



دانشگاه صنعتی شریف

طرح سیستم های تهویه مطبوع اجزای دستگاههای تهویه مطبوع

دکتر محمد حسن سعیدی

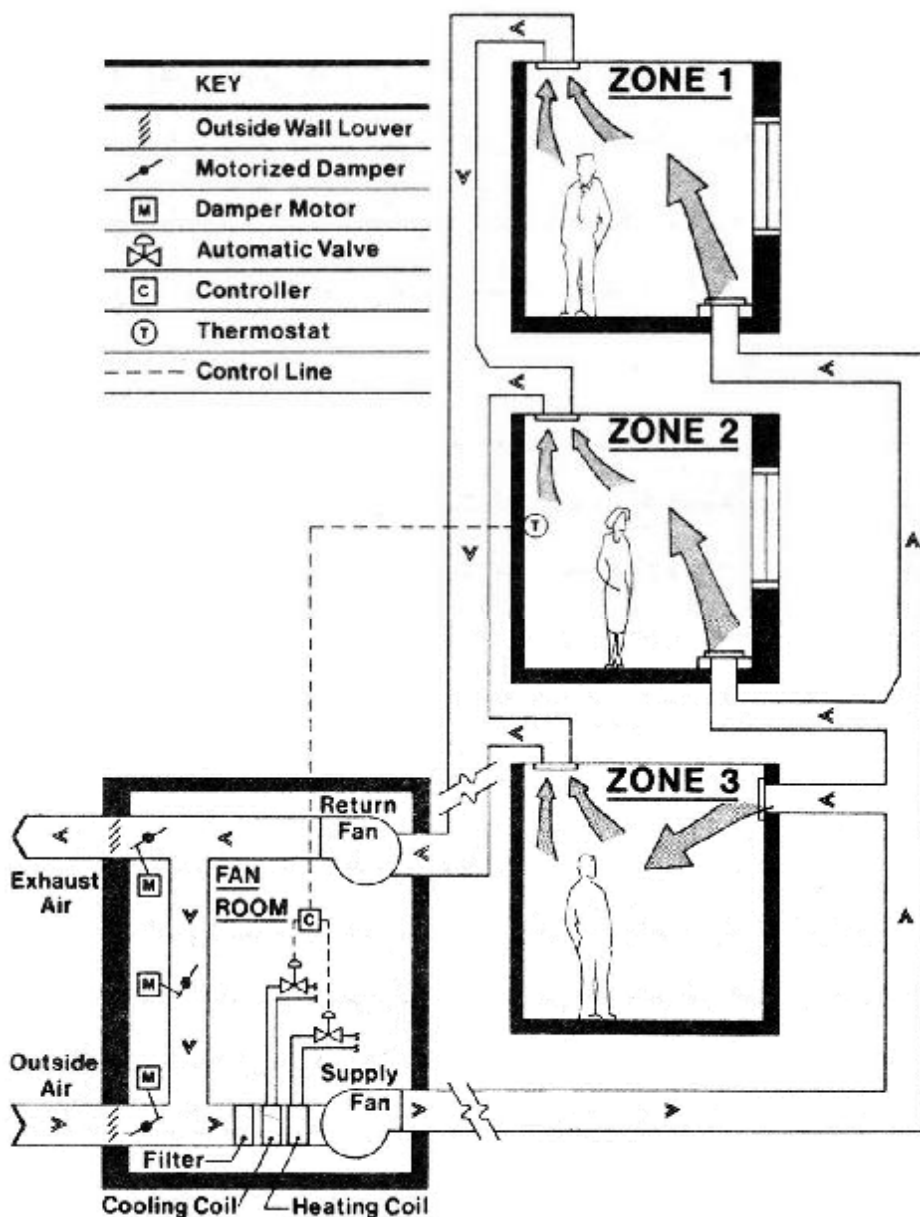
نیمسال دوم 92-93

سیستم‌های هوایی

انواع سیستم‌های هوایی از نظر روش و میزان کنترل بار:

- سیستم‌های حجم ثابت یک ناحیه‌ای (CAV Single Zone) §
- سیستم‌های حجم ثابت یک ناحیه‌ای با بازگرمایش (CAV Single Zone-Reheat) §
- سیستم‌های حجم ثابت ناحیه‌ای (CAV Multi-zone) §
- سیستم‌های حجم ثابت دو کانالی (CAV Dual Duct) §
- سیستم‌های حجم متغیر (VAV) §

سیستم‌های یک ناحیه‌ای (Single Zone)



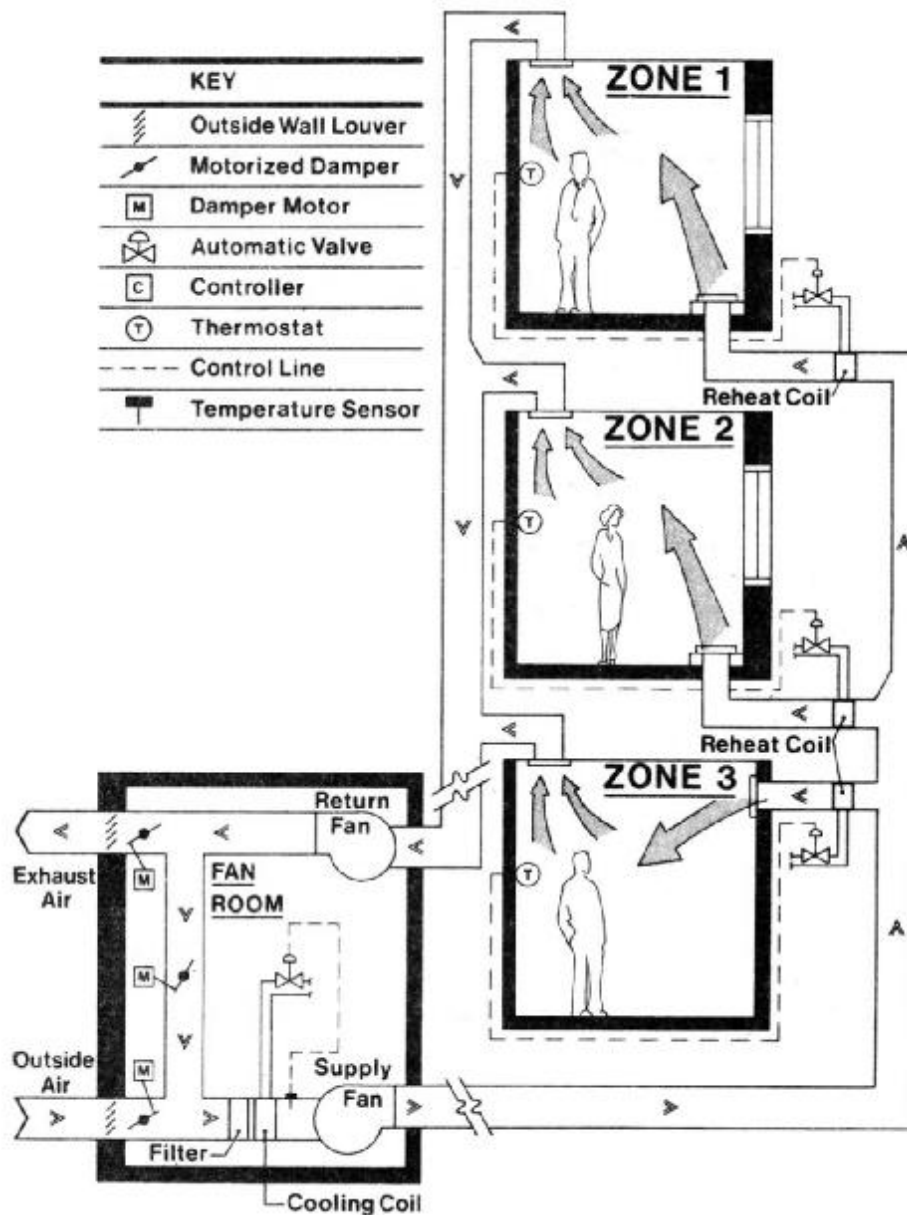
مزایا

مزایای این سیستم سادگی، داشتن فقط یک کانال هوای رفت و کارایی بالای انرژی و ارزانی نسبی قیمت دستگاه است.

معایب

عیب عمده این سیستم، نبود امکان سرمایش و گرمایش همزمان و کنترل درجه حرارت فضاهای مختلف است. به همین علت تعداد و انواع فضاهایی که سیستم قادر به تغذیه مناسب آنهاست کاهش می‌یابد. علاوه بر این سیستمی که بدین طریق کار می‌کند در تابستان رطوبت را به خوبی کنترل نمی‌کند، چون در صورت رسیدن هر فضا به دمای خشک مورد نظر عمل رطوبت‌گیری توسط کوئل سرمایی نیز متوقف می‌شود.

سیستم‌های یک ناحیه‌ای با بازگرمایش (Single Zone - Reheat)



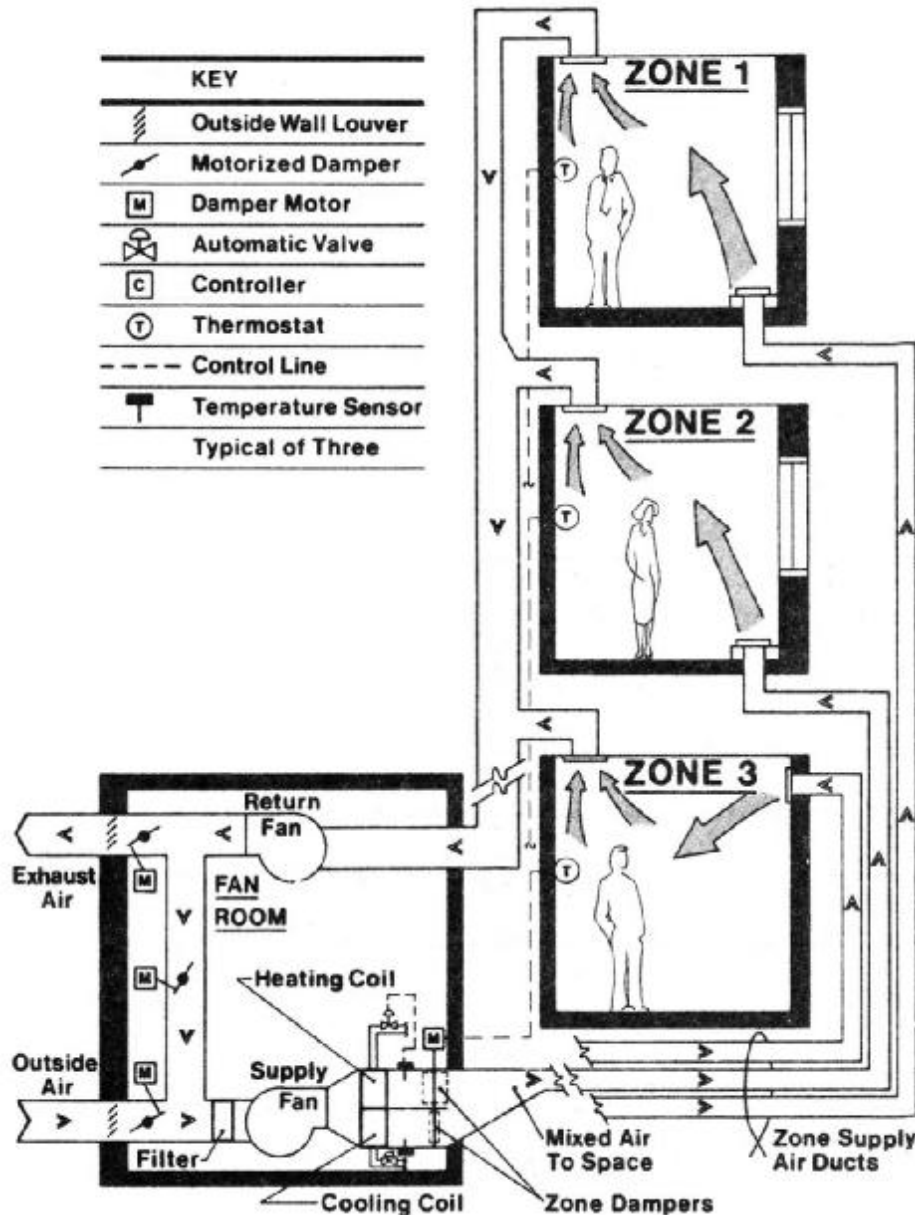
مزایا

مزیت اصلی این سیستم فراهم کردن امکان کنترل عالی رطوبت و درجه حرارت است. همچنین سیستم یک کاناله فضای نسبتاً کمتری برای عبور کانال‌های هوا نیاز دارد.

معایب

سیستم بازگرمایش ترمینالی معایب متعددی دارد. این سیستم در بین تمامی سیستم‌ها کمترین کارایی انرژی را دارد (اگر چه با اتخاذ روش‌های خاصی می‌توان کارایی آن را افزایش داد). این سیستم در عین حال نیاز به کویل آبی، شیر فلکه، لوله کشی زیر سقف کاذب در قسمت‌های تهویه شونده و مسیرهای کنترل دارد که به معنای آن است که فضای زیادی را اشغال می‌کند. همچنین در صورت نشت آب امکان بروز مشکلاتی وجود دارد. با اینکه قسمت اصلی سیستم هواساز گران قیمت نیست، کویل‌های کمکی آبی، لوله کشی، شیر فلکه و ترموستات سیستم را به یک سیستم گران قیمت تبدیل می‌کند.

سیستم‌های چند ناحیه‌ای (Multi Zone)



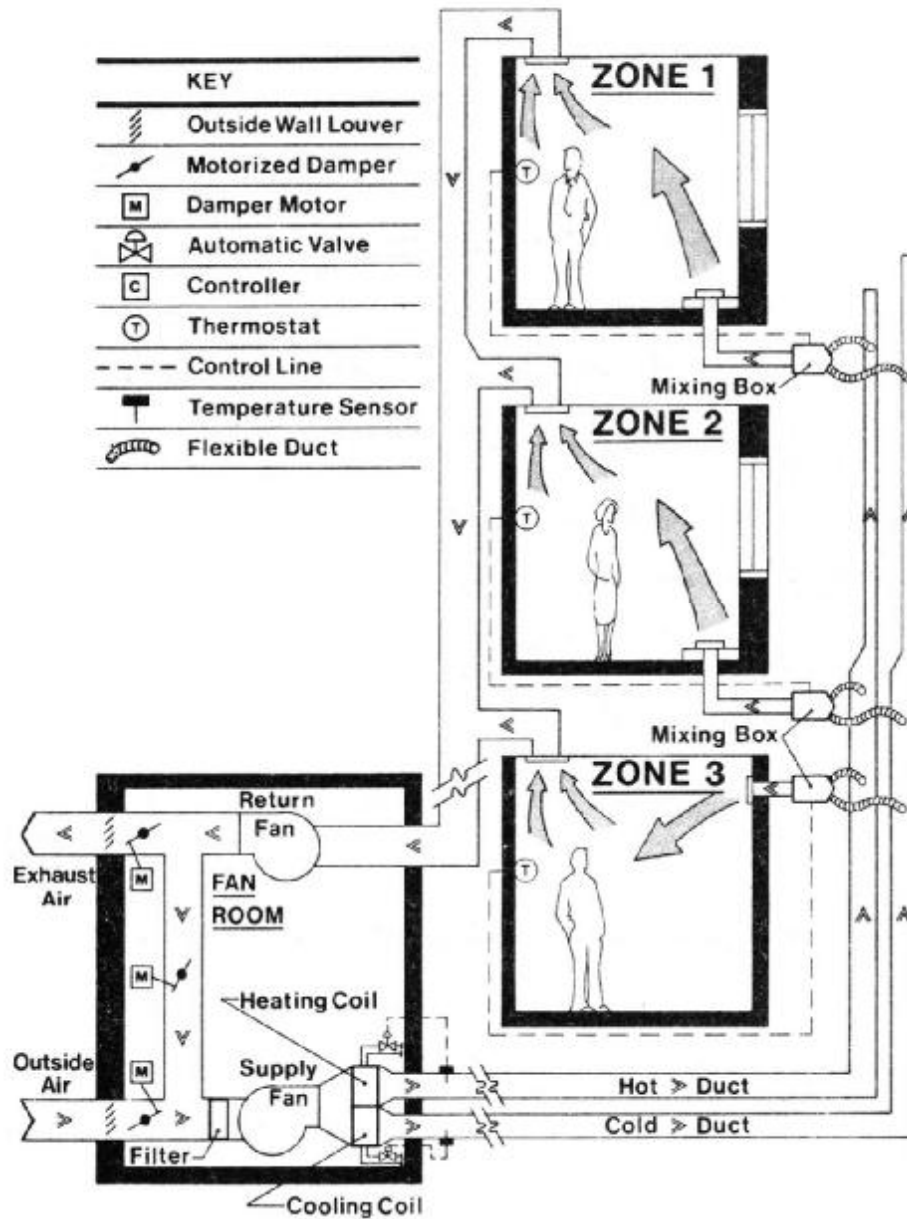
مزایا

از مزیت‌های سیستم چند ناحیه‌ای قیمت نسبتاً کم آن است (با فرض اینکه تعداد نواحی زیاد نبوده یا اینکه مسیر کانال‌های هوا زیاد طولانی نباشد). به علاوه می‌توان نواحی را به طور مستقل کنترل نمود. اجزای اصلی سیستم را نیز می‌توان به صورت پیش ساخته خریداری کرد.

