40974  
c = 234.7441189  
d = 2.568982299

Gradient = Differential nach t

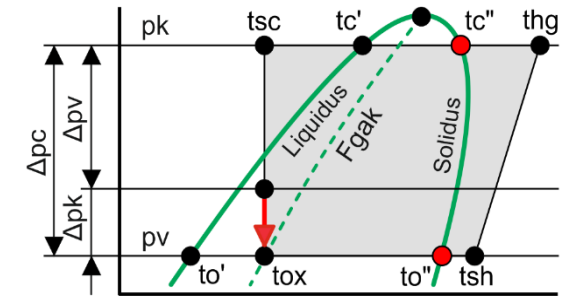
$$G_r = b + 2ct + 3dt^2$$

t = 40 → Gr = 58804.05

Gradient = Pa/K)

Temp. (°C)

Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 25
<b>Druckverlust bei der Einspritz-Verdampfung</b>				
$f_v = \frac{\eta_{liq}}{\eta_{sol}} \quad f_d = \frac{\rho_{liq}}{\rho_{sol}} \quad f_{w1} = \frac{f_v \dot{m}^{0.5}}{62 \eta_{liq}^{1/6} g^{1/6} \rho_{liq}^{1/3} f_d^{0.1}}$	$D_{ak}$	m	Aussendurchmesser der Kapillaren	
$f_{w2} = \sum_{n=1}^{10} 0.1 \left( (0.1n - 0.05)^{\frac{14}{19}} + f_{w1} (0.1n - 0.05)^{\frac{14}{19}} (1.05 - 0.1n)^{0.5} \right)^{19/8}$	$D_{ik}$	m	Innendurchmesser der Kapillaren	
$Re_{rm} = \frac{\dot{m} D_{hyd}}{\eta_{sol}} \quad \xi_1 = \frac{64}{Re_{rm}} \quad \xi_2 = 0.3164 Re_{rm}^{-0.25}$	$\Delta p_k$	Pa	Druckverlust in den Kapillaren	
$\xi_3 = 0.0054 + 0.3964 (Re_{rm}^{-0.3}) \quad \xi_4 = \left( 2 \log \left( Re_{rm} \sqrt{\xi_4} \right) \right)^{-2}$	$S_k$	m	Wandstärke der Kapillaren	
$\xi_5 = \left( 2 \log \left( \frac{D_{hyd}}{r_r} \right) + 1.14 \right)^{-2} \quad \xi_6 = \left( -2 \log \left( \frac{2.51}{Re_{rm} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_r}{3.71 D_{hyd}} \right) \right)^{-2}$	$F_{gak}$	---	Flashgas am Austritt der Kapillaren	
$\Delta p_r = \left( \frac{\xi_{rm} f_{w2} \dot{m}^2}{2 \rho_{sol}} \right) + \left( \dot{m}^2 \left( \frac{1}{\rho_{sol}} - \frac{1}{\rho_{liq}} \right) \right) \quad \Delta p_{r(K)} = \frac{\Delta p_r}{G_r}$	$h_{(...)}$	J/kg	Enthalpie bei (...)	
	$L_k$	m	Länge der Kapillaren	
<b>Druckverlust in den Kapillaren</b>				
$F_{gak} = 1 - \frac{R - h_{(tsc)} + h_{(to'')}}{R} \quad \eta_m = F_{gak} \eta_{sol} + (1 - F_{gak}) \eta_{liq}$	$\rho_m$			
$\dot{V}_m = \frac{\dot{M}}{\rho_m} \quad Q_{ki} = NC \frac{D_{ik}^2 \pi}{4} \quad Re_{km} = \frac{\dot{m} D_{ik}}{\eta_m} \quad \xi_1 = \frac{64}{Re_{km}}$	$\xi_2 = 0.3164 Re_{km}^{-0.25}$			
$\xi_3 = 0.0054 + 0.3964 (Re_{km}^{-0.3}) \quad \xi_4 = \left( 2 \log \left( Re_{km} \sqrt{\xi_4} \right) \right)^{-2} \quad \xi_5 = \left( 2 \log \left( \frac{D_{ik}}{r_r} \right) + 1.14 \right)^{-2}$	$\xi_6 = \left( -2 \log \left( \frac{2.51}{Re_{km} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_r}{3.71 D_{ik}} \right) \right)^{-2}$			
$\xi_7 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6) \quad \xi_{km} = PA \left( \frac{\xi_7 L_k}{D_{ik}} \right) + 2.5 \quad \Delta p_k = \frac{\xi_{km} \dot{m}^2}{\rho_m}$				



Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 26
------------------------------	--------	---------	--------------	----------

Druckverlust bei der Pumpenumlauf-Verdampfung	$F_{ga}$	---	Flashgasanteil am Austritt	
---	----------	-----	----------------------------	--

$$f_v = \frac{\eta_{liq}}{\eta_{sol}} \quad f_d = \frac{\rho_{liq}}{\rho_{sol}} \quad f_{w1} = \frac{f_v \dot{m}^{0.5}}{62 \eta_{liq}^{1/6} g^{1/6} \rho_{liq}^{1/3} f_d^{0.1}} \quad F_{ga} = \frac{1}{P_u} \quad q = \frac{F_{ga}}{20}$$

$$f_{w2} = \sum_{n=1}^{10} 0.1 \left( (q(2n-1))^{\frac{14}{19}} + f_{w1} (q(2n-1))^{\frac{14}{19}} (F_{ga} - q(2n-1))^{0.5} \right)^{19/8}$$

$$Re_{rm} = \frac{\dot{m} D_{hyd}}{\eta_{liq}} \quad \xi_1 = \frac{64}{Re_{rm}} \quad \xi_2 = 0.3164 Re_{rm}^{-0.25}$$

$$\xi_3 = 0.0054 + 0.3964 (Re_{rm}^{-0.3}) \quad \xi_4 = \left( 2 \log (Re_{rm} \sqrt{\xi_4}) \right)^{-2} \quad \xi_5 = \left( 2 \log \left( \frac{D_{hyd}}{r_r} \right) + 1.14 \right)^{-2} \quad \xi_5 = \left( 2 \log \left( \frac{D_{hyd}}{r_r} \right) + 1.14 \right)^{-2}$$

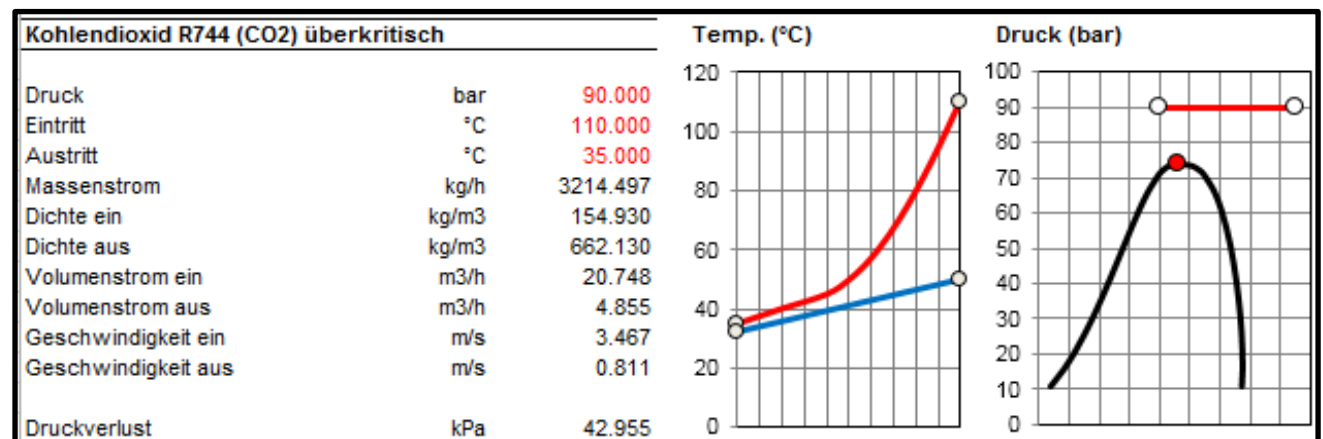
$$\xi_6 = \left( -2 \log \left( \frac{2.51}{Re_{rm} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_r}{3.71 D_{hyd}} \right) \right) \quad \xi_7 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6) \quad \xi_{rm} = PA \left( \frac{\xi_7 B}{D_{hyd}} + 1 \right) + 5$$

