

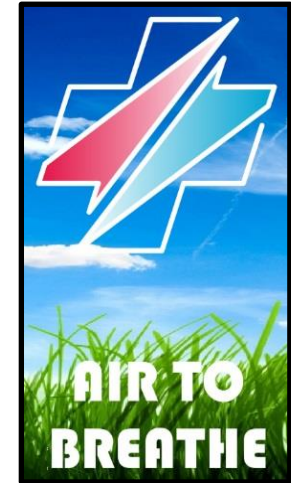
Zeller's Handbuch Klimatisierung (4 Auflagen von 1994 bis 1999)

Nun schreiben wir das Jahr 2021 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.

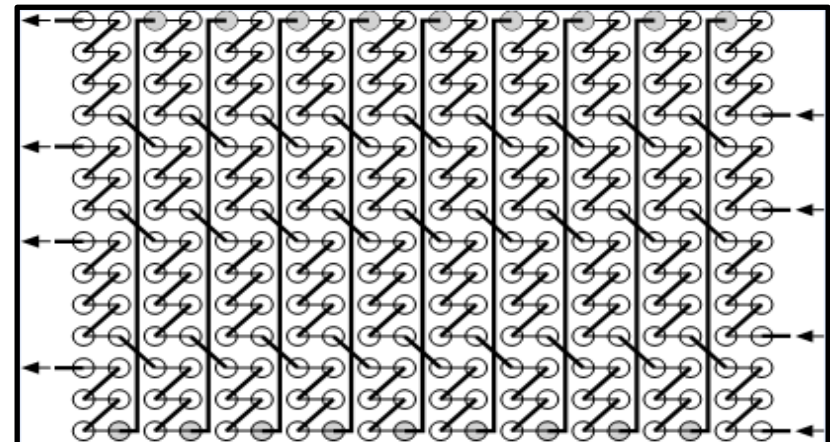
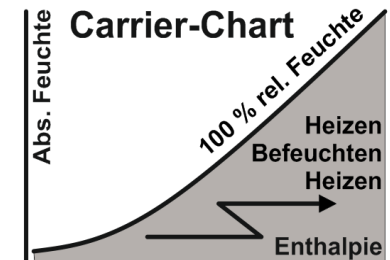
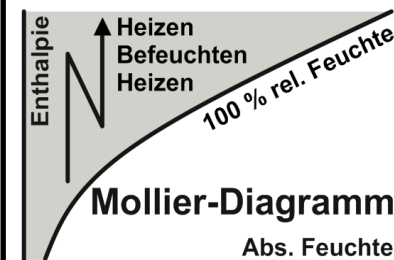
AHH	Mollier und Carrier Psychrometric Diagramm mit Luftprozessen. Bereich -100/300°C, 0/1000 g/kg, -5000/15000 müM, 0.03/16 bar. 150 meteorologische Standorte, weitere Standorte von Meteonorm. 3 unterschiedliche Komfortbereiche nach DIN und ASHRAE. Individuelle Messreihen anzeigen.
MDI	Meteo Data Interface: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

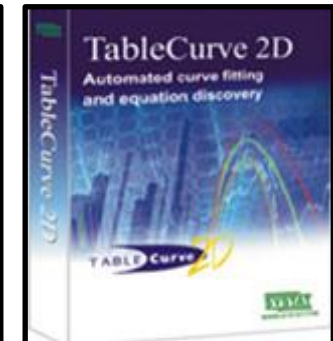
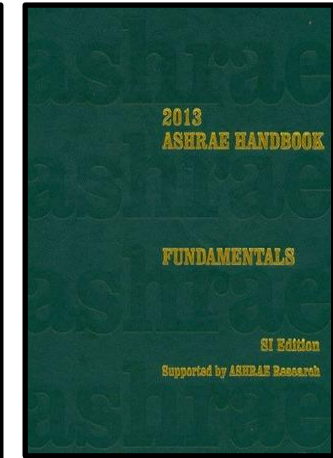


Mollier Diagramm / Carrier Psychrometric chart (AHH) Thematik

- 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 Δt_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, CO₂-Kühler im überkritischen Bereich
- 27 CO₂-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
- 31 Barometrische Höhenformel



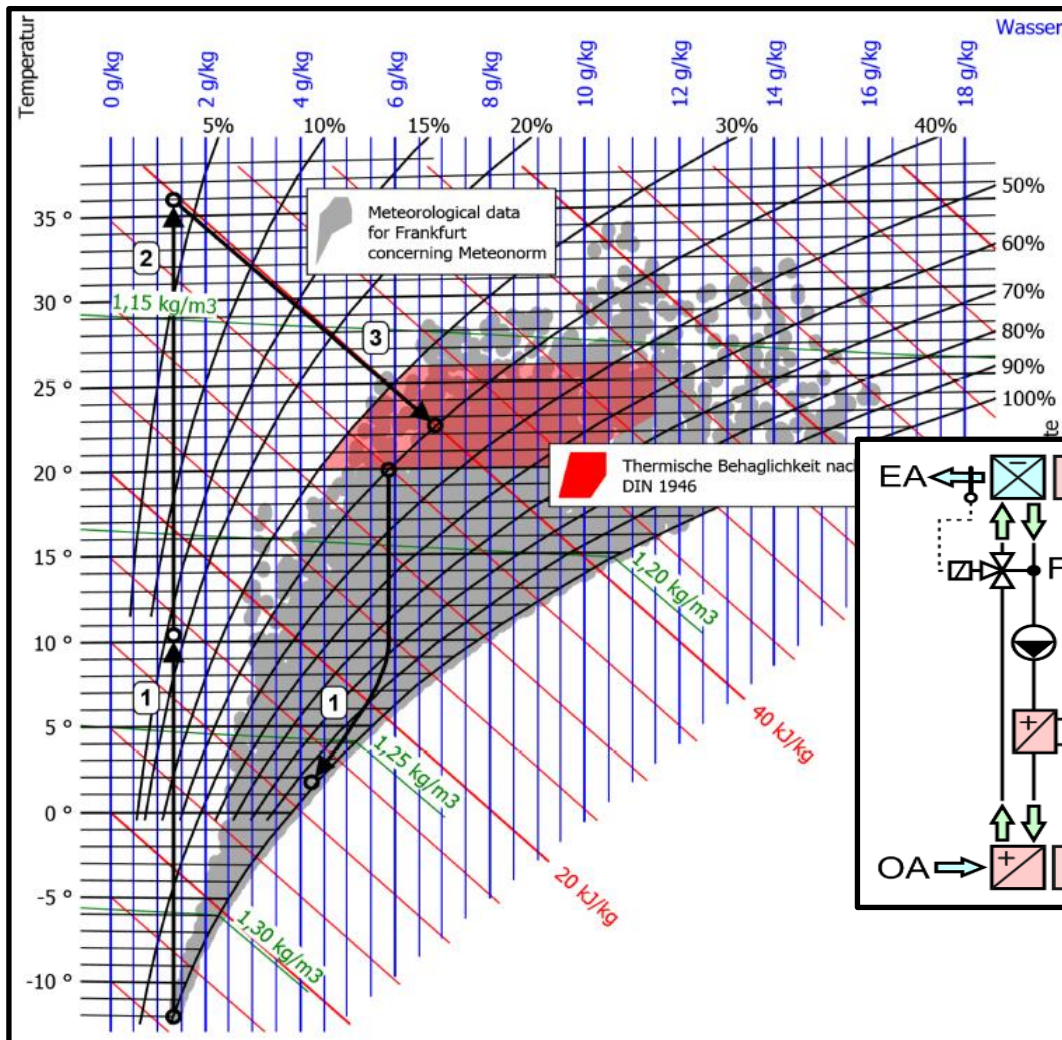
Dr.-Ing. Boris Slipcevic
Sulzer Escher Wyss
Lindau

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.