معایب

عیب مهم این سیستم محدودیت اندازه و تعداد نواحی تهویه شونده است. فضای مورد نیاز برای کانال‌ها نیز خصوصاً در نزدیکی اتاق هواساز زیاد است. اگر تعداد نواحی زیاد باشد تهیه و ساخت کانال‌های هوا هزینه زیادی را به خود اختصاص می‌دهد. همچنین سیستم قادر به کنترل رطوبت نبوده و انعطاف‌پذیر هم نیست یعنی افزایش یا تغییر نواحی در آن مشکل است.

سیستم‌های دو کانالی (Dual Duct)



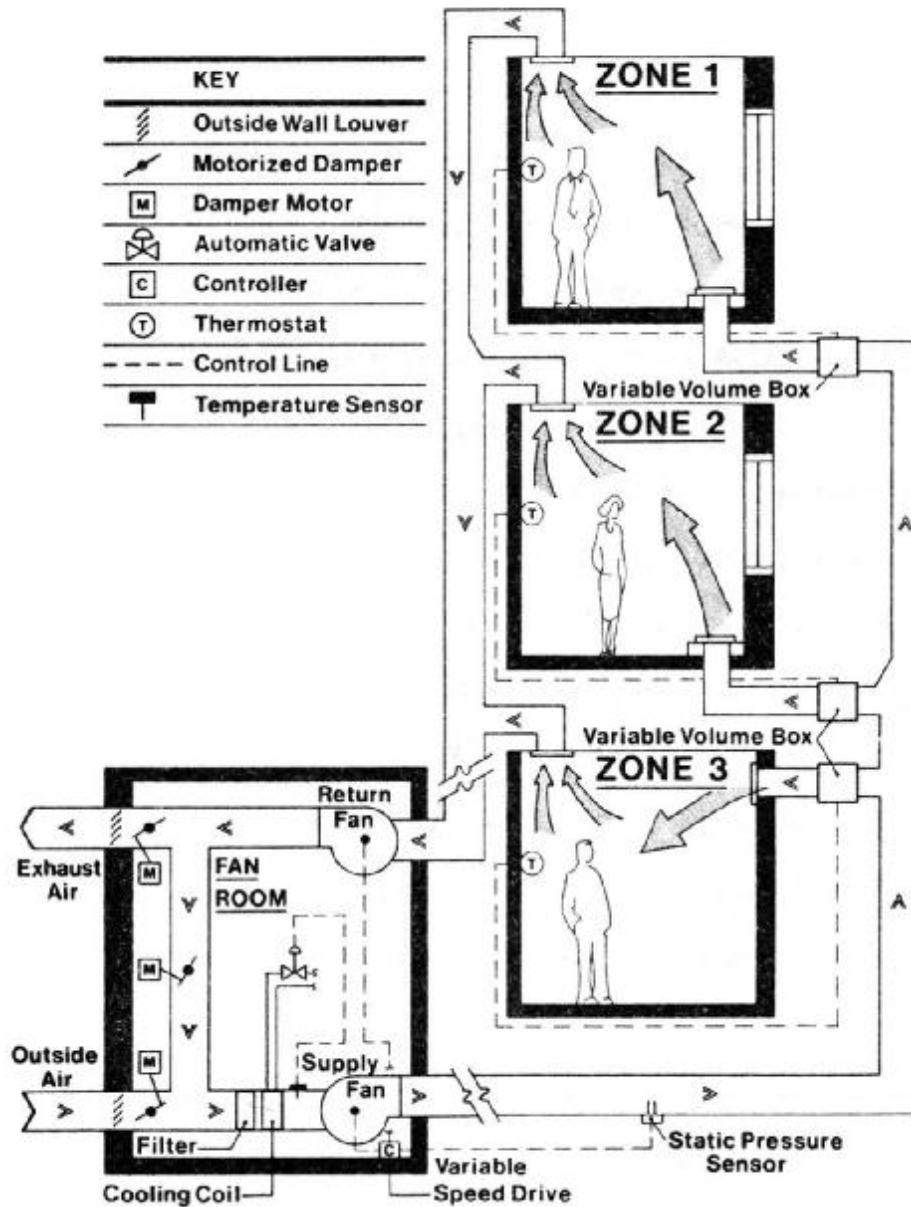
مزایا

مزایای سیستم دو کاناله با جعبه‌های اختلاط کنترل مطلوب درجه حرارت (نه رطوبت) و عدم نیاز به لوله‌کشی آب سرد یا گرم خارج از اتاق هواساز است.

معایب

معایب سیستم دو کاناله عبارت است از نیاز به فضای زیاد (خصوصاً به دلیل وجود دو کانال)، قیمت گران، کنترل نامناسب رطوبت و عدم کارایی بالای انرژی هر چند با اتخاذ تدابیری چون تنظیم دوباره درجه حرارت هوای خروجی می‌توان عملکرد انرژی آن را بهبود بخشید.

سیستم‌های حجم متغیر (VAV)



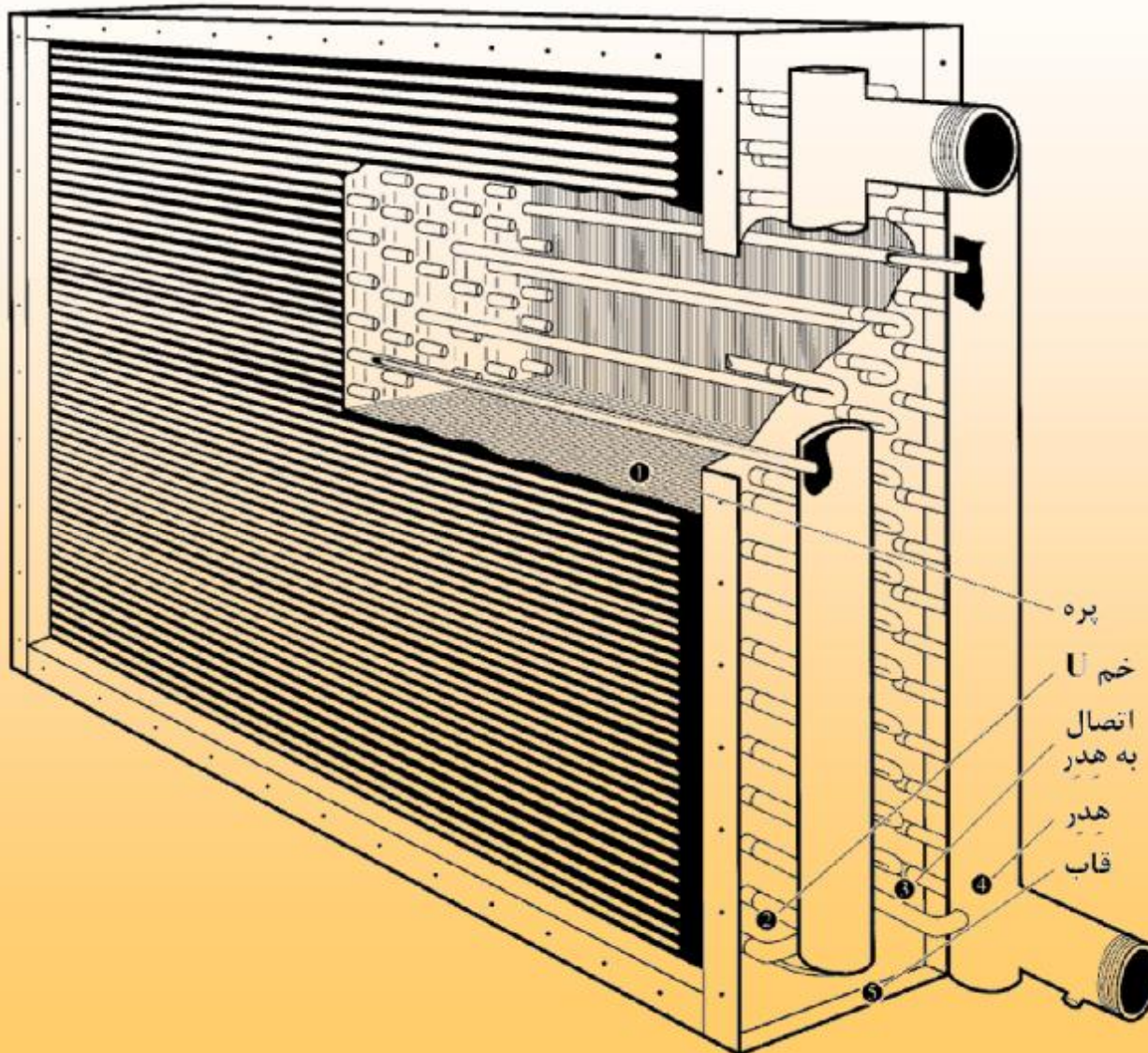
مزایا

سیستم‌های حجم متغیر نسبتاً ارزان قیمت و انعطاف‌پذیر بوده و امکان کنترل مستقل هر فضا را فراهم می‌آورد، مهمتر اینکه هزینه‌های جاری آن نیز کمتر از بسیاری از سیستم‌های دیگر است.

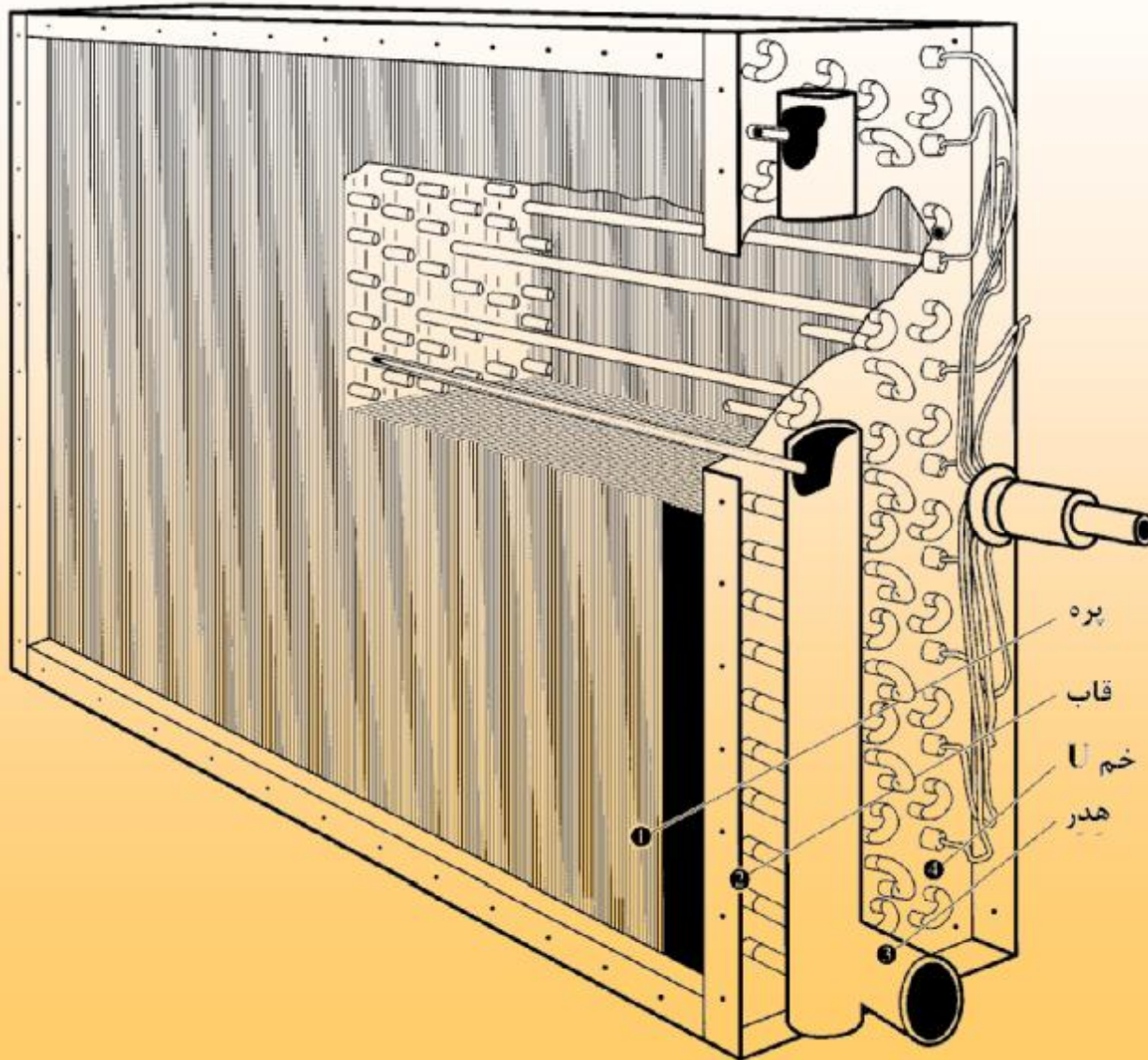
معایب

یکی از مشکلات سیستم حجم متغیر این است که احتمالاً در ساعات خالی بودن فضاها از سکنه، درجه حرارت را بیشتر از حد مجاز پایین می‌آورد. عیب دیگر سیستم، ضعیف بودن سیستم کنترل رطوبت است که در دبی‌های پایین هوا باعث احساس خفگی می‌شود. یک عیب جدی دیگر توزیع ضعیف هوا در هنگام پایین بودن دبی هواست. اگر از دریچه‌های هوای معمولی، که به ازای دبی مشخصی انتخاب می‌شوند، برای توزیع هوا استفاده شود هوا با دبی کمتری به اتاق می‌رسد.

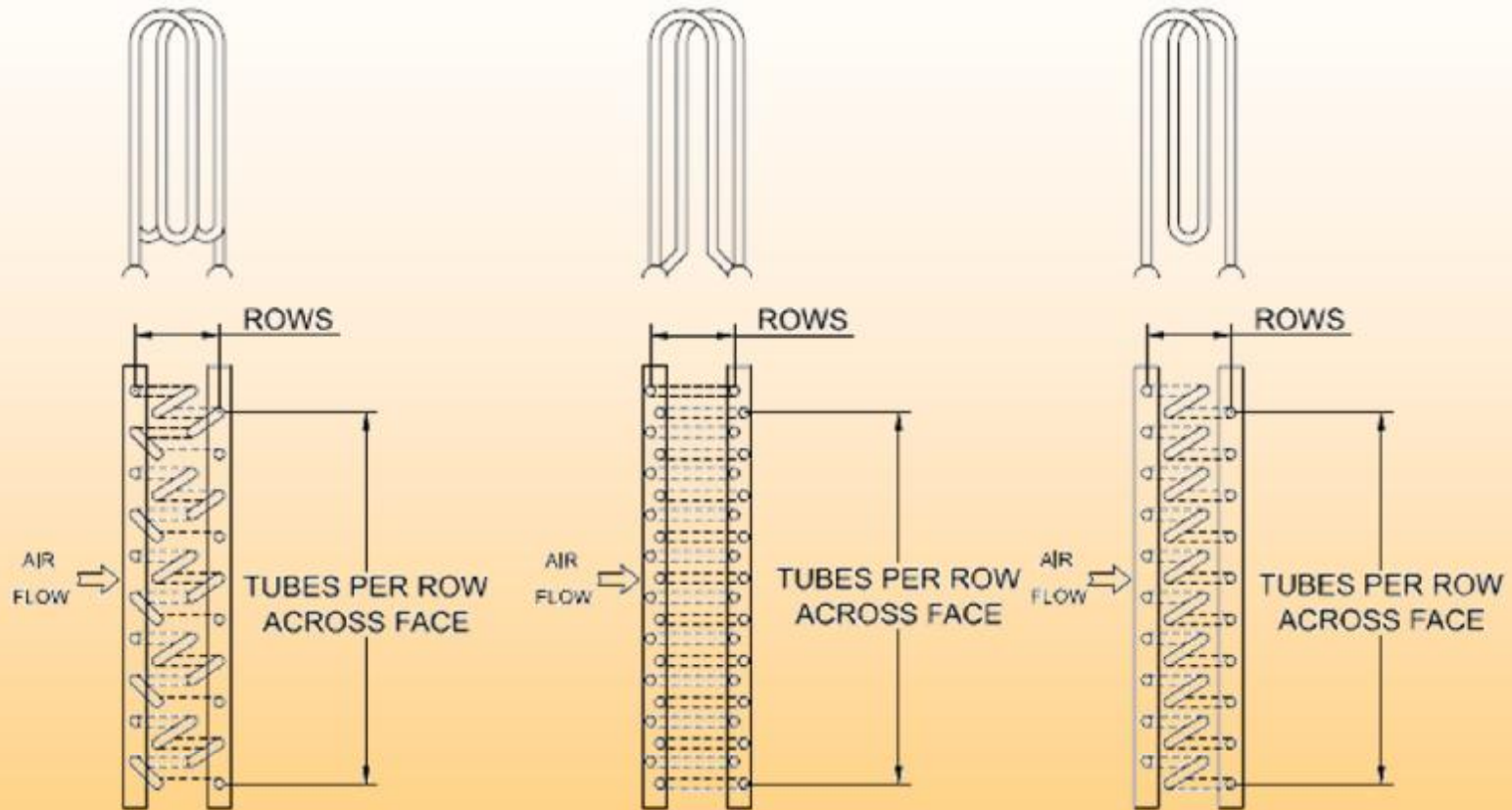
کویل های آبی



کویل‌های انبساط مستقیم



مدار بندی کویل ها



HALF CIRCUIT

4 Rows
10 Tubes Per Row
5 Circuits
8 Passes Across
Air Steam

DOUBLE CIRCUIT

4 Rows
10 Tubes Per Row
20 Circuits
2 Passes Across
Air Steam

SINGLE CIRCUIT

4 Rows
10 Tubes Per Row
10 Circuits
4 Passes Across
Air Steam

کارآیی کویل‌ها

The sensible heat cooling capacity q_{td} of a given coil is expressed by the following equation:

$$q_{td} = U_o F_s A_a N_r \Delta t_m \quad (1a)$$

with

$$F_s = A_o / A_a N_r \quad (1b)$$

Assuming no extraneous heat losses, the same amount of sensible heat is lost from the airstream:

$$q_{td} = 1000 w_a c_p (t_{a1} - t_{a2}) \quad (2a)$$

with

$$w_a = 60 \rho_a A_a V_a \quad (2b)$$

The same amount of sensible heat is absorbed by the coolant; for a nonvolatile type, it is

$$q_{td} = 1000 w_r c_r (t_{r2} - t_{r1}) \quad (3)$$

For a nonvolatile coolant in thermal counterflow with the air, the mean temperature difference in Equation (1a) is expressed as

$$\Delta t_m = \frac{(t_{a1} - t_{r2}) - (t_{a2} - t_{r1})}{\ln[(t_{a1} - t_{r2}) / (t_{a2} - t_{r1})]} \quad (4)$$