$$\Delta p_r = \left( \frac{\xi_{rm} f_{w2} \dot{m}^2}{2 \rho_{sol}} \right) + \left( \dot{m}^2 \left( \frac{1}{\rho_{sol}} - \frac{1}{\rho_{liq}} \right) \right) \quad \Delta p_{r(K)} = \frac{\Delta p_r}{G_r}$$

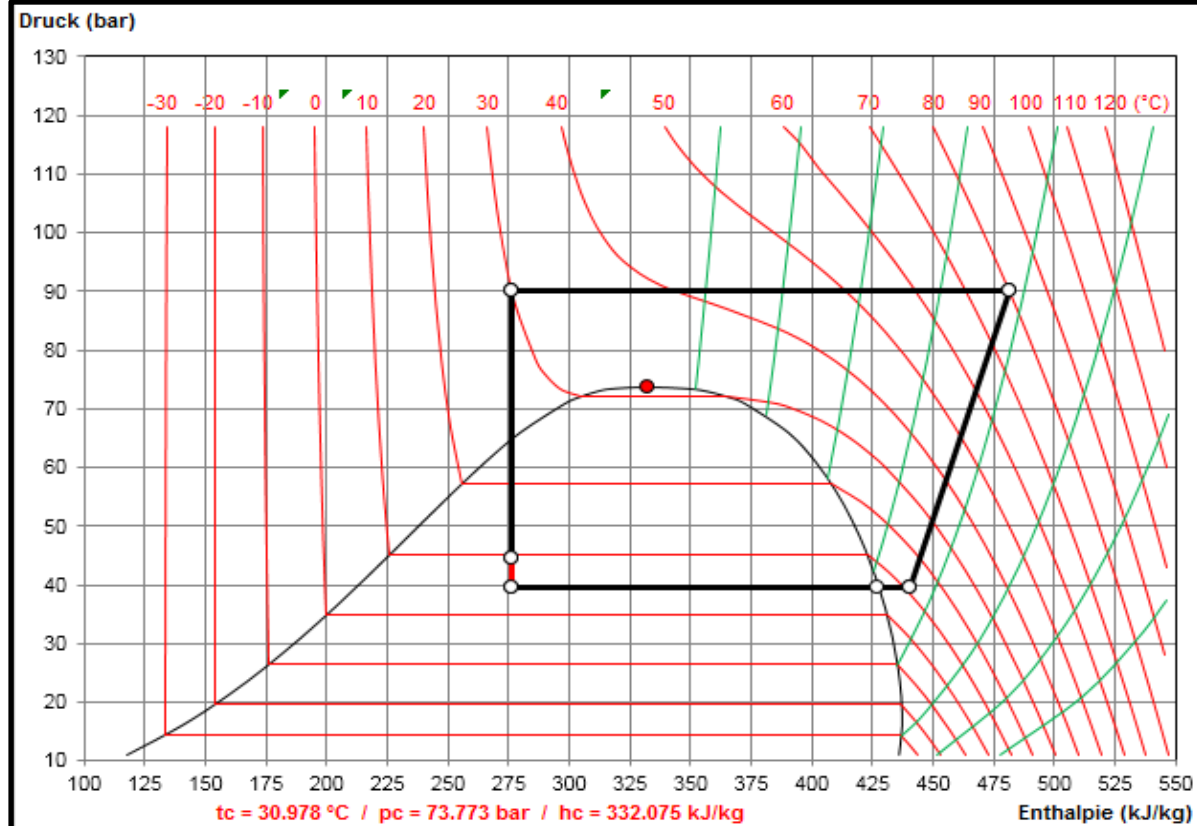
## CO2-Kühler im überkritischen Bereich

Weil die thermodynamischen Werte bei der Kühlung von CO2 im überkritischen Bereich extrem stark ändern, muss der Kühlprozess in 15 Zellen aufgeteilt werden. In den Zellen ändern sich die Wärmeübergangszahlen, die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz und somit der Bedarf an Wärmeaustauschfläche.