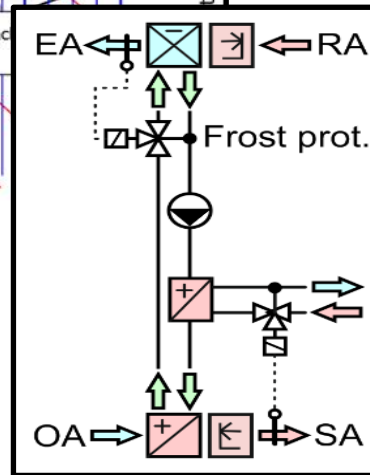
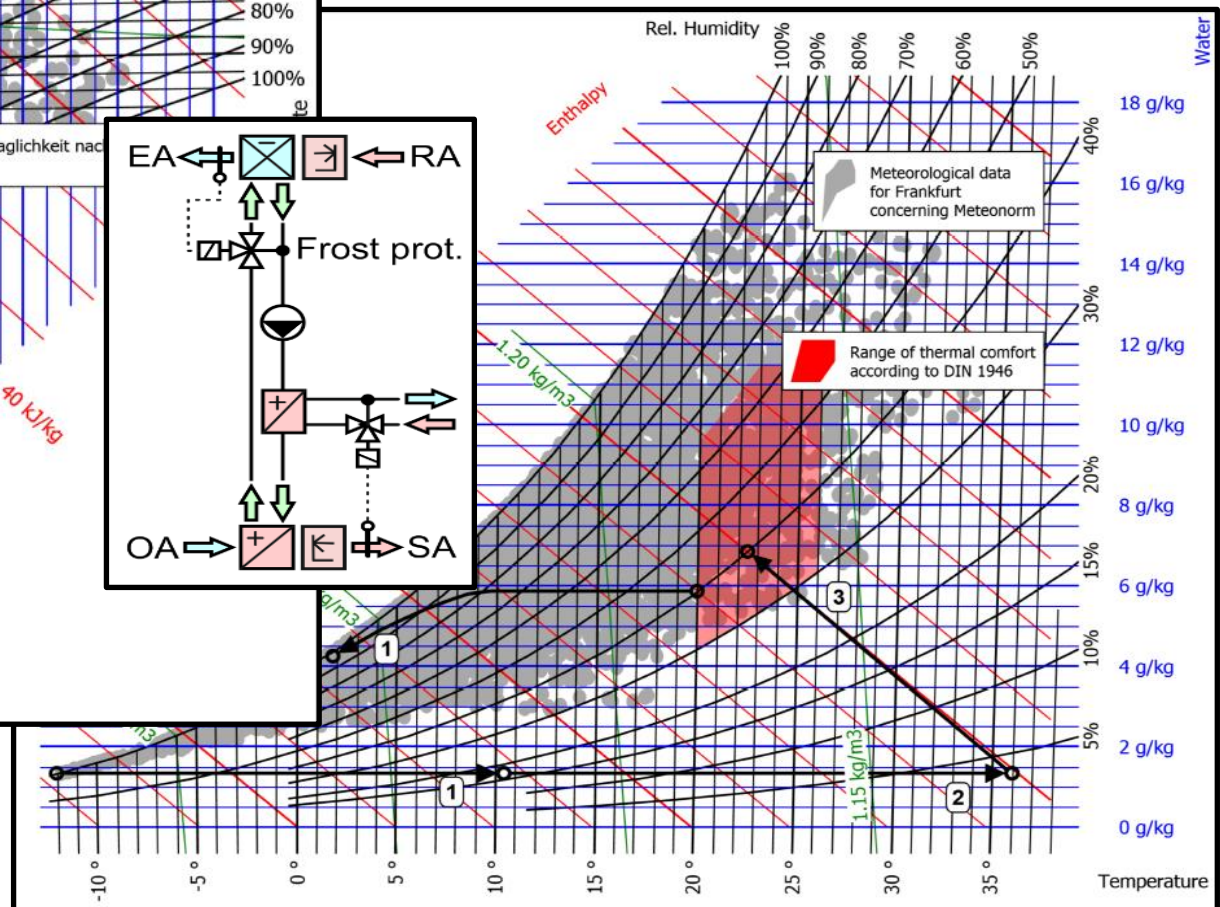
Dipl.-Ing. Marin Zeller FH
Zeller Consulting Suisse
Ittigen

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							Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 5
Thermodynamische Stoffwerte							cp_d	J/kgK	Wärmekapazität von Wasserdampf	
t	cp_l	cp_d	p_d	h_w	h_d	r	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	
-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				

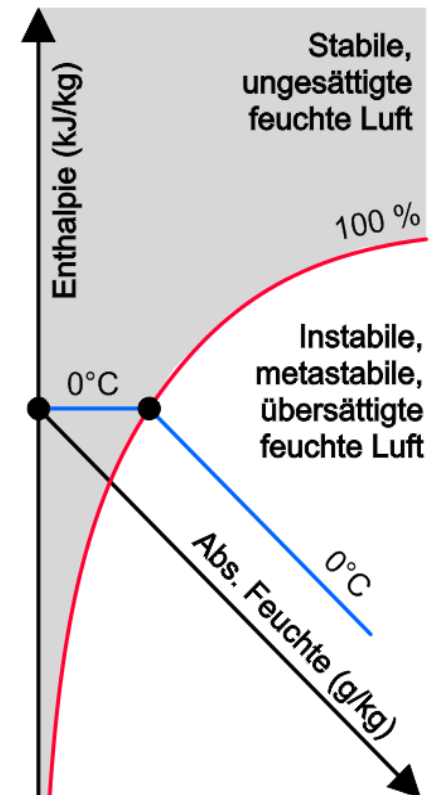
$$cp = \frac{\int_{t_1}^{t_2} cp_t dt}{t_2 - t_1}$$

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

Richard Mollier
1863 - 1935



W. H. Carrier
1876 - 1950



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

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

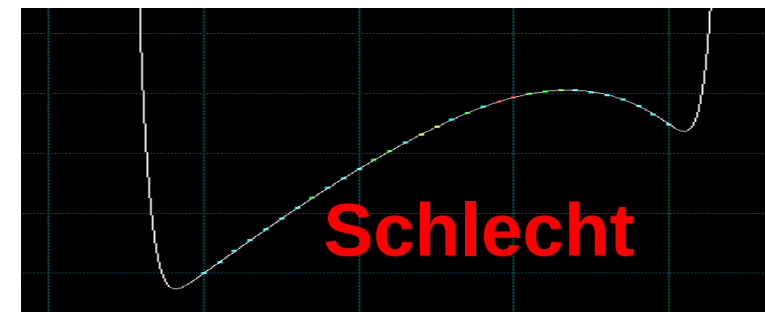
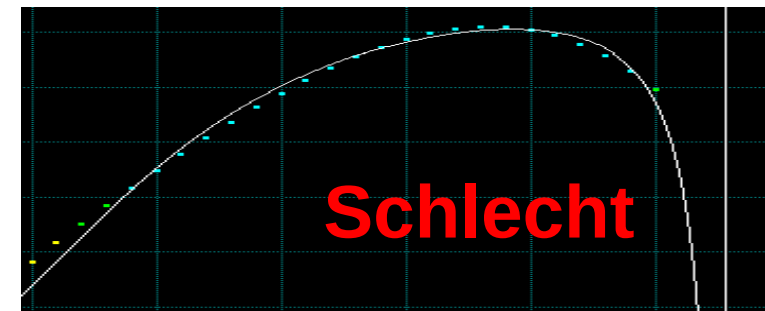
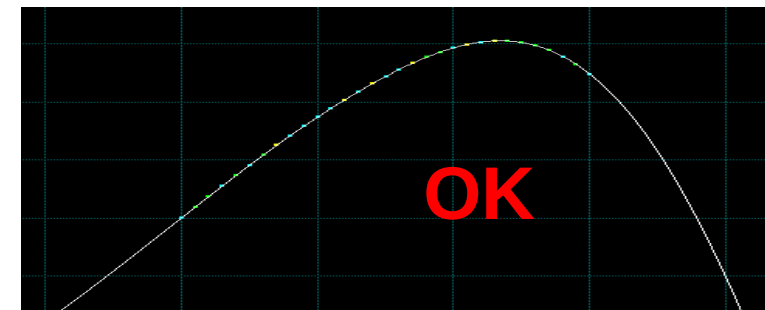
a = 2.50049979241906E+06
b = -1.09042949248609E-02
c = -2.54218801181540E+04
d = 6.03477944019292E-05
e = 1.30688801015895E+02
f = -1.24219636812250E-07
g = -2.06485565012501E-01
h = 1.15773454895717E-10
i = 1.21390880909374E-04

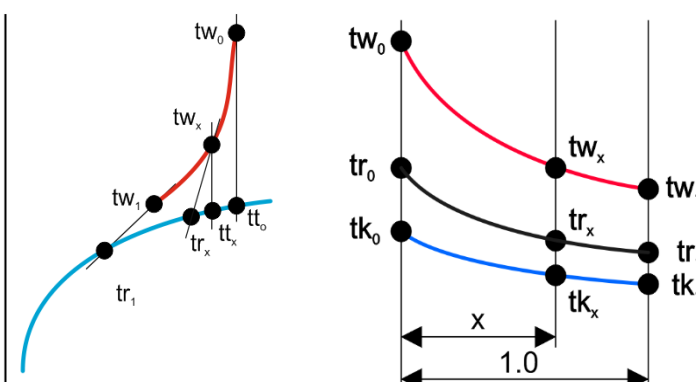
$$h_d = \frac{a + ct + et^2 + gt^3 + it^4}{1 + bt + dt^2 + ft^3 + ht^4}$$

$$r = h_d - h_w$$

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
Gleichungen für feuchte Luft 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. $T_{lf} = t_{lf} + 273.15 \quad z = \frac{M_l g H}{R T_{lf}} \frac{1 + x}{1 + x \frac{M_l}{M_w}} \rightarrow p_{lf} = 1.01325 e^{-z}$ $\rho_{lf} = \frac{M_l p_{lf}}{R T_{lf}} \frac{1 + x}{1 + x \frac{M_l}{M_w}} \quad x_s = \frac{M_w}{M_l} \frac{p_d}{p_{lf} - p_d} \quad x = \frac{M_w}{M_l} \frac{\phi_{lf} p_d}{p_{lf} - \phi_{lf} p_d}$ $\phi_{lf} = \frac{p_{lf} x \frac{M_l}{M_w}}{p_d \left(1 + x \frac{M_l}{M_w}\right)} \quad h_{lf} = c_{p_l} t + x(r_0 + c_{p_d} t) \quad \dot{Q}_{lf} = \dot{M}_{lt} \Delta h_{lf}$ $t_{lf} = \frac{h_{lf} - x r_0}{c_{p_l} + x c_{p_d}} \quad \dot{M}_{lt} = \frac{\dot{V}_{lf} \rho_{lf}}{1 + x} \quad \dot{V}_{lf} = \frac{\dot{M}_{lt} (1 + x)}{\rho_{lf}}$	H h_{lf} M_l $\dot{M}_{lt}$ M_w p_{lf} ϕ_{lf} $\dot{Q}_{lf}$ R $r_0(0^\circ\text{C})$ ρ_{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 = 28.949 kg/kMol Massenstrom der trockenen Luft Molekulargewicht von Wasser = 18.015 kg/kMol Druck der feuchten Luft Relative Feuchte der feuchten Luft Leistung mit feuchter Luft Universelle Gaskonstante = 8314.46 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	
Kühlverlauf 	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 tr_x in jeder Zelle eine entscheidende Rolle. Wenn diese kleiner als die Taupunkttemperatur ttx ist, bildet sich Kondensat. Je kleiner $ttx - tr_x$ 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.			