کارآیی کویل‌ها

For a bare-pipe coil, the overall coefficient of heat transfer for sensible cooling (without dehumidification) can be expressed by a simplified basic equation:

$$U_o = \frac{1}{(1/f_a) + (D_o - D_i)/2000k + (B/f_r)} \quad (5a)$$

When pipe or tube walls are thin and of high-conductivity material (as in typical heating and cooling coils), the term $(D_o - D_i)/2000k$ in Equation (5a) frequently becomes negligible and is generally disregarded. (This effect in typical bare-pipe cooling coils seldom exceeds 1 to 2% of the overall coefficient.) Thus, the overall coefficient for bare pipe in its simplest form is

$$U_o = \frac{1}{(1/f_a) + (B/f_r)} \quad (5b)$$

For finned coils, the equation for the overall coefficient of heat transfer can be written

$$U_o = \frac{1}{(1/\eta f_a) + (B/f_r)} \quad (5c)$$

where the **fin effectiveness** η allows for the resistance to heat flow encountered in the fins. It is defined as

$$\eta = (EA_s + A_p)/A_o \quad (6)$$

کارآیی کویل‌ها

For analyzing a given heat exchanger, the concept of **effectiveness** is useful. Expressions for effectiveness have been derived for various flow configurations and can be found in Kusuda (1970) and Mueller (1973). The cooling coils covered in this chapter actually involve various forms of crossflow. However, the case of counterflow is addressed here to illustrate the value of this concept. The air-side effectiveness E_a for counterflow heat exchangers is given by the following equations:

$$q_{td} = 1000w_a c_p (t_{a1} - t_{r1}) E_a \quad (7a)$$

with

$$E_a = \frac{t_{a1} - t_{a2}}{t_{a1} - t_{r1}} \quad (7b)$$

or

$$E_a = \frac{1 - e^{-c_o(1-M)}}{1 - M e^{-c_o(1-M)}} \quad (7c)$$

with

$$c_o = \frac{A_o U_o}{1000 w_a c_p} = \frac{F_s N_r U_o}{1000 \rho_a V_a c_p} \quad (7d)$$

and

$$M = \frac{w_a c_p}{w_r c_r} = \frac{\rho_a A_a V_a c_p}{w_r c_r} \quad (7e)$$

Note the following two special conditions:

If $M = 0$, then $E_a = 1 - e^{-c_o}$

If $M \geq 1$, then

$$E_a = \frac{1}{(1/c_o) + 1}$$

With a given design and arrangement of heat transfer surface used as cooling coil core material for which basic physical and heat transfer data are available to determine U_o from Equations (5a), (5b), and (5c), the selection, sizing, and performance calculation of sensible cooling coils for a particular application generally fall into either of two categories:

1. Heat transfer surface area A_o or coil row depth N_r for a specific coil size is required and initially unknown. Sensible cooling capacity q_{td} , flow rates for both air and coolant, entrance and exit temperatures of both fluids, and mean temperature difference between fluids are initially known or can be assumed or determined from Equations (2a), (3), and (4). A_o or N_r can then be calculated directly from Equation (1a).

کار آیی کویل‌ها

2. Sensible cooling capacity q_{td} for a specific coil is required and initially unknown. Face area and heat transfer surface area are known or can be readily determined. Flow rates and entering temperatures of air and coolant are also known. Mean temperature difference Δt_m is unknown, but its determination is unnecessary to calculate q_{td} , which can be found directly by solving Equation (7a). Equation (7a) also provides a basic means of determining q_{td} for a given coil or related family of coils over the complete rating ranges of air and coolant flow rates and operating temperatures.

Example 1. Standard air flowing at a mass rate equivalent to $4.2 \text{ m}^3/\text{s}$ is to be cooled from 29.5 to 24°C , using 2.5 kg/s chilled water supplied at 10°C in thermal counterflow arrangement. Assuming an air face velocity of $V_a = 3 \text{ m/s}$ and no air dehumidification, calculate coil face area A_a , sensible cooling capacity q_{td} , required heat transfer surface area A_o , coil row depth N_r , and coil air-side pressure drop Δp_{st} for a clean, non-fouled, thin-walled bare copper tube surface design for which the following physical and performance data have been predetermined:

$$\begin{aligned} B &= \text{surface ratio} = 1.07 \\ c_p &= 1.0 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \\ c_r &= 4.18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \\ F_s &= (\text{external surface area})/(\text{face area})(\text{rows deep}) = 1.34 \\ f_a &= 85 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \\ f_r &= 4500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \\ \Delta p_{st}/N_r &= 6.7 \text{ Pa}/\text{number of coil rows} \\ \rho_a &= 1.20 \text{ kg}/\text{m}^3 \end{aligned}$$

کارآیی کویل‌ها

Solution: Calculate the coil face area required.

$$A_a = 4.2/3 = 1.4 \text{ m}^2$$

Neglecting the effect of tube wall, from Equation (5b),

$$U_o = \frac{1}{(1/85) + (1.07/4500)} = 83.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

From Equations (2a) and (2b), the sensible cooling capacity is

$$q_{td} = 1000 \times 1.20 \times 1.4 \times 3 \times 1.0(29.5 - 24) = 27\,700 \text{ W}$$

From Equation (3),

$$t_{r2} = 10 + 27\,700/(1000 \times 2.5 \times 4.18) = 12.7^\circ\text{C}$$

From Equation (4),

$$\Delta t_m = \frac{(29.5 - 12.7) - (24 - 10)}{\ln[(29.5 - 12.7)/(24 - 10)]} = 15.4^\circ\text{C}$$

From Equations (1a) and (1b), the surface area required is

$$A_o = 27\,700/(83.3 \times 15.4) = 21.6 \text{ m}^2 \text{ external surface}$$

From Equation (1b), the required row depth is

$$N_r = 21.6/(1.34 \times 1.4) = 11.5 \text{ rows deep}$$

کارآیی کویل‌ها

The installed 1.4 m² coil face, 12 rows deep, slightly exceeds the required capacity. The air-side pressure drop for the installed row depth is then

$$\Delta p_{st} = (\Delta p_{st}/N_r)N_r = 6.7 \times 12 = 80 \text{ Pa at } 20^\circ\text{C}$$

In this example, for some applications where such items as V_a , w_r , t_{r1} , and f_r may be arbitrarily varied with a fixed design and arrangement of heat transfer surface, a trade-off between coil face area A_a and coil row depth N_r is sometimes made to obtain alternative coil selections that produce the same sensible cooling capacity q_{td} . For example, an eight-row coil could be selected, but it would require a larger face area A_a with lower air face velocity V_a and a lower air-side pressure drop Δp_{st} .

Example 2. An air-cooling coil using a finned tube-type heat transfer surface has physical data as follows:

$$A_a = 1.0 \text{ m}^2$$

$$A_o = 75 \text{ m}^2 \text{ external}$$

$$B = \text{surface ratio} = 20$$

$$F_s = (\text{external surface area})/(\text{face area})(\text{rows deep}) = 27$$

$$N_r = 3 \text{ rows deep}$$

Air at a face velocity of $V_a = 4 \text{ m/s}$ and 35°C entering air temperature is to be cooled by 1.0 L/s of well water supplied at 13°C . Calculate the sensible cooling capacity q_{td} , leaving air temperature t_{a2} , leaving water temperature t_{r2} , and air-side pressure drop Δp_{st} . Assume clean and nonfouled surfaces, thermal counterflow between air and water, no air dehumidification, standard barometric air pressure, and that the following data are available or can be predetermined:

کارآیی کویل‌ها

$$\begin{aligned}c_p &= 1.0 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \\c_r &= 4.18 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \\f_a &= 97 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \\f_r &= 2800 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \\\eta &= \text{fin effectiveness} = 0.9 \\\Delta p_{st}/N_r &= 55 \text{ Pa}/\text{number of coil rows} \\\rho_a &= 1.20 \text{ kg}/\text{m}^3 \\\rho_w &= 998 \text{ kg}/\text{m}^3\end{aligned}$$

Solution: From Equation (5c),

$$U_o = \frac{1}{1/(0.9 \times 97) + (20/2800)} = 54 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

From Equations (7d) and (2b),

$$c_o = \frac{75 \times 54}{1000 \times 1.20 \times 1.0 \times 4 \times 1.0} = 0.84$$

From Equation (7e),

$$M = \frac{1.20 \times 1.0 \times 4 \times 1.0}{1.0 \times 0.998 \times 4.18} = 1.15$$

Substituting in,

$$-c_o(1 - M) = -0.84(1 - 1.15) = 0.125$$

From Equation (7c),

کارآیی کویل‌ها

$$E_a = \frac{1 - e^{0.126}}{1 - 1.15e^{0.126}} = 0.441$$

From Equation (7a), the sensible cooling capacity is

$$q_{td} = 1000 \times 1.20 \times 1.0 \times 4 \times 1.0(35 - 13) \times 0.441 = 46\,600 \text{ W}$$

From Equation (2a), the leaving air temperature is

$$t_{a2} = 35 - \frac{46\,600}{1000 \times 1.20 \times 1.0 \times 4 \times 1.0} = 25.3^\circ\text{C}$$

From Equation (3), the leaving water temperature is

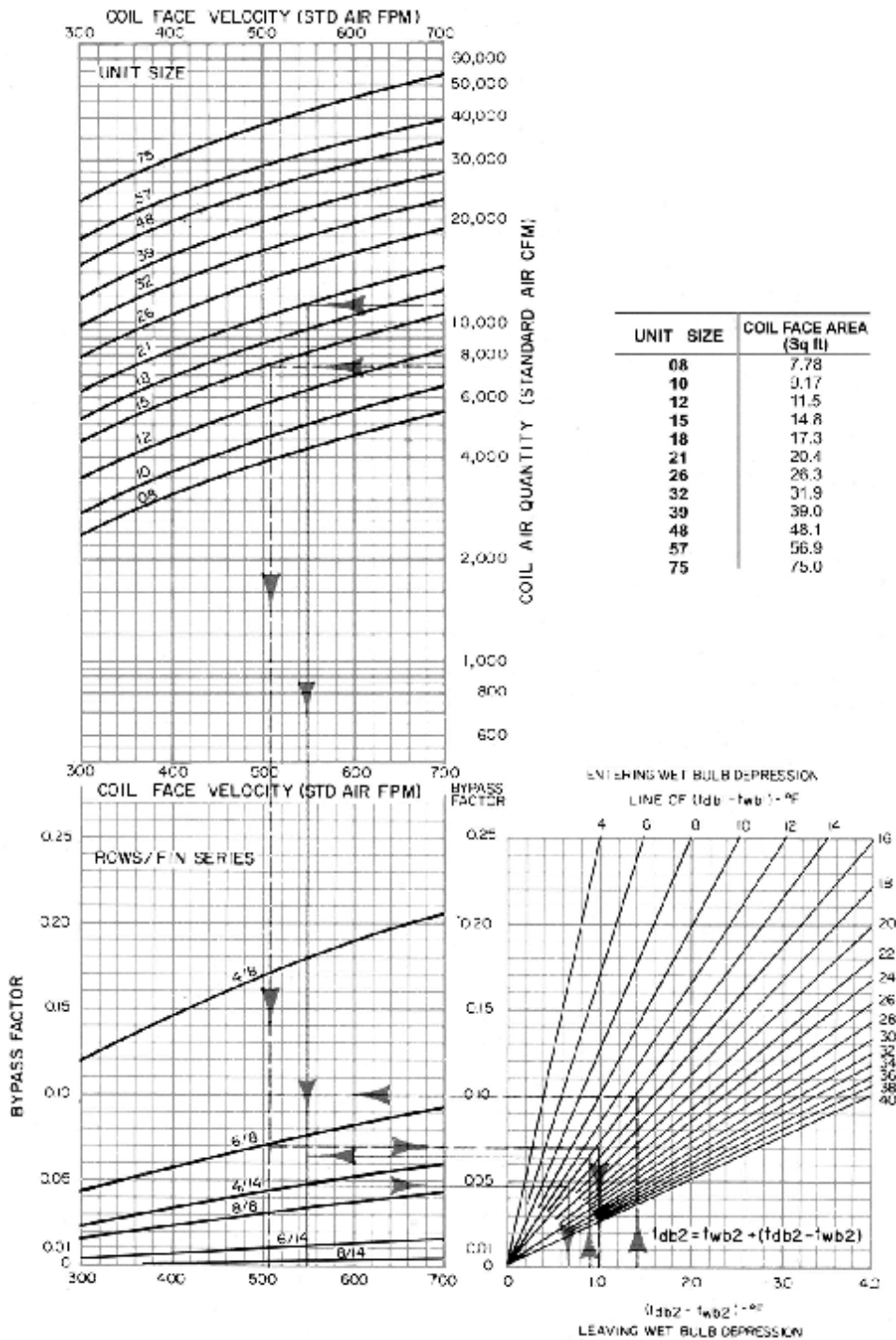
$$t_{r2} = 13 + \frac{46\,600}{1000 \times 1.0 \times 0.998 \times 4.18} = 24.2^\circ\text{C}$$

The air-side pressure drop is

$$\Delta p_{st} = 55 \times 3 = 165 \text{ Pa}$$

The preceding equations and examples demonstrate the method for calculating thermal performance of sensible cooling coils that operate with a dry surface. However, when cooling coils operate wet or act as dehumidifying coils, performance cannot be predicted without including the effect of air-side moisture (latent heat) removal.