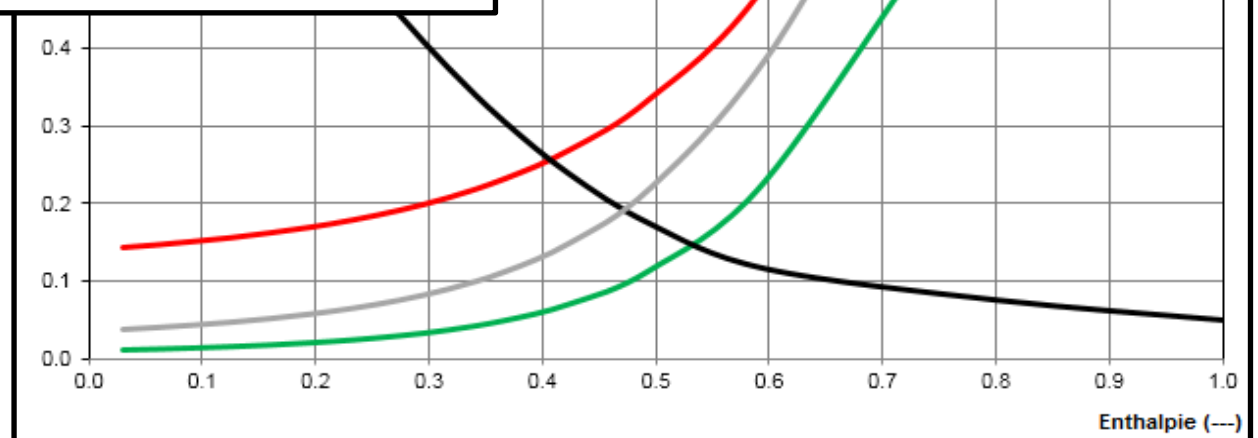
Die Berechnung bezüglich Wärmeübergangszahl und Druckverlust erfolgt in den einzelnen Zellen wie bei den Medien ohne Aggregatzustandsänderung.







Ein Problem stellt dabei auch noch die genaue Bestimmung des Einspritzpunktes (Flashgas) und die Berechnung der Kapillaren dar. Diese erfolgen in der Applikation HEH-DX-Evaporator.



Es gibt sehr gute Software, wie REFPROP von NIST, welche die Berechnung der thermodynamischen Werte von nicht kondensierbaren Mischgasen ermöglicht. Eine Teilkondensation von Wasser wird nicht berücksichtigt. Software, welche solche Berechnungen zulassen würde, wird nicht zu einem vernünftigen Preis angeboten. Hier bieten wir mit den Applikationen GHG und HEH-SR-G die Möglichkeit, zu einem vernünftigen Preis solche Berechnungen durchführen zu können. Mittels REFPROP von NIST wird zuerst das Mischgas ohne kondensierbaren Wasserdampf bestimmt. Anschliessend wird in der Applikation GHG der Kühlprozess mit kondensierbarem Wasserdampf berechnet. GHG ist ergo ein Mollier-Diagramm für nicht kondensierbare Mischgase mit der Möglichkeit, eine Teilkondensation von Wasser zu berechnen, ohne die genaue Grösse des Wärmeaustauschers zu bestimmen. Alternativ können direkt die Applikationen HEH-SR-G herangezogen werden, wenn es darum geht, die Grösse des Wärmeaustauschers genau zu bestimmen.