Mollier Diagramm / Carrier Psychrometric Chart	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 8
Befeuchtung (Wasser, ungesättigter Dampf, Sattedampf) 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. $h_{b(Wasser)} = h_w \quad h_{b(Nassdampf)} = h_w + a_d r \quad h_{b(Sattedampf)} = h_d$ $\Delta h = h_a - h_e = \Delta x h_b = h_b \frac{\dot{M}_b}{\dot{M}_l} \quad \Delta x = x_a - x_e = \frac{\dot{M}_b}{\dot{M}_l} = \frac{\Delta h}{h_b}$ $\dot{M}_b = \Delta x \dot{M}_l \quad \dot{Q} = \Delta h \dot{M}_l$	a_d Δh Δx 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	
Beispiele zum Mollier Diagramm rechts 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 Sattedampf 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 %

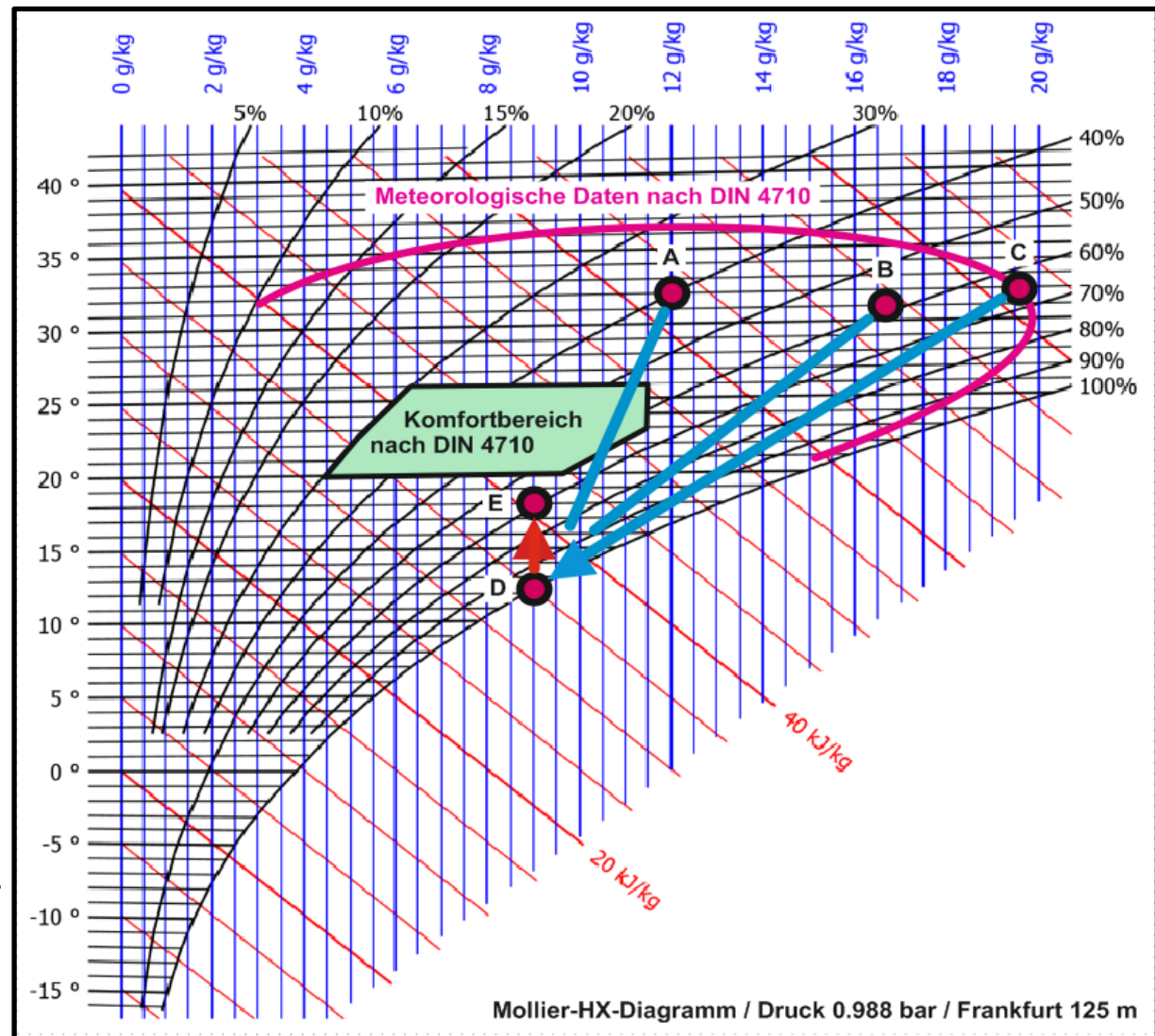
C - D: Kein Risiko-Management

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

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
Schallabscheider	400,00	320,00	63,00	5280,00
Schallabscheider	150,00	70,00	88,00	1500,00
Schallabscheider	200,00	200,00	23,00	3270,00
Schallabscheider	1300,00	300,00	53,00	5560,00
Ventilator - Wirkungsgrad 88,00 % - Leistung 12,01 kW	2200,00	780,00	88,00	12900,00
Schallabscheider	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
Schallabscheider	1300,00	300,00	46,00	5560,00
Ventilator - Wirkungsgrad 75,00 % - Leistung 9,75 kW	2200,00	780,00	76,00	12900,00
Schallabscheider	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

^ WRG



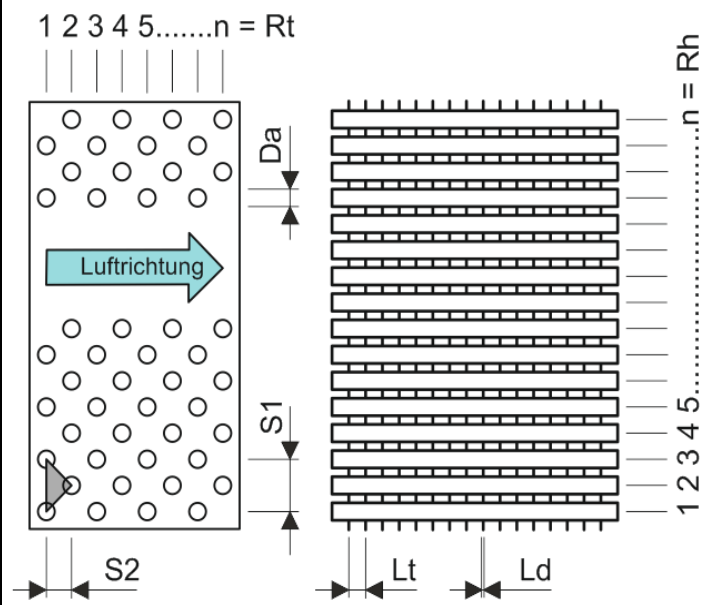
^ Wärmeaustauscher

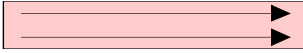
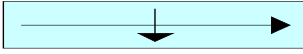
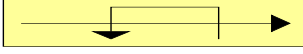
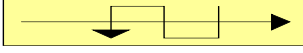
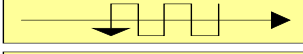
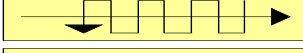
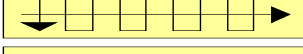
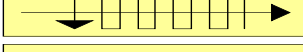
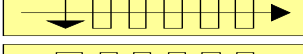
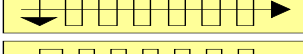
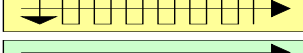
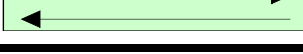


^ Befeuchter



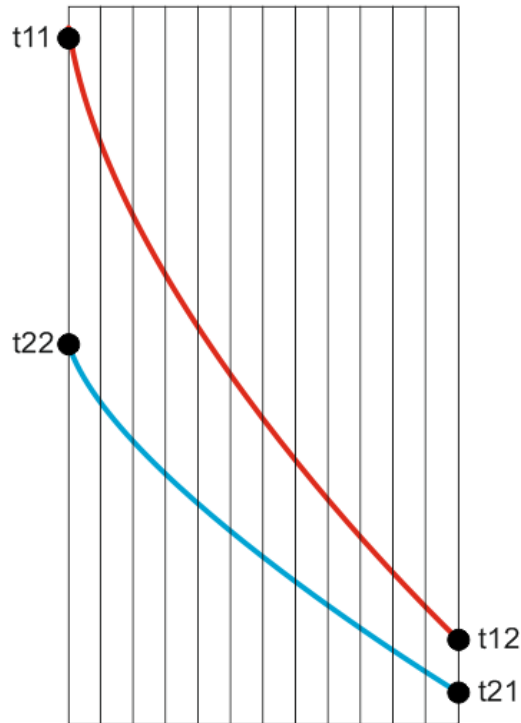
Drag and drop !

Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 12
 $\eta_{KRL} = 1.00$ für Lamellenstärken ≥ 0.20 mm $\eta_{KRL} = 0.95$ für Lamellenstärken ≥ 0.18 und < 0.20 mm $\eta_{KRL} = 0.90$ für Lamellenstärken ≥ 0.16 und < 0.18 mm $\eta_{KRL} = 0.85$ für Lamellenstärken ≥ 0.14 und < 0.16 mm $\eta_{KRL} = 0.80$ für Lamellenstärken ≥ 0.12 und < 0.14 mm $\eta_{KRL} = 0.75$ für Lamellenstärken ≥ 0.10 und < 0.12 mm $p = 4R[(L_t - L_d)D_a\pi + 2L_dS_1S_2]/(L_tS_1S_2)$ $q = 1 - e^{-p}$ $\eta_{BPL} = q^{0.25}$ $r = L_d\lambda_l/(A_a/A_i)$ $s = 1 - e^{-r}$ $\eta_{WRL} = s^{0.25}$ $\eta_{WTT} = \eta_{KRL}\eta_{BPL}\eta_{WRL}$ $\dot{Q} = \dot{M}_{lt}\Delta h_{lf}$ $\dot{Q} = \dot{M}\Delta h_m$ $\dot{Q} = k_a A_a \Delta t_m$ $\frac{1}{k_a} = \frac{1}{\alpha_a} + f_a + \frac{A_a \delta_w}{A_i \lambda_w} + \frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_i} + \frac{A_a}{A_i} f_i$	A_a A_i α_a α_i Δh_{lf} Δh_m Δt_m δ_w η_{BPL} η_{KRL} η_{WRL} η_{WTT} f_a f_i k_a λ_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	

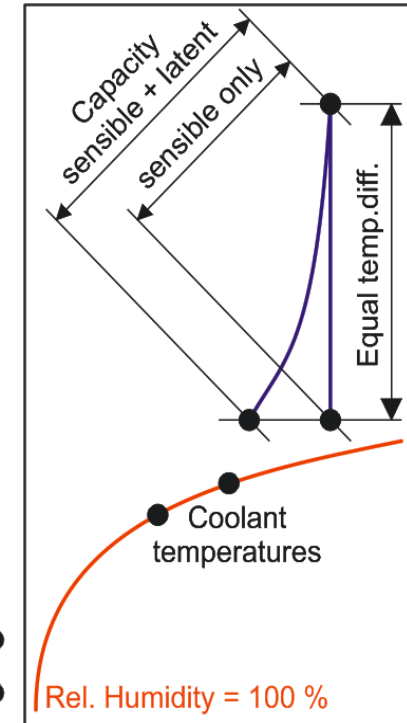
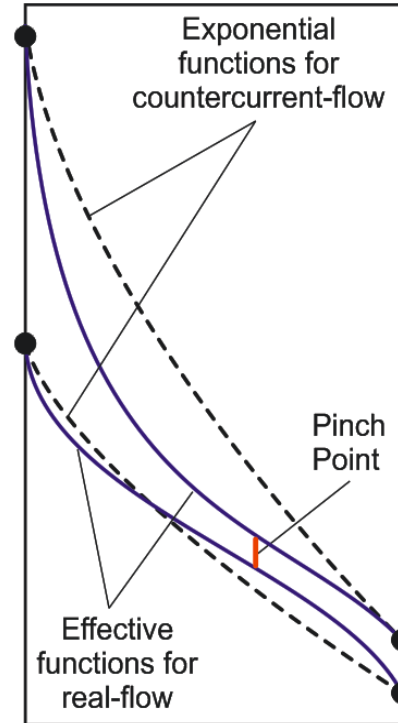
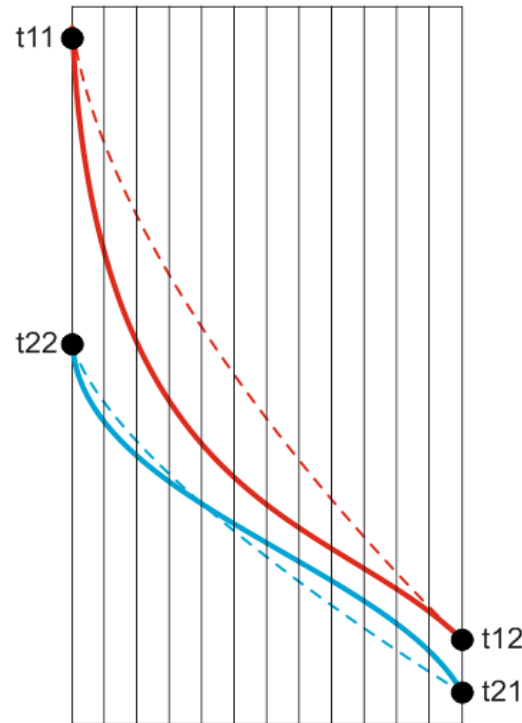
Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 13
Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	t_{11}	°C	Eintrittstemperatur heisses Medium	
Gegenstrom	t_{12}	°C	Austrittstemperatur heisses Medium	
$\Delta t_1 = t_{11} - t_{22} \quad \Delta t_2 = t_{12} - t_{21} \quad \Delta t_1 = \Delta t_2 \rightarrow \Delta t_m = \Delta t_1$	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	
Gleichstrom	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	
Kreuzstrom			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	
Kreuzstrom 1-fach			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	
Kreuzgegenstrom 2-fach			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	
Kreuzgegenstrom n-fach			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 ²	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

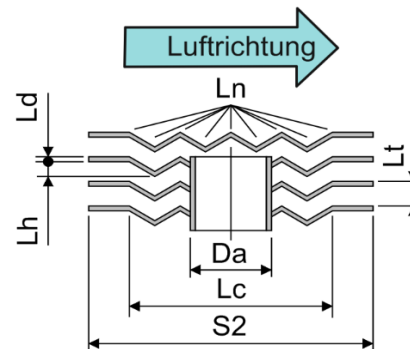
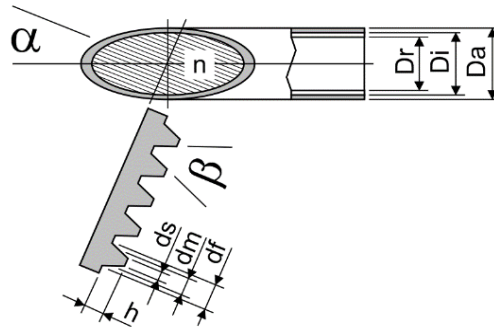
$$A_l = 2 \left(S_1 S_2 - \frac{D_a^2 \pi}{4} \right) R_t R_h \left(\frac{B}{L_t} - 1 \right)$$

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
Wärmeaustauscher-Fläche aussen $A_r = D_a \pi (L_t - L_d) R_t R_h \left(\frac{B}{L_t} - 1 \right) \quad A_a = A_r + A_l$	A_r	m2	Wärmeaustauscher-Fläche WT-Rohre aussen	
	f_h	---	Faktor für den Wärmeübergang	
	f_{dp}	---	Faktor für den Druckverlust	
Wärmeaustauscher-Fläche innen mit glatten WT-Rohren $A_i = D_i \pi B R_t R_h$				
Wärmeaustauscher-Fläche innen mit gerillten WT-Rohren $d_m = \frac{(D_i + D_r) \pi}{4n} \quad A_{r1} = n \left[\left(\frac{2h}{\cos\left(\frac{\beta\pi}{360}\right)} \right) + \left(d_m - h \tan\left(\frac{\beta\pi}{360}\right) \right) \right]$ $A_{r2} = A_{r1} + \left[n \left(d_m \left(h \tan\left(\frac{\beta\pi}{360}\right) \right) \right) \right] \quad A_i = A_{r2} B R_t R_h$				
Geprägte Lamellen Einfluss auf den Wärmeübergang und den Druckverlust $f_x = 1 + 0.3 \sin\left(\frac{L_n \pi}{180}\right) + 0.2 \left(\sin\left(\frac{L_n \pi}{180}\right) \right)^2 \quad f_y = (L_n + 1)^{0.05}$ $f_b = f_x f_y \quad f_e = \frac{L_h}{L_t - L_d} \quad f_h = f_b^{f_e} \quad f_{dp} = f_h^{L_n}$				
Wärmeübergangszahl aussen 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.				



Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 16
Wärmeübergangszahl aussen (VDI 1955 bis 1984) $a = \frac{S_1}{D_a} \quad b = \frac{S_2}{D_a} \quad \psi = \left(1 - \frac{\pi}{4a}\right) \frac{L_t - L_d}{L_t} \quad f_{a(versetzt)} = 1 + \frac{2}{3b}$ $f_{a(fluchtend)} = 1 + \frac{0.7 \left(\frac{b}{a} - 0.3\right)}{\psi^{1.5} \left(\frac{b}{a} + 0.7\right)^2} \quad f_k = \frac{1 + f_a(R_t - 1)}{R_t}$ $l_{hyd} = \frac{D_a \pi}{2} \quad V_{lfm} = \frac{\dot{M}_{lt}(1 + x_{lfm})}{\rho_{lfm}} \quad c_l = \frac{V_{lfm}}{BH}$ $Re_l = \frac{c_l l_{hyd} \rho_{lfm}}{\psi \eta_{lfm}} \quad cp_{lfm} = \frac{\Delta h_{lf}}{\Delta t_{lf}} \quad Pr_l = \frac{\eta_{lfm} cp_{lfm}}{\lambda_{lfm}}$	c_l cp_{lfm} Δt_{lf} η_{lfm} λ_l λ_{lfm} ρ_{lfm} V_{lfm} x_{lfm}	m/s J/kgK K Pas W/mK W/mK kg/m3 m3/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	
$Nu_1 = 0.644 Re_l^{0.5} Pr_l^{1/3} \quad Nu_2 = \frac{0.037 Re_l^{0.8} Pr_l}{1 + 2.443 Re_l^{-0.1} (Pr_l^{2/3} - 1)}$ $\rho_{me} = 1.28 \frac{S_2}{D_a} \sqrt{\frac{S_1}{S_2} - 0.2} \quad h_{me} = \frac{D_a}{2} (\rho_{me} - 1) (1 + 0.35 \ln \rho_{me}) \quad X = h_{me} \sqrt{\frac{2\alpha_l}{\lambda_l L_d}}$			$Nu_3 = 0.3 + \sqrt{Nu_1^2 + Nu_2^2} \quad Nu_l = f_k Nu_3 \quad \alpha_l = \frac{f_h Nu_l \lambda_{lfm}}{l_{hyd}}$ $\vartheta = \frac{Tanh X}{X} \eta_{KRL} \quad \eta_l = 1 - \frac{A_l}{A_a} (1 - \vartheta) \quad \alpha_{a(alt)} = \eta_l \alpha_l$	
Wärmeübergangszahl aussen (VDI 1985 bis 1997) $a = \frac{S_1}{D_a} \quad b = \frac{S_2}{D_a} \quad \psi = \frac{S_1 L_t}{(S_1 - D_a)(L_t - L_d)} \quad c_l = \frac{\psi V_{lfm}}{BH}$ $\vartheta = \frac{2 \left((S_1 S_2) - (D_a^2 \pi / 4) \right) + (D_a \pi (L_t - L_d))}{D_a \pi L_t}$ $Re_l = \frac{c_l D_a \rho_{lfm}}{\eta_{lfm}} \quad Pr_l = \frac{\eta_{lfm} cp_{lfm}}{\lambda_{lfm}}$			$R_t \leq 3 \rightarrow f_{a(versetzt)} = 0.2 \quad R_t > 3 \rightarrow f_{a(fluchtend)} = 0.22$ $R_t \leq 2 \rightarrow f_{a(versetzt)} = 0.33 \quad R_t = 3 \rightarrow f_{a(versetzt)} = 0.36 \quad R_t > 3 \rightarrow f_{a(versetzt)} = 0.38$ $Nu_l = f_a Re_l^{0.6} \vartheta^{-0.15} Pr_l^{(1/3)}$ $\alpha_l = \frac{f_h Nu_l \lambda_{lfm}}{D_a} \quad l_r = \sqrt{\left(\frac{S_1}{2}\right)^2 + S_2^2} \quad S_2 < \frac{S_1}{2} \rightarrow \rho_{me(versetzt)} = 1.27 \frac{2S_2}{D_a} \sqrt{\frac{l_r}{2S_2} - 0.3}$ $S_2 \geq \frac{S_1}{2} \rightarrow \rho_{me(versetzt)} = 1.27 \frac{S_1}{D_a} \sqrt{\frac{l_r}{S_1} - 0.3}$	

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

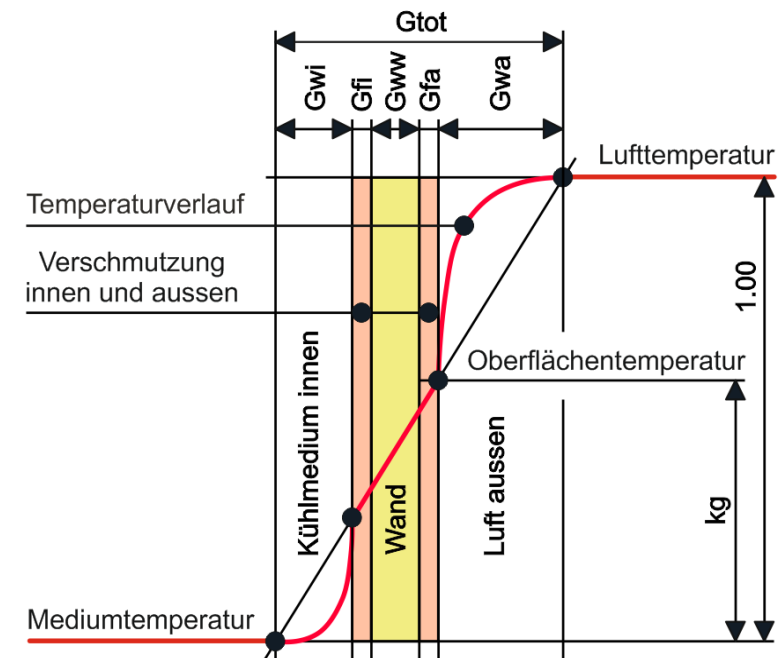
$$G_{wa} = \frac{1}{\alpha_a} \quad G_{fa} = f_a \quad G_{ww} = \frac{A_a \delta_w}{A_i \lambda_w} \quad G_{wi} = \frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_i} \quad G_{fi} = \frac{A_a}{A_i} f_i$$

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

Luftkühler: Oberflächentemperatur der feuchten Luft

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

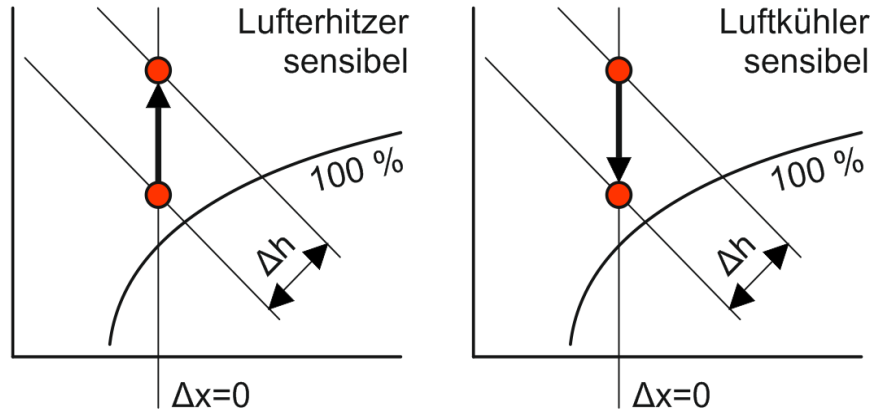
$$t_o = t_m + k_g (t_l - t_m)$$



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



$$\Delta p_R$$

$$\text{Pa}$$

Druckverlust durch die WT-Rohre

$$\Delta p_L$$

$$\text{Pa}$$

Druckverlust durch die Lamellen

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

$$\text{Pa}$$

Druckverlust der Luft (trocken)

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$r_l = 0.000078$$

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

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

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

$$\xi_4 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3)$$

$$\xi_{L(versetzt)} = 0.25 + \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{\xi_4 S_2}{d_{hyd}}$$

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

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

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

Lamellierte Wärmeaustauscher

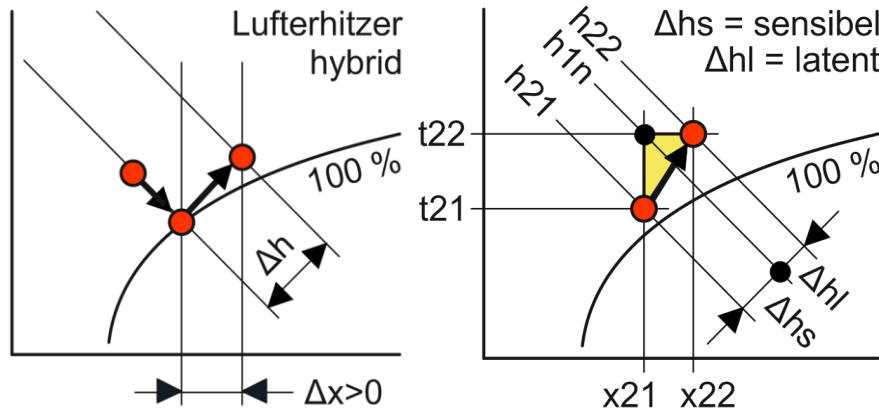
Symbol

Einheit

Beschreibung

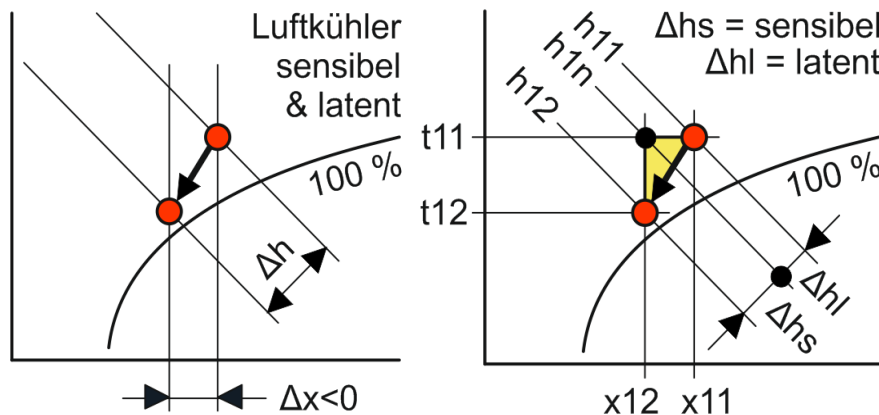
Seite 19

$\Delta x > 0 \rightarrow$ **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)

η_{km}

Pas

Dynamische Viskosität von Kondensat im Mittel

$f_{l(na)}$

Druckverlust-Faktor (nass)

f_n

Faktor für Zellen mit Kondensatbildung

λ_{km}

W/mK

Wärmeleitfähigkeit von Kondensat im Mittel

n

Erste von 15 Zellen mit Kondensatbildung

ρ_{km}

kg/m3

Dichte von Kondensat im Mittel

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

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

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

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

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

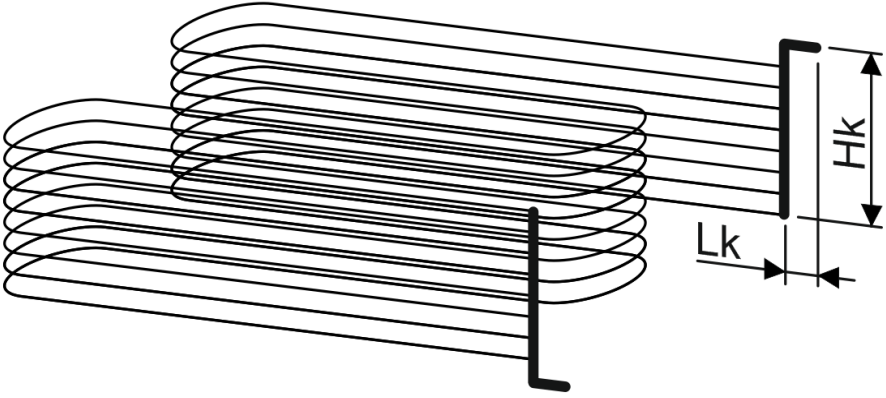
$$cp_{lfm} = cp_{lfm}(1 - \Delta x) + cp_{km} \Delta x$$

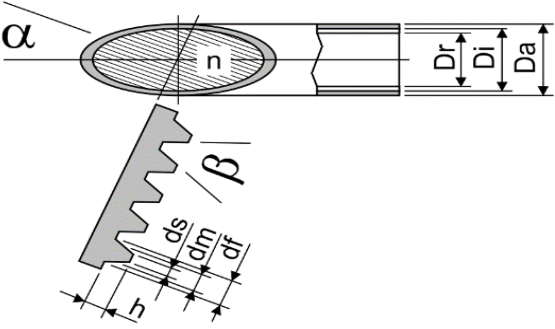
$$\lambda_{lfm} = \lambda_{lfm}(1 - f_u) + \lambda_{km} f_u$$

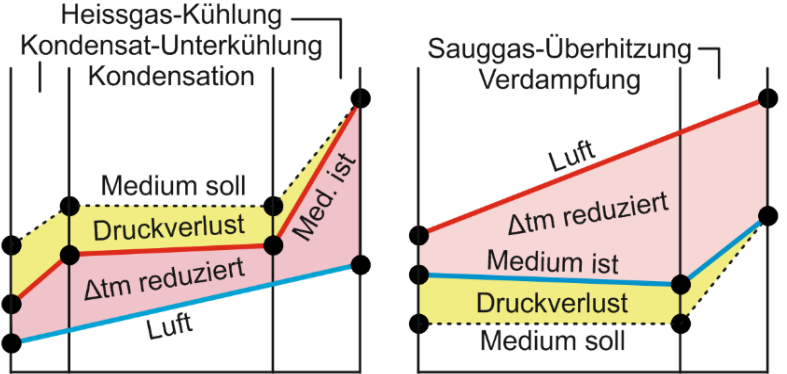
$$\eta_{lfm} = \eta_{lfm}(1 - \Delta x) + \eta_{km} \Delta x$$

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

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

Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 22
Wärmeübergangszahl innen Medien ohne Aggregatzustandsänderung Dies bezieht sich auf Flüssigkeiten oder Gase, also auch für Kondensatoren bezüglich Heissgas-Kühlung und Kondensat-Unterklühlung und für Einspritzverdampfer bezüglich der Sauggas-Überhitzung. $Pr_m = \frac{\eta_m c p_m}{\lambda_m} \quad \xi_m = (1.82 \log(Re_{rm} - 1.64))^{-2}$ $Nu_1 = \frac{\frac{\xi_m}{8} (Re_m - 1000) Pr_m}{1 + 12.7 \left(Pr_m^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \sqrt{\frac{\xi_m}{8}}} \quad Nu_2 = \sqrt[3]{3.66^3 + 1.61^3 Re_{rm} Pr_m \frac{D_{hyd}}{B}}$ $Nu_3 = 0.664 Pr_m^{\frac{1}{3}} \sqrt{\frac{Re_m D_{hyd}}{B}} \quad Nu_m = \max(Nu_1, Nu_2, Nu_3)$ $\alpha_{i(Glattrohre)} = \frac{Nu_m \lambda_m}{D_{hyd}}$	η_{liq} g λ_{liq} ρ_{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	
Medien mit Aggregatzustandsänderung (Boris Slipcevic) 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. Kondensation $f_{lam} = 0.943 \left(\frac{\lambda_{liq}^3 \rho_{liq}^2 R g}{\eta_{liq} B} \right)^{0.25} \quad g_{i_{lam}} = \frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_{i(lam)}} \quad g_{t_{lam}} = \frac{1}{k_a}$ $f_{turb} = 0.003 \left(\frac{\lambda_{liq}^3 \rho_{liq}^2 B g}{\eta_{liq}^3 R} \right)^{0.5} \quad g_{i_{turb}} = \frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_{i(turb)}} \quad g_{t_{turb}} = \frac{1}{k_a}$ $\alpha_{i(Glattrohre)} = \max(\alpha_{i(lam)}, \alpha_{i(turb)})$			 $\Delta t_{lam} = \frac{g_{i_{lam}}}{g_{t_{lam}}} \quad \alpha_{i(lam)} = f_{lam} \Delta t_{lam}^{0.25}$ $\Delta t_{turb} = \frac{g_{i_{turb}}}{g_{t_{turb}}} \quad \alpha_{i(turb)} = f_{turb} \Delta t_{turb}^{0.5}$	

Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 23
Einspritz-Verdampfung $K_1 = \frac{\lambda_{liq} \rho_{liq}^{0.06}}{g^{0.3} \rho_{sol}^{0.66} \eta_{liq}^{0.575} \eta_{sol}^{0.225}} \quad B_1 = \sqrt{\frac{2S_t}{g(\rho_{liq} - \rho_{sol})}}$ $D_1 = 0.511B_1 \quad F_1 = 0.56 \sqrt{\frac{g}{D_1}} \quad Q_i = \frac{\dot{Q}}{A_i} \quad H_d = R(1 - F_{ge})$ $B_2 = \frac{2.059 \lambda_{liq}^{0.6} H_d^{0.133} r_r^{0.133} \rho_{sol}^{0.133}}{g^{0.2} (t_o + 273.16)^{0.4} S_t^{0.3} F_1^{0.266} D_1^{0.399} \rho_{liq}^{0.233}}$ $\dot{M} = \frac{\dot{Q}}{H_d} \quad \dot{m} = \frac{\dot{M}}{Q_{ri}} \quad \alpha_{i(konv)} = \frac{0.9(1 - F_{ge})^{0.1} K_1 \dot{m}^{1.4}}{D_{hyd}^{0.5}}$ $\alpha_{i(blas)} = \frac{0.9(1 - F_{ge})^{0.1} B_2 \dot{m}^{0.1} Q_i^{0.7}}{D_{hyd}^{0.5}} \quad \alpha_{i(Glattrohre)} = \max(\alpha_{i(konv)}, \alpha_{i(blas)})$	η_{sol} F_{ge} H_d $\dot{m}$ P_u ρ_{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	
Pumpenumlauf-Verdampfung $K_1 = \frac{\lambda_{liq} \rho_{liq}^{0.06}}{g^{0.3} \rho_{sol}^{0.66} \eta_{liq}^{0.575} \eta_{sol}^{0.225}} \quad B_1 = \sqrt{\frac{2S_t}{g(\rho_{liq} - \rho_{sol})}} \quad D_1 = 0.511B_1$ $F_1 = 0.56 \sqrt{\frac{g}{D_1}} \quad Q_i = \frac{\dot{Q}}{A_i} \quad H_d = \frac{R}{P_u} \quad \dot{M} = \frac{\dot{Q}}{H_d} \quad \dot{m} = \frac{\dot{M}}{Q_{ri}}$ $B_2 = \frac{2.059 \lambda_{liq}^{0.6} H_d^{0.133} r_r^{0.133} \rho_{sol}^{0.133}}{g^{0.2} (t_o + 273.16)^{0.4} S_t^{0.3} F_1^{0.266} D_1^{0.399} \rho_{liq}^{0.233}} \quad \alpha_{i(konv)} = \frac{K_1 \dot{m}^{1.4}}{D_{hyd}^{0.5}}$ $\alpha_{i(blas)} = \frac{B_2 \dot{m}^{0.1} Q_i^{0.7}}{D_{hyd}^{0.5}} \quad \alpha_{i(Glattrohre)} = \max(\alpha_{i(konv)}, \alpha_{i(blas)})$				

Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 24																																																																						
Einfluss Innenrillenrohre auf Wärmeübergangszahl innen $d_f = d_m + \left(h \tan \left(\frac{\beta \pi}{360} \right) \right) \quad d_s = d_m - \left(h \tan \left(\frac{\beta \pi}{360} \right) \right)$ $d_{ir} = 0.75 d_f + 0.25 d_s \quad X = d_{ir} \sqrt{\frac{2 \alpha_i}{\lambda_w d_{ir}}} \quad Y = \frac{\tanhyp(X)}{X} \quad Z = 1 - \left(\frac{(1 - Y) A_{r1}}{A_{r2}} \right)$ $\alpha_{i(\text{Innenrillenrohre})} = Z \alpha_{i(\text{Glattrohre})}$	$\Delta p_{r(K)}$ G_r	 K Pa/K	Druckverlust total innen Gradient																																																																							
Druckverlust in den WT-Rohren für Medien mit Aggregatzustandsänderung Druckverlust bei der Kondensation			Gradient, gültig für Kondensation und Verdampfung																																																																							
$f_v = \frac{\eta_{liq}}{\eta_{sol}} \quad f_d = \frac{\rho_{liq}}{\rho_{sol}} \quad f_{w1} = \frac{f_v \dot{m}^{0.5}}{62 \eta_{liq}^{1/6} g^{1/6} \rho_{liq}^{1/3} f_d^{0.1}}$ $f_{w2} = \sum_{n=1}^{10} 0.1 \left((0.1n - 0.05)^{\frac{14}{19}} + f_{w1} (0.1n - 0.05)^{\frac{14}{19}} (1.05 - 0.1n)^{0.5} \right)^{19/8}$ $Re_{rm} = \frac{\dot{m} D_{hyd}}{\eta_{liq}} \quad \xi_1 = \frac{64}{Re_{rm}} \quad \xi_2 = 0.3164 Re_{rm}^{-0.25}$ $\xi_3 = 0.0054 + 0.3964 (Re_{rm}^{-0.3}) \quad \xi_4 = \left(2 \log \left(Re_{rm} \sqrt{\xi_4} \right) \right)^{-2}$ $\xi_5 = \left(2 \log \left(\frac{D_{hyd}}{r_r} \right) + 1.14 \right)^{-2} \quad \xi_6 = \left(-2 \log \left(\frac{2.51}{Re_{rm} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_r}{3.71 D_{hyd}} \right) \right)^{-2}$ $\xi_7 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6) \quad \xi_{rm} = PA \left(\frac{\xi_7 B}{D_{hyd}} + 1 \right) + 5$ $\Delta p_r = \left(\frac{\xi_{rm} f_{w2} \dot{m}^2}{2 \rho_{sol}} \right) + \left(\dot{m}^2 \left(\frac{1}{\rho_{liq}} - \frac{1}{\rho_{sol}} \right) \right) \quad \Delta p_{r(K)} = \frac{\Delta p_r}{G_r}$			<table> <tr> <th colspan="3">Kältemittel R410A nach REFPROP</th><th colspan="2">Polynom-Approximation nach Table Curve 2D</th></tr> <tr> <th>Temp. (t)</th><th>Druck (p)</th><th>Gradient (Gr)</th><th colspan="2">$p = a + bt + ct^2 + dt^3$</th></tr> <tr> <th>°C</th><th>Pa</th><th>Pa/K</th><th colspan="2"></th></tr> <tr> <td>30.00</td><td>1889338.04</td><td></td><td colspan="2">a = 777887.5515</td></tr> <tr> <td>32.00</td><td>1988619.80</td><td>50611.13</td><td colspan="2">b = 27693.40974</td></tr> <tr> <td>34.00</td><td>2091782.57</td><td>52578.39</td><td colspan="2">c = 234.7441189</td></tr> <tr> <td>36.00</td><td>2198933.37</td><td>54600.09</td><td colspan="2">d = 2.568982299</td></tr> <tr> <td>38.00</td><td>2310182.92</td><td>56678.16</td><td colspan="2"></td></tr> <tr> <td>40.00</td><td>2425646.03</td><td>58814.84</td><td colspan="2"></td></tr> <tr> <td>42.00</td><td>2545442.29</td><td>61012.67</td><td colspan="2"></td></tr> <tr> <td>44.00</td><td>2669696.70</td><td>63274.56</td><td colspan="2"></td></tr> <tr> <td>46.00</td><td>2798540.51</td><td>65603.88</td><td colspan="2"></td></tr> <tr> <td>48.00</td><td>2932112.21</td><td>68004.53</td><td colspan="2"></td></tr> <tr> <td>50.00</td><td>3070558.64</td><td></td><td colspan="2"></td></tr> </table> 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 !	Kältemittel R410A nach REFPROP			Polynom-Approximation nach Table Curve 2D		Temp. (t)	Druck (p)	Gradient (Gr)	$p = a + bt + ct^2 + dt^3$		°C	Pa	Pa/K			30.00	1889338.04		a = 777887.5515		32.00	1988619.80	50611.13	b = 27693.40974		34.00	2091782.57	52578.39	c = 234.7441189		36.00	2198933.37	54600.09	d = 2.568982299		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				Gradient = Differential nach t $G_r = b + 2ct + 3dt^2$ $t = 40 \rightarrow G_r = 58804.05$
Kältemittel R410A nach REFPROP			Polynom-Approximation nach Table Curve 2D																																																																							
Temp. (t)	Druck (p)	Gradient (Gr)	$p = a + bt + ct^2 + dt^3$																																																																							
°C	Pa	Pa/K																																																																								
30.00	1889338.04		a = 777887.5515																																																																							
32.00	1988619.80	50611.13	b = 27693.40974																																																																							
34.00	2091782.57	52578.39	c = 234.7441189																																																																							
36.00	2198933.37	54600.09	d = 2.568982299																																																																							
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																																																																									



[illegible]

Lamellierte Wärmeaustauscher	Symbol	Einheit	Beschreibung	Seite 26
Druckverlust bei der Pumpenumlauf-Verdampfung	F_{ga}	---	Flashgasanteil am Austritt	

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

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

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

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

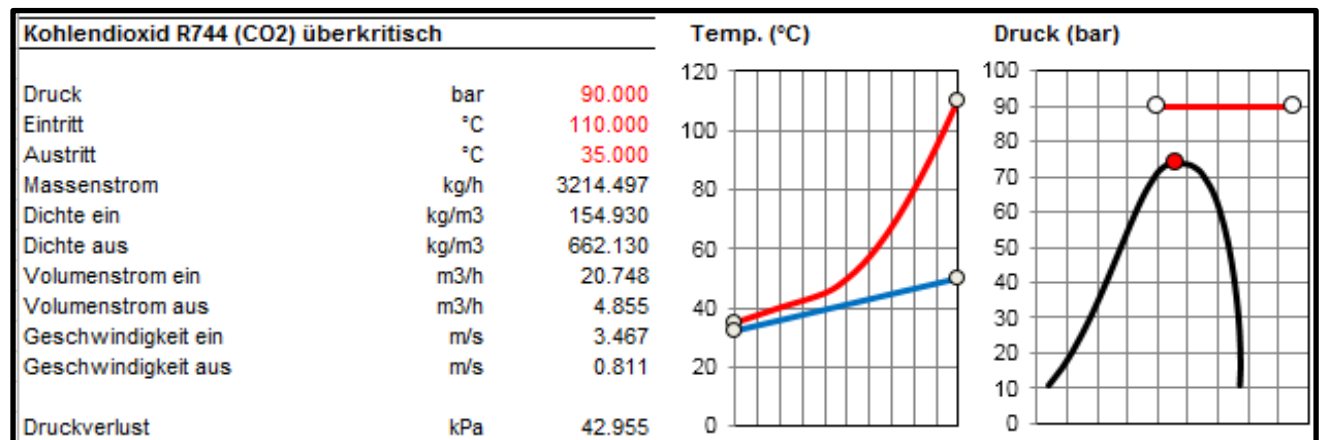
$$\xi_6 = \left(-2 \log \left(\frac{2.51}{Re_{rm} \sqrt{\xi_6}} + \frac{r_r}{3.71 D_{hyd}} \right) \right) \quad \xi_7 = \max(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6) \quad \xi_{rm} = PA \left(\frac{\xi_7 B}{D_{hyd}} + 1 \right) + 5$$

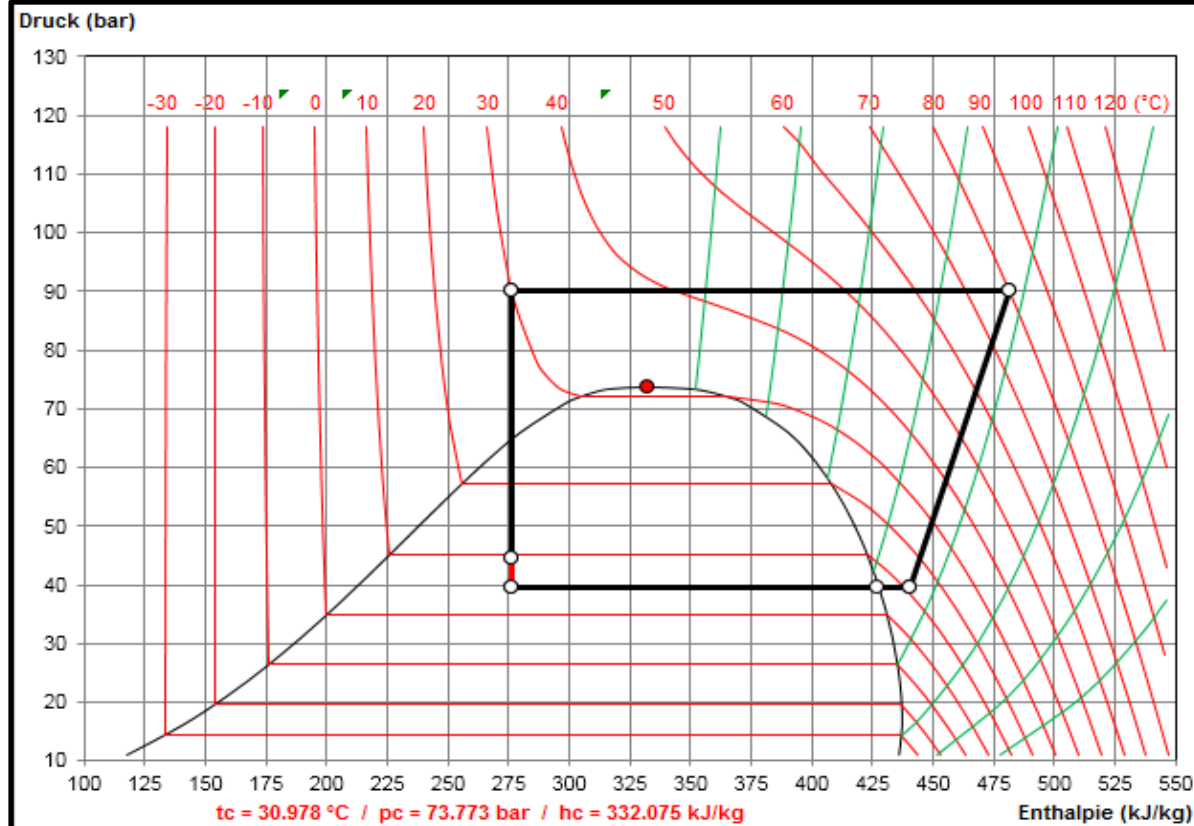
$$\Delta p_r = \left(\frac{\xi_{rm} f_{w2} \dot{m}^2}{2 \rho_{sol}} \right) + \left(\dot{m}^2 \left(\frac{1}{\rho_{sol}} - \frac{1}{\rho_{liq}} \right) \right) \quad \Delta p_{r(K)} = \frac{\Delta p_r}{G_r}$$

CO2-Kühler im überkritischen Bereich

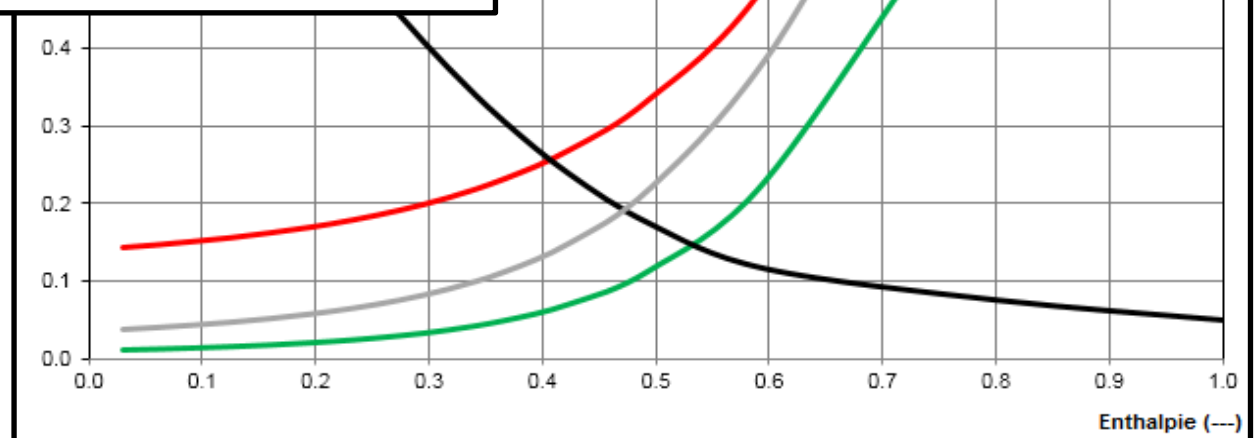
Weil die thermodynamischen Werte bei der Kühlung von CO2 im überkritischen Bereich extrem stark ändern, muss der Kühlprozess in 15 Zellen aufgeteilt werden. In den Zellen ändern sich die Wärmeübergangszahlen, die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz und somit der Bedarf an Wärmeaustauschfläche.

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	18.015
Tripelpunkt-Temperatur	°C	0.000	0.010
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

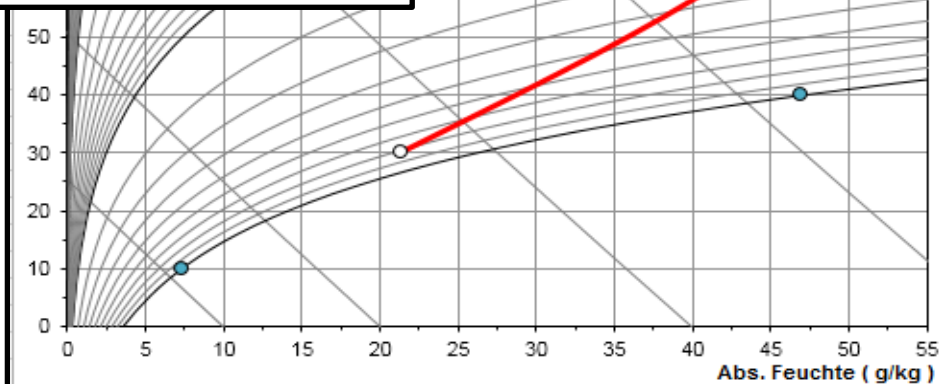
Eintritt	°C	10.000
Austritt	°C	40.000
Wa.übergang	W/m2K	3000.000

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
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 ²	434.640	frost:	0.000
Erforderliche Fläche	m ²	404.989		
k-Wert	W/m ² 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

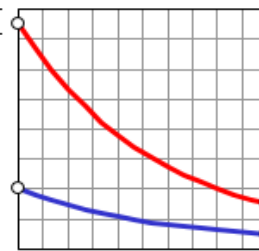
Software by www.zcs.ch

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 ³	0.843	1.198
Enthalpie feucht	kJ/kg	290.790	85.237
Volumenstrom feucht	m ³ /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 ³		997.209
Spez. Wärme	kJ/kgK		4.180
Wä.leitf.	W/mK		0.611
Viskosität	Pas		8.901E-04
Volumenstrom	m ³ /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

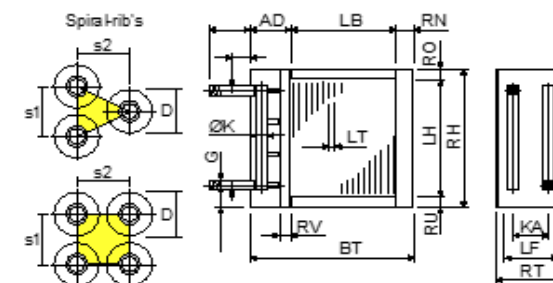
407 m²405 m²

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

Barometrische Höhenformel

$$t = 15 - 0.0065h$$

$$T = t + 273.15$$

$$p = 1.01325e^{-\frac{ghMl}{RT}}$$

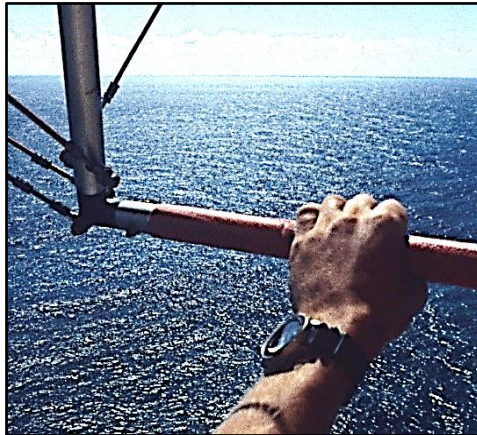
Beispiel für Bern

$$h = 537.181 \text{ m}$$

$$t = 11.508 \text{ °C}$$

$$T = 284.658 \text{ K}$$

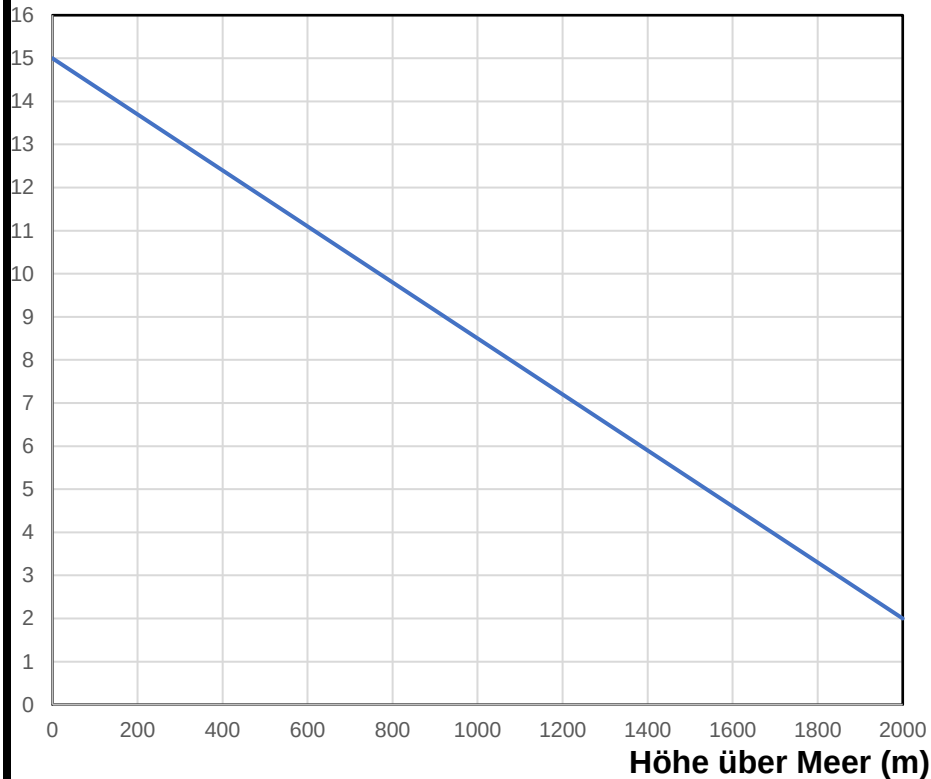
$$p = 0.950 \text{ bar}$$



Symbol	Einheit	Beschreibung
h	m	Höhe über Meer
t	°C	Temperatur
T	K	Temperatur
Ml	kg/kMol	Molekulargewicht der Luft = 28.949 kg/kMol
g	m/s ²	Fallbeschleunigung = 9.81 m/s ²
R	J/kMolK	Universelle Gaskonstante = 8314.46 J/kMolK
p	bar	Druck

Page 31

Temperatur (°C)



Druck (bar)