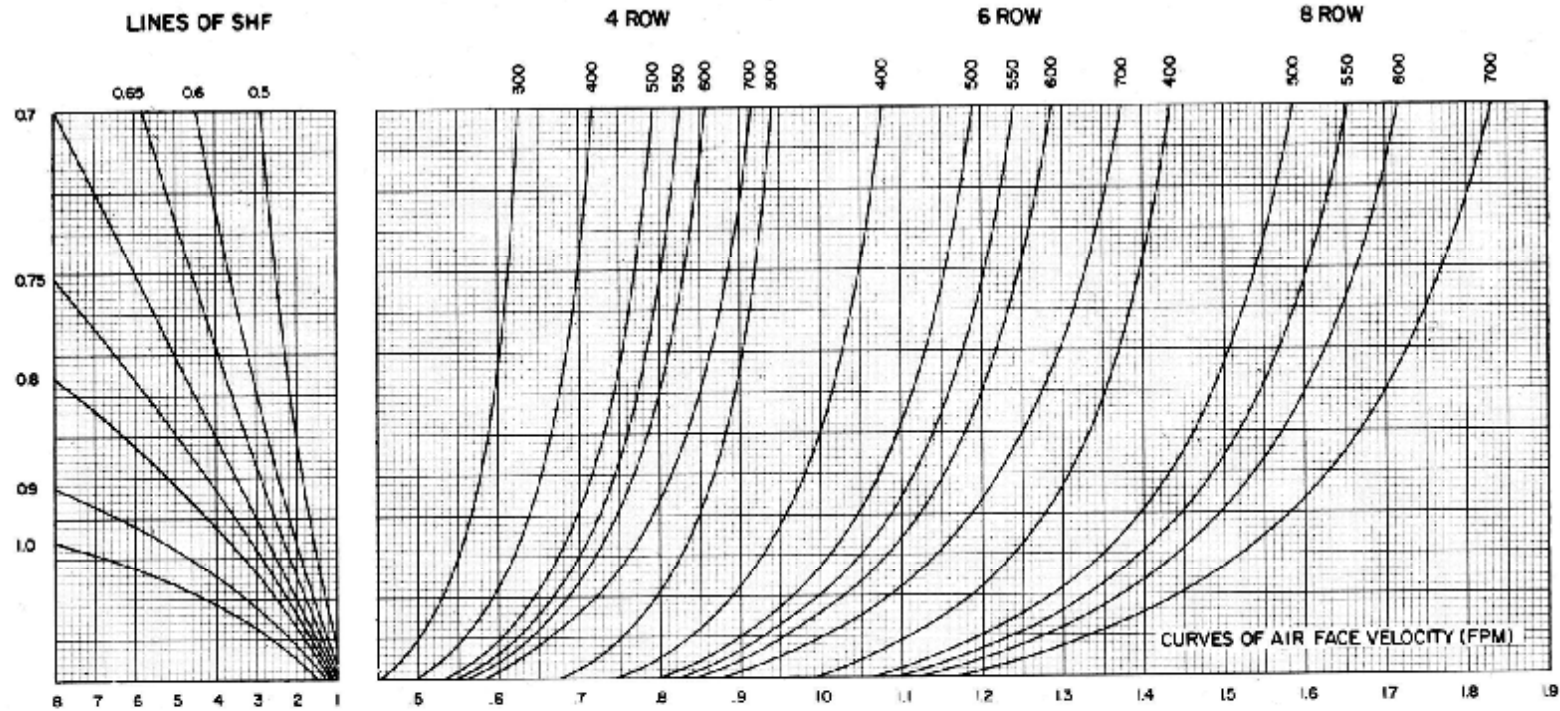
مشخصات سمت هوا



مشخصات سمت آب

FIN SERIES 8

UNIT SIZE	08	10	12	15	18	21	26	32	39	48	57	75	
	No. of Circuits												
4 Row	Quarter	4	4	5	6	7	7	9	9	11	11	13	15
	Half	8	8	10	12	14	14	18	18	22	22	26	30
	Full	16	16	20	24	28	28	36	36	44	44	52	60
6 Row	Half	8	8	10	12	14	14	18	18	22	22	26	30
	Full	16	16	20	24	28	28	36	36	44	44	52	60
	Double	24	24	30	36	42	42	54	54	66	66	78	90
8 Row	Half	8	8	10	12	14	14	18	18	22	22	26	30
	Full	16	16	20	24	28	28	36	36	44	44	52	60
	Double	32	32	40	48	56	56	72	72	88	88	104	120



REQUIRED WATER VELOCITY-FPS

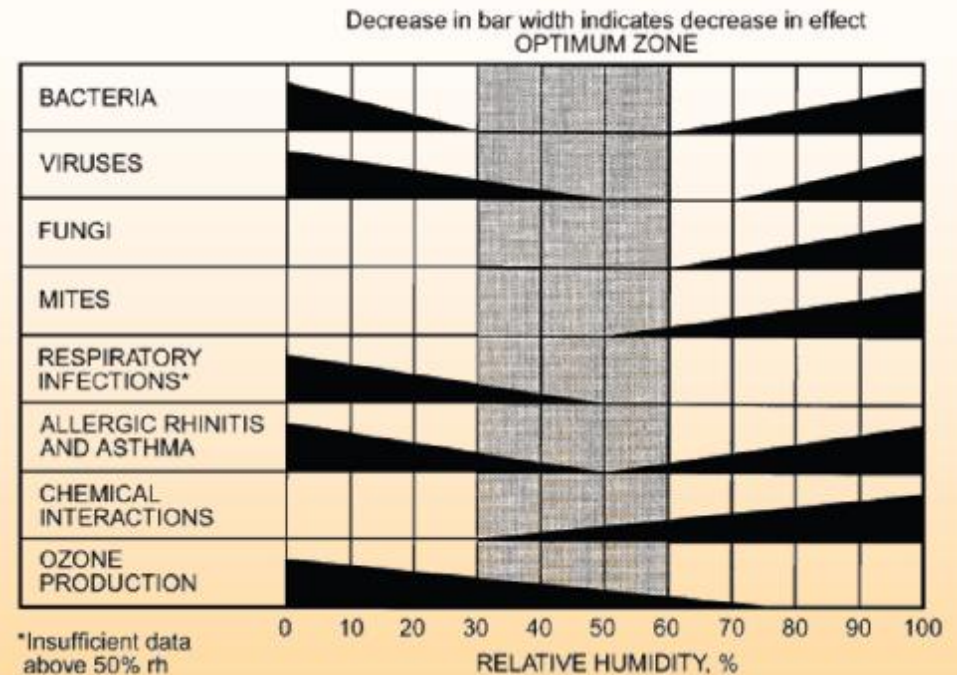
$$Q = \frac{\text{TOTAL LOAD (MBH)}}{\text{FACE AREA} \times \text{MTD}}$$

$$\text{WATER VELOCITY} = \frac{\text{GPM}}{\text{NO. CIRCUITS}} \times 1.71$$

رطوبت زن ها

Outdoor Temperature, °C	Limiting Relative Humidity, %	
	Single Glazing	Double Glazing
5	41	60
0	31	52
-5	23	45
-10	17	39
-15	12	33
-20	9	28
-25	6	24
-30	4	20
-35	3	17

Note: Natural convection, indoor air at 23.3°C.



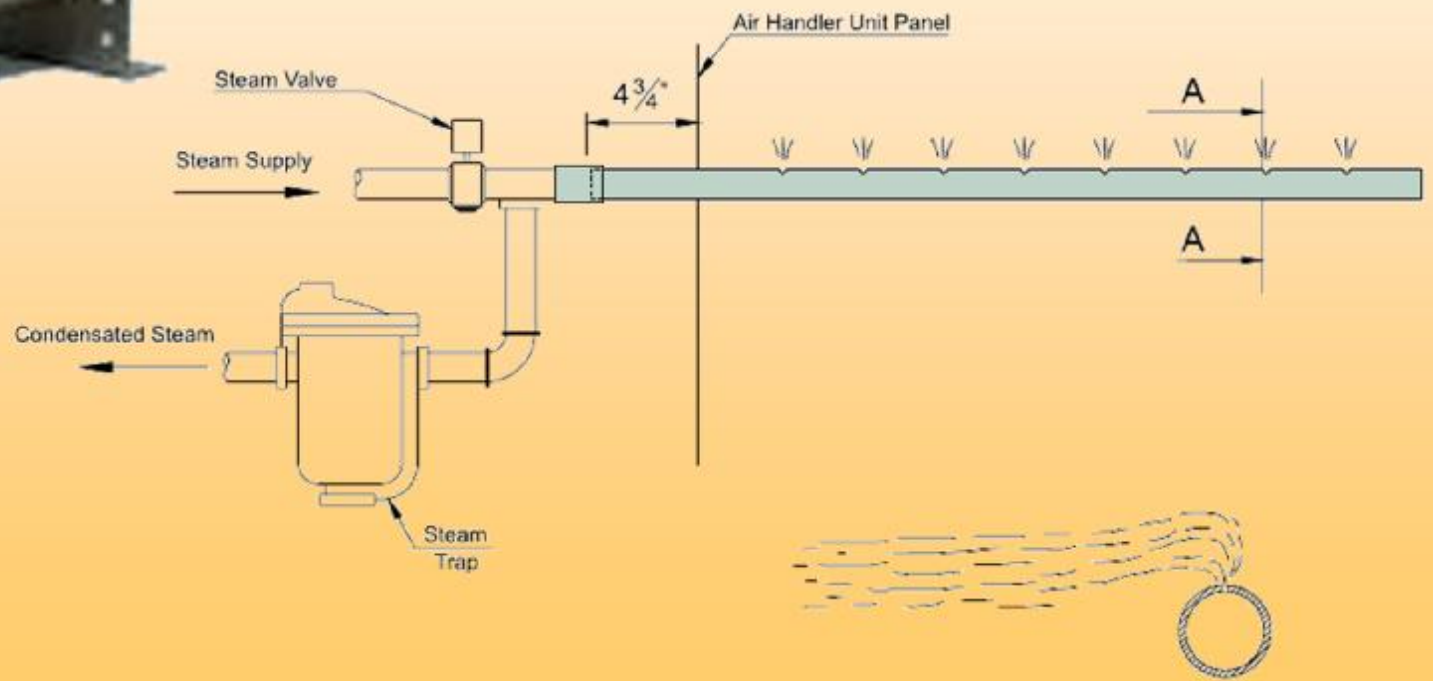
حداکثر رطوبت برای عدم چگالش رطوبت

رطوبت بهینه برای تأمین آسایش

انواع رطوبت زن مورد استفاده در صنایع تهویه مطبوع:

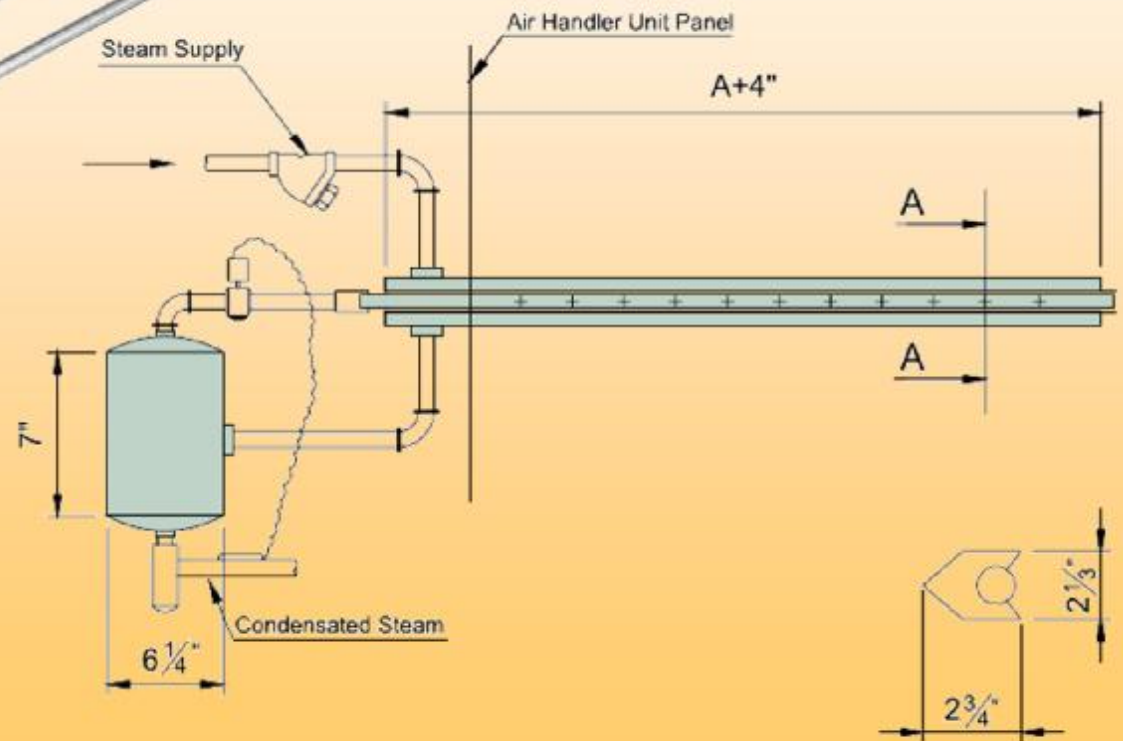
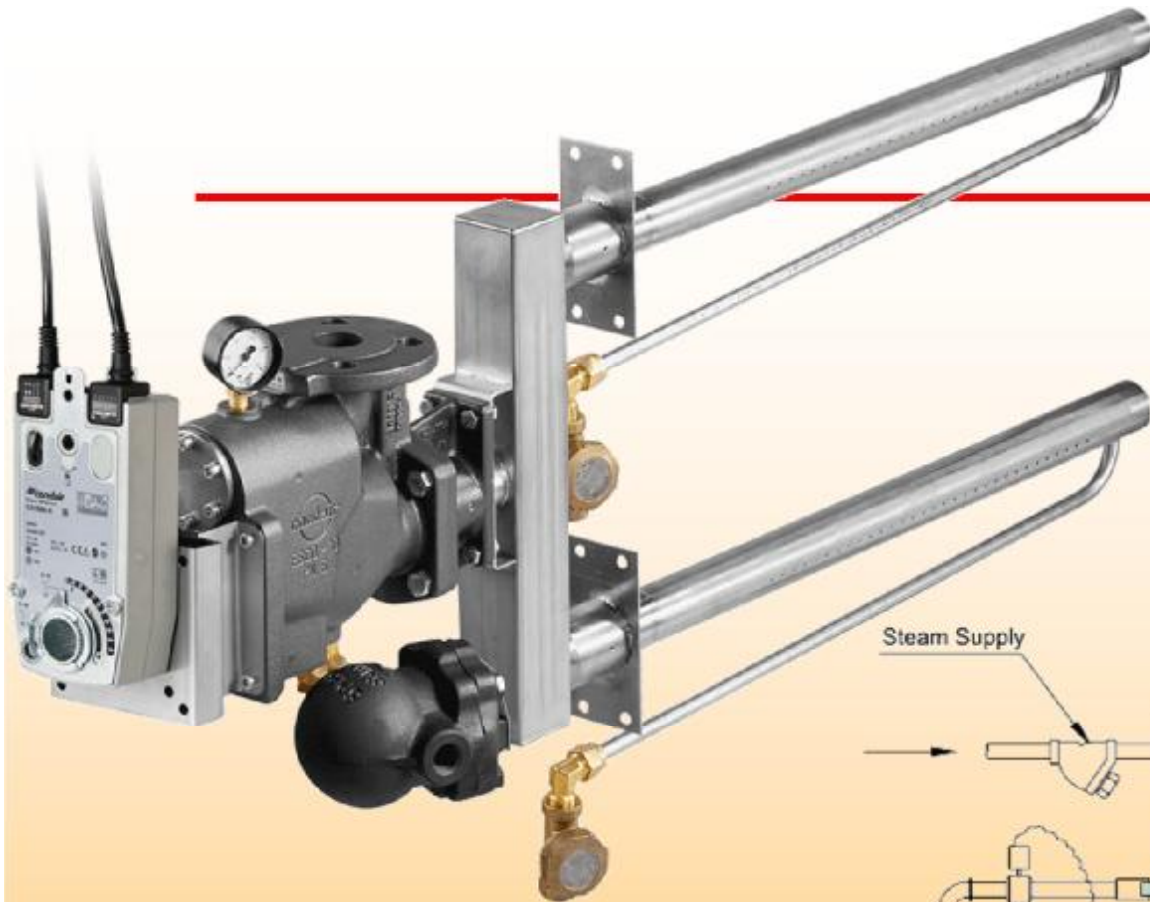
- § رطوبت زن های بخار
- § رطوبت زن های تبخیری
- § رطوبت زن های آبی

رطوبت‌زن‌های بخار



Section A-A

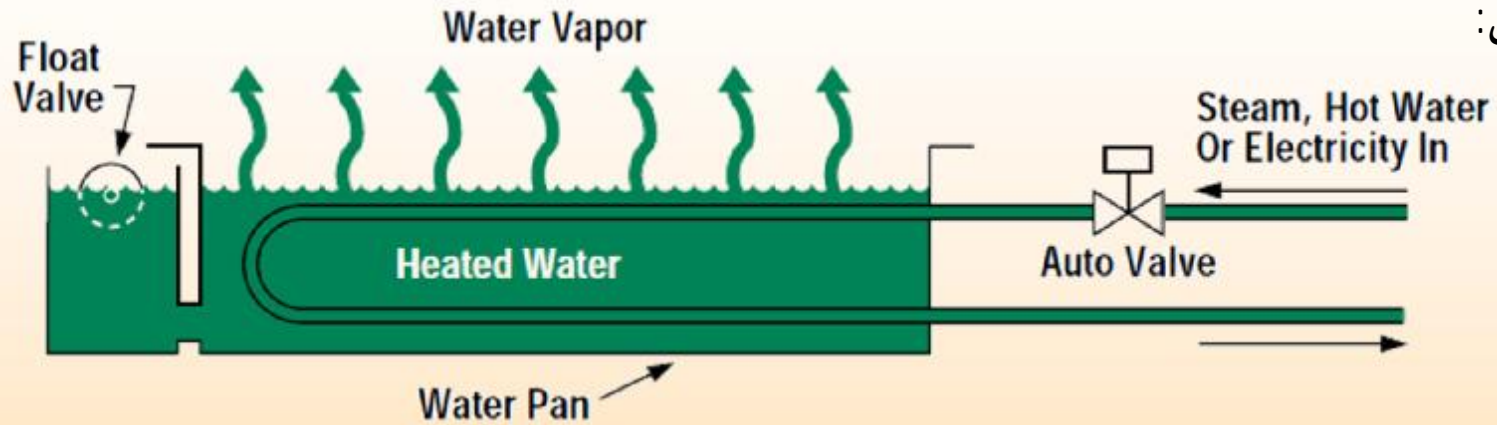
رطوبت‌زن‌های بخار



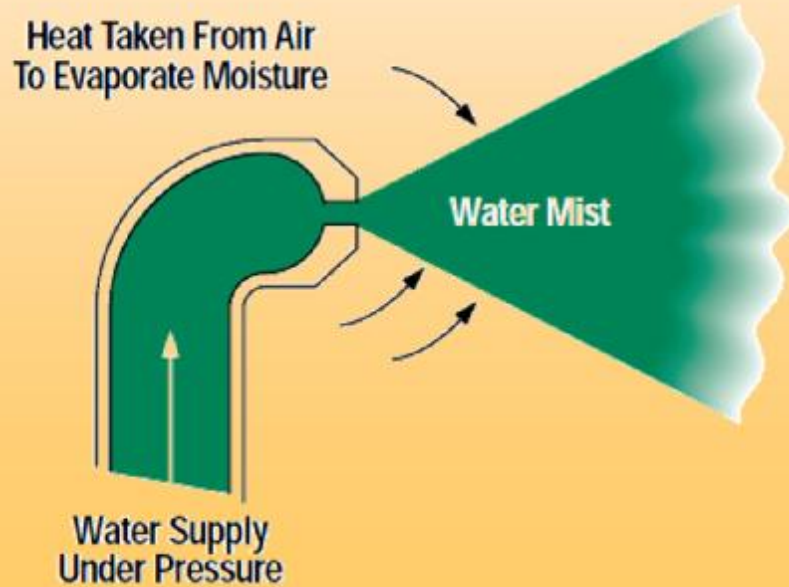
Section A-A

رطوبت‌زن‌های تبخیری و آبی

رطوبت‌زن تبخیری:



رطوبت‌زن آبی:



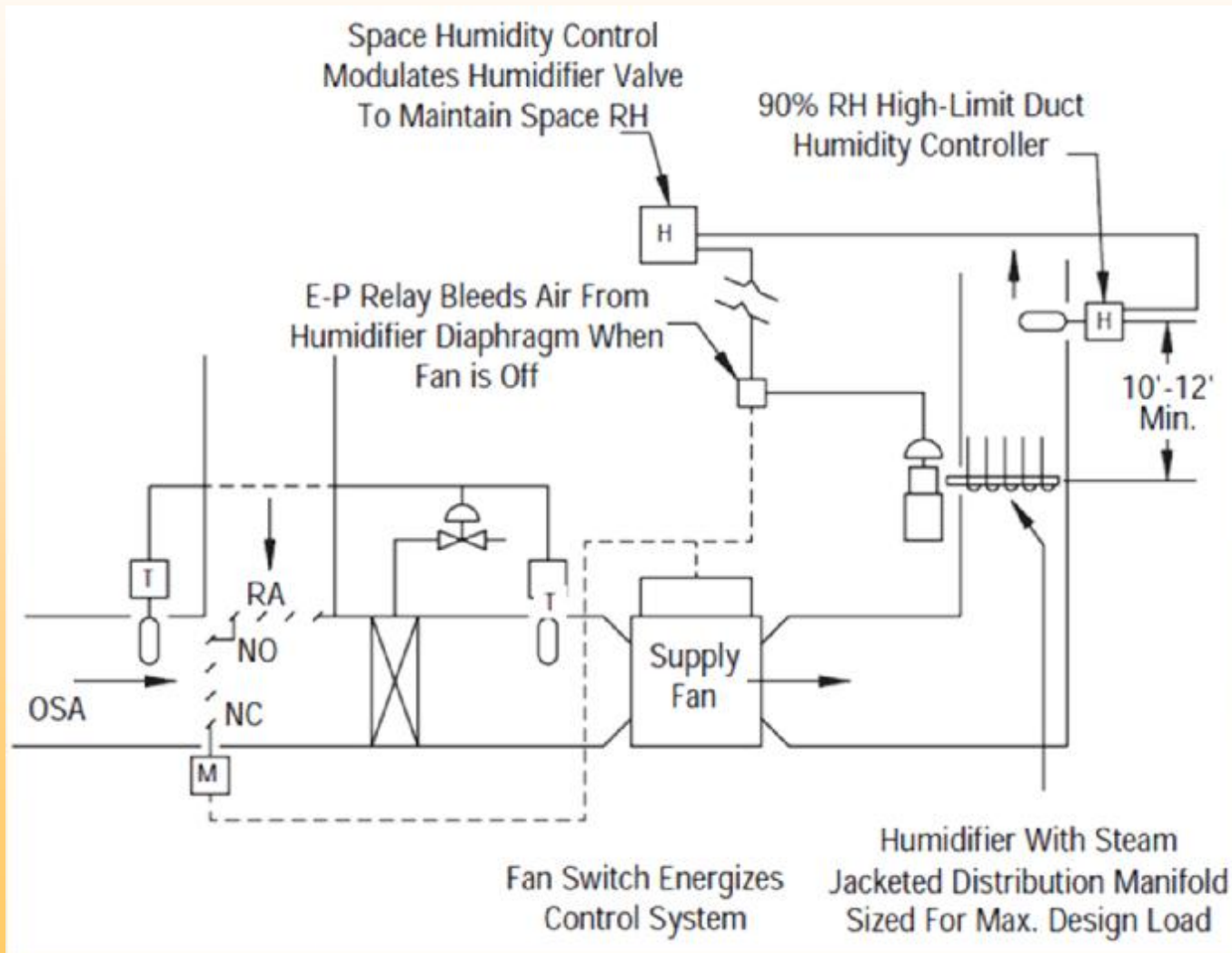
رطوبت زن ها

حداکثر رطوبت برای عدم چگالش رطوبت

	Direct Steam	Evaporative Pan	Water Spray
Effect on temperature		Small temperature rise	Substantial temperature drop
Unit capacity per unit size	Small to very large	Small	Small
Vapor quality	Excellent	Good	Poor
Response to control	Immediate	Slow	Slow
Control of output	Good to excellent	Average	Average
Sanitation/corrosion	Sterile medium; corrosion free	Pan subject to corrosion; bacteria can be present	Subject to severe corrosion and bacteria problems
Maintenance frequency	Annual	Weekly to monthly	Weekly to bimonthly
Maintenance difficulty	Low	High	High
Costs: Price (per unit of capacity)	Low	High	Medium to high
Installation			
Operating	Low	Low	Low
Maintenance	Low	High	Very high