## Mixture Information

Mixture name: nitrogen/oxygen/carbon dioxide/carbon monoxide

Molar mass: 30.638 kg/kmol

## Saturation fixed points

	Critical Point	Cricondentherm (Max Temp.)
Temperature (°C)	Unknown	-67.404
Pressure (Pa)	Unknown	7091200.0
Density (kg/m³)	Unknown	160.34

## Components and composition

Mass Fraction

nitrogen	0.55
oxygen	0.25
carbon dioxide	0.15
carbon monoxide	0.05

Beispiel für ein Mischgas aus 4 nicht kondensierbaren Gasen, also ohne kondensierbaren Wasserdampf, berechnet mit REFPROP von NIST. Für unsere Applikationen GHG und HEH-SR-G benötigt man die Werte von -100 bis 300 °C in Schritten von 25 K auch wenn z.B. nur ein Kühlprozess von 150 auf 30 °C zu berechnen ist. Im Weiteren muss der Anteil an teilkondensierbarem Wasserdampf in diese Applikationen eingegeben werden. Im folgenden Beispiel erfolgt die Kühlung mit Wasser von 10 auf 40 °C.

## REFPROP - NIST Reference Fluid Properties (DLL version 9.1)

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

## 1: nitrogen/oxygen/carbon dioxide/carbon monoxide: p = 100000.0 Pa (55/25/15/5)

	Temperature (°C)	Pressure (Pa)	Density (kg/m³)	Cp (J/kg-K)	Therm. Cond. (W/m-K)	Viscosity (Pa-s)	Prandtl
1	-100.00	100000.	2.1395	965.59	0.015077	0.000011493	0.73607
2	-75.000	100000.	1.8660	966.75	0.017183	0.000012951	0.72864
3	-50.000	100000.	1.6550	969.52	0.019194	0.000014351	0.72492
4	-25.000	100000.	1.4872	973.15	0.021158	0.000015697	0.72200
5	0.00000	100000.	1.3504	977.31	0.023085	0.000016994	0.71944
6	25.000	100000.	1.2367	981.86	0.024974	0.000018244	0.71727
7	50.000	100000.	1.1407	986.74	0.026826	0.000019453	0.71555
8	75.000	100000.	1.0586	991.93	0.028641	0.000020624	0.71430
9	100.00	100000.	0.98756	997.43	0.030419	0.000021760	0.71352
10	125.00	100000.	0.92545	1003.2	0.032162	0.000022864	0.71320
11	150.00	100000.	0.87071	1009.3	0.033873	0.000023939	0.71331
12	175.00	100000.	0.82209	1015.7	0.035553	0.000024986	0.71379
13	200.00	100000.	0.77861	1022.2	0.037204	0.000026008	0.71461
14	225.00	100000.	0.73951	1029.0	0.038828	0.000027006	0.71571
15	250.00	100000.	0.70416	1036.0	0.040427	0.000027981	0.71704
16	275.00	100000.	0.67203	1043.0	0.042002	0.000028936	0.71856
17	300.00	100000.	0.64271	1050.2	0.043555	0.000029871	0.72023

Es wurde eine Wasserdampfmenge von 50 g/kg am Eintritt angenommen. Am Austritt sind es noch 20 g/kg. Es kondensieren demnach 30 g/kg Wasserdampf aus. Die Grösse des Wärmeaustauschers wurde nur rudimentär bestimmt. Eine genauere Berechnung kann mit den 3 Applikationen HEH-SR-G erfolgen:

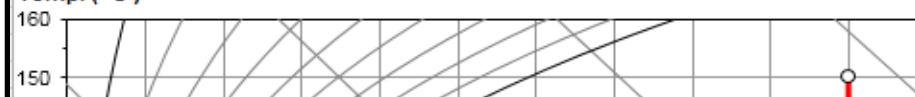
1. Kühlen mit flüssigen Medien
2. Kühlen mittels Einspritz-Verdampfung
3. Kühlen mittels Pumpenumlauf-Verdampfung

Mollier TX Diagramm für

Gas Dampf

Name	Gasgemisch	Water
Formel	N2+O2+CO2+CO	H2O
CAS	---	7732-18-5
Molekulargewicht	kg/kMol	30.638
Tripelpunkt-Temperatur	°C	0.000
Verdampfung-Enthalpie (0.000 °C)	J/kg	2500900.000

Temp. ( °C )