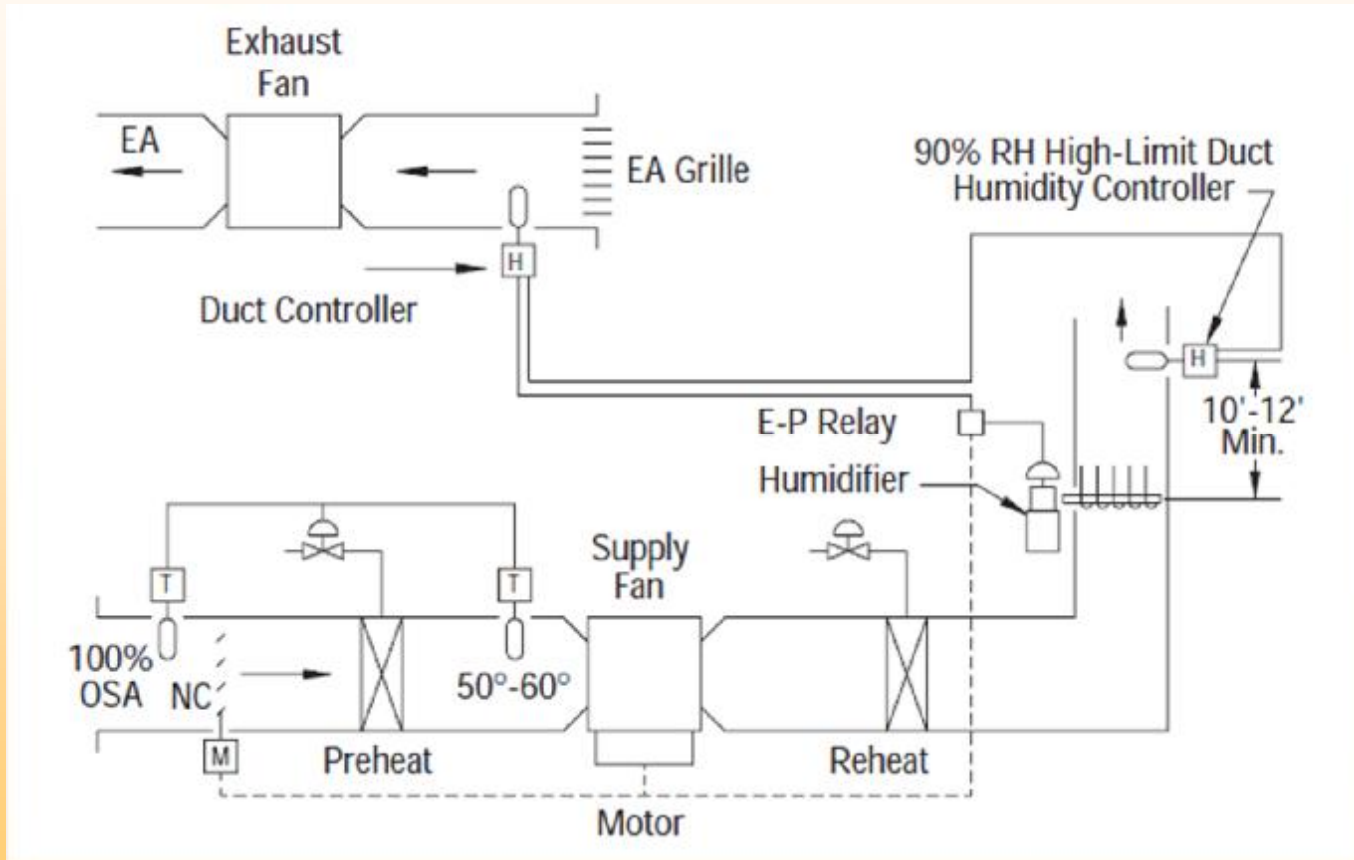
رطوبت‌زنی در سیستم‌های مرکزی

حالت ۱: سیستم تهویه تک‌زونه با رطوبت‌زنی



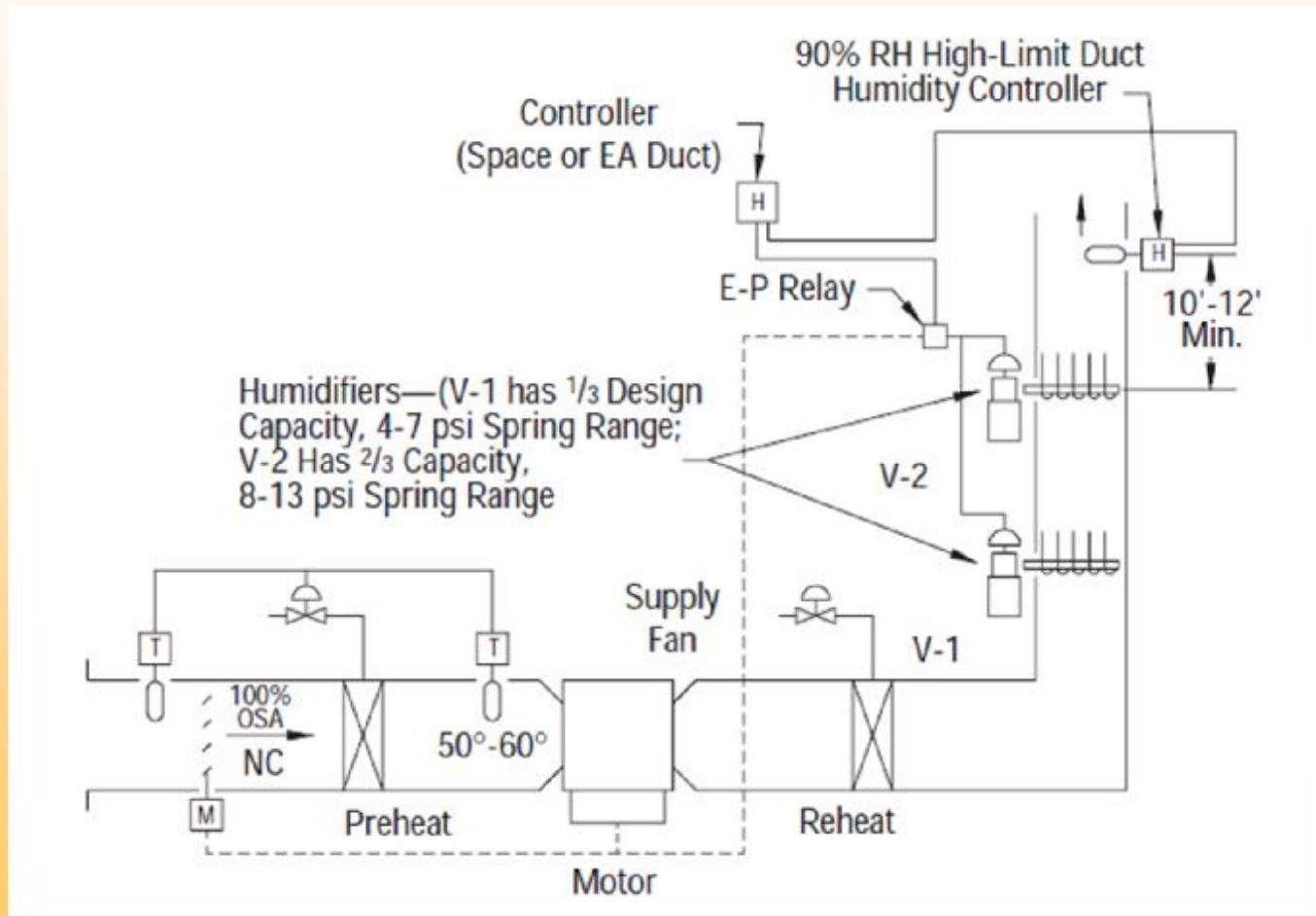
رطوبت‌زنی در سیستم‌های مرکزی

حالت 2: سیستم تمام هوای تازه با رطوبت‌زنی



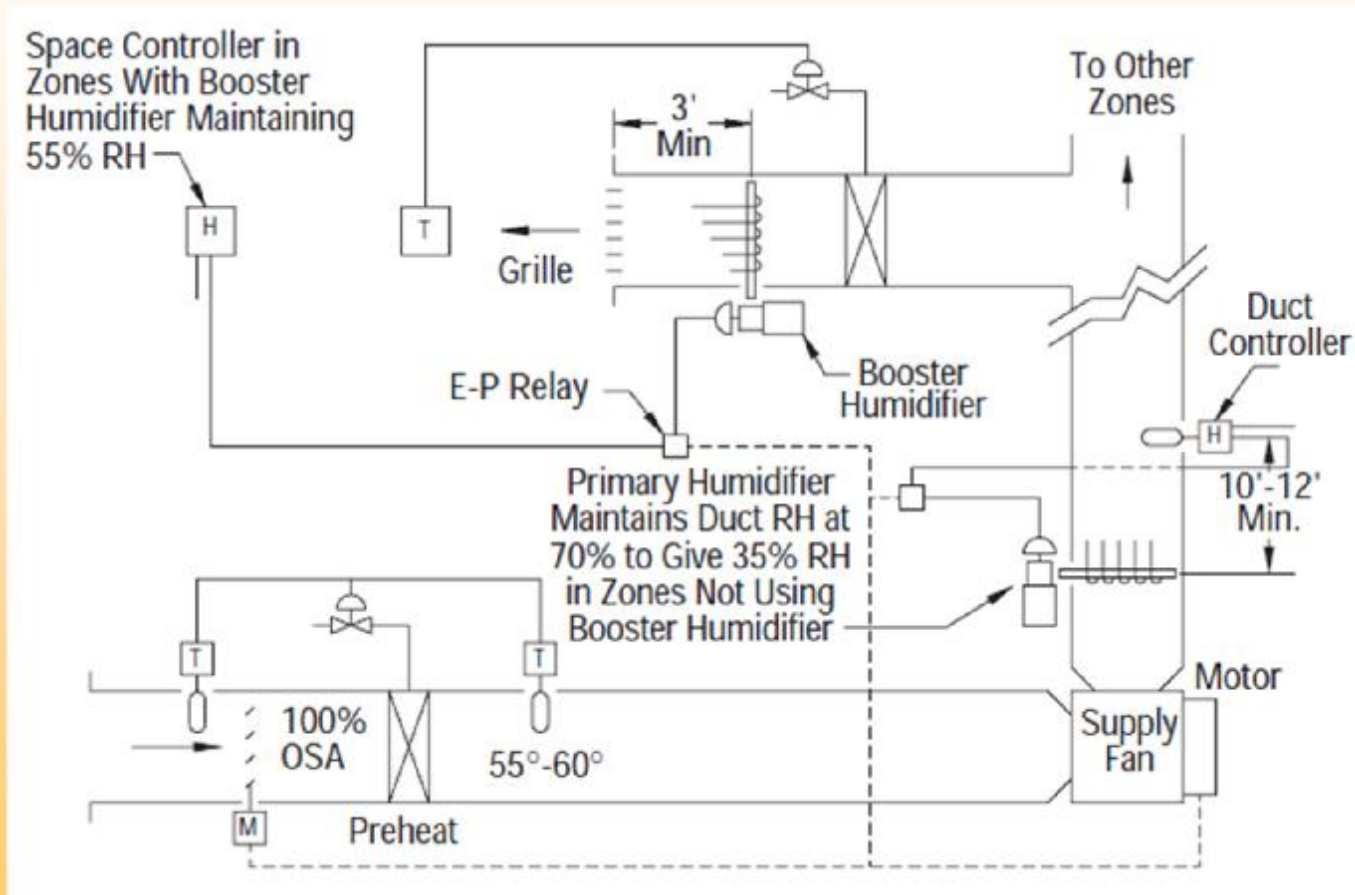
رطوبت‌زنی در سیستم‌های مرکزی

حالت 3: سیستم تمام هوای تازه با کنترل دوگانه بر روی رطوبت‌زنی



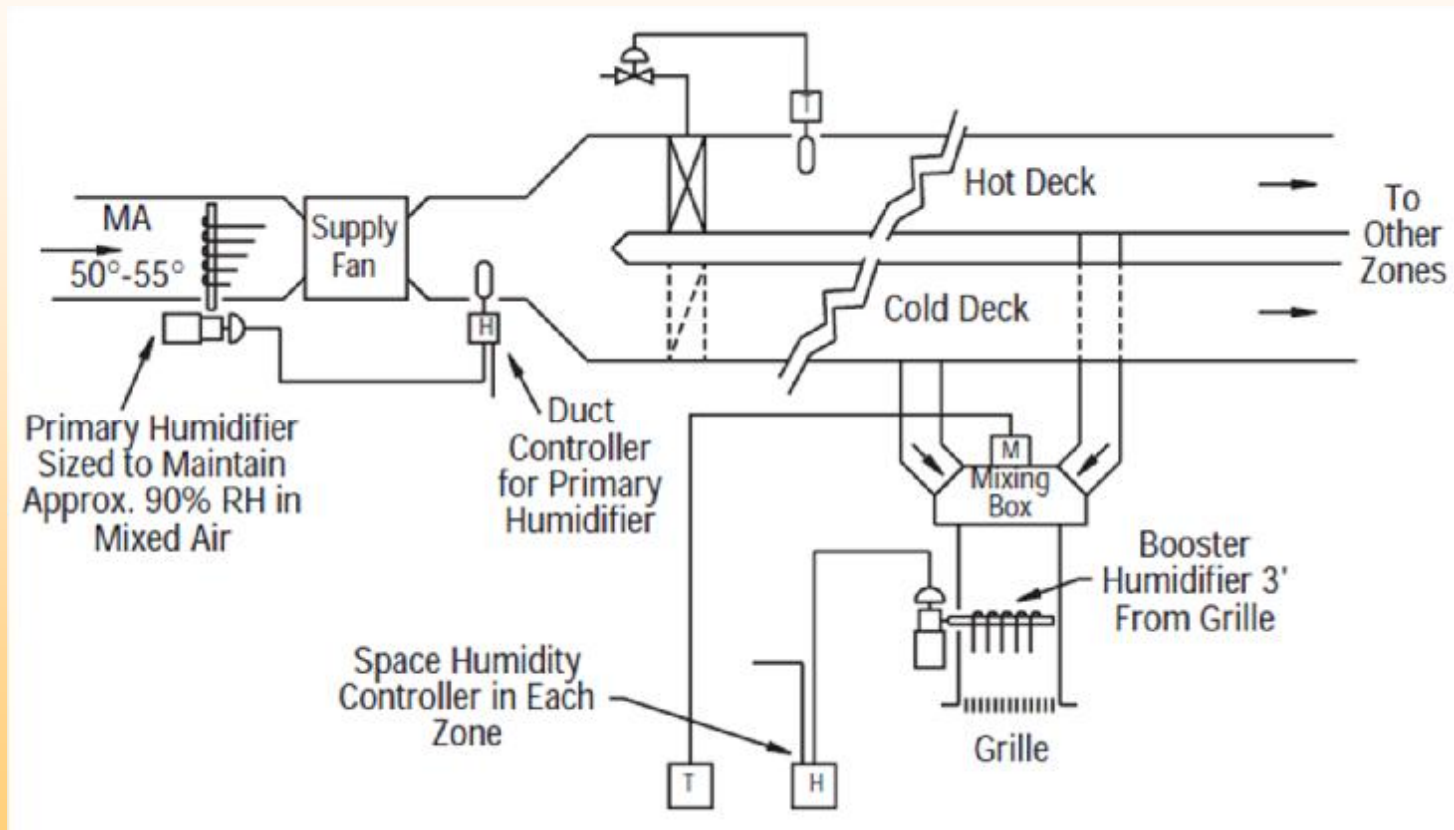
رطوبت‌زنی در سیستم‌های مرکزی

حالت 4: سیستم تمام هوای با رطوبت‌زنی اولیه و ثانویه

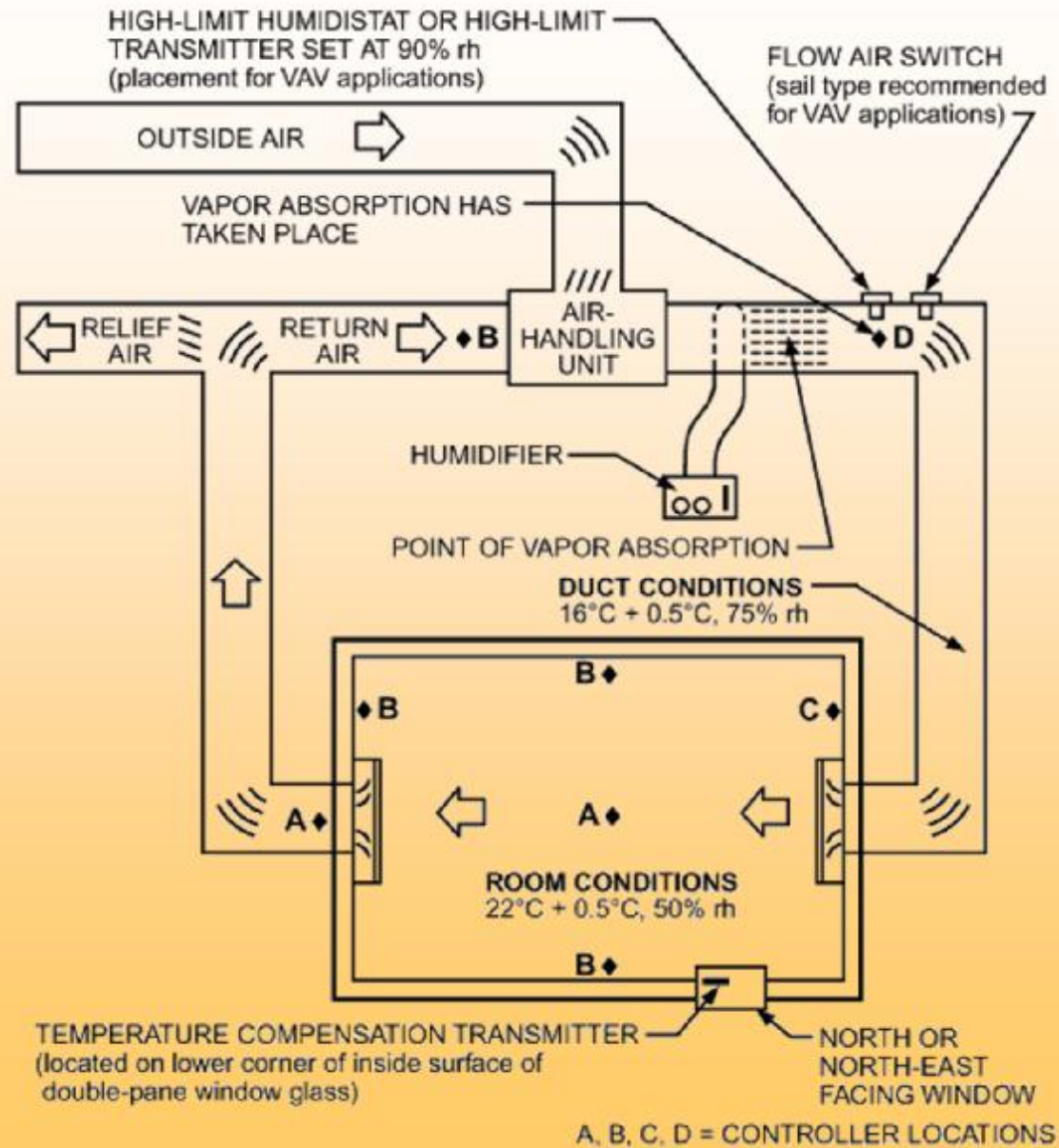


رطوبت‌زنی در سیستم‌های مرکزی

حالت 7: سیستم دو کانالی با رطوبت‌زنی



تعيين محل سنسور رطوبة



بازیاب‌های حرارت و انرژی

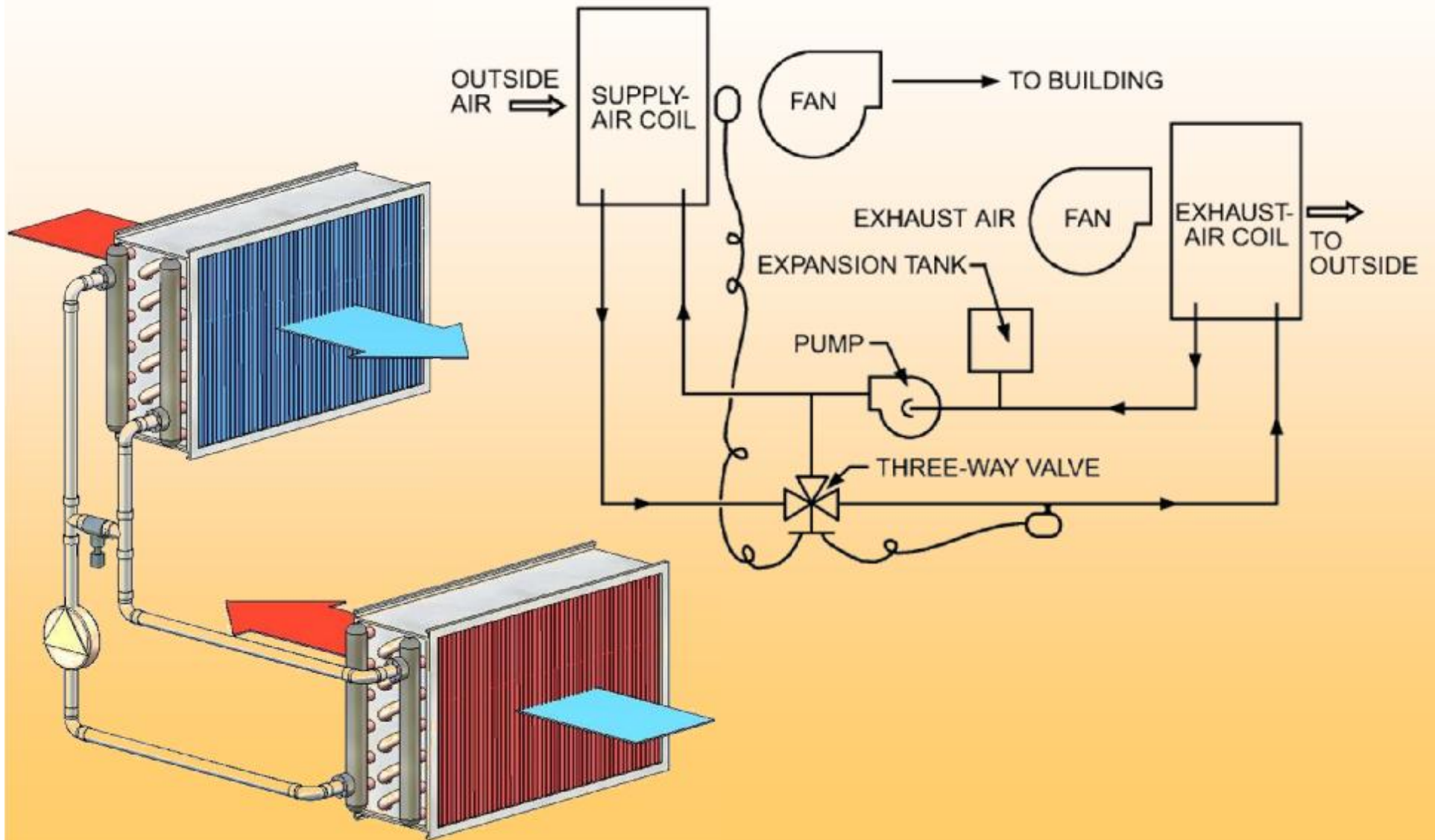
انواع بازیاب‌های حرارت و انرژی مورد استفاده در صنایع تهویه مطبوع:

کاربرد بازیاب‌های حرارت و انرژی

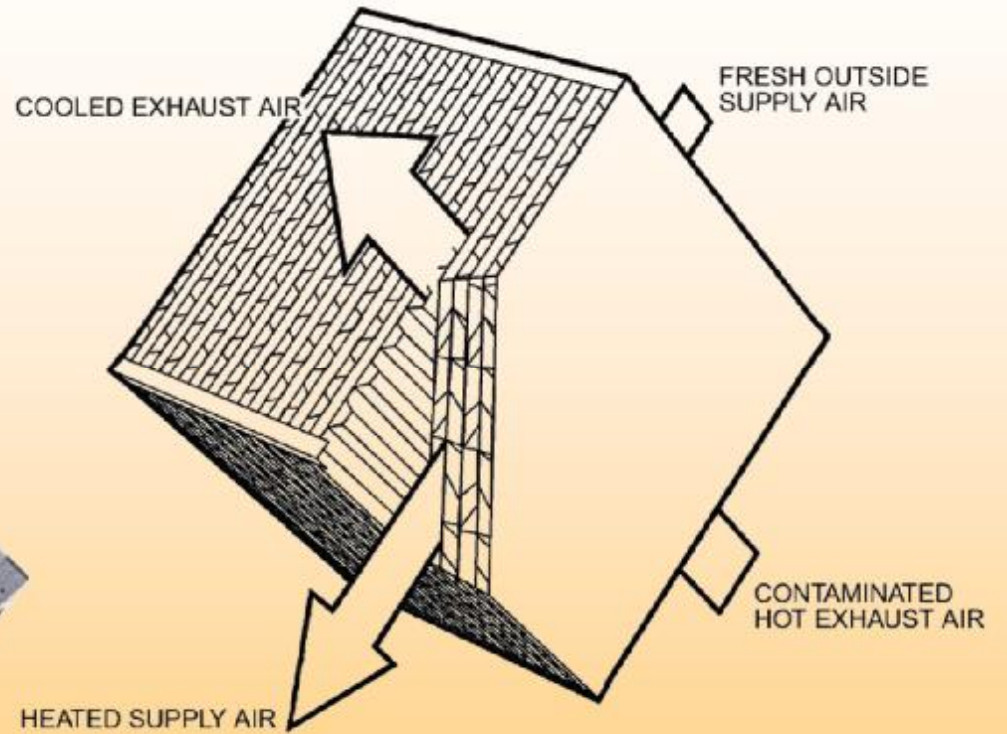
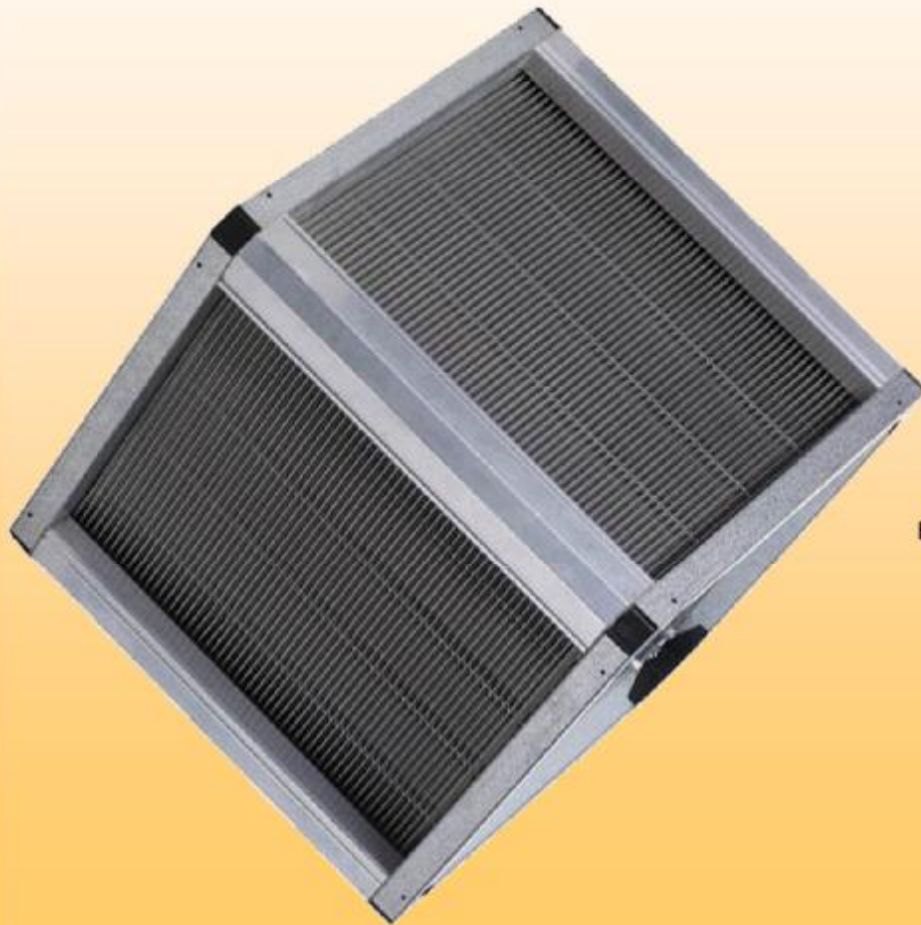
Method	Typical Application
Process-to-process and Process-to-comfort	Dryers Ovens Flue stacks Burners Furnaces Incinerators Paint exhaust Welding exhaust
Comfort-to-comfort	Swimming pools Locker rooms Residential Operating rooms Nursing homes Animal ventilation Plant ventilation General exhaust Smoking exhaust

- § بازیاب‌های حرارت کویلی (Run-around Coil Loop)
- § بازیاب‌های حرارت صفحه‌ای (Plate)
- § بازیاب‌های حرارت دوار (Heat Wheel)
- § بازیاب‌های انرژی دوار (Energy Wheel)
- § بازیاب‌های حرارت لوله حرارتی (Heat Pipe)

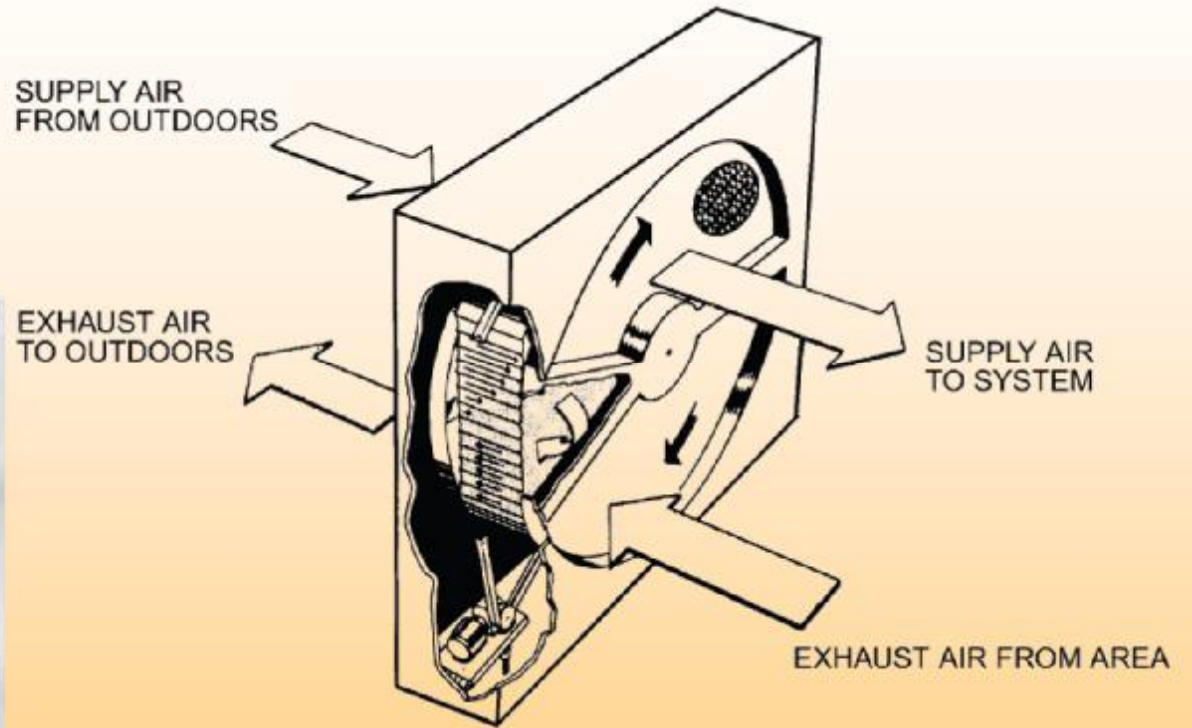
بازیاب‌های حرارت کویلی



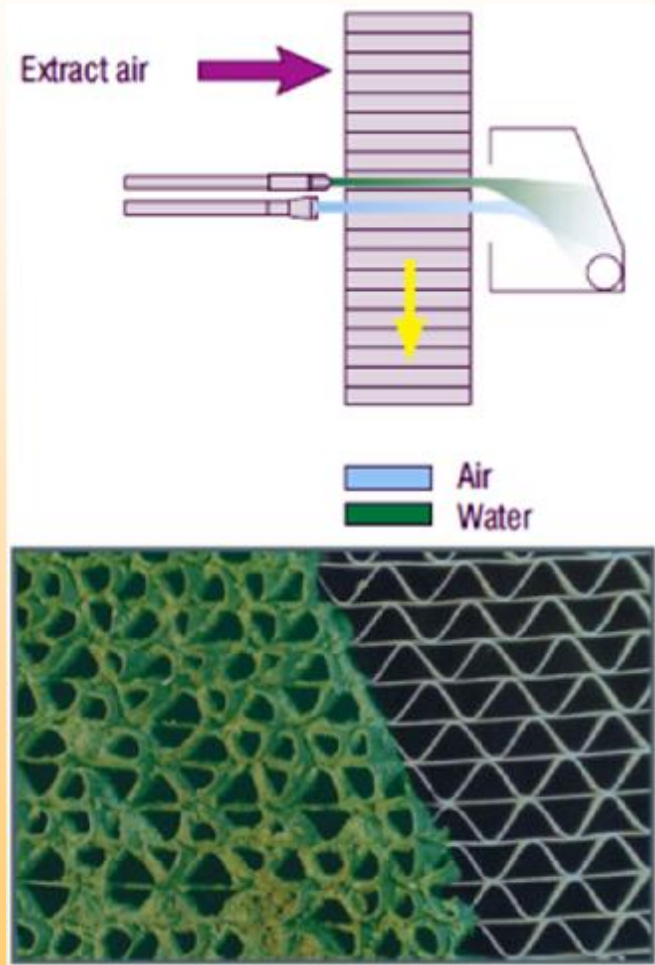
بازیاب‌های حرارت صفحه‌ای



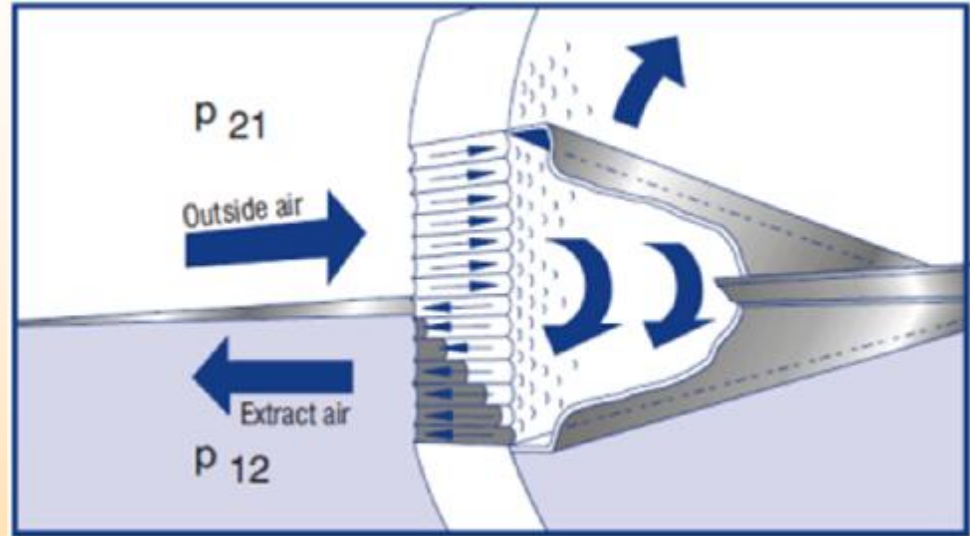
بازیاب‌های حرارت دوار



بازیاب‌های حرارت دوار

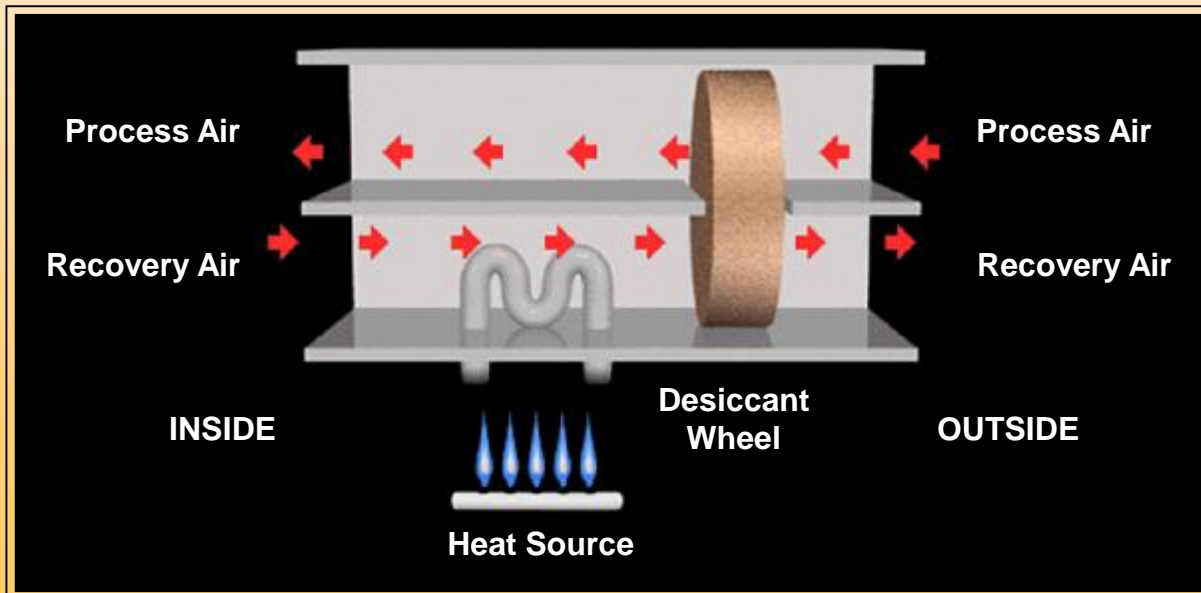
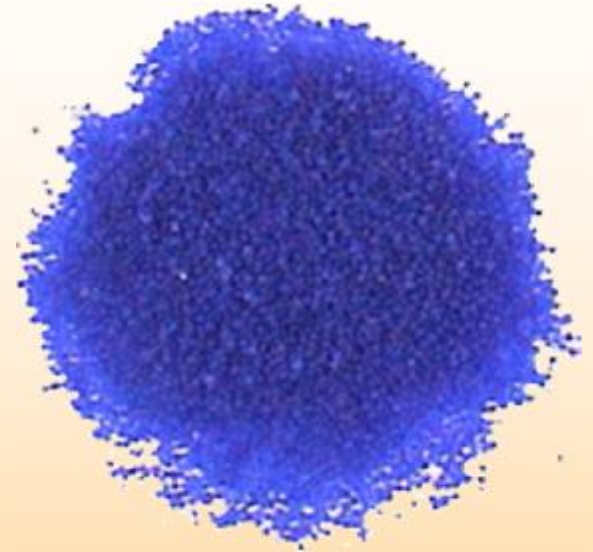