Gasgemisch / Water		Eintritt	Austritt
Druck	barabs	1.000	
Temp.	°C	150.000	30.000
Rel. Feuchte	%	1.646	82.377
Abs. Feuchte	g/kg	50.000	21.317
Dichte feucht	kg/m3	0.843	1.199
Enthalpie feucht	kJ/kg	290.790	83.989
Feuchtkugeltemperatur	°C	51.887	27.439
Taupunkttemperatur	°C	41.119	26.662
Volumenstrom feucht	m3/h	12461.503	8520.704
Massenstrom trocken	kg/h	10000.000	10000.000
Kondensatmenge	kg/h		286.833
Leistung sensibel	kW		352.322
Leistung latent	kW		222.127
Leistung frost	kW		0.000
Leistung total	kW		574.449

## Kühlmedium

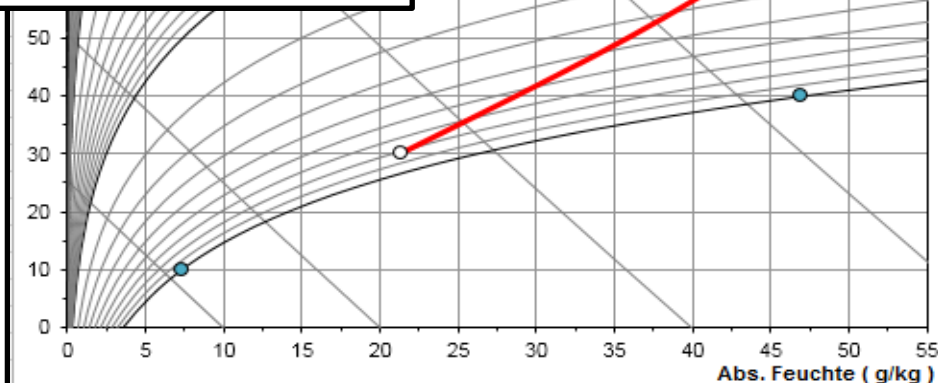
Eintritt	°C	10.000
Austritt	°C	40.000
Wa.übergang	W/m2K	3000.000

## Gasgemisch

Wa.übergang	W/m2K	54.000
-------------	-------	--------

## Kühler

Lamellenteilung	mm	3.000
k-Wert	W/m2K	37.245
Gegenstrom Δtm	K	52.794
Wirkungsgrad Δtm	---	0.716
Effektiv Δtm	K	37.809
Erforderliche Fläche	m2	407.929



Company  
Branch  
Street  
Country / ZIP / City

Tel: xxxxxxxxxxxx  
Fax: xxxxxxxxxxxx  
E-Mail  
Homepage

City, 01.01.2017  
Mit freundlichen Grüßen

Representative  
Direct dialing  
xxxxxxxxxx

software by [www.zcs.ch](http://www.zcs.ch)  
created for the range  
0.5 / 20 bar  
-100 / 300 °C  
0 / 1000 g/kg



Reduce the pollutants  
by cooling,  
condensation and  
optimal separation

Kühler: 42/36/20-12R-30T-1800A-3.0PA-30C-V4A/V4A/V4A

Leistung	kW	570.980	----- sensibel:	352.635
Flächenreserve	%	7.321	latent:	218.345
Vorhandene Fläche	m <sup>2</sup>	434.640	frost:	0.000
Erforderliche Fläche	m <sup>2</sup>	404.989		
k-Wert	W/m <sup>2</sup> K	37.254	----- ffi:	5.000E-05
Mittl. log. Temp. diff.	K	37.845	ffa:	5.000E-05



Company  
Branch  
Street  
Country / ZIP / City

Tel: xxxxxxxxxx  
Fax: xxxxxxxxxx  
E-Mail  
Homepage

City, 01.01.2017  
Mit freundlichen Grüßen

Representative  
Direct dialing  
xxxxxxxxxx

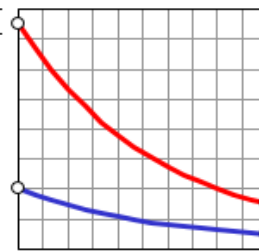
Software by www.zcs.ch

Gasgemisch / Water

	Eintritt	Austritt	Mittel
Druck	bar	1.000	
Temp.	°C	150.000	30.000
Rel. Feuchte	%	1.646	84.197
Abs. Feuchte	g/kg	50.000	21.805
Dichte feucht	kg/m <sup>3</sup>	0.843	1.198
Enthalpie feucht	kJ/kg	290.790	85.237
Volumenstrom feucht	m <sup>3</sup> /h	12461.503	8527.533
Massenstrom trocken	kg/h	10000.000	10000.000
Kondensatmenge	kg/h		281.950
Oberflächentemperatur	°C	77.812	16.875
Geschwindigkeit	m/s	1.526	1.044
Druckverlust (tro. 119 Pa)	Pa		139.544

Wasser

	Eintritt	Austritt	Mittel
Temp.	°C	10.000	40.000
Dichte	kg/m <sup>3</sup>		997.209
Spez. Wärme	kJ/kgK		4.180
Wä.leitf.	W/mK		0.611
Viskosität	Pas		8.901E-04
Volumenstrom	m <sup>3</sup> /h		16.438
Geschwindigkeit	m/s		0.598
Druckverlust	kPa		15.066



Lamellenbreite	mm	1800
Lamellierte Tiefe	mm	436
Rahmen oben	mm	40
Rahmen unten	mm	40
Rahmen vorne	mm	30
Rahmen hinten (~84mm)	mm	84
Kollektor-Durchmesser	mm	76
Kollektorabdeckung	mm	186
Kollektorabstand	mm	401
Lamellenteilung	mm	3.000
Lamellendicke	mm	1.000
Rohrdurchmesser	mm	20.000
Rohrwandstärke	mm	1.000
Rohrteilung in der Höhe	mm	42.000
Rohrteilung in der Tiefe	mm	36.373



Wer es bevorzugt, sich solche Sachen lieber komplett auslegen zu lassen, kann sich an uns wenden, wozu wir natürlich vorab alle erforderlichen Eckdaten benötigen.

Wir erstellen Ihnen ein Angebot auf Honorarbasis. Dabei ist zu beachten, dass wir nur gegen Vorauszahlung solche Auslegungen vornehmen.

Dipl.-Ing. Marin Zeller FH, VDI

Applikation

GHH

HEH-SR-G

Leistung sensibel

352 kW

353 kW

Leistung latent

222 kW

218 kW

Leistung total

574 kW

571 kW

Erforderliche Fläche

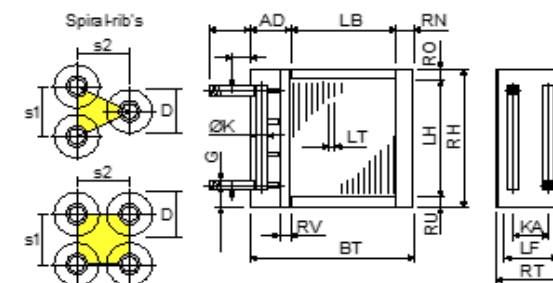
407 m<sup>2</sup>405 m<sup>2</sup>

Stück	360
Stück	0
Stück	0
Stück	0
Stück	12
Stück	30
Stück	12
Stück	30

I	191
G	2 1/2"
RH	1340
BT	2070
RT	510
LH	1260
LB	1800
LF	436
RO	40
RU	40
RV	30
RN	84
K	76
AD	186
KA	401
LT	3.000
LD	1.000
d / D	20.000   40.000
S	1.000
S1	42.000
S2	36.373

Rohre:	glatt	V4A
	versetzt	
Kollektoren:	1.23 m/s	V4A
Anschlüsse:	1.23 m/s	V4A
Lamellen:	gerippt	V4A
Rahmen:	2.00 mm	V4A
Kreise:	1	Standard
Schutz:		ohne

El. Heizstäbe: ---  
Lufrichtung: horizontal  
Besonderes: Bodenblech gelocht für optimalen Kondensatablauf



Lieferfrist:	5-6 Wochen
Bindefrist:	12 Wochen
Kondit.:	netto, franko Domizil
Zahlung:	30 Tage netto
Ohne El.-Abtau.:	EUR 38802.00