Cleaning System

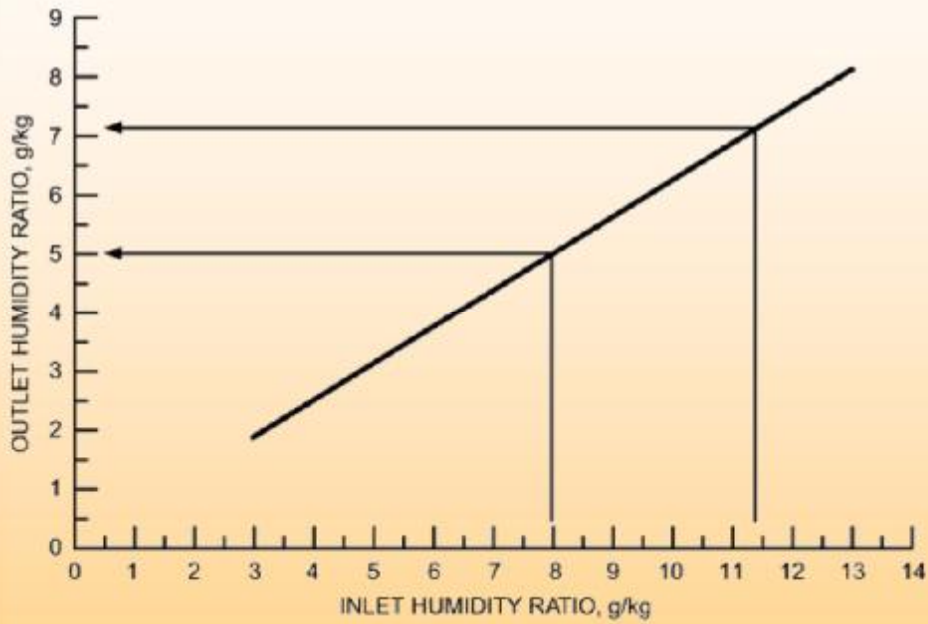


Purging System

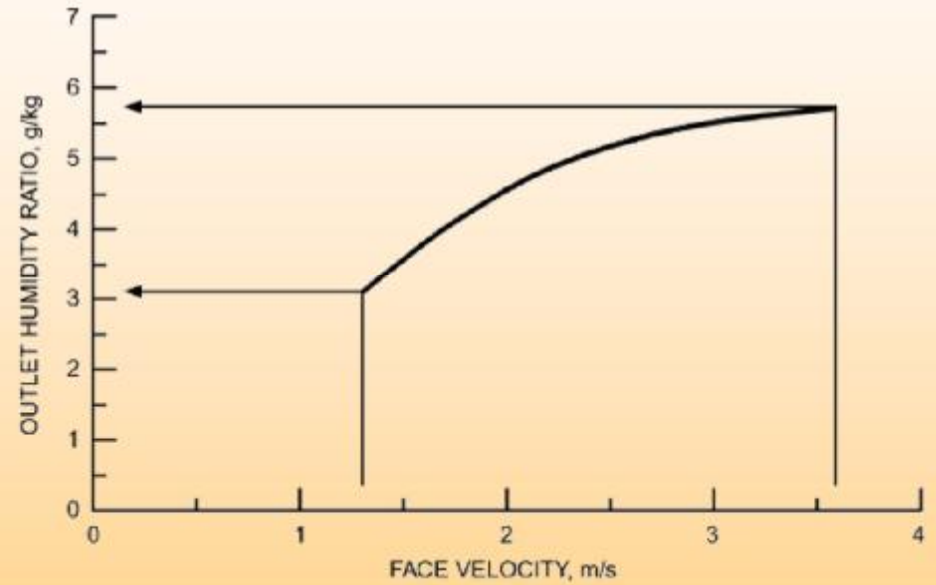
بازیاب‌های انرژی دوار



بازیاب‌های انرژی دوار

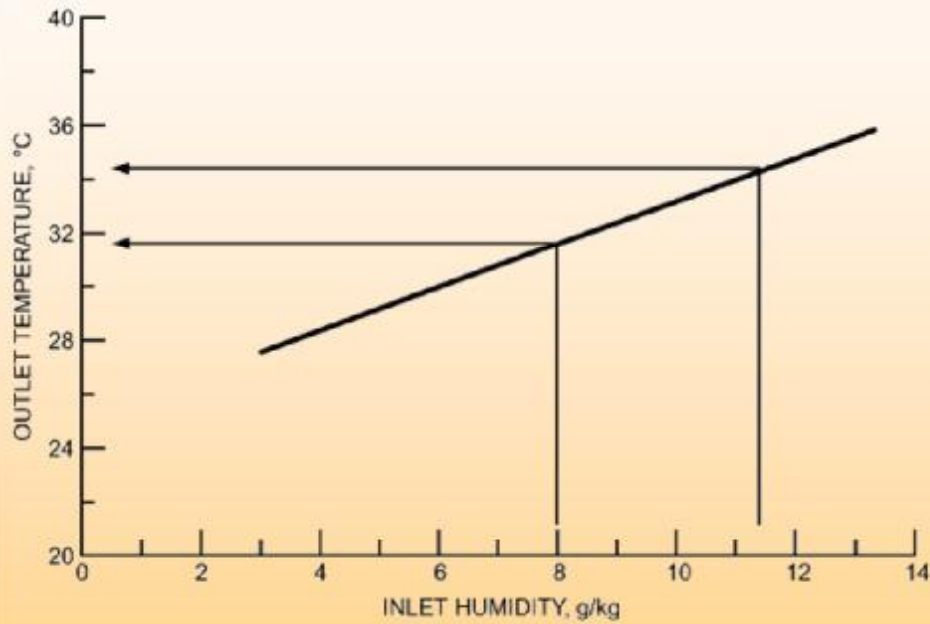


تأثیر رطوبت ورودی بر رطوبت هوای خروجی

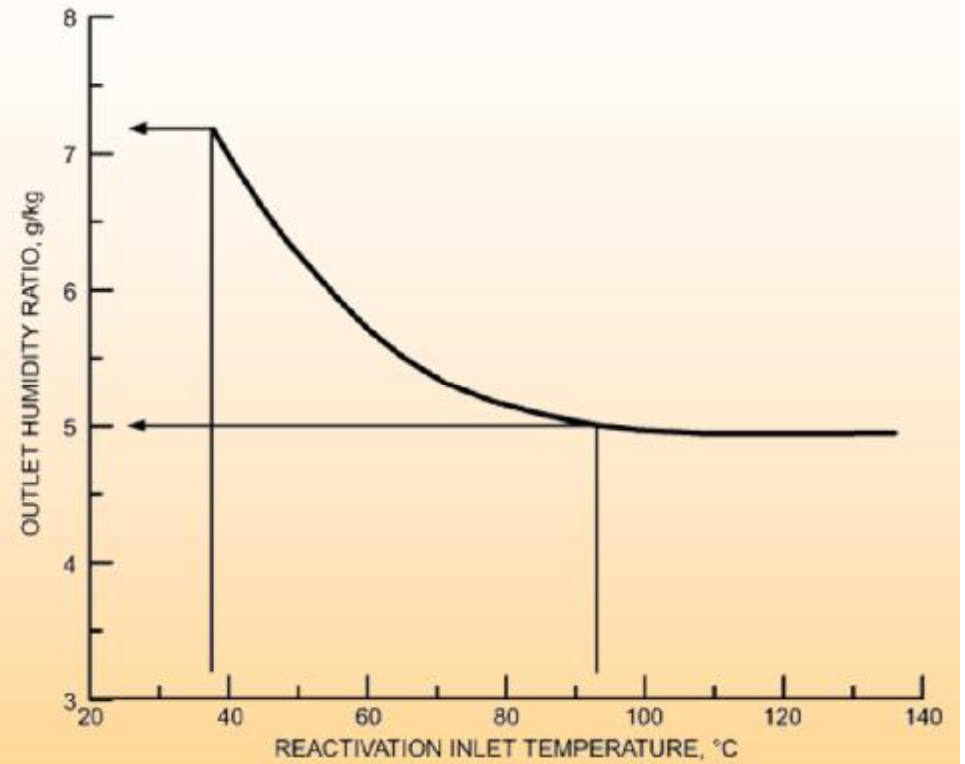


تأثیر سرعت هوا بر رطوبت هوای خروجی

بازیاب‌های انرژی دوار

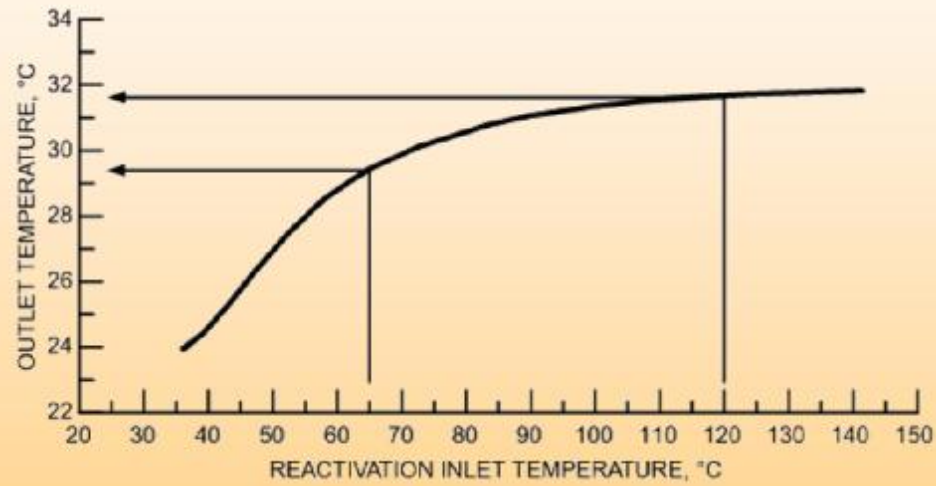


تأثیر رطوبت ورودی بر دمای هوای خروجی



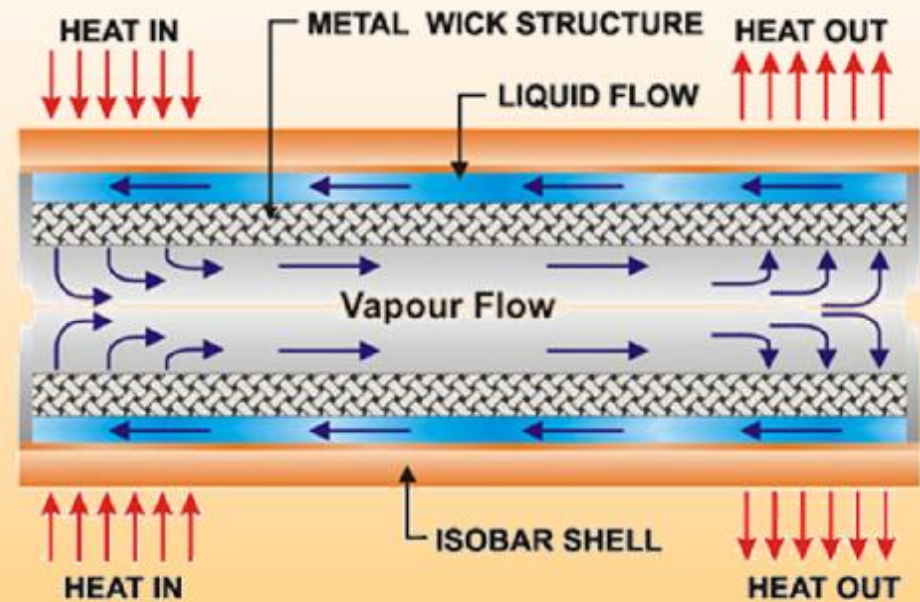
تأثیر دمای بازیاب بر رطوبت هوای خروجی

بازیاب‌های انرژی دوار



تأثیر دمای بازیاب بر دمای هوای خروجی

بازیاب‌های لوله حرارتی







مقایسه انواع بازیاب

	Fixed Plate	Energy Wheel	Heat Wheel	Heat Pipe	Runaround Coil Loop
Airflow arrangements	Counterflow Cross-flow	Counterflow Parallel flow	Counterflow	Counterflow Parallel flow	—
Equipment size range, L/s	25 and up	25 to 35 000 and up	25 to 35 000 and up	50 and up	50 and up
Typical sensible effectiveness ($m_s = m_e$), %	50 to 80	50 to 85	50 to 85	45 to 65	55 to 65
Typical latent effectiveness, * %	—	50 to 85	0	—	—
Total effectiveness, * %	—	50 to 85	—	—	—
Face velocity, m/s	1 to 5	2.5 to 5	2 to 5	2 to 4	1.5 to 3
Pressure drop, Pa	100 to 1000	100 to 300	100 to 300	150 to 500	150 to 500
EATR, %	0 to 5	0.5 to 10	0.5 to 10	0 to 1	0
OACF	0.97 to 1.06	0.99 to 1.1	1 to 1.2	0.99 to 1.01	1.0
Temperature range, °C	-60 to 800	-55 to 800	-55 to 800	-40 to 40	-45 to 500
Typical mode of purchase	Exchanger only Exchanger in case Exchanger and blowers Complete system	Exchanger only Exchanger in case Exchanger and blowers Complete system	Exchanger only Exchanger in case Exchanger and blowers Complete system	Exchanger only Exchanger in case Exchanger and blowers Complete system	Coil only Complete system
Advantages	No moving parts Low pressure drop Easily cleaned	Moisture or mass transfer Compact large sizes Low pressure drop Available on all ventilation system platforms	Compact large sizes Low pressure drop Easily cleaned	No moving parts except tilt Fan location not critical Allowable pressure differential up to 15 kPa	Exhaust airstream can be separated from supply air Fan location not critical
Limitations	Large size at higher flow rates	Supply air may require some further cooling or heating Some EATR without purge	Some EATR without purge	Effectiveness limited by pressure drop and cost Few suppliers	Predicting performance requires accurate simulation model
Heat rate control (HRC) methods	Bypass dampers and ducting	Bypass dampers and wheel speed control	Bypass dampers and wheel speed control	Tilt angle down to 10% of maximum heat rate	Bypass valve or pump speed control

انتخاب بازیاب‌های حرارت دوار در صنایع رنگ

	A: 0.12 mm
	B: 0.10 mm
	C: 0.08 mm
	D: 0.07 mm

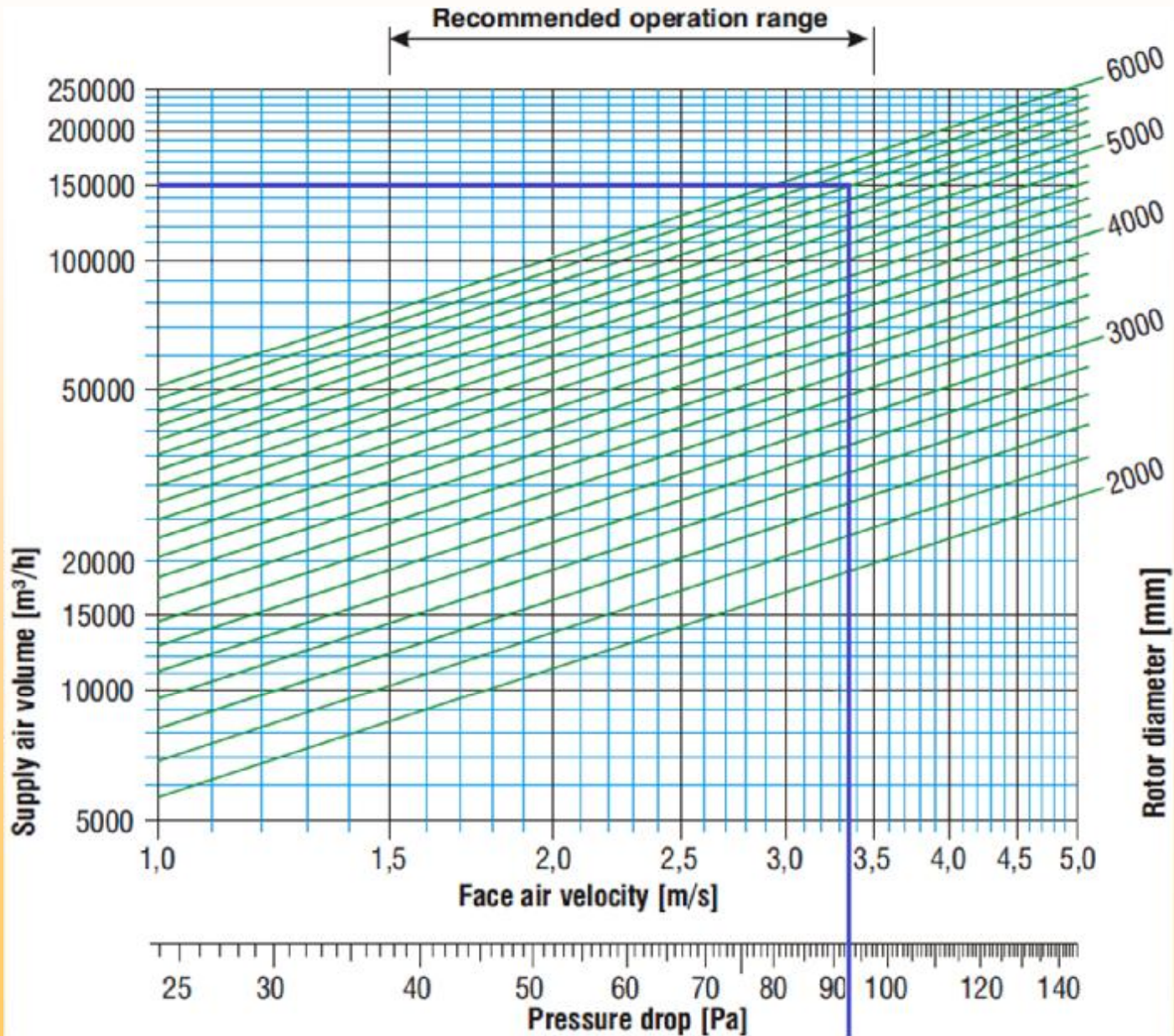
ضخامت صفحات

	16: 1.60 mm
	17: 1.70 mm
	19: 1.90 mm
	25: 2.50 mm

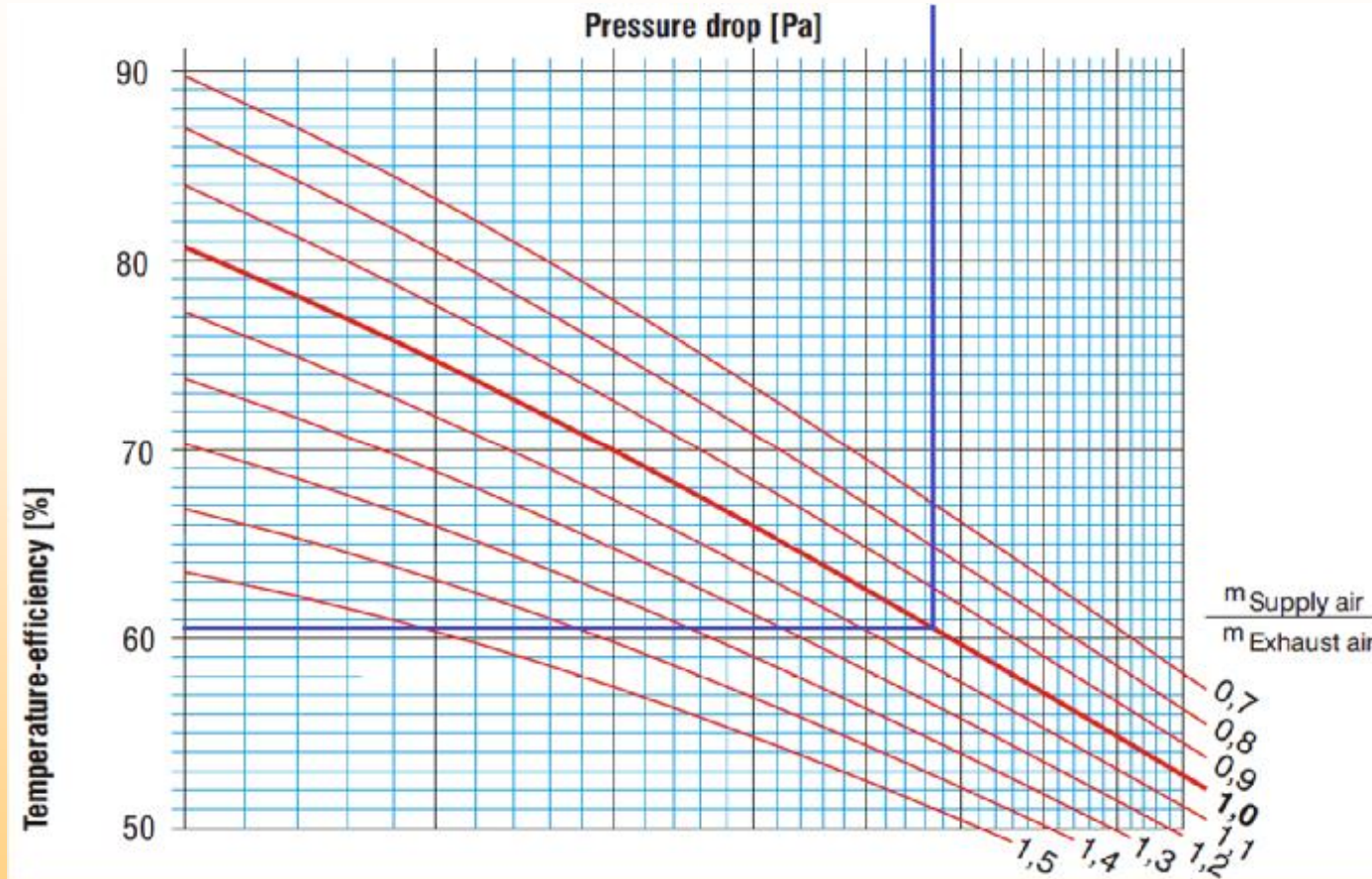
فاصله صفحات



انتخاب بازیاب‌های حرارت دوار در صنایع رنگ



انتخاب بازیاب‌های حرارت دوار در صنایع رنگ



راندمان دمایی $\varepsilon = \frac{T_{so} - T_{si}}{T_{ei} - T_{si}}$

انتخاب بازیاب‌های حرارت دوار در صنایع رنگ

موقعیت‌های مختلف نصب چرخ:

