فصل اول

گرما و چگونگی آن

گرما نوعی انرژی است که به حرکت مولکولی اجسام بستگی دارد. می‌دانیم تمام مواد از مولکولهای بسیار کوچکی تشکیل یافته‌اند که بطور دائم و با سرعت در حرکتند. با افزایش درجه حرارت یک ماده، حرکت مولکولی آن بیشتر می‌گردد و با کاهش درجه حرارت، حرکت مولکولی نقصان می‌یابد. چنانچه تمام حرارت یک ماده گرفته شود (مثلاً در صفر مطلق)، حرکت مولکولی آن کاملاً متوقف می‌گردد.

مقدار گرما و واحدهای آن

مقدار حرارت را می‌توان با تغییری که بر اثر آن در ماده ایجاد می‌گردد، مانند سایر انرژیهای دیگر در سیستم SI با واحد ژول سنجید و بیان نمود.

کالری Cal: مقدار گرمایی که به یک گرم آب داده شود تا درجه حرارت آن از $۱۴/۵^oC$ به $۱۵/۵^oC$ برسد را یک کالری می‌نامند.یک کالری معادل ۴/۱۸۶ ژول است. ۱Cal = ۴/۱۸۶ Joule

بی‌تی‌یو BTU: مقدار گرمایی است که به یک پوند آب $۳۹/۲^oF$ داده شود تا یک درجه فارنهایت گرم شود و به $۴۰/۲^oF$ برسد. با در نظر گرفتن اینکه هر پوند ۴۵۳/۵۹ گرم و هر درجه فارنهایت $\frac{5}{9}$ درجه سانتیگراد است به آسانی محاسبه می‌گردد که هر B.T.U برابر ۲۵۲ کالری است. ۱ B.T.U = ۲۵۲ Cal ۱Kcal ≅ 4 B.T.U = **3.97 BTU**

ظرفیت حرارتی- گرمای ویژه

حرارت لازم برای اینکه درجه حرارت مقدار معینی از ماده را یک درجه بالا ببرد و در مواد مختلف این مقدار متفاوت است. فرض کنیم Q مقدار حرارتی باشد که بتواند درجه حرارت ماده را به اندازه Δt بالا برد. بنا بر تعریف نسبت Q به Δt را ظرفیت حرارتی جسم می‌نامند. یعنی:

$$\text{ظرفیت حرارتی} = \frac{Q}{\Delta t}$$

بنا به تعریف، گرمای ویژهٔ یک ماده عبارت از ظرفیت حرارتی واحد جرم آن ماده است یعنی مقدار حرارتی که واحد جرم ماده می‌گیرد تا یک درجه گرم شود. گرمای ویژه را با حرفC نشان می‌دهند.

$$C = \frac{Q}{m\Delta t} \qquad (I)$$

واحد ظرفیت حرارتی در سیستم انگلیسی $B.T.U \ / \ Lb^oF$ واحد ظرفیت حرارتی در سیستم S.I $\frac{J}{Kg-^oK}$ و در سیستم متریک $\frac{KCal}{Kg-^oC}$ می‌باشد.

جدول شماره (۱-۱) گرمای ویژه چند جسم را نشان می‌دهد، در ستون سمت چپ فاصلهٔ دمایی را که گرمای ویژهٔ هر یک از اجسام در آن فاصله ثابت است نوشته شده است.

جدول (۱-۱) گرمای ویژه

اسم جسم	گرمای ویژهٔ جسم $Cal/gr^{\circ}C$	بازه دما ^{o}C
آلومینیوم	۰/۲۱۷	۱۷-۱۰۰
برنج	۰/۰۹۴	۱۵-۱۰۰
مس	۰/۰۹۳	۱۵-۱۰۰
شیشه	۰/۱۹۹	۲۰-۱۰۰
یخ	۰/۵۵	-۱۰-۰
آهن	۰/۱۱۳	۱۸-۱۰۰
سرب	۰/۰۳۱	۲۰-۱۰۰
جیوه	۰/۰۳۳	۰-۱۰۰
نقره	۰/۰۵۶	۱۵-۱۰۰
آب	۱	۰-۱۰۰
هوای خشک	۰/۲۴	۰-۱۰۰

توجه: اگر اعداد فوق را در ضریب ۴/۱۸۶ ضرب کنیم گرمای ویژه در سیستم SI برحسب $\frac{KJ}{Kg-^{o}K}$ به دست می‌آید و یا $J/Kg^{o}K$

در سیستم انگلیسی $C=\frac{B.T.U}{lb-^{o}F}$ با توجه به رابطهٔ (I) هرگاه ماده‌ای به جرم m و به گرمای ویژهٔ C را گرم کنیم بطوری که از دمای t_1 به t_2 برسد گرمایی که دریافت می‌کند برابر است با: $Q=mC(t_2-t_1)$

تابلو شماره (۱) تبدیل واحدهای ضروری را در سیستم انگلیسی به متریک نشان می‌دهد.

تابلو شمارهٔ ۱

ضرایب تبدیل واحدهای انگلیسی به متریك و SI

1 cm = 0.3937 in.
1 micron = 10^{-4} cm = 3.937 × 10^{-5} in.
1 m = 3.281 ft
1 sq cm = 0.155 sq in.
1 sq m = 10.764 sq ft
1 cu cm = 0.061 cu in.
1 cu m = 35.31 cu ft
1 liter = 1,000 cu cm = 0.264 U.S. gal
1 kg = 2.2046 lb (avdp)
1 metric ton = 2,205 lb (avdp)
1 g = 0.002205 lb (avdp)
1 km/hr = 0.6214 mph
1 g/sq cm { = 0.014223 psi; = 0.029 in. mercury at 62°F; = 0.394 in. water at 62°F
1 g/cu cm { = 0.03613 lb/cu in.; = 62.43 lb/cu ft
1 metric hp { = 75 kg-m/sec; = 0.986 hp (U.S.)
1 kg-cal = 3.97 Btu
1 kg-cal/kg = 1.8 Btu/lb
1 g-cal/sq cm = 3.687 Btu/sq ft
1 g-cal/sq cm/cm = 1.452 Btu/sq ft/in.
1 kg-m = 7.233 ft-lb

1 in. = 2.54 cm
1 ft. = 0.3048 m
1 sq in. = 6.452 sq cm
1 sq ft = 0.0929 sq m
1 cu in. = 16.387 cu cm
1 cu ft = 0.0283 cu m

1 lb = 0.4536 kg

واحدهای وزن و حجم

1 gal (U.S.) = 231 cu in. = 0.1337 cu ft
1 gal (British or imperial) = 277.41 cu in.
1 cu ft = 7.48 gal = 1728 cu in.
1 cu ft water at 60°F = 62.37 lb
1 gal water at 62°F = 8.337 lb

1 lb (avdp) = 16 oz = 7,000 grains
1 short ton = 2,000 lb
1 long ton = 2,240 lb

واحد نیرو

1lb = 4.45newtons(N)A
1lb = 454gm_f = 0.454Kg.F
1N = 0.225Lb_f
1N = 0.102Kg_f
1(KN) = 1000N
1 = (Kg_f) = 9.81N

تبدیل واحدها

ضرایب تبدیل واحدهای طول

Unit	M	foot	inch	yard	Mile
m	1	3.280	39.370	1.094	$6.213*10^{-4}$
foot	$3.048*10^{-1}$	1	12	0.333	$1.894*10^{-4}$
Inch	$2.54*10^{-2}$	0.083	1	0.028	$1.578*10^{-5}$
Yard	$9.144*10^{-1}$	3	36	1	$5.682*10^{-4}$
Mile	1609.344	5280	63360	1760	1

ضرایب تبدیل واحدهای سطح

Unit	m^2	in^2	ft^2	yd^2	$mile^2$
m^2	1	1550	10.764	1.196	$3.861*10^{-7}$
in^2	$6.452*10^{-4}$	1	$6.944*10^{-3}$	$7.716*10^{-4}$	$2.491*10^{-10}$
ft^2	$9.290*10^{-2}$	144	1	0.111	$3.587*10^{-8}$
yd^2	$8.361*10^{-1}$	1296	9	1	$3.228*10^{-7}$
$mile^2$	$2.58999*10^{6}$	$4.01448*10^{9}$	$27.8784*10^{6}$	$3.097*10^{6}$	1

ضرایب تبدیل واحدهای حجم

Unit	m^3	liter	gallon (us)	ft^3	in^3	yd^3
m^3	**1**	**1000**	**264.172**	**35.315**	**61023.7**	**1.308**
liter	**10-3**	**1**	**0.264**	**0.0353**	**61.024**	**$1.308*10^{-3}$**
gallon (us)	**$3.785*10^{-3}$**	**3.785**	**1**	**0.1337**	**231**	**$4.951*10^{-3}$**
ft^3	**$28.317*10^{-3}$**	**28.317**	**7.480**	**1**	**1728**	**0.0370**
in^3	**$16.387*10^{-6}$**	**$16.387*10^{-3}$**	**$4.329*10^{-3}$**	**$5.787*10^{-4}$**	**1**	**$2.143*10^{-5}$**
yd^3	**0.765**	**764.555**	**201.974**	**27**	**46656**	**1**

ضرایب تبدیل واحدهای دبی حجمی

Unit	m^3/s	m^3/min	m^3/h	ft^3/min (c.f.m)	gal/min (g.p.m)
m^3/s	1	60	3600	2118.87	15850
m^3/min	$1.667*10^{-2}$	1	60	35.314	264
m^3/h	$2.778*10^{-4}$	$1.667*10^{-2}$	1	0.5886	4.403
ft^3/min (c.f.m)	$4.719*10^{-4}$	0.0283	1.699	1	7.48
gal/min (g.p.m)	$6.3*10^{-5}$	$3.785*10^{-3}$	0.2271	0.1337	1

ضرایب تبدیل واحدهای توان

Unit	Abb.	W	Kcal/h	Btu/h	Hp
1watt =	W	1	$859.843*10^{-3}$	3.41214	$1.34102*10^{-3}$
1kilocal per hour =	Kcal/h	1.163	1	3.96832	$1.55961*10^{-3}$
1 British Thermal Unit per hour =	Btu/h	$\mathbf{2.93071*10^{-1}}$	0.251996	1	$3.93015*10^{-4}$
1 horsepower =	Hp	745.700	641.186	2544.431	1

ضرایب تبدیل واحدهای دما

Unit	Symbol	T (^oK)	T_c (^oC)	T_f (^oF)
1 kelvin	T (^{o}k) =	T	T-273.15	1.8 (T_c-273.15)+32
1 degree Celsius	T_c (^{o}C) =	T_c+273.15	T_c	1.8T_c+32
1 degree Fahrenheit	T_f (^{o}F) =	5.9 (T_f-32)+273.15	5.9 (T_f-32)	T_f

ضرایب تبدیل واحدهای سرعت

Unit	m/s	km/h	ft/s	ft/min (f.p.m)	mile/h	Knot
m/s =	1	3.6	3280	196.8	2.237	1.944
km/h =	0.278	1	0.911	54.68	0.621	0.54
ft/s =	0.3048	1.097	1	60	0.682	0.592
ft/min (f.p.m) =	0.00508	0.01828	0.0167	1	0.011	0.00987
mile/h =	0.447	1.609	1.467	88	1	0.869
Knot =	0.5144	1.852	1.688	101.269	1.151	1

ضرایب تبدیل واحدهای انتقال هدایت حرارتی

Unit	w/m².^{o}k	Kcal/h.m².^{o}k	Btu/h.ft².^{o}F
w/m².^{o}k =	1	0.8598	0.1761
Kcal/h.m².^{o}k =	1.163	1	0.2048
Btu/h.ft².^{o}F =	5.678	4.882	1

ضرایب تبدیل واحدهای انرژی

Unit	J	Cal	BTU
J =	1	0.23885	$9.478*10^{-4}$
Cal =	4.186	1	$3.968*10^{-3}$
BTU =	1055	251.996	1

ضرایب تبدیل واحدهای جرم

Unit	Symbol	Kg	Lb	gr	Oz
1 kilogram	Kg	1	2.20462	15432	35.274
1 pound	Lb	0.4536	1	7000	16
1 gram	Gr	$6.485*10^{-5}$	$1.429*10^{-4}$	1	0.002288
1 ounce	Oz	0.02835	0.0625	437.5	1

ضرایب تبدیل واحدهای فشار

Unit	symbol	pa	Bar	Atm	Psi	kp/cm^2	$In.H_2O$	In.Hg	Torr
1 newton per square meter	**Pa =**	**1**	**105**	**$9.869*10^{-6}$**	**$1.450*10^{-4}$**	**$1.0197*10^{-5}$**	**$4.014*10^{-4}$**	**$2.953*10^{-4}$**	**$7.5*10^{-3}$**
1 bar	**Bar =**	**105**	**1**	**0.987**	**14.504**	**1.0197**	**401.463**	**29.53**	**7500**
1 standard atmoshpere	**Atm =**	**10.1325**	**1.01325**	**1**	**14.696**	**1.033**	**406.782**	**29.921**	**760**
1 pound-force per square inch	**Psi =**	**$6.895*10^{3}$**	**$6.895*10^{-2}$**	**0.068**	**1**	**$7.03*10^{-2}$**	**27.68**	**2.036**	**51.715**
1 kilopound per square centimeter	**Kp/cm^2 =**	**$9.806*10^{4}$**	**0.9807**	**0.968**	**14.223**	**1**	**$3.937*10^{2}$**	**28.959**	**735.56**
1 inch of water	**$In.H_2O$ =**	**249.09**	**$2.490*10^{-2}$**	**$2.458*10^{-3}$**	**0.0361**	**$25.4*10^{-4}$**	**1**	**0.0736**	**1.868**
1 barometric inch of mercury	**In.Hg =**	**$33.86*10^{2}$**	**0.03386**	**0.0334**	**0.491**	**0.0345**	**13.595**	**1**	**25.4**
1 milimeter of mercury	**Toor = mmHg =**	**133.322**	**$133.32*10^{-5}$**	**$1.316*10^{-3}$**	**0.01933**	**$13.595*10^{-4}$**	**0.5352**	**0.0394**	**1**

Pressure Units: واحدهای فشار

1 lb/sq in. (psi) =
- = 144 lb/sq ft = 6.9×10^{3}Pa
- = 2.0421 in. mercury at 62°F
- = 2.309 ft water at 62°F
- = 27.71 in. water at 62°F

1 atmosphere (atm) =
- = 14.696 psi
- = 2,116 lb/sq ft
- = 33.9 ft water at 62°F
- = 29.92 in. mercury at 32°F

= 1.013KPa

= 1.013×10^{5}Pa$\left(\frac{N}{m^2}\right)$? ص ۸۳ بین تاب

1 in. water at 62°F =
- = 0.03609 psi
- = 0.5774 oz/sq in.
- = 5.196 lb/sq ft

= 249Pa

= 1.407atm ?

1 in. mercury at 62°F =
- = 7.84 oz/sq in.
- = 1.131 ft water at 62°F
- = 0.490 psi

= 3385Pa

Energy units: واحدهای انرژی

1 ton refrigeration =
- = 12,000 Btu/hr
- = 200 Btu/min

Latent heat of ice = 143.5 Btu/lb

1 Btu =
- = 788 ft-lb
- = 252 mean cal

1 watthour (w-hr) =
- = 2,655 ft-lb
- = 3.413 Btu
- = 3,600 joules (j)
- = 860 mean cal

1 kw =
- 1.341 hp
- 56.89 Btu/min
- 44,253 ft-lb/min

1 hp =
- 0.746 kw
- 42.42 Btu/min
- 33,000 ft-lb/min

1 boiler hp =
- = 33,475 Btu/hr
- = 9.808 kw

واحدهای درجه حرارت

درجه حرارت برحسب فارنهایت = $\frac{9}{5}$(°C) + 32 درجه حرارت برحسب سانتیگراد = $\frac{5}{9}$(°F − 32)

انتقال حرارت

جریان حرارت از ماده‌ای با درجه حرارت بیشتر به ماده‌ای با درجه حرارت کمتر را انتقال حرارت گویند.بطور کلی حرارت از سه طریق منتقل می‌شود.

۱- هدایت Conduction

۲- جابه‌جایی (وزش) Convection

۳- تشعشع (تابش) Radiation

با وجود اینکه اغلب اوقات حرارت از هر سه طریق منتقل می‌شود ولی بهتر است برای سهولت محاسبه، مطالعه دربارهٔ هر یک از روشهای فوق، به طور جداگانه صورت گیرد.

جریان انتقال حرارت یکی از مسائل مهم و اساس طرح تأسیسات حرارتی و برودتی بوده و با محاسبهٔ مقدار انتقال حرارت (تلفات حرارتی ساختمانها) است که می‌توان قدرت ماشین‌آلات و ظرفیت و اندازهٔ (سایز) وسایل گرم کننده و سرد کننده، همچنین مشخصات لوله‌های حامل و ناقل حرارت را به دست آورد. جریان حرارت نیز دو شکل خاص دارد:

الف: جریان حرارتی یکنواخت

در این حالت مقدار حرارت انتقالی در زمانهای مختلف ثابت بوده و تغییر نمی‌کند مانند جریان انتقال حرارت از جداری که درجه حرارت دو طرف آن در طول زمان انتقال ثابت بماند که البته مثال عملی آن کمتر پیش می‌آید.

ب- جریان حرارتی غیریکنواخت

در اینحالت مقدار جریان حرارت برحسب زمان تغییر نموده و ثابت نیست مانند انتقال حرارت از سطح داخلی یک دیوار گرم به سطح خارجی آن که این سطح برحسب تغییر شدت تابش آفتاب و یا تغییر سرعت وزش باد و عوامل دیگر در هر لحظه شرایط حرارتی مختلف داشته و در نتیجه مقدار جریان حرارتی نسبت به زمان تغییر می‌کند که محاسبات آن مشکل و حتی غیرمقدور است. در محاسبات تلفات حرارتی ساختمانها منظور از محاسبه، تعیین مقدار تلفات حرارتی در حالت خاصی است که هوای خارج، بدترین وضع و شرایط نامناسب فصل را دارا می‌باشد، و همچنین شرایط حرارتی داخل ساختمان نیز باید پایا فرض شود. بنابراین محاسبات انتقال حرارت از نوع جریان یکنواخت فرض خواهد شد.

انتقال حرارت از طریق هدایت

چنانکه گفته شد انتقال انرژی حرارتی از ناحیهٔ گرمتر به ناحیهٔ سردتر جسم صورت می‌گیرد. حال اگر این انتقال انرژی از نقطه‌ای به نقطهٔ دیگر در اثر برخورد یا تماس مستقیم ذرات جسم (مولکولها) صورت گیرد، گویند انتقال حرارت از طریق هدایت انجام گرفته است.

قابلیت هدایت حرارتی K: عبارت از مقدار حرارتی است که از واحد سطح جسمی به ضخامت واحد به ازاء یک درجه اختلاف دما در مدت زمات واحد عبور نماید.

مقدار قابلیت هدایت حرارتی K برای گازها بین ۰/۵ تا ۰/۰۰۵ $\frac{Kcal}{hr.m.^oC}$ و برای مایعات بین ۰/۶ تا ۰/۰۸ $\frac{Kcal}{hr.m.^oC}$ و برای فلزات بین ۳۶۰ تا ۲ $\frac{Kcal}{hr.m.^oC}$ و برای اجسام عایق و مصالح ساختمانی بین ۲/۵ تا ۰/۰۲ $\frac{Kcal}{hr.m.^oC}$ محدود می‌باشد.

واحدهای K عبارتند از: $\frac{W}{m^oK}$، $\frac{Kcal}{hr.m.^oC}$ و در سیستم انگلیسی $\frac{B.T.U}{hr.ft^oF}$

موادی که قابلیت هدایت حرارتی آنها کمتر از $K = ۰/۲ \frac{Kcal}{hr.m.^oC}$ می‌باشد مواد عایق حرارتی نامیده می‌شود.

جداول شمارهٔ ۲-۱و ۳-۱ قابلیت حرارتی بعضی از اجسام را در دمای معمولی نشان می‌دهد.

جدول (۲-۱) قابلیت هدایت حرارت K برای مصالح مختلف

مواد		جرم مخصوص ρ $\frac{Kg}{m^۳}$	قابلیت هدایت حرارتی K $\frac{W}{m-^oK}$	قابلیت هدایت حرارتی K $\frac{Kcal}{hr.m.^oC}$
چوب		۶۰۰<ρ< ۷۵۰	۰/۲۳	۰/۲
آهن		۷۸۷۰	۷۲	۶۲
فولاد		۷۷۸۰	۵۲	۴۵
چدن		۷۵۰۰	۵۵	۴۸
آلومینیم		۲۷۰۰	۲۳۰	۲۰۰
مس		۸۹۳۰	۳۸۰	۳۳۰
سرب		۱۱۳۴۰	۳۵	۳۰
روی		۷۱۳۰	۱۱۰	۹۵
شیشه		۲۷۰۰	۱/۱۵	۱
	۲جداره		۱/۷	
	۲جداره خلاءدار		۱/۳	
سنگها	گرافیت	۲۵۰۰<ρ<۳۰۰۰	۳/۵	۳
	بازالت	۲۵۰۰<ρ<۳۰۰۰	۳/۵	۳
	مرمر	ρ<۲۶۰۰	۲/۹۱	۲/۵
	معمولی	۲۰۰۰<ρ<۳۳۰۰	۱/۴	۱/۲
خاکهای پخته- آجر		۱۷۰۰<ρ<۲۰۰۰	۱	۰/۹
بتن با دانه‌بندی سنگین		۲۲۰۰<ρ<۲۴۰۰	۱/۷۵	۱/۱۵
		۱۸۰۰<ρ<۲۱۰۰	۱/۴	۱/۲
بتن با دانه‌بندی سبک		۱۴۰۰<ρ<۱۶۰۰	۰/۵۲	۰/۴۵
		۱۰۰۰<ρ<۱۲۰۰	۰/۳۵	۰/۳

جدول (۳-۱)

مواد	جرم مخصوص ρ $\frac{Kg}{m^3}$	قابلیت هدایت حرارتی K $\frac{W}{m-^oK}$	قابلیت هدایت حرارتی K $\frac{Kcal}{hr.m.^oC}$
ملات سیمان- شفتهٔ سیمان	۱۸۰۰<ρ<۲۱۰۰	۱/۱۵	۱
گچ و خاک	۹۰۰<ρ<۱۱۰۰	۱/۱۵	۱
پشم معمولی- پشم شیشه	۲۰<ρ<۳۰	۰/۰۴۱	۰/۰۳۵
چوبهای سنگین	۸۰۰<ρ<۱۰۰۰	۰/۲۹	۰/۲۵
اسفالت	۲۱۱۰	۱/۱۵	۱
ماسهٔ خشک	۱۵۰۰	۰/۳۵	۰/۳
ماسهٔ مرطوب	-	۱	۰/۹
کاشی لعابی	-	۰/۷	۰/۶
کاشی پلاستیکی	-	۰/۲۳	۰/۲
کائوچو	۱۱۰۰	۰/۱۶-۱/۲۳	۰/۱۴-۰/۲
کاغذ و کارتن	-	۰/۱۳	۰/۱۱
گچ	۱۱۰۰<ρ<۱۳۰۰	۰/۷	۰/۶
صفحات فشرده شده از ذرات چوب	۸۵۰<ρ<۱۰۰۰	۰/۲۱	۰/۱۸
صفحات فشرده شده از پشم	۵۰۰	۰/۱۰	۰/۰۹
مواد پلاستیکی	۵۰ ۱۰۰	۰/۰۴۲	۰/۰۳۶
پوکهٔ معدنی	-	۰/۱۵	۰/۱۳
قیرگونی(۳لایه قیر-۲لایه گونی)	-	۰/۲۵	۰/۲۱

فوریه در سال ۱۸۲۲ به صورت فرمولی بیان گردید که برای جریان حرارتی یکنواخت به این صورت نمایش داده شد.

$$H = \frac{K}{X} \times A \times (t_2 - t_1) \quad (I)$$

H- گرما و یا حرارت جریان یافته K- ضریب هدایت حرارتی $(t_2 - t_1)$- اختلاف درجه حرارت A- سطح عبور گرما
X- ضخامت جسم

انتقال حرارت از طریق جابجایی

در این روش، انتقال حرارت توسط حرکت و جابجایی مولکولهای سیال (گاز یا مایع) صورت می‌گیرد. انتقال حرارت جابجایی منحصراً در گازها و مایعات که مولکولهای آنها قابلیت حرکت دارند امکان‌پذیر است. در مورد انتقال گرما به طریق جابجایی نمی‌توان مانند هدایت حرارتی، رابطه‌ای ساده به دست آورد، زیرا مقدار گرمای مبادله شده بین سیال (گاز یا مایع) و سطح جسم جامد به عوامل متعددی مانند صاف بودن سطح، عمودی یا افقی قرار گرفتن سطح، چگالی سیال، گرمای ویژه، ضریب انتقال حرارتی سیال، سرعت سیال و غیره بستگی دارد. به طور کلی مقدار گرمایی که به روش جابجایی بین یک سطح و سیال مبادله می‌شود متناسب است با مساحت این سطح و اختلاف دمای سطح جامد و دمای متوسط سیال ناقل.
این رابطه که به رابطهٔ نیوتون معروف است به این صورت نشان می‌دهند.

$$H = FA\Delta t = FA(T_S - T_m) \quad (II)$$

در این رابطه:
H- مقدار حرارت جابجا شده توسط سیال F- ضریب انتقال سطحی A- سطح جسم جامد
Δt- اختلاف درجه حرارت مابین جسم و سیال T_S- دمای سطح جسم داغ T_m- دمای متوسط سیال است.

در محاسبات حرارت مرکزی و تهویهٔ مطبوع، معمولاً هوا به عنوان سیال در مجاورت سطوح تبادل حرارت قرار می‌گیرد. ضریب انتقال سطحی را برای هوای خارج با F_o و برای هوای داخل با F_i نمایش می‌دهند.

واحد F عبارتند از: $\frac{W}{m^2-^oK}$ و $\frac{Kcal}{hr.m^2-^oC}$

تعیین مقدار حرارت از طریق جابجایی: چنانچه بخواهیم مقدار حرارت انتقال یافته توسط یک حجم معین هوای جابجا شده را تعیین کنیم، می‌توانیم از فرمول $H_V = C_{PV} \times V(t_2 - t_1)$ استفاده نماییم.

H_V - حرارت منتقل شده برحسب KW یا $\frac{Kcal}{hr}$

C_{PV} - حرارت مخصوص (گرمای ویژه در فشار ثابت برای واحد حجم) هوا که مقادیر آن برابر است با:

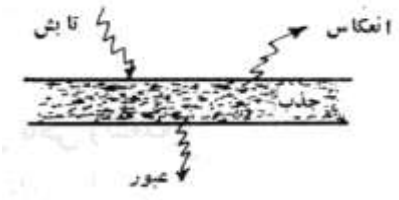
در سیستم SI: $C_{PV} = 1/25 \left(\frac{Kj}{m^3.^oK}\right)$ و در سیستم متریک: $C_{PV} = 0/3 \left(\frac{Kcal}{m^3.^oC}\right)$

V- حجم معین هوا برحسب «m^3/hr» t_1- دمای محیط سردتر «^oC» و t_2 دمای محیط گرمتر «^oC»

انتقال حرارت از طریق تابش (تشعشع)

تابش عبارت از جریان دائمی انرژی از سطح خارجی هر جسم در هر دمای دلخواه می‌باشد. این نوع انرژی را انرژی تابشی می‌نامند و یکی از انواع امواج الکترومنیتیک (مانند امواج نورانی، رادیویی، اشعهٔ X و غیره) می‌باشد. این امواج با سرعت نور منتشر می‌شوند و هرگاه به جسمی برخورد کنند که در برابر اشعهٔ حرارتی شفاف نباشد (نظیر کف دست، دیوار اطاق و غیره) جذب آنها شده و به حرارت تبدیل می‌شوند. این امواج از هوا و از خلاء عبور می‌کنند. در هنگام عبور از هوا، قسمتی از آنها جذب هوا می‌شود.

شکل (۲-۱) نمایشی از تابش و جذب و انعکاس و عبور انرژی از جسم را ارائه می‌دهد. با توجه به شکل ملاحظه می‌شود که تمام اجسام در عین اینکه از خود انرژی می‌تابند از طرف دیگر انرژی جذب می‌کنند و هرگاه جسم، جذب کنندهٔ خوبی باشد منعکس کنندهٔ ضعیفی است و بالعکس.



شکل (۲-۱) چگونگی تابش

مقدار انرژی حاصل از تشعشع- مقدار انرژی تابشی از فرمول $E_R = C_R \left(\frac{T}{100}\right)^4$ به دست می‌آید:

E_R- انرژی تابشی برحسب W/m^2 و $Kcal/hr.m^2$

C_R- ضریب تشعشع جسم سیاه که مقدار آن C_R= ۴/۹۶ در سیستم متریک می‌باشد. T- درجه حرارت مطلق برحسب کلوین است.

عوامل مؤثر در تابش گرمایی: مقدار تابش از سطح یک جسم تابش‌کننده‌ی کامل یا جسم سیاه، متناسب با توان چهارم دمای مطلق جسم است. $H = \sigma(T^4 - T_o^4)$

این رابطه به عنوان قانون تابش «استفن» و «بولتزمن» شناخته شده است.

T_o : دمای مطلق هوای محیط برحسب ^oK T : دمای مطلق جسم برحسب ^oK

H : گرمای تابشی برحسب $\frac{kcal}{s.m^2}$ یا $\frac{W}{m^2}$

σ ثابت تابش است که مقدار آن ($1.35\times10^{-11}\frac{kcal}{s.m^2.^\circ K^4}$) یا ($5.67\times10^{-8}\frac{W}{m^2.^\circ K^4}$) است.

جسم سیاه: جسمی است که در هنگام تشعشع، بیشترین میزان تشعشع و در هنگام جذب، بیشترین میزان جذب را دارد.

مثال: یک رادیاتور دارای سطح سیاه و دما $180^\circ F$ است. اگر سطح مؤثر (۱۰) فوت مربع باشد، مقدار گرمای تابشی را برحسب $\left(\frac{BTU}{hr}\right)$ در اتاقی با دمای $70^\circ F$ حساب کنید.

پاسخ:

$$C=\frac{F-32}{1.8}=\frac{180-32}{1.8}=\frac{148}{1.8}=82.2\,^\circ C \qquad C_\circ=\frac{F-32}{1.8}=\frac{70-32}{1.8}=\frac{38}{1.8}=21.1\,^\circ C$$

$$T=82.2+273=355.2\,^\circ K \qquad T_\circ=21.1+273=294.1^\circ K$$

$$H=1.35\times10^{-11}\frac{kcal}{s.m^2.K^4}\times(355^4-294^4)K^4 \qquad =1.35\times10^{-11}\frac{kcal}{s.m^2.K^4}\times84.1\times10^{-8}K^4 \quad =0.114\frac{kcal}{s.m^2}$$

$$1\,kcal=3.97\,BTU \qquad hr=3600\,s \qquad m^2=10.76\ ft^2 \qquad H=0.114\ \frac{3.97\,BTU}{\frac{hr}{3600}\times10.76\ ft^2}$$

$$H=0.114\times\frac{3.97\times3600}{10.76}\frac{BTU}{hr.\,ft^2} \qquad H=152\frac{BTU}{hr.\,ft^2} \qquad H=152\frac{BTU}{hr.\,ft^2}\times10\,ft^2 \qquad h=1520\frac{BTU}{hr}$$

محاسبهٔ مقدار ضریب انتقال حرارتی U از یک جدار ساده

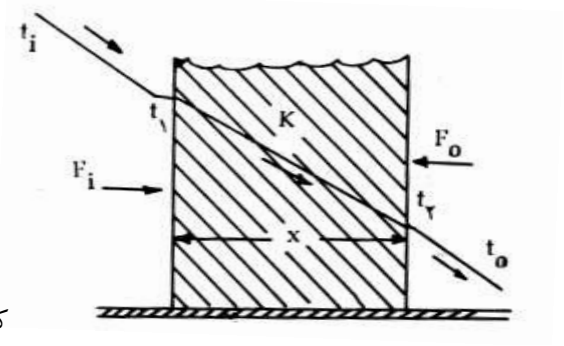
در انتقال حرارت دیدیم که چگونه حرارت از طریق هدایت و جابجایی و تابش منتقل می‌گردد. برای محاسبهٔ ضریب انتقال حرارت از یک دیوار ساده باید مقدار تلفات حرارتی از آن دیوار را بررسی نماییم. شکل (۳-۱) یک جدار ساده را نشان می‌دهد که مشخصات آن به ترتیب عبارتند از:

۱- درجه حرارت محیط گرمتر که به (t_i) نشان داده‌ایم و در اینجا به نام درجه حرارت داخل نامیده‌ایم. ۲- درجه حرارت سطح تماس داخل ($t_۱$) ۳- ضریب انتقال سطحی (F_i) مربوط به سطح داخل. ۴- ضخامت جسم (X) ۵- قابلیت هدایت حرارتی جسم (K) که بستگی به جنس و نوع مصالح دارد. ۶- ضریب انتقال سطحی مربوط به سطح خارج (F_o) ۷- درجه حرارت سطح تماس خارج ($t_۲$) ۸- درجه حرارت میحط سردتر (t_o) که در اینجا به نام درجه حرارت خارجی نامیده‌ایم.

$$\frac{1}{U}=\frac{1}{F_i}+\frac{1}{\frac{k}{X}}+\frac{1}{F_O}$$

و مقدار U ضریب انتقال حرارت برابر است: $U=\frac{۱}{\frac{۱}{F_i}+\frac{x}{K}+\frac{۱}{F_o}}$

که در نتیجه مقدار حرارت انتقال یافته برابر است: $H=UA(t_i-t_o)$



شکل (۳-۱)

محاسبهٔ ضریب کلی انتقال حرارت در جدار مرکب

دیواری مطابق شکل شمارهٔ (۴-۱) از چند لایه به ضخامتهای x_1 و x_2 و x_3 ... با جنسهای مختلف در نظر گرفته می‌شود اگر درجه حرارت داخل t_i و درجه حرارتهای هر لایه به ترتیب t_1 و t_2 و t_3 و t_4 و t_5 و قابلیت هدایت حرارتی آنها K_1 وK_2 و K_3 باشد ضریب انتقال حرارتی U برابر است با:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{F_i} + \frac{x_1}{K_1} + \frac{x_2}{K_2} + \frac{x_3}{K_3} + \frac{1}{F_o}}$$

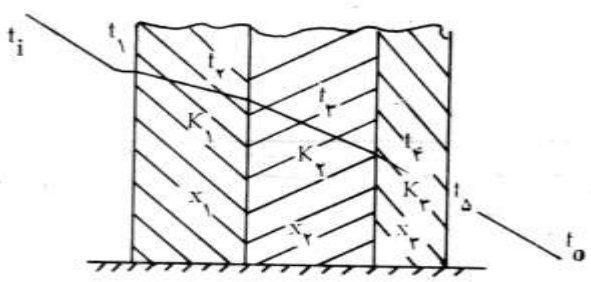
F_i و F_o ضریب انتقال سطحی سطوح داخلی و خارجی از طریق تشعشع و جابجایی است

واحد ضریب انتقال حرارت (U)

در سیستم SI $U = \frac{W}{m^2 - {}^oK}$

در سیستم متریک $U = \frac{Kcal}{hr.m^2 - {}^oC}$

در سیستم انگلیسی $U = \frac{B.T.U}{hr.FT^2.{}^oF}$



شکل (۴-۱) جدار مرکب

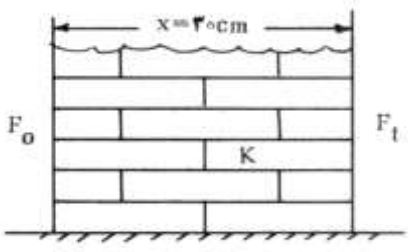
بنا به تعریف؛ ضریب انتقال حرارتی یک جدار، مقدار گرمایی است که برحسب وات W از یک مترمربع سطح آن جدار با اختلاف یک درجهٔ کلوین عبور نماید. بنابراین برای محاسبهٔ مقدار (U) کافی است که قابلیت هدایت حرارتی (K) اجزاء تشکیل دهندهٔ جدار و ضریب انتقال سطحی با $\left(\frac{1}{F}\right)$ را داشته باشیم و در فرمول قرار داده و U را محاسبه نماییم. برای این منظور قابلیت هدایت حرارتی مصالح مختلف در جداول شمارهٔ (۲-۱) و (۳-۱) تنظیم گردیده است و در جدول شمارهٔ ۴ معکوس ضریب انتقال سطحی برای جدارهای داخل و خارج در وضعیتهای مختلف تنظیم گردیده است.

مثال: مطلوب است محاسبهٔ مقدار ضریب انتقال حرارتی یک دیوار سادهٔ قائم که از آجر معمولی به ضخامت ۳۰ سانتیمتر بنا گردیده است.

حل: با مراجعه به جدول (۲-۱) ضریب هدایت حرارتی K برای خاک پخته شده برابر است $K = ۱\frac{W}{m.{}^oK}$ یا $K = ۰/۹\frac{Kcal}{hr - m.{}^oC}$ و با مراجعه به جدول (۴) مجموع ضریب مقاومت سطحی داخل و خارج $\frac{1}{F_i} + \frac{1}{F_o}$ برابر است با:

$۰/۲۸\frac{hr.m^2.{}^oC}{Kcal}$ یا $۰/۲۴\frac{m^2.{}^oK}{W}$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{F_i} + \frac{x}{K} + \frac{1}{F_o}}$$



شکل (۵-۱)

در سیستم SI $U = \frac{1}{\frac{1}{F_i} + \frac{1}{F_o} + \frac{x}{K}} = \frac{1}{۰/۲۴ + \frac{۰/۳۰}{1}} = \frac{1}{۰/۵۴} = ۱/۸۵\frac{W}{m^2 - {}^oC}$

در سیستم متریک $U = \frac{۱}{\frac{۱}{F_i} + \frac{۱}{F_o} + \frac{x}{K}} = \frac{۱}{۰/۲۸ + \frac{۰/۳۰}{۰/۹}} = \frac{۱}{۰/۲۸ + ۰/۳۳} = \frac{۱}{۰/۶۱} = ۱/۶ \frac{Kcal}{hr.m^۲.^oC}$

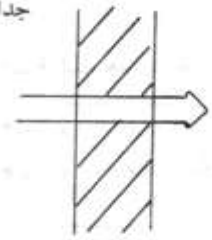
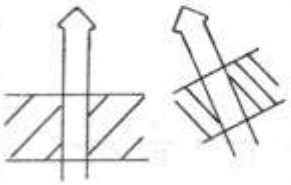
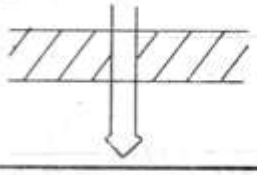
تعریف ضریب انتقال سطحی (قابلیت هدایت سطح)

مقدار گرمایی که (W یا کیلوکالری در ساعت $\frac{Kcal}{h}$) از یک مترمربع سطح جدار به ازای یک درجه اختلاف دما عبور نماید.

$\frac{۱}{F_o}$ را به نام مقاومت حرارتی سطح جسم و سیال خارج و $\frac{۱}{F_i}$ را مقاومت حرارتی بین سطح جسم و سیال داخل می‌نامند.

مقدار ضریب مقاومت حرارتی سطحی $\frac{۱}{F_i}$ و $\frac{۱}{F_o}$ بستگی به امتداد و جهت انتقال حرارت دارند، در جدول (۴-۱) مقادیر $\frac{۱}{F_i}$ و $\frac{۱}{F_o}$ برای جدارهای قائم و افقی داده شده است.

جدول (۴-۱) (ضریب انتقال سطحی)

طرز قرارگرفتن جدار وجهت جریان حرارتی	واحد	جدار خارجی			جدار داخلی		
		$\frac{۱}{F_i}$	$\frac{۱}{F_o}$	$\frac{۱}{F_i}+\frac{۱}{F_o}$	$\frac{۱}{F_i}$	$\frac{۱}{F_o}$	$\frac{۱}{F_i}+\frac{۱}{F_o}$
جدار قائم 	$\frac{m^۲-^oK}{W}$	۰/۱۱	۰/۰۶	۰/۱۷	۰/۱۲	۰/۱۲	۰/۲۴
	$\frac{hr.m^۲.^oC}{Kcal}$	۰/۱۳	۰/۰۷	۰/۲۰	۰/۱۴	۰/۱۴	۰/۲۸
جدار افقی جهت جریان از پایین به‌بالا 	$\frac{m^۲-^oK}{W}$	۰/۰۹	۰/۰۵	۰/۱۴	۰/۱۰	۰/۱۰	۰/۲۰
	$\frac{hr.m^۲.^oC}{Kcal}$	۰/۱۱	۰/۰۶	۰/۱۷	۰/۱۲	۰/۱۲	۰/۲۴
جدار افقی جهت جریان از بالا به‌پایین 	$\frac{m^۲-^oK}{W}$	۰/۱۷	۰/۰۵	۰/۲۲	۰/۱۷	۰/۱۷	۰/۳۴
	$\frac{hr.m^۲.^oC}{Kcal}$	۰/۲۰	۰/۰۶	۰/۲۶	۰/۲۰	۰/۲۰	۰/۴۰

در تهران: سرعت هوا در داخل خانه: km/h ۸ در خارج خانه: km/h ۱۶ است. در غیر اینصورت حتما ذکر میشود.

مثال: معین کنید در هر ساعت چندکیلوکالری حرارت از دیوار اجری داخلی به طول ۵ متر و به ارتفاع ۳ متر و به ضخامت ۲۵ سانتیمتر عبور می‌کند. در صورتی که دمای خارج $20\ ^oC$ و دمای داخل $30\ ^oC$ و قابلیت هدایت حرارتی آجر $K = ۰/۹ \frac{Kcal}{hr.m.^oC}$ باشد.

حل: با توجه به فرمول کلی انتقال حرارت داریم: $H = UA(t_i - t_o)$ از طرفی ضریب انتقال سطح (قابلیت هدایت سطح) از جدول شماره (۴-۱) برابر $۰/۲۸ \frac{hr.m^۲.^oC}{Kcal}$ می‌باشد بنابراین می‌توانیم بنویسیم:

$$U = \frac{۱}{\frac{۱}{F_i} + \frac{۱}{F_o} + \frac{x}{K}} = \frac{۱}{۰/۲۸ + \frac{۰/۲۵}{۰/۹}} = \frac{۱}{۰/۵۶} = ۱/۷۸ \qquad U = 1/78 \quad \frac{Kcal}{m^2.^oC.hr}$$

$$A = ۵ \times ۳ = ۱۵ m^۲ \qquad H = ۱/۷۸ \times ۱۵ \ (۳۰-۲۰) = ۲۶۷ \ \frac{Kcal}{hr}$$

مثال: سطح یک ورقهٔ عایق $۱۰۰ Cm^۲$ و ضخامت آن $۲ Cm$ و قابلیت هدایت حرارتی آن $K = ۰/۰۷۲ \frac{Kcal}{hr.m^۲.^oC}$ است، هرگاه اختلاف دمای دوطرف آن $\Delta t = ۱۰۰\ ^oC$ باشد در یک شبانه روز چند کالری حرارت از آن عبور می‌کند؟

حل: با توجه به فرمول کلی انتقال حرارت از طریق هدایت

$$H = \frac{K}{x} A \Delta t \qquad H = \frac{۰/۰۷۲}{۰/۲۰} \times \frac{۱۰۰}{۱۰۰۰۰} \times ۱۰۰ = ۳/۶ \frac{Kcal}{hr} \qquad H = ۳/۶ \times ۲۴ = ۷۶/۴ \frac{Kcal}{۲۴ hr}$$

محاسبات اتلاف حرارت زمستانی

تلفات حرارت در ساختمان به دو دسته تقسیم می‌شوند.

الف- تلفات حرارت از جدارهای ساختمان. ب- تلفات حرارتی در اثر تهویهٔ هوای محیط داخل ساختمان.

در محاسبات تلفات انرژی، باید برای هر محل این دو نوع تلفات را در نظر گرفت.

برای یک ساختمان مشخص هر یک از این نوع تلفات حرارتی بستگی به مکان و وضعیت آن دارد. این مقدار تلفات حرارتی برحسب اینکه در معرض باد قرار داشته باشد یا خیر فرق خواهد کرد.

H= تلفات حرارتی با توجه به رابطهٔ $H = UA(t_i - t_o)$ تابع چهارعامل کلی زیر می‌باشند:

۱ - U ضریب کلی انتقال حرارت در سیستم SI برحسب $\frac{W}{m^۲.^oK}$ و در سیستم متریک برحسب $\frac{Kcal}{hr.m^۲.^oC}$ است.

۲ - A سطح تماس بین محیط گرم و سرد برحسب مترمربع.

۳ - t_i درجه حرارت داخل برحسب درجهٔ سانتیگراد یا کلوین.

۴ - t_o درجه حرارت خارج برحسب درجهٔ سانتیگراد یا کلوین.

در زیر ابتدا شرایط داخل و خارج را بررسی کرده و سپس به سطح و ضریب انتقال حرارت کلی می‌پردازیم.

شرایط داخل

همانطور که دیدیم برای به دست آوردن تلفات حرارتی از طریق انتقال و همچنین تعویض و تجدید هوا که بعداً مطالعه خواهیم کرد، احتیاج به شرایط داخل محل می‌باشد. شرایط داخل برای اماکن مختلف در جدول (۵-۱) داده شده است

جدول (۵-۱) شـــــرایط داخـــــــــل

نام مکان	درجه حرارت سانتیگراد	درجه حرارت فارنهایت
مدرسه		
کلاس درس	۲۲-۲۳	۷۲-۷۴
سالن اجتماعات	۲۰-۲۲	۶۸-۷۲
سالن ورزش	۱۳-۱۸	۵۵-۶۵
توالت و حمام	۲۱	۷۰
رختکن	۱۸-۳۰	۶۵-۶۸
آبدارخانه	۱۹	۶۶
نهارخوری	۱۸-۲۱	۶۵-۷۰
اطاق بازی	۱۶-۱۸	۶۰-۶۵
ادیتوریم (تئاتر- سالن نمایش)	۲۴	۷۵
بیمارستان		
اطاق خصوصی	۲۲-۲۳	۷۲-۷۴
اطاق خصوصی مربوط به جراحی	۲۱-۲۷	۷۰-۸۰
اطاق عمل	۲۱-۳۵	۷۰-۹۵
بخش	۲۲-۲۳	۷۲-۷۴
آشپزخانه و رختشویخانه	۱۹	۶۶
توالت	۲۰	۶۸
حمام	۲۱-۲۷	۷۰-۸۰
تئاتر		
سالن تئاتر	۲۰-۲۲	۶۸-۷۲
اطاق بزرگ	۲۰-۲۲	۶۸-۷۲
توالت	۲۰	۶۸
هتل- مسکونی		
اطاق خواب و حمام	۲۴	۷۵
نهارخوری- نشیمن	۲۲	۷۲
آشپزخانه و رختشویخانه	۱۹	۶۶
اطاق بازی	۱۸-۲۰	۶۵-۶۸
توالت	۲۰	۶۸
ساختمانهای تجاری- صنعتی	۲۳-۲۴	۷۳-۷۵
فروشگاه بزرگ	۱۸-۲۰	۶۵-۶۸
ساختمانهای عمومی	۲۲-۲۳	۷۲-۷۴
حمام هوای گرم	۴۹	۱۲۰
حمام سونا	۴۳	۱۱۰
کارخانه	۱۶-۱۸	۶۰-۶۵
موتورخانه	۱۰-۱۶	۵۰-۶۰
کارگاه رنگرزی	۲۷	۸۰

شرایط خارج

درجه حرارت t_o در زمستان مقدار ثابتی نبوده و مقدار دقیق آن را باید از ادارهٔ هواشناسی پرسید و برای هر محل فرق می‌کند. معمولاً t_o را سردترین درجه حرارت ممکنه برای خارج انتخاب نمی‌کنند. اگر t_o را سردترین درجه حرارت محیط موردنظر انتخاب کنیم در این صورت مقدار t_i-t_o در رابطه بزرگ شده و در نتیجه مقدار تلفات حرارتی بالا رفته و دستگاههای مربوطه برای تولید حرارت، حجیم‌تر و گرانقیمت تمام می‌شوند. معمولاً t_o را متوسط سردترین درجه حرارتها در سالهای مختلف در محل مربوطه انتخاب می‌کنند.

بطور مثال از بولتن ادارهٔ هواشناسی برای مرکز تهران حداقل متوسط درجه حرارت در بهمن ماه ۵- درجه محاسبه گردیده است. اگرچه ممکن است برای چندروزی از سال درجه حرارت به ۱۰- درجه هم برسد ولی مبنای محاسبات ۵- درجه خواهد بود. جدول (۶-۱) درجه حرارت حداقل متوسط زمستانی را برای چند شهر مهم که از آمار هواشناسی استخراج گردیده است نشان می‌دهد.

جدول (۶-۱) شرایط خارج

نام شهر	معدل حداقل متوسط درجه حرارت خشک زمستانی ^oC	معدل حداقل متوسط درجه حرارت خشک زمستانی ^oF	نام شهر	معدل حداقل متوسط درجه حرارت خشک زمستانی ^oC	معدل حداقل متوسط درجه حرارت خشک زمستانی ^oF
آبادان	+۵	۴۱	زابل	-۵	۲۳
آبعلی	-۱۱	۱۲	زنجان	-۱۱	۱۲
اراک	-۹	۱۶	سبزوار	-۱۰	۱۴
اردبیل	-۱۰	۱۴	سمنان	-۵	۲۳
ارومیه	-۱۰	۱۴	سنندج	-۱۰	۱۴
اصفهان	-۷	۱۹	شمیران	-۱۲	۱۰
بابل	-۵	۲۳	شهرضا	-۱۰	۱۴
بجنورد	-۷	۱۹	شهرکرد	-۱۲	۱۰
بندرعباس	+۱۰	۵۰	شیراز	۲	۲۸
تبریز	-۱۰	۱۴	کرج	-۸	۱۷
تربت حیدریه	-۱۱	۱۲	کرمان	-۸	۱۶
مرکز تهران	-۵	۲۳	مرند و مراغه	-۸	۱۷
درود	-۱۰	۱۴	میانه و مشهد	-۱۱	۱۲
رامسر	-۱	۳۰	همدان	-۱۵	۵
رشت	-۷	۱۹			

سطح تماس بین محیط سرد و گرم (A)- سطحی که از آن انتقال حرارت صورت می‌گیرد، معمولاً سطوحی است که با هوای خارج در تماس است و این سطوح در ساختمانهایی که می‌خواهیم تلفات آن را حساب کنیم معلوم است.

ضریب کلی انتقال حرارت (U)- ضریب کلی انتقال حرارت برای محاسبهٔ تلفات حرارتی یک ساختمان عامل مهمی است، و دیدیم مقدار آن برای یک دیوار مرکب بستگی به ضخامت لایه‌های مختلف دیوار و مصالح تشکیل دهندهٔ آن داشت و از فرمول:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{F_i} + \frac{1}{F_o} + \frac{X_1}{K_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3} + \ldots.}$$

مقدار ان را به دست آوردیم.

چون نوع دیوارهایی که در ساختمانها ساخته می‌شود غالباً با مصالح و ضخامتهای مشابه انجام می‌گیرد لذا مقدار U را برای این قبیل دیوارها از طریق فرمول محاسبه نموده و در جداولی ثبت کرده‌اند که با مراجعه به این جداول می‌توان مقدار U را مستقیماً قرائت نمود.

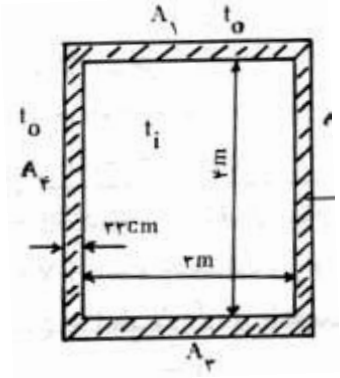
جدول (۷-۱) مقدار U را برای دیوارهای آجری و بتنی با ضخامتهای مختلف برحسب $\frac{Kcal}{hr.m^2.^oC}$ نشان می‌دهد.

مثال: مطلوب است محاسبهٔ تلفات حرارتی از دیوار یک اطاق به ابعاد ۳×۴ و ارتفاع ۳ متر وقتی که درجه حرارت خارج -5^oC و درجه حرارت داخل $+20^oC$ باشد در صورتی که کلیهٔ سطوح در مجاورت هوای سرد باشد و دیوارها از آجر به ضخامت ۳۳ سانتیمتر و نمای خارجی سنگ و داخل به ضخامت ۲ سانتیمتر اندود گچ شده باشد.

حل: با مراجعه به جدول (۷-۱) ردیف چهار مقدار U برابر است با:

فرمول کلی انتقال حرارت

$$U = 1.1 \ \frac{Kcal}{hr.m^2.^oC}$$



شکل (۷-۱) پلان t_o

$$H = UA\Delta t = UA(t_i - t_o)$$

$$A_1 = 3\times 3 = 9m^2$$

$$A_2 = 3\times 4 = 12m^2$$

$$A_3 = 3\times 3 = 9m^2$$

$$A_4 = 3\times 4 = 12m^2$$

$$H_1 = 1.1\times 9\times\left[(20-(-5))\right] = 1.1\times 9\times 25 = 247.5\frac{Kcal}{hr} \qquad H_2 = 1.1\times 12\times 25 = 330\frac{Kcal}{hr}$$

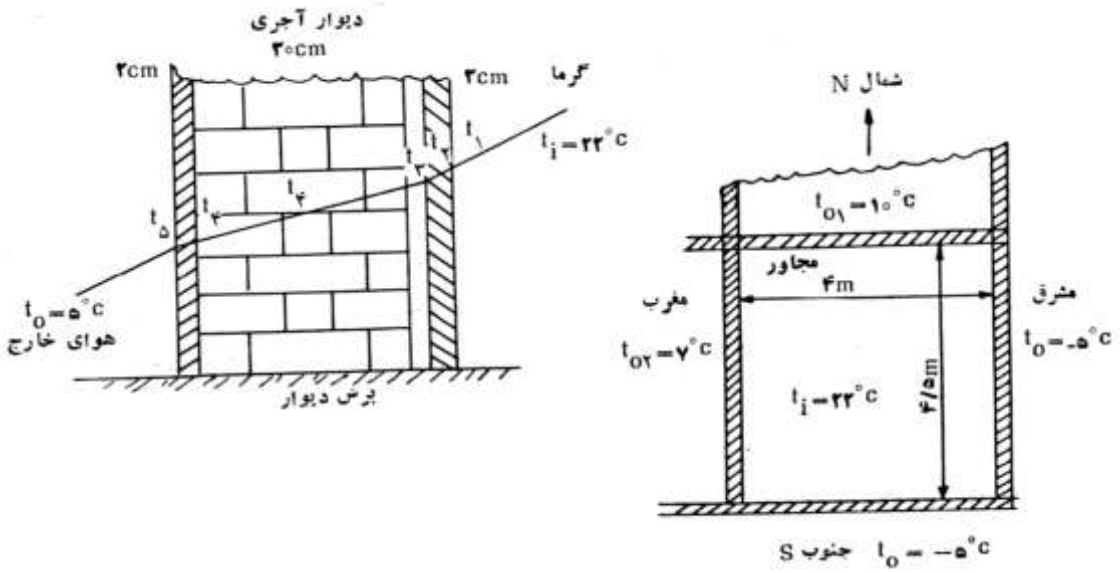
$$H_3 = H_1 \qquad H_2 = H_4 \qquad H = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 = 247.5 + 330 + 247.5 + 330 = 1155\frac{Kcal}{hR}$$

مثال: مسئله فوق را برای دیوار بتنی به ضخامت ۱۱ سانتیمتر با اندود گچی ۲/۵ سانتیمتر حساب کنید **حل:** با مراجعه به جدول ضریب U برابر است با:

$$U = ۱$$

$$H = H_۱ + H_۲ + H_۳ + H_۴ = (۱\times ۹\times ۲۵) + (۱\times ۱۲\times ۲۵) + (۱\times ۹\times ۲۵) + (۱\times ۱۲\times ۲۵)$$

$$H = ۲۲۵ + ۳۰۰ + ۲۲۵ + ۳۰۰ = ۱۰۵۰\frac{Kcal}{hr}$$



مثال: شکل (۸-۱) قسمتی از پلان یک ساختمان است. اطاقهای مجاور آن گرم نمی‌شوند و درجه حرارت داخل آنها $+۱۰^oC$ و $+۷^oC$ است. مشخصات دیوار در برش شکل (۹-۱) نشان داده شده است. شرایط داخل و خارج و ابعاد لازم روی نقشه معلوم شده است. ارتفاع ساختمان ۳ متر می‌باشد. مطلوبست است:

۱- محاسبهٔ ضریب کلی انتقال حرارت U برحسب $\frac{W}{m^2.^oK}$ ۲- محاسبهٔ اتلافات حرارتی دیوارها برحسب W

۳- مقدار حرارت لازم برحسب W

۱- از فرمول ضریب کلی انتقال حرارت سرتاسری با داشتن مفروضات مقدار U را محاسبه می‌کنیم:

$$U=\frac{1}{\frac{1}{F_i}+\frac{x_1}{K_1}+\frac{x_2}{K_2}+\frac{x_3}{K_3}+\frac{x_4}{K_4}+\frac{1}{F_o}}$$

$$\begin{cases} x_1=3Cm\rightarrow 0.03m \\ x_2=2Cm\rightarrow 0.02m \\ x_3=30Cm\rightarrow 0.3m \\ x_4=2Cm\rightarrow 0.02m \end{cases} \qquad \begin{cases} K_1=0.7 & \frac{W}{m.^oK} \\ K_2=1.15 & \frac{W}{m.^oK} \\ K_3=1 & \frac{W}{m.^oK} \\ K_4=1.4 & \frac{W}{m.^oK} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \frac{1}{F_i}=0.11 & \frac{m^2.^oC}{W} \\ \frac{1}{F_o}=0.06 & \frac{m^2.^oC}{W} \\ \frac{1}{F_i}+\frac{1}{F_o}=0.17 & \frac{m^2.^oC}{W} \end{cases}$$

$$U_1=\frac{1}{0.11+\frac{0.03}{0.7}+\frac{0.02}{1.15}+\frac{0.3}{1}+\frac{0.02}{1.4}+0.06}=\frac{1}{0.17+0.042+0.017+0.3+0.014}$$

$$U_1=\frac{1}{0.52}=1.89\approx 1.9\frac{W}{m^2.^oK}$$

برای دیوار داخلی $U_2=\frac{1}{0.12+\frac{0.03}{0.7}+\frac{0.02}{1.15}+\frac{0.3}{1}+\frac{0.02}{1.4}+0.12}=\frac{1}{0.614}=1.627$

۲- از فرمول کلی انتقال حرارت به ترتیب اتلاف حرارتی دیوارها را محاسبه می‌کنیم: $H = UA\Delta t = UA(t_i - t_o)$

دیوار جنوبی خارجی
$A_۱ = ۴ \times ۳ = ۱۲$ مربع متر
$H_۱ = U_۱ \times A_۱ \times (t_i - t_o) = ۱/۹ \times ۱۲ \times ۲۷ =$
$۶۱۵/۶ \approx ۶۱۶ W$

دیوار شرقی خارجی
$A_۲ = ۴/۵ \times ۳ = ۱۳/۵$
$H_۲ = U_۲ \times A_۲ \times (t_i - t_o) = ۱/۹ \times ۱۳/۵ \times ۲۷ =$
$۶۹۲/۵۵ \approx ۶۹۳ w$

دیوار شمالی داخلی
$A_۳ = ۴ \times ۳ = ۱۲$
$H_۳ = U_۳ A_۱ (t_i - t_{o۱})$ to_1 درجه حرارت اطاق مجاور که گرم نمی‌شود.
$H_۳ = ۱/۶۲۷ \times ۱۲ \times (۲۲ - ۱۰) = ۲۳۴/۲$
$\Rightarrow \approx ۲۳۴/۲ w$

دیوار غربی داخلی
$A_۴ = ۴/۵ \times ۳ = ۱۳/۵$
$H_۴ = U_۲ A_۴ (t_i - t_{o۲}) = ۱/۶۲۷ \times ۱۳/۵ \times (۲۲ - ۷) \approx$
$۳۳۰ w$
t_{o2} درجه حرارت اطاق مجاور

۳- مقدار گرمای مورد نیاز برابر کل تلفات دیوارها است.

بنابراین: $H = H_۱ + H_۲ + H_۳ + H_۴$

«اتلاف حرارتی» یا مقدار حرارت لازم $H = ۶۱۷ + ۶۹۳ + ۲۳۴ + ۳۳۰ = ۱۸۷۴ W$

جدول تعیین مقدار U برای انواع دیوارها بر مبنای $\frac{Kcal}{hr.m^{۲}.^{o}C}$ جدول (۷-۱)

ردیف	انواع دیوارها	ضخامت دیوار به Cm				
	دیوارهای آجری	**۱۱**	**۲۲**	**۳۲**	**۴۵**	**۵۶**
۱	دیوار آجری بدون اندود	۲/۹	۱/۹	۱/۴	۱/۱	۱
۲	دیوار آجری با اندود داخلی	۲/۷	۱/۸	۱/۳	۱/۱	۰/۹
۳	دیوار آجری با نمای خارجی سنگی به ضخامت ۱Cm و اندود داخلی	۲/۲	۱/۶	۱/۲	۱	۰/۸
۴	دیوار آجری با نمای خارجی سنگ و اندود داخلی به ضخامت ۲Cm	۱/۹	۱/۴	۱/۱	۰/۹	۰/۸
۵	دیوار آجری با پوشش چوبی از داخل به ضخامت ۲Cm	۱/۴	۱/۱	۰/۹	۰/۸	۰/۷
۶	دیوار آجری با اندود خارجی با پوشش داخلی از چوب به ضخامت ۲/۵Cm	۰/۹	۰/۸	۰/۷	۰/۶	۰/۵
	دیوارهای بتون					
۱	دیوار بتون بدون اندود	۳/۷	۳	۲/۷	۲/۲	۲
۲	دیوار بتون با اندود به ضخامت ۱Cm	۳/۲	۲/۷	۲/۳	۲/۱	۱/۹
۳	دیوار بتون با پوشش چوبی به ضخامت ۲Cm	۱/۶	۱/۴	۱/۳	۱/۲	۱/۱
۴	دیوار بتون با اندود گچی به ضخامت ۲/۵Cm	۱	۰/۹۵	۰/۹	۰/۸۵	۰/۸
۵	دیوار بتون مجوف و اندود شده	۱	۰/۹	۰/۸۵	۰/۸	–

برای تبدیل مقادیر جدول سیستم متریک فوق به سیستم SI کافی است که اعداد جدول را در مقدار ۱/۱۶۳ ضرب کنیم.

$$۱\frac{Kcal}{hr.m^{۲}.^{o}C}=۱/۱۶۳\frac{W}{m^{۲}.^{o}K}$$

اتلاف حرارتی از سقف- دربها- پنجره‌ها و کف

آنچه تاکنون مطالعه شد تلفات حرارتی از دیوارهای یک ساختمان بود، و چنانکه قبلاً اشاره شد، کلیهٔ سطوحی که با سطح خارج در تماس هستند و یا بین دو سطح داخل و خارج آن اختلاف درجه حرارت (دما) وجود دارد، در آنها حرارت از محل گرمتر به محل سردتر انتقال پیدا می‌کند. مقداری حرارت از سطح سقف، دربهای ورودی و پنجره‌های ساختمان که با هوای خارج ارتباط

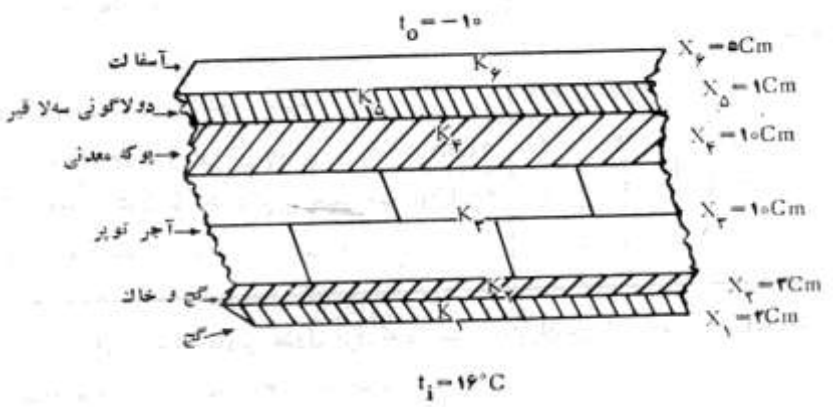
دارند به خارج منتقل می‌گردد. در زیر، ضریب کلی انتقال حرارت (U) و مقدار تلفات حرارتی از واحد سطح را برای سقف، درب، پنجره، و کف محاسبه می‌کنیم.

محاسبهٔ اتلاف حرارتی از سقف

جریان حرارت از جدار یک سقف عیناً مانند جریان گرما از دیوار بوده و ضریب کلی انتقال حرارتی آن مانند ضریب کلی انتقال حرارتی یک دیوار مرکب محاسبه می‌گردد و مقدار تلفات حرارتی از سقف مانند دیوار محاسبه می‌گردد. برای روشن شدن مطلب به ذکر یک مثال می‌پردازیم.

مثال: در شکل (۱۰-۱) مشخصات سقف ساختمانی داده شده است، چنانچه ضخامت متوسط شیب‌بندی $(x_۴)$ را برابر با ۱۰ سانتیمتر فرض کنیم مطلوب است:

الف: محاسبهٔ ضریب کلی انتقال حرارتی U از سقف برحسب $\frac{W}{m^۲.^oK}$ ب: مقدار تلفات حرارتی به ازاء واحد سطح برحسب وات



شکل (۱۰-۱)

حل:

۱- قابلیت هدایت حرارتی مصالح فوق را از جدول (۲-۱) و (۳-۱) استخراج می‌کنیم.

$x_۱ = ۰/۰۲m$	$K_۱ = ۰/۷\frac{W}{m.^oK}$	گچ
$x_۲ = ۰/۰۳m$	$K_۲ = ۱/۱۵\frac{W}{m.^oK}$	گچ و خاک
$x_۳ = ۰/۱۰m$	$K_۳ = ۱\frac{W}{m.^oK}$	آجر
$x_۴ = ۰/۱۰m$	$K_۴ = ۰/۱۵\frac{W}{m.^oK}$	پوکهٔ معدنی
$x_۵ = ۰/۰۱m$	$K_۵ = ۰/۲۵\frac{W}{m.^oK}$	قیرگونی

آسفالت

$$K_۶ = ۱/۱۵ \frac{W}{m.^oK} \qquad x_۶ = ۰/۰۵m$$

۲- مقدار $\frac{۱}{F_o}$ و $\frac{۱}{F_i}$ را از جدول (۴-۱) ردیف ۲ برای جدارهای افقی وقتی که جریان از پایین به بالا حرکت می‌کند به دست می‌آوریم. $\frac{۱}{F_i} + \frac{۱}{F_o} = ۰/۱۴ \frac{m^۲.^oK}{W}$ و $\frac{۱}{F_o} = ۰/۰۵$ و $\frac{۱}{F_i} = ۰/۰۹$

۳- فرمول ضریب کلی انتقال حرارت را نوشته و مقادیر را در آن قرار می‌دهیم:

$$U = \frac{۱}{\frac{۱}{F_i} + \frac{۱}{F_o} + \frac{x_۱}{K_۱} + \frac{x_۲}{K_۲} + \frac{x_۳}{K_۳} + \frac{x_۴}{K_۴} + \frac{x_۵}{K_۵} + \frac{x_۶}{K_۶}}$$

$$U = \frac{۱}{۰/۰۹ + ۰/۰۵ + \frac{۰/۰۲}{۰/۷} + \frac{۰/۰۳}{۱/۱۵} + \frac{۰/۱}{۱} + \frac{۰/۱}{۰/۱۵} + \frac{۰/۰۱}{۰/۲۵} + \frac{۰/۰۵}{۱/۱۵}}$$

$$U = \frac{۱}{۰/۱۴ + ۰/۰۲۸۵ + ۰/۲۶ + ۰/۱ + ۰/۶۶۶ + ۰/۰۴ + ۰/۰۴۳} = \frac{۱}{۱/۲۷۷۵} = ۰/۷۸۲ \frac{W}{m^۲.^oK}$$

۴- مقدار حرارت جریان یافته از واحد سطح از فرمول کلی انتقال حرارت برابر است با؛

$$H = UA\Delta t = UA(t_i - t_o) \qquad \frac{H}{A} = ۰/۷۸۲ \times ۱ \times (۱۶ + ۱۰) = ۰/۷۸۲ \times ۲۶ = ۲۱/۶۲W$$

مقدار U برای تعدادی از سقف‌ها در جدول (۸-۱) تنظیم شده است.

جدول (۸-۱) تعیین ضریب U برای سقف $\frac{Kcal}{hr.m^۲.^oC}$

انواع سقفها	ضخامت سقف به Cm				
	۷/۵	۱۰	۱۵	۲۰	۳۰
سقف بتونی با اسفالت و اندود در داخل	۳/۱	۲/۹	۲/۵	۲/۲	۱/۷
سقف بتونی با اسفالت بدون اندود	۳/۶	۳/۳	۲/۸	۲/۴	۱/۹
سقف بتونی با اسفالت و ۵ سانتیمتر عایق	۱/۱	۱/۱	۱	۰/۸۵	۰/۸
سقف بتونی با اسفالت و ۵ سانتیمتر عایق و اندود	۰/۶	۰/۶	۰/۶	۰/۵۵	۰/۵۵
سقف بتونی با اسفالت با ۱۲ میلیمتر عایق غیراندود	۱/۶	۱/۶	۱/۵	۱/۴	۱/۳
سقف بتونی با اسفالت و سقف کاذب	–	۱/۷	۱/۶	۱/۶	۱/۴
سقف بتونی با آجر مجوف به ضخامت ۱۵Cm با اسفالت و اندود گچ	–	–	۲/۲	–	–
سقف معمولی آجری با اسفالت و اندود گچ	–	–	–	۲	

ضریب تبدیل جدول به سیستم SI برابر است با: $۱ \frac{Kcal}{hr.m^۲.^oC} = ۱/۱۶۳ \frac{W}{m^۲.^oK}$

مثال: ضریب کلی انتقال حرارت(U) را برای مثال‌قبل پیدا کنید در صورتی که به جای پوکه از خرده آجر برای شیب‌بندی استفاده گردد.

حل: از جدول مقدار K برای خاک پخته شده برابر است با:

$$K_4 = 1\frac{W}{m^2.^o k}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{F_i}+\frac{1}{F_o}+\frac{x_1}{K_1}+\frac{x_2}{K_2}+\frac{x_3}{K_3}+\frac{x_4}{K_4}+\frac{x_5}{K_5}+\frac{x_6}{K_6}}$$

$$U = \frac{1}{0/14+0/0285+0/26+0/1+0/1+0/04+0/043} = \frac{1}{0/712} = 1/0405\frac{W}{m^2.^o K}$$

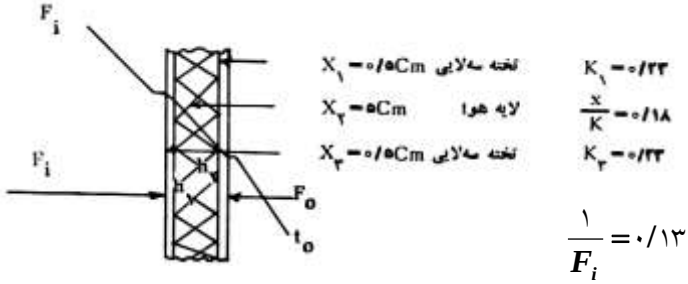
با توجه به مسئله قبل ملاحظه می‌گردد استفاده از پوکه در کاهش مقدار اتلافات حرارتی از سقف مؤثر است.

محاسبهٔ اتلاف گرما برای دربها

جریان حرارت از جدار دربها عیناً مانند جریان گرما از درون یک دیوار مرکب می‌باشد و مقدار ضریب انتقال حرارت از فرمول کلی U محاسبه می‌گردد.

مثال: مطلوب است محاسبهٔ ضریب کلی انتقال حرارت U از یک درب مطابق شکل که از لایه‌های چوب و هوا ساخته شده است. مقدار $\frac{x}{K}$ هوا را در سیستم متریک ۰/۱۸ فرض کنید.

حل: ابتدا برای محاسبهٔ ضریب هدایت هوا از جدول شمارهٔ ۵ مقدار مقاومت سطحی هوا را برای جدارهای قائم به دست می‌آوریم.



شکل (۱۱-۱)

$$\frac{1}{F_i} = 0/13 \quad \frac{1}{F_o} = 0/07 \quad \frac{m^2.^o C.hr}{Kcal}$$

سپس در فرمول ضریب کلی انتقال حرارت قرار داده و مقدار U را محاسبه می‌کنیم:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{F_i}+\frac{x_1}{K_1}+\frac{x_2}{K_2}+\frac{x_3}{K_3}+\frac{1}{F_o}}$$

$$U = \frac{1}{0/13+\frac{0/005}{0/2}+0/18+\frac{0/005}{0/2}+0/07} = \frac{1}{0/43} = 2/32\frac{Kcal}{hr.m^2.^o C}$$

مثال: مقدار U را برای یک درب چوبی توپر به ضخامت ۵ سانتیمتر برحسب $\frac{W}{m^2.^o K}$ حساب کنید.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{F_i}+\frac{1}{F_o}+\frac{x}{K}} = \frac{1}{0/17+\frac{0/05}{0/29}} = \frac{1}{0/342} = 2/92\frac{W}{m^2.^o K}$$

محاسبهٔ تلفات حرارتی از شیشه و پنجره‌ها

تلفات حرارت از پنجره‌ها نظیر دربها است و چون ضخامت شیشه‌ها از چند میلیمتر تجاوز نمی‌کند به همین علت ضخامت تأثیر بسزایی در مقدار گرمای انتقالی ندارد.

جدول (۹-۱) مقدار U را برای انواع درب و پنجره‌ها نشان می‌دهد.

جدول (۹-۱) مقدار U برای انواع در و پنجره

نوع در و پنجره	$\frac{Kcal}{hr.m^{۲}.^{o}C}$
درب چوبی (داخلی یا خارجی)	۲
پنجره‌های داخلی شیشه‌دار	۳
پنجره چوبی با شیشه (خارجی)	۴/۵
درب آهنی (داخلی یا خارجی)	۵
پنجره آهنی با شیشه	۵
پنجره ویترینی	۵
پنجره مضاعف با کادر چوبی	۲
پنجره مضاعف با کادر فلزی	۲/۸
پنجره فلزی با شیشه مضاعف	۳/۲
پنجره چوبی با شیشه مضاعف	۳

ضریب تبدیل متریک به SI برابر است با: $۱\frac{Kcal}{hr.m^{۲}.^{o}C}=۱/۱۶۳\frac{W}{m^{۲}.^{o}K}$

مثال: مقدار U را برای یک شیشه ۳ میلیمتری برحسب $\frac{W}{m^{۲}.^{o}K}$ به دست آورید.

حل:
$$U=\frac{۱}{\frac{۱}{F_i}+\frac{۱}{F_o}+\frac{x}{K}}=\frac{۱}{۰/۱۷+\frac{۰/۰۰۳}{۱/۱۵}}=۵/۷۹\frac{W}{m^{۲}.^{o}K}$$

محاسبهٔ اتلاف حرارتی از کف

حرارت انتقال یافته از کف نظیر انتقال گرما از سقف یک ساختمان است با این تفاوت که مقدار حرارت انتقال یافته از کف ناچیز است و این بدان علت است که درجه حرارت زمین گرمتر از خارج بوده و معادل $۱۰^{o}C+$ و یا $۵۰^{o}F$ فرض می‌کنند مقدار (U) قابلیت انتقال حرارت مربوط به بعضی از کفها در جدول (۱۰-۱) داده شده است.

جدول (۱۰-۱) مقدار U برای کف

درجه حرارت اطاق برحسب درجه سانتیگراد	**۱۶**	**۱۸**	**۲۲**
انواع کف	$\frac{Kcal}{hr.m^{۲}.^{o}C}$		
کف بتونی یا موزائیک فرش	۰/۶	۱	۱/۳
کف چوبی	۰/۵	۰/۷	۱
کف خاکی یا شنی با موزائیک فرش	۱	۱/۴	۲
کف با چوب بست و پارکت یا فرش	۱	۱/۲	۱/۵

درجه حرارت عمق کف ۱۰ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است. ضریب تبدیل جدول به سیستم SI برابر است با:

$$۱\frac{Kcal}{hr.m^{۲}.^{o}C}=۱/۱۶۳\frac{W}{m^{۲}.^{o}K}$$

در بعضی از کتابهای فنی مقدار حرارت انتقال یافته از یک مترمربع سطح کف را در حدود ۶W (وقتی درجه حرارت زمین $۱۰^{o}C+$ در نظر گرفته شود) پیشنهاد کرده‌اند که این مقادیر قابل تغییر است. (برای یک فوت مربع سطح ، ۲B.T.U وقتی درجه حرارت زمین $۵۰^{o}F$ باشد).

مثال: مطلوب است مقدار حرارت انتقال یافته از یک مترمربع کف اطاقی که از لایه‌های خاک و موزائیک فرش بنا شده باشد درجه حرارت داخل $۱۸^{o}C$ و درجه حرارت زمین $t_g=۱۰^{o}C$ است.

حل: مقدار U از جدول (۱۰-۱) برابر است با:

$$U=1.4\frac{Kcal}{hr.m^{2}.^{o}C}=1.4*1.163\frac{W}{m^{2}0^{oK}}$$

$$\frac{H}{A}=U(t_i-t_g)=1.4\times(18-10)=11.2\frac{Kcal}{hr}$$

$$11.2\times1.163\approx13W$$

مثال: مطلوب است مقدار حرارت انتقال یافته از سطح کف اطاقی به ابعاد ۶×۵ که کف آن با مصالح چوبی درست شده باشد درجه حرارت داخل $۱۸^{o}C$ است.

حل: مقدار U از جدول (۱۰-۱) برابر است با:

$$U=0.7\frac{Kcal}{hr.m^{2}.^{o}C}\qquad A=5\times6=30m^{2}\qquad H=UA(t_i-t_g)=0.7\times30(18-10)=168\frac{Kcal}{hr}$$

محاسبهٔ دیوارهای زیرزمین

چنانچه تمام و یا قسمتی از دیوارهای ساختمان در داخل زمین باشد برای آن قسمت از دیوار که خارج از زمین است محاسبات عیناً مانند اتلافات حرارتی از دیوار یک ساختمان وقتی که به هوای خارج ارتباط دارد عمل می‌کنیم و برای قسمتی دیگر که در خاک است با توجه به درجه حرارت زمین $۱۰^{o}C+$، حرارت انتقال یافته از یک مترمربع دیوار را در حدود ۱۲W (برای یک فوت مربع دیوار $۴\frac{B.T.U}{hr}$) در نظر می‌گیرند. در بعضی از کتابهای فنی وقتی نوع مصالح آجر و یا بتون به ضخامت ۳۰ سانتیمتر باشد مقدار $U=۰/۳۵\frac{Kcal}{hr.m^{۲}.^{o}C}$ و برای ضخامتهای بیشتر از ۳۰ سانتیمتر مقدار $U=۰/۲۵\frac{Kcal}{hr.m^{۲}.^{o}C}$ در نظر گرفته‌اند.

می‌توان برای محاسبه تلفات حرارتی از کف از فرمول $H=1.04\,p\,(t_i-t_o)+0.2$ استفاده که p آن قسمت از محیط کف که در معرض هوای خارج است و برحسب متر می‌باشد. و t_g دمای زمین می‌باشد برحسب سانتی‌گراد که در جدول ذیل آمده است و همچنین مقدار تلفات گرمایی از کف و دیوارهای زیرزمین مشخص شده است.

مناطق	دمای زمین ^{o}C	اتلاف گرمای از کف زیرزمین $\frac{W}{m^{2}}$	اتلاف گرمایی از دیوارهای زیرزمین $\frac{W}{m^{2}}$
سردسیر	۵	۹/۵	۱۹
معتدل	۱۰	۶/۳	۱۲/۶
گرمسیر	۱۵	۳/۱۶	۶/۳

عایقها

عایقها به اجسامی می‌گویند که دارای قابلیت هدایت حرارتی (K) خیلی کم باشند. هادی مطلق یا عایق مطلق وجود ندارد و در واقع هادی یا عایق بودن اجسام نسبی است. به طور کلی موادی که برای عایق کردن مورد استفاده قرار می‌گیرند خصوصیات مشابهی با مصالح ساختمانی دارند. در ساختمان مولکولی بیشتر موادغیرفلزی سلولهای بیشماری شامل هوا یا گازهای دیگر وجود دارد. با افزایش درجه حرارت قابلیت هدایت حرارتی (K) متوالیاً افزایش می‌یابد این افزایش عمدتاً ناشی از افزایش فعل و انفعال مولکولی در داخل سلولهای ماده دانست. اگر سلولها بینهایت کوچک باشند اثرات وزش با اهمیت تلقی نمی‌شود. یکی دیگر از خصوصیات عایقها چگالی آنهاست. به طور مثال یک ماده تراکم‌پذیر مانند پشم شیشه اگر به طور آزاد قرار گیرد عایق بهتری خواهد بود نسبت به زمانی که همان ماده به طور متراکم یا چگالی بیشتری کنار هم قرار گیرد.

سنگ به ۳ دلیل برای نمای ساختمان مناسب نیست:

۱) عایق صوتی خوبی نیست.

۲) عایق حرارتی خوبی نیست.

۳) در ایران به علت زلزله خیز بودن، باید توسط پیچ و رولپلاکهای ۱۲cm محکم شود.

رطوبت

مواد مرطوب دارای قابلیت هدایت حرارتی بیشتر نسبت به مواد خشک می‌باشد. برای مثال خاک همراه با ۲۰٪ رطوبت دارای قابلیت هدایت بیشتری است تا خاک خشک.

انواع عایقها:

عایقها را به سه دسته به شرح زیر تقسیم نموده‌اند.

۱- عایقهای هدایتی حرارتی- عایقهای حرارتی چنانکه بیان شد دارای قابلیت هدایت حرارتی (K) کم می‌باشند. موارد استفاده آنها در دیوار- سقف و کف ساختمانها و یا برای پوشش مخازن حرارتی- لوله‌های آب گرم- بخار- و مبردها- کانالهای هوای گرم و سرد و غیره می‌باشد.

۲- عایقهای تشعشعی- عایقهای تشعشعی عایقهایی هستند که از نفوذ گرمای حاصل از تابش جلوگیری نمایند.

انواع این عایقها عبارتند از- صفحات فلزی براق مانند آلومینیم- برنز- مس- که هر قدر سطح آنها روشن‌تر وصاف‌تر و صیقلی‌تر باشد انعکاس اشعه آفتاب بیشتر است و لذا نفوذ حرارت به داخل سطح کمتر می‌باشد.

۳- عایقهای رطوبتی- عایقهای رطوبتی عایقهایی هستند که از نفوذ رطوبت از خارج به داخل جلوگیری نمایند. انواع این عایقها عبارتند از: ۱) کلیه اجسامی که به قیر آغشته شده باشند مانند قیرگونی- کاغذ قیراندود و پارچه‌های فیبری. ۲)مواد لاستیکی و پلاستیکی. ۳) انواع عایقهای پیش‌ساخته منیزیم مانند یونولیت.

۴- عایق با لایه هوا- در بعضی موارد برای کاستن تلفات حرارتی لایه هوا را در جدار قرار می‌دهند که این لایه ممکنست در دو سطح و یایک سطح از ورق آلومنیم پوشیده شده و یا بدون ورق آلومینیم، مستقیماً بین دو سطح دیوار قرار گیرد. برای جلوگیری از عمل جابجایی هوا و انتقال حرارت از طریق جابجایی باید هوا کاملاً ساکن باشد. برای این منظور داخل فضای خالی موانعی نصب می‌نمایند و یا از آجرهای توخالی استفاده می‌کنند. دیاگرام (شکل ۱-۱) مقاومت لایه هوا را برای ضخامتهای مختلف لایه هوا با توجه به جهت انتقال حرارت نشان می‌دهد.

نکاتی در مورد عایقها :

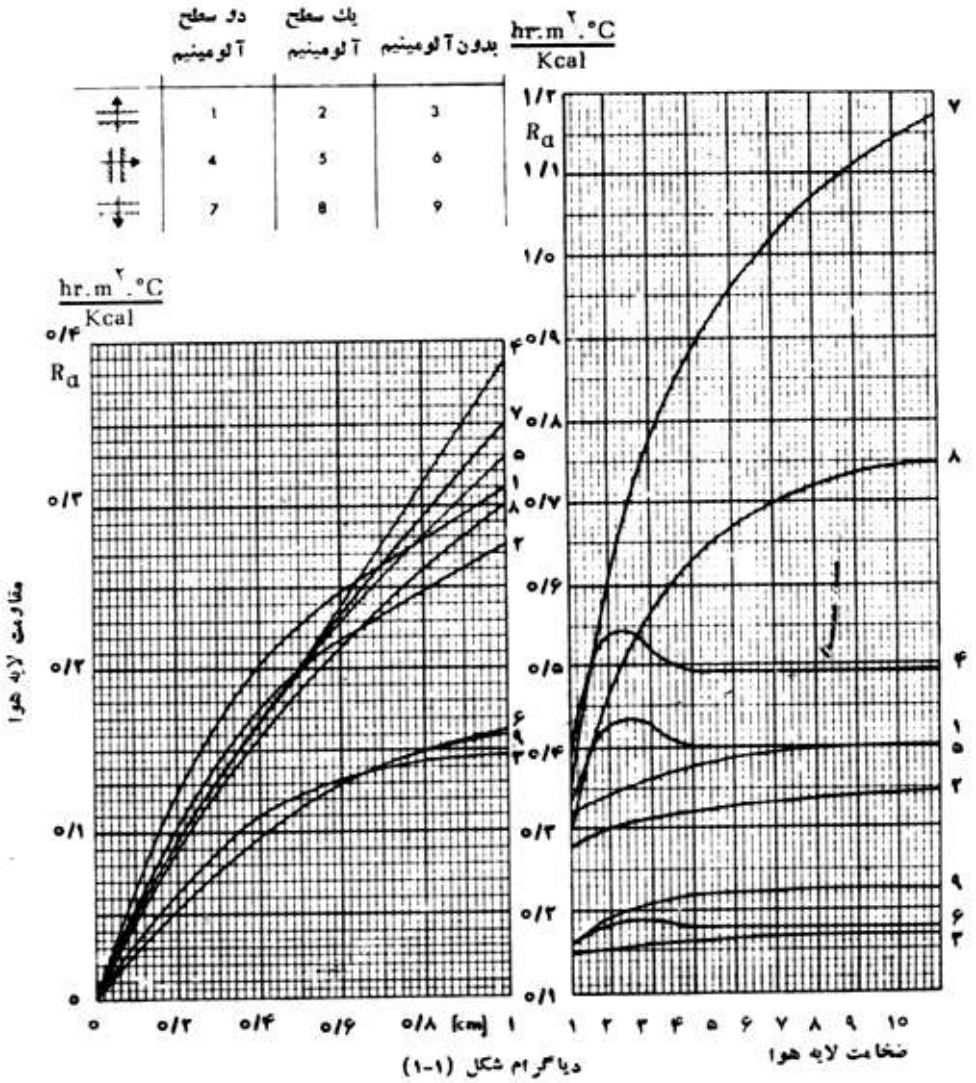
به موادی عایق حرارتی اطلاق میگردد که مقدار $k<0.2$ باشد و چنانچه موادی دارای $k>2$ باشند به هیچ عنوان برای مصالح ساختمانی مناسب نیستند.

چنانچه از جدول مشخص است پوکه یکی از عایقهای بسیار مناسب میباشد که به دلیل سبک بودن در شیب بندی ها به جای نخاله باید استفاده گردد ولی در اجرا باید مواردی را رعایت نمود :

- باید سریع روی آن پوشانده شود چون بر اثر آب و رطوبت باد میکند.
- برای جلوگیری از سر خوردن آن در شیب بندیها باید آن را با خاک رس ترکیب نموده و بام را قبل از پوکه ریزی آجر چینی نمود.

پشم شیشه و پشم سنگ از نظر مقدار عایق بودن یکسان میباشند ولی پشم شیشه معایب زیر را دارد :

۱. قابل اشتعال است.
۲. در صورت خیس شدن خاصیت خود را از دست میدهد.
3. برای سلامت مضر است.



دیاگرام شکل (۱-۱)

۵- عایق حرارتی خلاء- همچنان که در انتقال حرارت بیان شد انتقال حرارت به وسیلهٔ مولکولهای جسم از طریق هدایت و مولکولهای سیال از طریق جابجایی صورت می‌گیرد، و می‌دانیم که در خلاء مولکولهای هوا وجود ندارند که عامل انتقال حرارت

گردند لذا از این خاصیت برای عایقهای حرارتی استفاده می‌نمایند. معمولاً این نوع عایق در پنجره‌ها و شیشه‌ها استفاده می‌گردد تا ضمن اینکه از رسیدن نور جلوگیری نگردد، تلفات گرمایی راکاهش دهد. مانند شیشه‌های دوبل پیش‌ساخته.

طرز استفاده از منحنی

۱- ابتدا جهت انتقال حرارت را تعیین می‌کنیم.

۲- وضع قرار گرفتن لایه هوا که در بین دو سطح آلومینیم و یا یک سطح و یا مستقیماً بدون آلومینیم قرار گرفته (معمولاً هوا مستقیماً بین دو جدار از سطح دیوار قرار می‌گیرد).

۳- با توجه به ردیف ۱ و ۲ و با استفاده از جدول شماره منحنی به دست می‌آوریم.

۴- با داشتن ضخامت لایه هوا یک خط عمود رسم کرده تا منحنی که شماره آن را از جدول پیدا کرده‌ایم را قطع کند از محل برخورد خط عمودی با منحنی خطی افقی رسم کرده تا محور قائم را در سمت چپ قطع کنند. نقطه تقاطع مقدار Ra را نشان می‌دهد.

مقدار مقاومت هوا Ra را در فرمول ضریب کلی انتقال حرارت قرار داده و مقدار U را محاسبه می‌کنیم.

$$U = \frac{۱}{\frac{۱}{F_i} + \frac{x_۱}{K_۱} + \frac{x_۲}{K_۲} + ...Ra + \frac{۱}{F_o}}$$

مثال: یک دیوار خارجی به ضخامت ۴۵Cm از سه لایهٔ زیر تشکیل شده است:

۱- آجر به ضخامت۲۰Cm (لایهٔ خارجی). ۲- لایه هوا به ضخامت ۵Cm (لایهٔ میانی). ۳- آجر به ضخامت ۲۰ Cm (لایهٔ داخلی).

مطلوب است: ۱- مقاومت لایه هوا Ra. ۲- مقدار ضریب کلی انتقال حرارت دیوار (U).

حل: با توجه به اینکه جهت جریان از یک جدار قائم به صورت افقی است. از جدول ردیف ۲ ستون ۳ برای دیوار بدون آلومینیم شماره منحنی ۶ به دست می‌آید. با مراجعه به منحنی برای ضخامت ۵ سانتیمتر مقدار مقاومت $Ra = ۰/۱۸ \frac{m^۲.^oC.hr}{Kcal}$

$$U = \frac{۱}{\frac{۱}{F_i} + \frac{۱}{F_o} + \frac{x_۱}{K_۱} + \frac{x_۲}{K_۲} + Ra}$$

از جدول (۳-۱) و (۲-۱) قابلیت هدایت حرارتی برای خاکهای پخته برابر است با: $K = ۰/۹ \frac{Kcal}{hr.m^۲.^oC}$

و از جدول (۳-۱) مقدار $\frac{1}{F_i} + \frac{1}{F_o} = 0/2 \frac{Kcal}{hr.m^2.^oC}$

بنابراین: $U = \frac{۱}{۰/۲۰ + \frac{۰/۲۰}{۰/۹} + \frac{۰/۲۰}{۰/۹} + ۰/۱۸} = \frac{۱}{۰/۸۲} = ۱/۲۱ \frac{Kcal}{hr.m^۲.^oC}$

تلفات حرارتی از طریق نفوذ هوا

حرارت هوای داخل به سه طریق زیر ممکن است بخارج منتقل شود:

الف: نفوذ از راه سطوح دیوارها و سایر جدارها.

ب: نفوذ از راه درز پنجره‌ها و دربها و نظایر آنها.

ج: نفوذ از راه باز و بسته شدن دربها (تجدید هوا).

الف: نفوذ هوا از راه دیوار- نفوذ هوا از راه دیوارها و جدار بعلت اختلاف فشار هوای داخل و خارج ساختمان میباشد و مقدار ان بسرعت باد و نوع جدار بستگی دارد. مقدار حرارتی که از راه نفوذ سطح جدار تلف میگردد بسیار ناچیز است که می‌توان در محاسبات از آن صرفنظر کرد.

جدول (۱۱-۱) مقدار نفوذ هوا بازائ یک مترمربع از دیوارهای مختلف در یکساعت برحسب مترمکعب را بدست میدهد.

جدول (۱۱-۱) مقدار نفوذ هوا بازاء یک مترمربع از دیوارهای مختلف در یک ساعت برحسب مترمکعب

نوع دیوار	سرعت باد به کیلومتر در ساعت Km/hr					
	۸	۱۶	۲۵	۳۲	۴۰	۵۰
دیوار آجری به ضخامت ۲۲ سانتیمتر بدون اندود	۰/۷	۱/۳	۲/۷	۴	۶/۳	۷/۷
دیوار آجری به ضخامت ۲۲ سانتیمتر پوشیده شده از روپوش پلاستیکی غیرقابل نفوذ	۰/۰۰۷	۰/۰۱۳	۰/۰۲۳	۰/۰۴	۰/۰۵۳	۰/۰۸
دیوار آجری بضخامت ۳۰ سانتیمتر	۰/۳۳	۱/۳	۲/۳	۴	۵/۳	۷
دیوار آجری به ضخامت ۳۳ سانتیمتر به انضمام اندود گچ و کاغذ	۰/۰۳	۰/۰۰۳	۰/۰۱۱	۰/۰۱۳	۰/۰۲۳	۰/۰۳۳
دیواری دیوارچوبی با اندود	۰/۰۱	۰/۰۲۳	۰/۰۴	۰/۰۶	۰/۰۷۷	۰/۰۸۷

ب: نفوذ از راه درز دربها و پنجره‌ها- نفوذ هوا از راه درب و پنجره به دو طریق محاسبه میگردد، یکی از راه طول درز پنجره‌ها و دیگر از راه سطح پنجره و دریچه.

نفوذ هوا به عوامل زیر بستگی دارد:

۱ - سرعت باد و نوع درب و پنجره و جهت قرار گرفتن آنها.

۲ - اختلاف فشار که بواسطه ارتفاع ساختمان و اختلاف درجه حرارت هوای داخل و خارج ممکن است بوجود آید.

۳ - موقعیت جدار از نظر اینکه جدار پناه‌دار- نامطلوب و یا در شرایط معمولی قرار گرفته باشد.

جدول (۱۲-۱) نفوذ هوا از درز پنجره‌ها و دربها برحسب مترمکعب در ساعت به ازاء یک متر طول درز q_v را بدست میدهد.

نوع درب و پنجره	مشخصات درب و پنجره	سرعت باد به کیلومتر در ساعت			
		۸	۱۶	۲۵	۳۲
پنجره چوبی	با درز لخت بدون زهوار (نصب معمولی)	۰/۶۵	۲	۳/۶	۵/۵
پنجره چوبی	با درز پوشیده. زهواردار (نصب معمولی)	۰/۳۷	۱/۲	۲/۲	۳/۳
پنجره چوبی	با درز لخت بدون زهار (نصب بد)	۲/۵	۶/۴	۱۰/۳	۱۴
پنجره چوبی	با درز پوشیده با زهوار (نصب ب)	۰/۵۶	۱/۸	۳/۲	۴/۷
پنجره‌های معمولی با دو لنگه بازشو	با درز لخت بدون زهوار (نصب معمولی) با درز پوشیده با زهوار (نصب معمولی)	۱/۹ ۰/۵۶	۴/۴ ۱/۸	۶/۹ ۳/۲	۹/۶ ۴/۷
پنجره‌های فلزی با زهوار لاستیکی	پنجره‌های صنعتی با محور گردنده افقی پنجره‌های ساختمانهای مسکونی پنجره‌های با طرح معماری	۴/۸ ۱/۳ ۱/۴	۱۰ ۳ ۳/۳	۱۶/۳ ۴/۹ ۵/۹	۲۲/۶ ۷ ۸
دربها	دربهای گردان یا محور گردنده عمودی با نصب معمولی	۲/۸	۸/۲	۱۳/۵	۱۷/۲
	دربها با نصب خوب	۲/۵	۶/۴	۱۰	۱۴/۲
	دربها با نصب بد	۵	۱۲/۷	۲۰	۲۸

هوائی که به داخل یک ساختمان نفوذ میکند، با همان شدتی که وارد می‌شود از ساختمان خارج میگردد. اما در حالتی که ساختمان دارای دیوارهای جداکننده زیادی باشد هوا ممکن است از طرفی که در معرض وزش باد است بمیزانی وارد شود که فشار مثبت خفیفی بوجود آورد و در نتیجه از نفوذ هوا بداخل ساختمان بکاهد. بطور کلی می‌توان فرض کرد هوائی که از سمت رو بـ باد به داخل ساختمان نفوذ میکند از سمت پناه‌دار اطاق، یا از راه منافذ عمودی خارج می‌شود. بنابراین در محاسبات اتلافات ناشی از نفوذ هوا نیمی از طول کل درز را در نظر میگیرند. در موقعی که یک اطاق به تنهائی مورد مطالعه باشد که تنها یک دیوار رو به خارج داشته باشد بایستی تمام درز را در نظر گرفت اگر اطاق دارای ۲ و یا بیش از دو دیوار خارجی باشد، در اینصورت درزی را که بیشترین طول را دارد در نظر میگیریم. اما در هیچ حالتی نباید کمتر از نصف طول کل درز را بکار برد (برای سهولت در محاسبات طول کل درز را بدست می‌آوریم سپس نصف میکنیم). طول کل درز عبارت از محیط قاب تمام لنگه‌ها است. (برای پنجره‌های دولنگه بازشو محیط به اضافه یک طول عمودی محاسبه میگردد).

تجدید هوا

منظور از تجدید هوای هر محل، تهویه هوای آن محل و جایگزینی آن با هوای تازه می‌باشد. چنین هوایی ممکن است به روش طبیعی از طریق باز و بسته شدن دربها و یا به وسایل مکانیکی مانند فن‌ها به بیرون منتقل گردد.

هر محل برحسب نوع ساختمان و کار و تعداد افرادی که در آن محل کار میکنند از نظر نیاز به هوای تاز ه متفاوت می‌باشد. جدول (۱۳-۱) دفعات تهویه هوا را در ساعت، برای محلهای مختلف مشخص می‌کند.

جدول (۱۳-۱) دفعات تهویه (مقدار هوای تازه)

نوع ساختمان	**دفعات تهویه در ساعت**	نوع ساختمان	**دفعات تهویه در ساعت**
آشپزخانه	۲-۴	کارخانجات	۱-۴
اطاق خواب	۱-۲	استخر پوشیده	۱-۱/۵
اطاق نشیمن	۱-۱/۲	مغازه عمومی	۱/۵-۲
دستشوئی و توالت	۳-۴		
هال و راهرو	۱/۵-۲	کلاس درس	۲-۳
اطاق اداری	۱/۵-۲	کتابخانه	۲
سالن ورزش	۲	لابراتوار	۴
سالن رستوران	۲	مسجد	۱-۲
سالنهای اجتماع	۲/۵-۳	گاراژ عمومی	۴-۵
بانک	۱-۱/۲	بخشهای بیمارستان	۲/۵-۳
نمایشگاه	۲-۳	اطاق عمل	۴

مقدار حرارت منتقل شده از طریق درزها و تجدید هوا- می‌دانیم هوای وارد شده از طریق درزهای درب و پنجره و یا از طریق تجدید هوا، که وارد محل میگردد، دارای تلفات حرارتی است که باید محاسبه گردد. مقدار حرارت منتقل شده از فرمول کلی $H_m=q_mC_{pm}\Delta t=q_mC_{pm}(t_i-t_o)$ بدست میآید که مقدار q_m برحسب $\frac{Kg}{s}$ و یا $\frac{Kg}{hr}$ میباشد که دبی جرمی نامیده میشود و $C_{pm}=۰/۲۴\frac{Kcal}{Kg.^oC}$ و مقدار t_i-t_o اختلاف درجه حرارت داخل و خارج است.

معمولاً در محاسبات، تعیین دبی جرمی مشکل است. بنابراین هوای جابجا شده را بصورت حجمی تعیین می‌کنند که بصورت این رابطه بیان میگردد. $H_v=q_v\times C_{pv}\times(t_i-t_o)$ یا $H_v=q_v\times C_{pv}\times(T_i-T_{o)}$

که H_v حرارت منتقل شده برحسب W و یا $\frac{Kcal}{hr}$ ، q_v مقدار حجم هوای تعویض شده در واحد زمان که دبی حجمی نامیده میشود و برحسب $\frac{m^3}{S}$ و یا $\frac{m^3}{hr}$ ، C_{pv} گرمای ویژه هوا (در فشار ثابت برای واحد حجم هوا) که مقدار آن $C_{pv}=0/3\frac{Kcal}{m^3-^oC}$ $C_{pv}=1/25\frac{Kj}{m^3-^oK}$است. مقدار تلفات حرارتی از راه نفوذ هوا از درزها از رابطه زیر تعیین میگردد:

$H_{in}=l\times q_v\times C_{pv}(t_i-t_o)$ که H_{in} حرارت منتقل شده از راه نفوذ هوا برحسب W و یا $\frac{Kcal}{hr}$ - l طول درز محاسبه شده برحسب متر m.

q_v مقدار دبی حجمی که از جدول (۱۲-۱) با توجه به مشخصات درب و پنجره و سرعت هوای خارج بدست می‌آید. -

C_{pv} گرمای ویژه هوا. - مقدار تلفات حرارتی از راه تجدید هوا از رابطه خلاصه شده زیر بدست می‌آید :

$H_v=a\times v\times ۱/۲۵(t_i-t_o)$ یا $H_v=a\times V\times ۰/۳(T_i-T_O)$ که a تعداد دفعات تجدید هوا برای هر محل در ساعت میباشد که از جدول (۱۳-۱) بدست می‌آید. - V حجم هوای محل مورد محاسبه میباشد. - H_v - تلفات حرارتی از راه تجدید هوا یا تهویه هوا.

توجه: در محاسبات تلفات حرارتی از طریق نفوذ هوا از درزها و یا تجدید هوا معمولاً مقدار H_{in} و H_v را محاسبه می‌کنند و مقدار اتلافات حرارتی هر کدام که بیشتر بود آن را در محاسبه منظور می‌نمایند.

مثال: ساختمانی دارای ۸ عدد پنجرهٔ معمولی با دو لنگه بازشو با درزهای پوشیده با زهوار و نصب معمولی که در چهار طرف ساختمان قرار گرفته است به ابعاد عرض ۱/۲۰ و ارتفاع ۱/۸۰ متر می‌باشد. چنانچه سرعت باد ۱۶ کیلومتر در ساعت و درجهٔ حرارت خارج $-۳^{o}C$ و درجهٔ داخل $+۱۸^{o}C$ باشد مطلوبست حرارت منتقل شده از راه درزهای پنجره‌ها.

حل: نصف طول درز $l = ۳۱/۲\ m$ (طول درز موثر) $= 8[2(1/80+1/20)+1/80] = 62/4m$ طول کل درز

مقدار q_v از جدول (۱۲-۱) برای پنجره‌های معمولی با زهوار برای سرعت ۱۶ کیلومتر برابر است با $۱/۸\frac{m^۳}{hr}$

$$H_{in} = l \times q_v \times C_{Pv}(t_i - t_o) \qquad H_{in} = ۳۱/۲ \times ۱/۸ \times ۰/۳ \times (۱۸+۳) = ۳۵۵\frac{Kcal}{hr}$$

$$H_{in} = ۱/۱۶۳ \times ۳۳۶/۹۶ = ۳۹۱/۸۸W \qquad \text{و در سیستم SI}$$

مثال: یک اطاق به ابعاد ۳×۴×۴ دارای دو عدد پنجره که هر کدام به عرض $۱/۲۰\ m$ و به ارتفاع $۱/۴۰\ m$ که در دو طرف دیوار مجاور هم قرار گرفته‌اند. پنجره‌ها فلزی با زهوار لاستیکی و اطاق مسکونی است و یک درب به ابعاد $۲m \times ۱m$ فلزی یک لنگه که به بیرون باز می‌شود با نصب معمولی وجود دارد. سرعت باد ۸ کیلومتر در ساعت و درجه حرارت خارج ^{o}C صفر و درجه حرارت داخل $۲۰^{o}C$ است مطلوب است:

۱- تلفات حرارتی از راه نفوذ پنجره‌ها و درب (H_{in}) ـ ۲- تلفات حرارتی از راه تجدید هوا در صورتیکه محل در یک ساعت ۱/۵ بار تهویه گردد (H_v) ـ ۳- تعیین کنید در محاسبات تلفات حرارتی کلی اطاق کدام یک از مقادیر بدست آمده را منظور خواهید کرد؟ چرا؟

حل:

❶

مقدار q_v از جدول ۱۲-۱ برای پنجره $q_{v۱} = ۱/۳$ « « برای درب $q_{v۲} = ۲/۸$ « q_v

نصف طول درز پنجره‌ها $= [۲(۱/۴۰+۱/۲۰)+۱/۴۰] = ۶/۶۰m$

نصف طول درز درب $= (۲+۱) = ۳m$

$$H_{in۱} = l \times q_v \times C_{pv}(t_i - t_o) = ۶/۶۰ \times ۱/۳ \times ۰/۳ \times ۲۰ = ۵۱/۵\frac{Kcal}{hr}$$

$$H_{in۲} = l_۲ \times q_{v۲} \times C_{pv}(t_i - t_o) = ۳ \times ۲/۸ \times ۰/۳ \times ۲۰ = ۵۰/۴\frac{Kcal}{hr}$$

$$H_{in} = H_{in۱} + H_{in۲} = ۵۱/۵ + ۵۰/۴ = ۱۰۱/۹\frac{Kcal}{hr}$$

❷

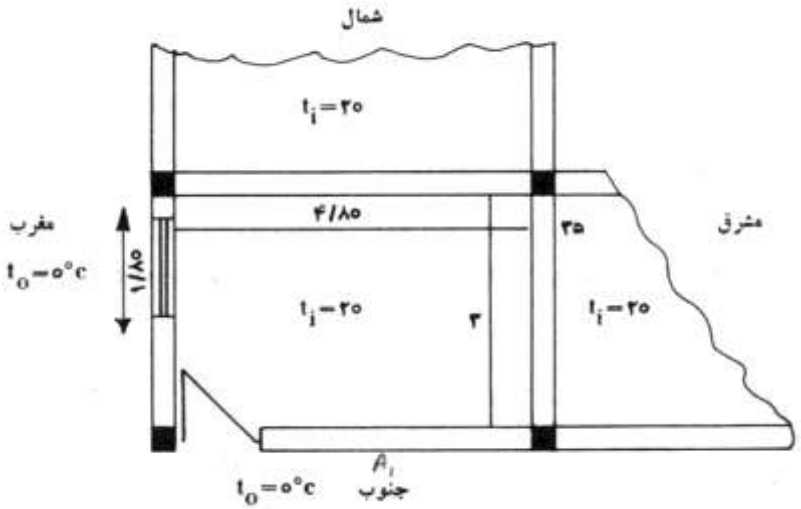
$$H_v = V \times a \times ۰/۳(t_i - t_o) \qquad H_v = ۴۸ \times ۱/۵ \times ۰/۳(۲۰-۰) = ۴۳۲\frac{Kcal}{hr}$$

$$V = ۴ \times ۴ \times ۳ = ۴۸m^۳$$

❸ با مقایسه مقدار H_{in} با H_v ملاحظه می‌گردد مقدار تلفات حرارتی از راه تجدید هوا بیشتر از مقدار تلفات از طریق نفوذ از درزها می‌باشد که در محاسبات اتلاف حرارتی کلی اتاق، بیشتری تلفات، مربوط به تجدید هوا منظور می‌گردد.

در محاسبات، اعداد بدست آمده توسط سیستمهای درزی و حجمی را مقایسه و برای محاسبه تلفات در طراحی، عدد بزرگتر را در نظر میگیرند.

مثال: شکل (۱۲-۱) پلان قسمتی از یک ساختمان مسکونی است که دارای مشخصات زیر می‌باشد:
۱- دیوارها از آجر معمولی توپر با اندود (گچ و خاک و گچ‌کاری) به ضخامت ۳۵ سانتیمتر.
۲- سقف معمولی از مصالح ساختمانی آجر، شیب‌بندی با خرده آجر- دولا گونی و سه لا قیر و آسفالت. ۳- کف خاک‌ریزی شده با موزائیک فرش ۴- درب ورودی چوبی توپر به ابعاد ۱×۲/۲۰ ۵- پنجره از پروفیل آهنی و شیشه ۳ میلیمتری به ابعاد ۲ × ۱/۸۰ ۶- ارتفاع ساختمان ۳ متر.



شکل (۱۲-۱)

مطلوبست:
۱- تلفات حرارتی از دیوارها- پنجره- درب- کف- سقف. ۲- تلفات حرارت از راه تجدید هوا برای یکبار در ساعت.
مقدار ضریب کلی انتقال حرارتی U را از جدول استخراج کنید.

حل:

از جدول (۷-۱) ردیف ۲ برای دیوار ۳۳ سانتی با اندود. $U_1 = ۱/۳ \frac{Kcal}{m^2.^oC}$

از جدول (۸-۱) ردیف آخر برای سقف $U_3 = ۲ \frac{Kcal}{hr.m^2.^oC}$

از جدول (۹-۱) ردیف ۱ برای درب چوبی $U_2 = ۲ \frac{Kcal}{hr.m^2.^oC}$

از جدول (۱۰-۱) ردیف ۳ کف خاکی یا شنی با موزائیک فرش **با میان یابی** $U_5 = \frac{۱/۴+۲}{۲} = ۱/۷$

الف: محاسبه تلفات حرارتی دیوار جنوبی در دو قسمت

۱- تلفات حرارتی از دیوار.

سطح خالص دیوار $A_1 = ۴/۸۰ \times ۳ - ۱ \times ۲/۲ = ۱۲/۲۰$

$H = U_1 A_1 (t_i - t_o)$ $H = ۱/۳ \times ۱۲/۲۰ (۲۰ - ۰) = ۳۱۷/۲ \frac{Kcal}{hr} \rightarrow H_1 = ۳۱۷/۲$

۲- تلفات حرارتی از درب جنوبی. $H_2 = U_2 A_2 (t_i - t_o) = H_2 = ۲ \times ۲/۲ \times ۲۰ = ۸۸ \frac{Kcal}{hr} \rightarrow H_2 = ۸۸$

ب: تلفات حرارتی از دیوار و پنجره غربی

۱- تلفات حرارتی دیوار. $A_۳ = ۳\times۳ - ۲\times۱/۸۰ = ۹ - ۳/۶ = ۵/۴$

$$H_۳ = U_۱A_۳(t_i - t_o) = H_۳ = ۱/۳\times۵/۴\times۲۰ = ۱۴۰/۴\frac{Kcal}{hr} \rightarrow H_۳ = ۱۴۰/۴$$

۲- تلفات پنجره.

$$H_۴ = U_۴A_۴(t_i - t_o) \qquad A_۴ = ۳/۶m^۲ \qquad H_۴ = ۵\times۳/۶\times(۲۰ - ۰) = ۳۶۰\frac{Kcal}{hr} \rightarrow H_۴ = ۳۶۰$$

ج- تلفات از سقف

$$H_۵ = U_۳A_۵(t_i - t_o) \qquad A_۵ = ۳\times۴/۸ = ۱۴/۴m^۲ \qquad H_۵ = ۲\times۱۴/۴\times۲۰ = ۵۷۶\frac{Kcal}{hr} \rightarrow H_۵ = ۵۷۶$$

د- تلفات حرارتی از کف

$$H_۶ = U_۵A_۵(t_i - t_g) \qquad H_۶ = ۱/۷\times۱۴/۴\times(۲۰ - ۱۰) = ۲۴۴/۸\frac{Kcal}{hr} \rightarrow H_۶ = ۲۴۴/۸$$

$$H = H_۱ + H_۲ + H_۳ + H_۴ + H_۵ + H_۶$$

مقدار تلفات حرارتی از طریق دیوارها، کف، سقف، درب و پنجره

$$H = ۳۱۷/۲ + ۸۸ + ۱۴۰/۴ + ۳۶۰ + ۵۷۶ + ۲۴۴/۸ = ۱۷۲۶/۴\frac{Kcal}{hr}$$

مقدار تلفات حرارتی از راه تجدید هوا

$$H_v = a\times V\times۰/۳(t_i - t_o) = \quad H_v = ۱\times۴۳/۲\times۰/۳\times۲۰ \cong ۲۶۰\frac{Kcal}{hr}$$

مقدار کل تلفات حرارتی

$$H_t = H + H_v = ۱۷۲۶/۴ + ۲۶۰ = ۱۹۸۶/۴\frac{Kcal}{hr}$$

توجه: ضریب موقعیت ساختمان که بصورت Z۱% نشان داده شده است ، معمولاً در ساختمانهای مرتفع بیشتر از ۵ طبقه اعمال میگردد و به تناسب تعداد طبقات ۵٪ تا ۱۰٪ در مناطق بادخیز اضافه میگردد و ضریب جهت جغرافیائی برحسب اینکه پنجره شمالی باشد ۵٪ به تلفات افزوده میگردد.

محاسبه بارحرارتی پروژه شماره ..... جدول (۱۴-۱)

۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷	۸	۹	۱۰	۱۱	۱۲	۱۳	۱۴	۱۵	۱۶	۱۷
کد قسمتهای ساختمانی	جهت جغرافیائی سطح مورد محاسبه	ضخامت دیوار	محاسبه سطوح					محاسبه افت حرارتی					اضافات			بارحرارتی
			طول یا عرض	ارتفاع	سطح	تعداد	سطح کم شده	سطح قرارداده شده در محاسبه	ضریب $\frac{U}{W/m^2\cdot K}$ یا $\frac{Kcal}{hr\cdot m^2\cdot ^\circ C}$	تفاوت درجه حرارت $\Delta t \cdot grd$	$\frac{\Delta t \cdot U}{W/m^2}$ یا $\frac{Kcal}{m^2 hr}$	$\frac{H}{W}$ یا $\frac{Kcal}{hr}$	موقعیت ساختمان	جهت جغرافیائی	جمع اضافات	H
		Cm	m	m	m^2	n	m^2	m^2					%z_1	%z_2	%z_2	%z_1
													%z_1	%z_2	%z_2	%z_2

نکته: در روش سریع می‌توان در تهران برای سقف‌های ۳ متری اتلاف حرارت را $450 - 520 \frac{Btu}{hr}$ در نظر گرفت (به ازای هر مترمربع کف)

در روش سریع می‌توان برای کرج، با تقریب خوب تا سقف ۳ متری اتلاف حرارت را $600 - 680 \frac{Btu}{hr}$ در نظر گرفت (به ازای هر مترمربع کف)

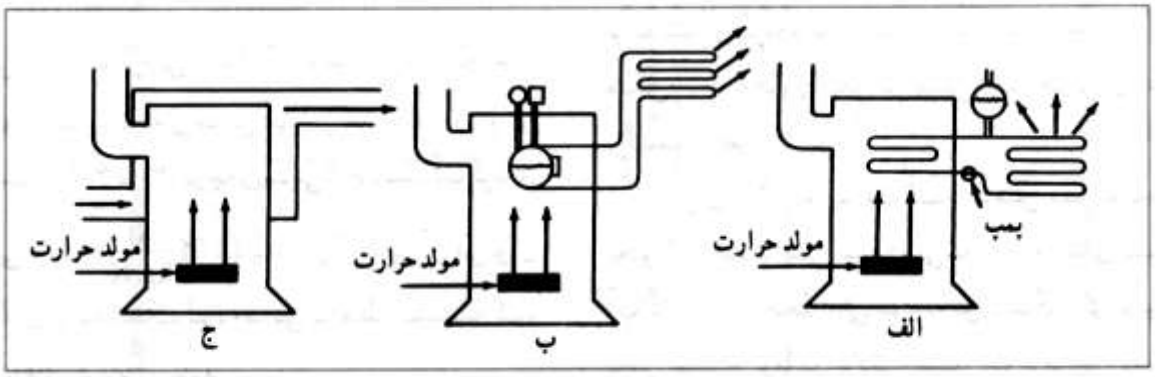
در تهران، ضریب ارتفاع تا ساختمانهای ۷طبقه کاربردی ندارد.

ضریب جهت نیز با توجه به محاسبات بر اساس بار پیک، کاربردی ندارد.

فصل دوم

سیستم‌های حرارت مرکزی

نصب بخاری در هر اتاق برای ساختمانهایی که اتاقهای زیادی دارند مشکلات زیادی از نظر بهره‌برداری، نگهداری و کیفیت کار پیش می‌آورد. در چنین ساختمان‌هایی باید سیستم‌های حرارت مرکزی ایجاد شود. در این سیستم، گرما در محلی به نام موتورخانه یا اتاق مکانیکی تولید شده، توسط سیال واسطه‌ای جذب و به اتاق‌های مختلف هدایت می‌شود. این سیال واسطه، ممکن است آب (شکل ۱-۲- الف)، بخار آب (شکل ۱-۲-ب) و یا هوا (شکل ۱-۲-ج) باشد.



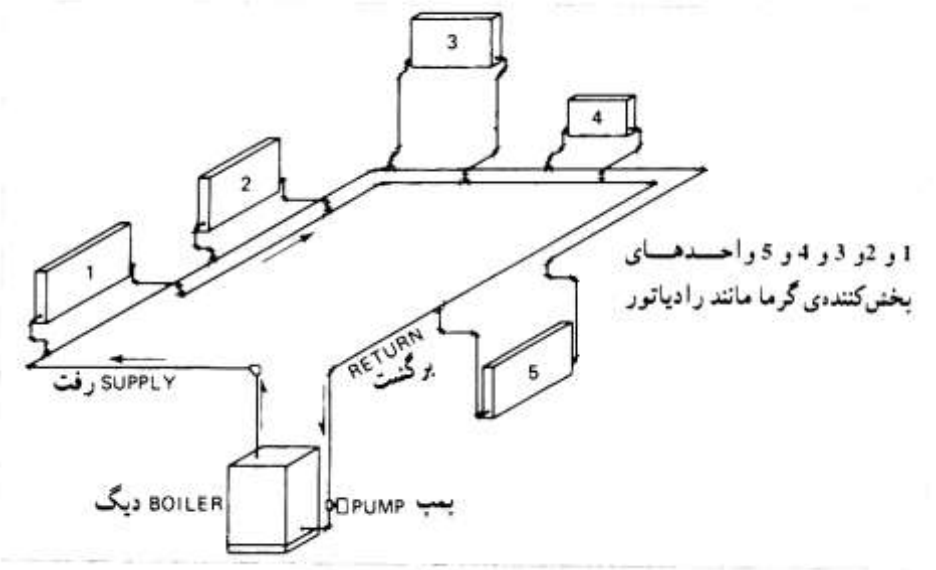
شکل ۱-۲- نمای انواع سیستم‌های حرارت مرکزی

۱-۲- انواع سیستم حرارت مرکزی

سیستم حرارت مرکزی سه نوع است: حرارت مرکزی با آب گرم- حرارت مرکزی با بخار آب- حرارت مرکزی با هوای گرم.

در حرارت مرکزی با آب گرم، گرمای تولید شده توسط مشعل به آب درون دیگ منتقل می‌شود. آب گرم شده به وسیله یک پمپ جریانی و سیستم لوله‌کشی در واحدهای پخش کننده گرما (مانند رادیاتور، فن‌کویل و ....) جریان یافته، گرمای خود را به هوای اتاق می‌دهد و برای جذب گرمای مجدد به طرف دیگ برمی‌گردد. شکل (۲-۲) نمای ساده یک سیستم حرارت مرکزی با آب گرم را نشان می‌دهد.

استفاده از پمپ در مسیر برگشت حرام است و باید در مسیر رفت باشد. در غیر اینصورت مدار هوا میگیرد.



نمای ساده یک سیستم حرارت مرکزی با آب گرم

۲-۲- سیستم حرارت مرکزی با آب گرم

سیستم حرارت مرکزی با آب گرم سه نوع[۱] است:

۱ - سیستم حرارت مرکزی با دمای پائین[۲] که در آن دما تا ($۱۲۰^{o}C$) است.

۲ - سیستم حرارت مرکزی با دمای متوسط[۳] که دمای آن ($۱۷۵^{o}C$-۱۲۰) است.

۳ - سیستم حرارت مرکزی با دمای بالا[۴] که دمای آن ($۲۳۰^{o}C$-۱۷۶) است.

زمانی از سیستم گرمایی با دمای کم استفاده می‌شود که دمای آب در لوله رفت زیرنقطه جوش آب (در حدود $۸۰^{o}C$) و در لوله برگشت بین (۶۰ تا ۷۰) درجه سانتیگراد باشد. آب گرمای ویژه بالایی دارد، ($\frac{kj}{kg.K}$ ۴/۲) بنابراین از طریق آن می‌توان گرمای زیادی را به کمک لوله‌هایی با قطر نسبتاً کم، به پخش‌کننده‌های گرمایی رسانید. سیستم حرارت مرکزی با آب گرم شامل قسمت‌های زیر است:

۱-۲-۲- دستگاه‌های پخش‌کننده گرما: این دستگاهها شامل «کنوکتورها»، «رادیاتورها»، «فن‌کویل‌ها» و «یونیت هیتر» است. آب گرم از طریق «لوله رفت» وارد این دستگاهها شده، در آنها از طریق «هدایت»، «تابش». «وزش» با هوای اتاق تبادل گرمایی انجام می‌دهد و آب خروجی از دستگاه پخش کننده، کاهش دما پیدا می‌کند.

۲-۲-۲- سیستم انتقال آب گرم: سیستم انتقال آب گرم شامل سیستم لوله‌کشی بین دستگاههای پخش ک نن ده و تولیدکننده گرما و پمپ سیرکولاتور است. جریان گردش آب ممکن است به طور طبیعی براساس اختلاف دمای آب رفت و برگشت نیز صورت گیرد. برای بالا بردن سرعت اب و کاهش قطر لوله‌ها، امروزه معمولاً از سیستم پمپی استفاده می‌شود. به وسیله سیستم انتقال آب گرم، آب با حجم ثابتی، پیوسته بین دستگاههای تولیدکننده و پخش‌کننده گرما در گردش است. آب گرمای از دست داده خود در پخش کننده را از دستگاه تولیدکننده آب گرم به دست می‌آورد.

۳-۲-۲- دستگاه‌های مولد آب گرم: که شامل انواع مشعل و دیگ آب گرم است. گرمای حاصل از احتراق سوخت توسط مشعل به آب درون دیگ انتقال یافته، موجب گرم شدن آب عبوری داخل دیگ می‌شود.

۴-۲-۲- نشان‌دهنده‌ها و کنترل کننده‌ها: نشاندهنده‌هایی مانند «ترمومتر» و «مانومتردیگ»، سطح نمای «مخزن گازوئیل» و آب نمای «مخزن انبساط» و کنترل‌هایی مانند «ترموستا ت دیگ»، «ترموستا ت جداری»، «ترموستات اتاقی»، «شیراطمینان» و «رله مشعل» از لوازمی هستند که برای راهبری و نگهداری صحیح سیستم ضرورت دارند.

۵-۲-۲- مخازن: مخزن گازوئیل برای نگهداری گازوئیل مصرفی در زمان خاصی از سال، مخزن گازوئیل روزانه، مخزن انبساط بسته، مخزن انبساط باز، مخزن آب گرم مصرفی از لوازم ضروری و جنبی یک سیستم حرارت مرکزی هستند.

---

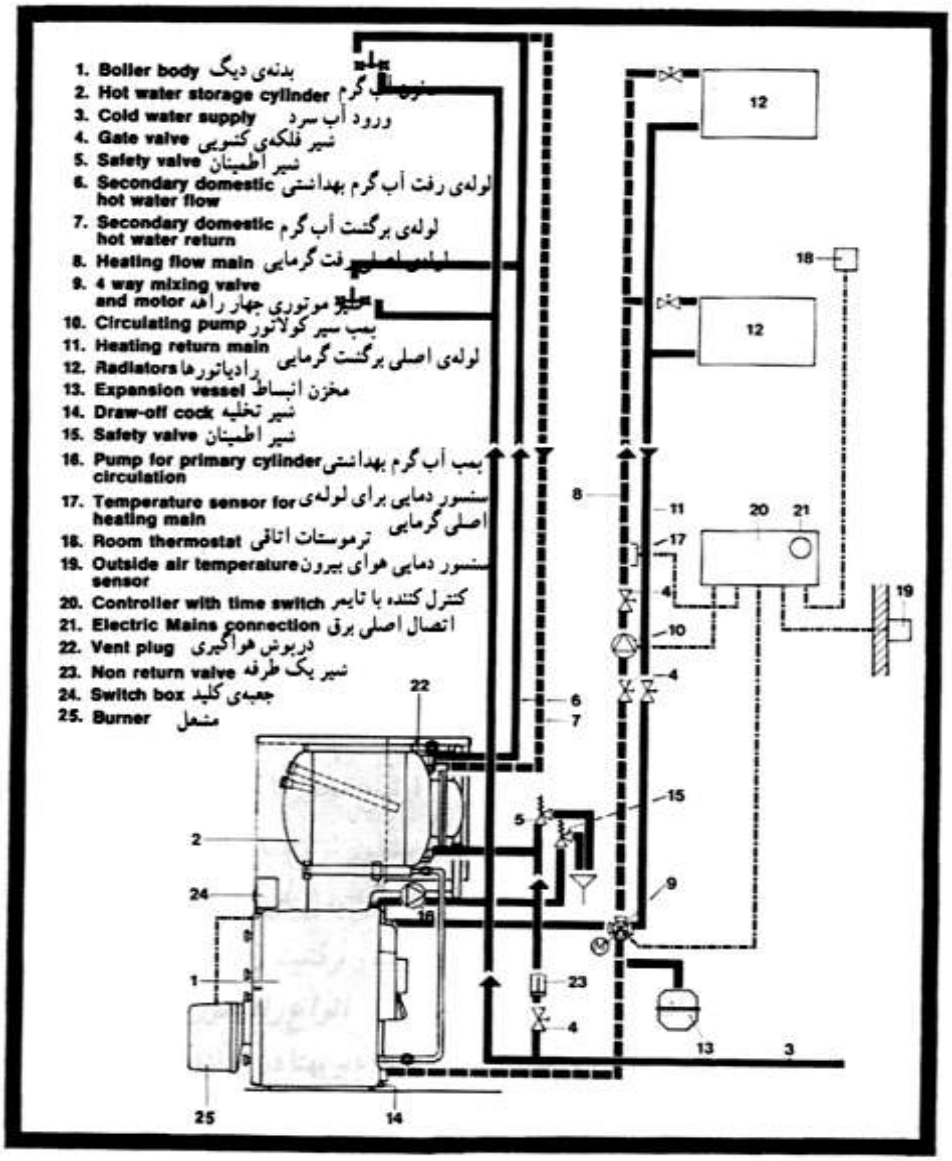
[۱] - تعاریف از مبحث چهاردم مقررات ملی ساختمان ایران آورده شده است [جدول ۱۴-۱۰-۳-۲ «ب»]

[۲]-Low Temperature Water Heating Systems

[۳]-Medium Temperature Water Heating Systems

[۴]-High Temperature Water Heating Systems

نمایش اجزای سیستم: در شکل (۳-۲) نمایش اجزای یک سیستم حرارت مرکزی با آب گرم را مشاهده می‌کنید. در فصل‌های آینده به بررسی اجزای مختلف یک سیستم حرارت مرکزی و محاسبات و روش انتخاب دستگاههای آن خواهیم پرداخت.



شکل ۳-۲- اجزای مختلف یک سیستم حرارت مرکزی با آب گرم

استفاده از پکیج ایراداتی دارد که به شرح ذیل است :

۱. به علت وجود تبخیر در مدار ، کاویتاسیون تبخیری ایجاد میشود که تولید صدا میکند .
۲. حرارت آنها از ۸۰ درجه سانتیگراد بیشتر نمیشود .
۳. راندمان آنها حدود ۶۰٪ سیستم حرارت مرکزی است و مصرف گاز در آنها بیشتر است .
۴. احتیاج به رسوب گیر دارد .
۵. باید برای آن اطاقک درست کرده و دریچه تامین هوا و دودکش نیز تعبیه گردد .

فصل سوم

دستگاههای پخش‌کننده گرما

دستگاههای پخش کننده گرما وسایلی هستند که از انها برای جبران تلفات حرارتی ساختمان و گرم نگه داشتن محل مورد نظر استفاده می‌شود. در این دستگاهها سیال گرم (آب گرم، آب داغ و یا بخار) جریان داشته، گرمای خود را از طریق سطح تبادل کننده حرارت، به محیط منتقل می‌کند.

۱-۳- رادیاتور[۱]ها و انواع آن

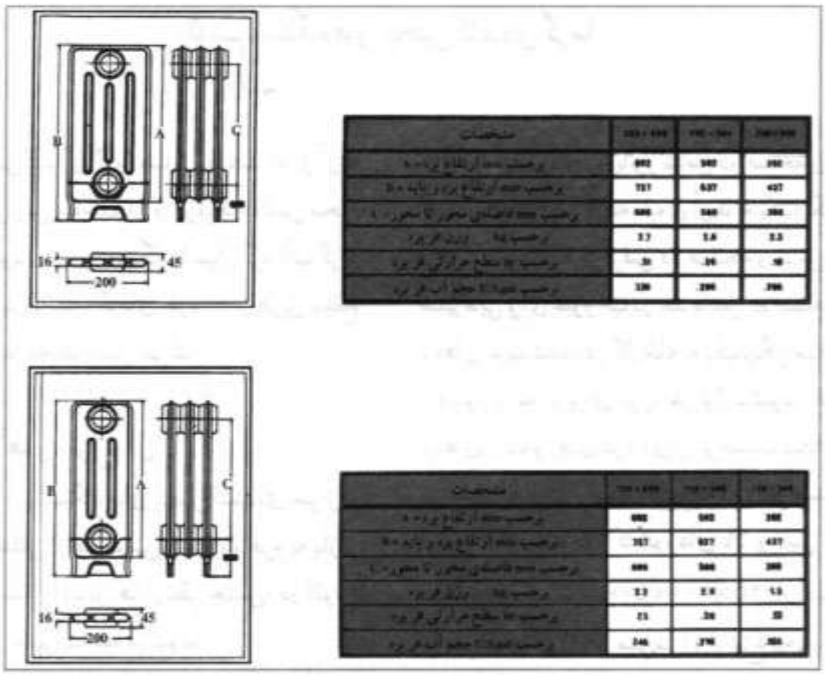
رادیاتورها، یکی از دستگاههای پخش کننده حرارت هستند که در انواع مختلفی از نظر جنس، اندازه و فرم به بازار مصرف عرضه می‌شوند. رادیاتورها از نظر جنس، در انواع فولادی، آلومینیومی و چدنی ساخته می‌شوند.

۱-۱-۳- رادیاتورهای فولادی و ساختمان آنها:

رادیاتورهای فولادی از ورقهای آهن به ضخامت (۱/۲۵ میلی‌متر) در ابعاد و اندازه‌های مختلف، معمولاً به صورت پره‌ای ساخته می‌شوند. هر پره رادیاتور شامل دو صفحه پرس شده است که بر روی هم قرار گرفته، لبه آنها به یکدیگر جوش مقاومتی داده می‌شود. با قرار گرفتن دو صفحه پرس شده بر روی هم، مسیرهایی برای عبور آب در حد فاصل دو صفحه ایجاد می‌گردد.
پره‌های تولید شده، در کارخانه به یکدیگر متصل می‌شوند تا رادیاتور با تعداد پره مورد نظر تولید شود. کارخانه‌ها تعداد پره‌های رادیاتورهای فولادی را برحسب سفارش بازار تولید می‌کنند. اندازه رادیاتورهای فولادی برحسب پهنای پره و ارتفاع محور تا محور کلکتورهای بالا و پایین آن بیان می‌شود. منظور از رادیاتور (۵۰۰×۲۰۰×۲۵) ، رادیاتور (۲۵) پره با پره‌هایی به پهنای (۲۰۰ میلی‌متر) و ارتفاع محور تا محور لوله‌های رفت و برگشت (۵۰۰ میلی‌متر) است.

انواع رادیاتورهای فولادی: رادیاتورهای فولادی از نظر ارتفاع و پهنا در اندازه‌های مختلفی ساخته شده، به بازار عرضه می‌شوند که هرکدام برحسب ابعاد و اندازه‌ی محل نصب رادیاتور در داخل ساختمان، مورد استفاده قرار می‌گیرند. در شکل (۱-۳) چند نمونه رادیاتور فولادی همراه با جدول مشخصات آنها داده شده است. سطح دو طرف رادیاتورهای فولادی یکسان است و پشت و رو ندارند.

[۱]- Radiator

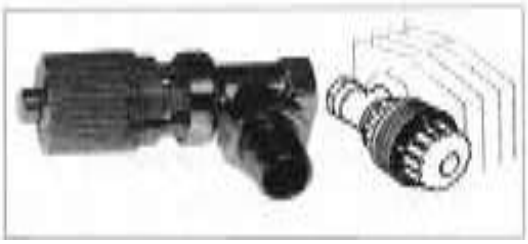


شکل ۱-۳- چند نمونه رادیاتور فولادی و جدول‌های مشخصات آنها

شکل ۲-۳- یک شیر رادیاتور

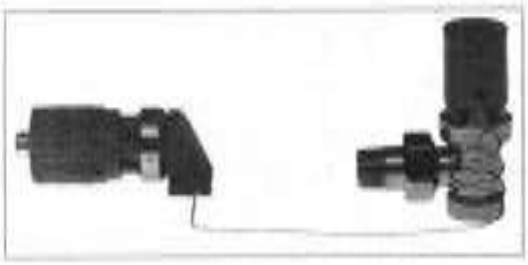
شیر رادیاتور: برای قطع جریان و یا کنترل مقدار جریان آب در رادیاتور، سر راه ورود آب گرم به رادیاتور، شیرمخصوصی به نام «شیر رادیاتور» نصب می‌گردد. شیر رادیاتور معمولاً «دوبل رگلاژ» است، به این معنی که داخل شیر نیز یک قسمت تنظیم شونده وجود دارد که به وسیله آن می‌توان مقطع عبور آب را تنظیم نمود. شیر رادیاتور در حقیقت یک نوع شیر بشقابی زاویه‌ای است. یک طرف این شیرحالت مهره ماسوره‌ای دارد که به رادیاتور متصل می‌گردد و طرف دیگر آن که از داخل به صورت دنده است به لوله ورود آب گرم وصل می‌شود. در شکل (۲-۳) یک شیر رادیاتور نشان داده شده است.

برای کنترل خودکار درجه حرارت محلی که در آن رادیاتور نصب شده است به جای استفاده از شیردستی رادیاتور، می‌توان از شیر خودکار حرارتی رادیاتور (شیر ترموستاتیکی رادیاتور) استفاده کرد. این شیر دارای یک قطعه آکاردئونی فلزی شکل (فانوسه) است که با یک نوع گاز پُر شده است. در اثر بالا رفتن درجه حرارت محل، این گاز منبسط شده، مجرای عبور آب را تنگ می‌کند؛ در نتیجه مقدار دبی آب گرم ورودی به رادیاتور کاهش یافته، قدرت حرارتی رادیاتور و درجه حرارت هوای محل کم می‌شود و در اثر سرد شدن هوای محل، فشار گاز کمتر شده، قطعه آکاردئونی جمع می‌شود و مجرای عبور آب بازتر می‌گردد، در نتیجه مقدار دبی آب گرم ورودی به رادیاتور بیشتر شده، قدرت حرارتی رادیاتور و درجه حرارت هوای محل افزایش می‌یابد. در شکل (۳-۳) یک شیرترموستاتیکی و طریقه اتصال آن به رادیاتور نشان داده شده است.



شکل ۳-۳- یک شیرترموستاتیکی و طریقه نصب آن بر روی رادیاتور

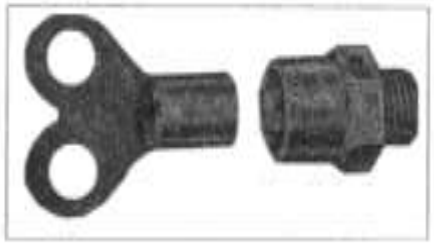
در شیر ترموستاتیکی شکل (۳-۳) چون قسمت «فانوسه» بر روی شیر قرار دارد و شیر نیز بر روی لوله رفت آب گرم و رادیاتور نصب شده است، هم گرمای حاصل از هدایت و هم گرمای هوای خروجی از رادیاتور بر آن اثر می کند و از هوای محل کمتر تاثیر می‌پذیرد؛ برای رفع این اشکال و کنترل بهتر هوای محل، می‌توان از شیرهای ترموستاتیکی مخصوصی که فانوسه آنها جدا از شیر است استفاده کرد. فانوسه را باید در محل مناسبی بر روی دیوار نصب کرد، در این حالت ارتباط فانوسه با شیر به وسیله یک لوله مویی است. شیرهای ترموستاتیکی نیز به وسیله دست قابل باز و بسته شدن هستند. در شکل (۴-۳) یک نمونه از این شیر نشان داده شده است.



شکل ۴-۳- یک شیر ترموستاتیکی رادیاتور از نوع فانوسه جدا

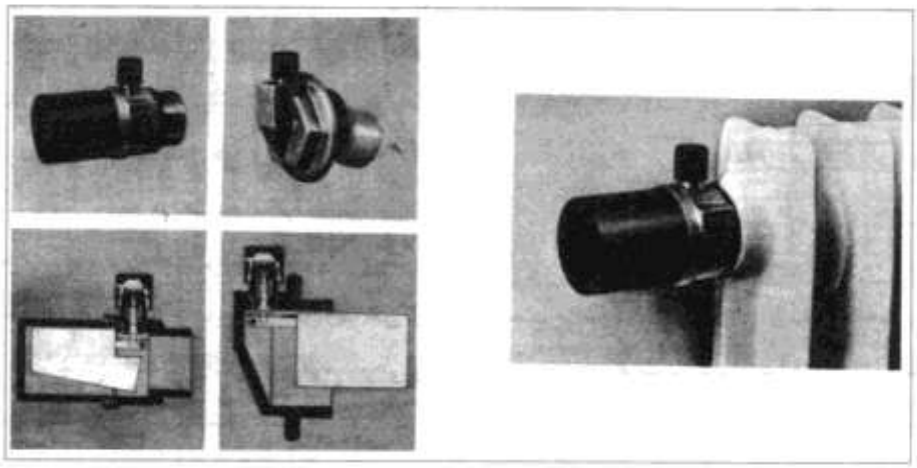
زانو قفلی رادیاتور: بر روی لوله برگشت رادیاتور، زانوی مخصوصی به نام «زانو قفلی» نصب می‌گردد. یک طرف این زانو مانند شیر رادیاتور حالت مهره ماسوره دارد که بر روی رادیاتور نصب می‌شود و طرف دیگر ان که از داخل به صورت دنده است بر روی لوله نصب می‌گردد. ساختمان زانو قفلی مانند شیر است و به وسیله آن می‌توان مجرای عبور آب را باز و بسته نمود؛ با این تفاوت که قسمت عمل کننده آن که در زیر درش زانو قرار گرفته به طور معمول، به وسیله آچار «آلن» باز و بسته می‌شود. باید توجه داشت که هنگام جداسازی رادیاتور از شبکه لوله‌کشی هم شیر رادیاتور (لوله رفت) و هم زانو قفلی (لوله برگشت) را باید بست و سپس اقدام به باز کردن مهره ماسوره‌ها و رادیاتور نمود. تا چند سال پیش، زانوهای رادیاتور فاقد قسمت شیرمانند داخلی بود به همین علت امکان جداسازی یک رادیاتور از شبکه، در حالی که بقیه رادیاتورها در حال کار بودند، وجود نداشت.

شیر هواگیری رادیاتور: برای تخلیه هوای داخل شبکه لوله‌کشی و رادیاتورها، در زمان آب‌اندازی و نیز خارج نمودن حباب‌های هوایی (که در اثر گرم شدن آب در دیگ از آن جدا شده و همراه جریان آب گرم از طریق شبکه لوله‌کشی به داخل رادیاتور هدایت می‌شود) در بالای رادیاتور یک شیر مخصوص به نام «شیرهواگیری» نصب می‌کنند. شیرهای هواگیری رادیاتور در دو نوع: دستی و خودکار به بازار عرضه می‌شوند. در شکل (۵-۳) نوع دستی شیر هواگیری رادیاتور که رایج‌تر است همراه آچار آن نشان داده شده است.



شکل ۵-۳- یک شیرهواگیری دستی رادیاتور با آچار آن

در ساختمان نوع خودکار شیرهای هواگیری، از شناوری متصل به یک سوزن استفاده شده است؛ در صورت وجود هوا در محفظه شیر، شناور و سوزن متصل به آن پایین آمده، مجرای خروج هوا باز می‌شود. با خارج شدن هوا و ورود آب به محفظه، شناور بالا آمده، به وسیله سوزن، مجرا بسته می‌شود. استفاده از این شیرها به دلیل گرانی، آب‌بندی نشدن و چکه کردن آب از آنها متداول نشده است. در شکل (۶-۳) دو نمونه از این شیر نشان داده شده است.



شکل ۶-۳- دو نمونه شیرهواگیری خودکار رادیاتور

محاسبه سطح حرارتی مورد نیاز: سطح حرارتی مورد نیاز برای گرم نگه داشتن یک محل به وسیله رادیاتور را می‌توان از فرمول $\left(A=\frac{H}{H_R}\right)$ به دست آورد که در آن:

A= سطح حرارتی رادیاتور مورد نیاز برحسب مترمربع؛ H= تلفات حرارتی محل گرم شده برحسب وات؛ H_R= قدرت حرارتی یک مترمربع رادیاتور برحسب وات است.

محاسبه تلفات حرارتی محل که همان بار گرمایی ساختمان است در فصل سوم بیان شده است. قدرت حرارتی یک مترمربع رادیاتور را به روش زیر می‌توان محاسبه کرد:

اگر درجه حرارت آب گرم ورودی به رادیاتور را با «t_S» و درجه حرارت آب گرم برگشتی از رادیاتور را با «t_R» نشان دهیم، درجه حرارت متوسط آب در داخل رادیاتور از رابطه $\left(t_m=\frac{t_S+t_R}{۲}\right)$ به دست می‌آید.

حال اگر درجه حرارت هوای محل گرم شده (درجه حرارت بیرون پره رادیاتور) را «t_I» بنامیم، اختلاف درجه حرارت دو طرف جدار رادیاتور چنین خواهد شد: $\left(\Delta t_m=\frac{t_S+t_R}{۲}+t_I\right)$

مقدار «U» ضریب انتقال حرارتی رادیاتور چدنی $\left(۸/۷\frac{W}{m^۲.K}\right)$ در نظر گرفته می‌شود.

اگر مقدار «t_S» برابر (90^oC) و «t_R» مساوی (70^oC) و درجه حرارت محل « t_I» نیز برابر (20^oC) در نظر گرفته شوند، چنین خواهیم داشت: $H = AU\Delta t$ و $H_R = AU\left(\frac{t_S + t_R}{2} - t_I\right)$

قدرت حرارتی یک مترمربع رادیاتور H_R=۵۲۲W و $H_R = ۱\times ۸/۷\left(\frac{۹۰+۷۰}{۲} - ۲۰\right)$. حال اگر اتلاف حرارتی یک اتاق (۴۴۴۰) وات باشد، سطح حرارتی مورد نیاز برای گرم نگه داشتن آن اتاق تا (20^oC) چنین به دست می‌آید:

$$A = \frac{H}{H_R} \text{ و } A = \frac{۴۴۴۰}{۵۲۲} = ۸/۵ m^۲$$

انتخاب رادیاتور فولادی: کارخانه‌های سازنده رادیاتور، قدرت حرارتی هر پره رادیاتور تولیدی خود را در انواع مختلف مطابق با استاندارد، در کاتالوگ‌هایی به صورت جدول ارائه می‌نمایند، که با استفاده از آنها می‌توان تعداد پره رادیاتور مورد نیاز هر محل را تعیین نمود. در جدول‌های (۱-۵) و (۲-۵) قدرت حرارتی چند مدل رادیاتور فولادی در شرایط استاندارد داده شده است.

مقادیری که در جدول برای «K» منظور شده است ضریب کلی انتقال حرارت (U) رادیاتور است برحسب $\left(\frac{kcal}{hr.m^۲.^cC}\right)$

(**تذکر:** یک وات برابر $۳/۴۱۳ \frac{Btu}{hr}$ و مساوی $۰/۸۶ \frac{Kcal}{hr}$ است.)

مثال: تلفات حرارتی اتاق (۳) کیلووات است، چند پره‌ی رادیاتور (۵۰۰×۲۰۰) باید در آن اتاق نصب گردد؟

$$H = ۳۰۰۰ \times ۰/۸۶ = ۲۵۸۰ \frac{Kcal}{hr} \text{ و } H \frac{Kcal}{hr} = W \times ۰/۸۶$$

با مراجعه به جدول (۲-۳) ملاحظه می‌شود تعداد (۲۴) پره از رادیاتور مورد نظر برای این اتاق کافی است.

جدول ۱-۳- مشخصات چند نمونه از رادیاتورهای فولادی در اندازه‌های مختلف با شرایط استاندارد

تعداد پره	طول رادیاتور بر حسب mm	150 × 600 K=۷/۲ برای اختلاف دمای ۶۰°C BTU/H	KCAL/H	سطح حرارتی M²	150 × 600 K=۷/۳ برای اختلاف دمای ۶۰°C BTU/H	KCAL/H	سطح حرارتی M²	150 × 300 K=۷/۷ برای اختلاف دمای ۶۰°C BTU/H	KCAL/H	سطح حرارتی M²
1	45	395	100	0.23	345	90	0.20	240	60	0.13
2	90	785	200	0.46	695	175	0.40	475	120	0.26
3	135	1180	300	0.69	1040	265	0.60	715	180	0.39
4	180	1575	395	0.92	1390	350	0.80	950	240	0.52
5	225	1965	495	1.15	1735	440	1.00	1190	300	0.65
6	270	2360	595	1.38	2080	525	1.20	1425	360	0.78
7	315	2755	695	1.61	2430	615	1.40	1665	420	0.91
8	360	3150	795	1.84	2775	700	1.60	1905	480	1.04
9	405	3540	895	2.07	3120	790	1.80	2140	540	1.17
10	450	3935	995	2.30	3470	875	2.00	2380	600	1.30
11	495	4330	1095	2.53	3815	965	2.20	2615	660	1.43
12	540	4720	1190	2.76	4165	1050	2.40	2855	720	1.56
13	585	5115	1290	2.99	4510	1140	2.60	3090	780	1.69
14	630	5510	1390	3.22	4855	1225	2.80	3330	840	1.82
15	675	5900	1490	3.45	5205	1315	3.00	3570	900	1.95
16	720	6295	1590	3.68	5550	1400	3.20	3805	960	2.08
17	765	6690	1690	3.91	5895	1490	3.40	4045	1020	2.21
18	810	7080	1790	4.14	6245	1575	3.80	4280	1080	2.34
19	855	7475	1890	4.37	6590	1665	3.80	4520	1140	2.47
20	900	7870	1985	4.60	6940	1750	4.00	4755	1200	2.60
21	945	8265	2085	4.83	7285	1840	4.20	4995	1260	2.73
22	990	8655	2185	5.06	7630	1925	4.40	5230	1320	2.86
23	1035	9050	2285	5.29	7980	2015	4.60	5470	1380	2.99
24	1080	9445	2385	5.52	8325	2100	4.80	4710	1440	3.12
25	1125	9835	2485	5.75	8670	2190	5.00	5945	1500	3.25
26	1170	10230	2585	5.98	9020	2280	5.20	6185	1560	3.38
27	1215	10625	2685	6.21	9365	2365	5.40	6420	1620	3.51
28	1260	11015	2780	6.44	9715	2455	5.60	6660	1680	3.64
29	1305	11410	2880	6.67	10060	2540	5.80	6895	1740	3.77
30	1350	11805	2980	6.90	10405	2630	6.00	7135	1800	3.90
31	1395	12195	3080	7.13	10755	2715	6.20	7375	1860	4.03
32	1440	12590	3180	7.36	11100	2805	6.40	7610	1920	4.16
33	1485	12985	3280	7.59	11450	2890	6.60	7850	1980	4.29
34	1530	13380	3380	7.82	11795	2980	6.80	8085	2040	4.42
35	1575	13770	3480	8.05	12140	3065	7.00	8325	2100	4.55
36	1620	14165	3575	8.28	12490	3155	7.20	8560	2160	4.68
37	1665	14560	3675	8.51	12835	3240	7.40	8800	2220	4.81
38	1710	14950	3775	8.74	13180	3330	7.60	9040	2280	4.94
39	1755	15345	3875	8.97	13530	3415	7.80	9275	2340	5.07
40	1800	15740	3975	9.20	13875	3505	8.00	9515	2400	5.20

جدول ۲-۳- مشخصات چند نمونه از رادیاتور فولادی در اندازه‌های مختلف با شرایط استاندارد

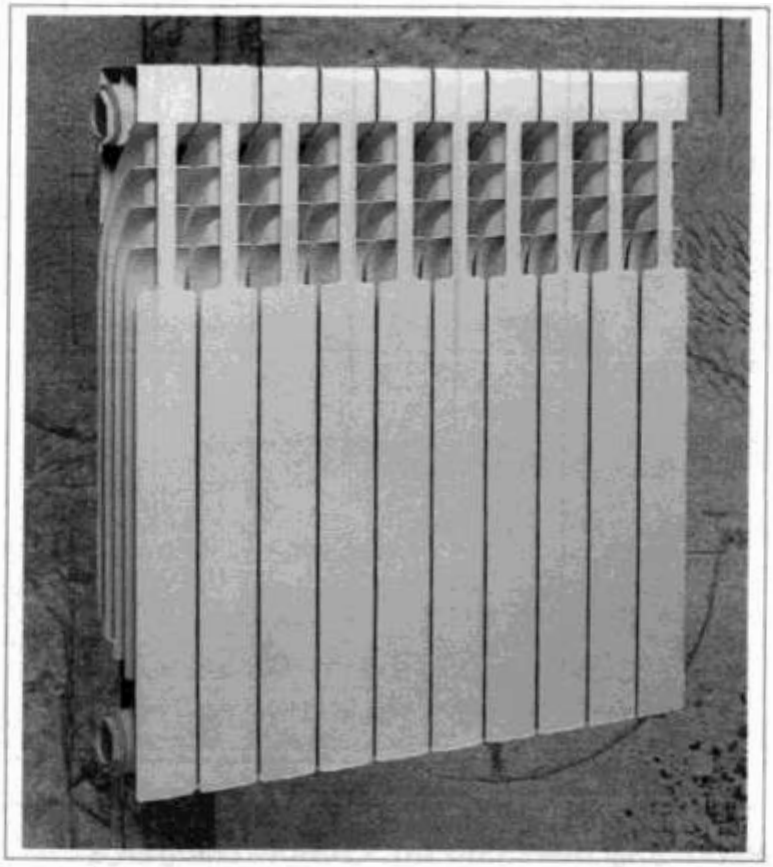
تعداد پره	طول رادیاتور mm	200 × 600 K-۷/۲ برای اختلاف دمای ۶۰°C		سطح حرارتی M	200 × 500 K-۷/۲ برای اختلاف دمای ۶۰°C		سطح حرارتی M	200 × 300 K-۷/۲ برای اختلاف دمای ۶۰°C		سطح حرارتی M
		BTU/H	KCAL/H		BTU/H	KCAL/H		BTU/H	KCAL/H	
1	45	500	125	0.30	440	110	0.26	300	75	0.17
2	90	1000	250	0.60	880	220	0.52	600	150	0.34
3	135	1495	380	0.90	1315	330	0.78	895	225	0.51
4	180	1995	505	1.20	1755	445	1.04	1195	300	0.68
5	225	2495	630	1.50	2195	555	1.30	1595	375	0.85
6	270	2995	755	1.80	2630	665	1.56	1795	455	1.02
7	315	3495	880	2.10	3070	775	1.82	2090	530	1.19
8	360	3990	1010	2.40	3510	885	2.08	2390	605	1.36
9	405	4490	1135	2.70	3945	995	2.34	2690	680	1.53
10	450	4990	1260	3.00	4385	1110	2.60	2990	755	1.70
11	495	5490	1385	3.30	4825	1220	2.86	3290	830	1.87
12	540	5990	1510	3.60	5265	1330	3.12	3585	905	2.04
13	585	6485	1640	3.90	5700	1440	3.38	3885	980	2.21
14	630	6985	1765	4.20	6140	1550	3.64	4185	1055	2.38
15	675	7485	1890	4.50	6580	1660	3.90	4485	1130	2.55
16	720	7985	2015	4.80	7020	1770	4.16	4780	1210	2.72
17	765	8480	2140	5.10	7455	1885	4.42	5080	1285	2.89
18	810	8980	2270	5.40	7895	1995	4.68	5380	1360	3.06
19	855	9480	2395	5.70	8335	2105	4.94	5680	1435	3.23
20	900	9980	2520	6.00	8770	2215	5.20	5980	1510	3.40
21	945	10480	2645	6.30	9210	2325	5.46	6275	1585	3.57
22	990	10975	2770	6.60	9650	2435	5.72	6575	1660	3.74
23	1035	11475	2900	6.90	10090	2545	5.98	6875	1735	3.91
24	1080	11975	3025	7.20	10523	2660	6.24	7175	1810	4.08
25	1125	12475	3150	7.50	10965	2770	6.50	7475	1885	4.25
26	1170	12975	3275	7.80	11405	2880	6.76	7770	1960	4.42
27	1215	13470	3400	8.10	11840	2990	7.02	8070	2040	4.59
28	1260	13970	3530	8.40	12280	3100	7.28	8370	2115	4.76
29	1305	14470	3655	8.70	12720	3210	7.54	8670	2190	4.93
30	1350	14970	3780	9.00	13160	3325	7.80	8965	2265	5.10
31	1395	15470	3905	9.30	13595	3435	8.06	9265	2340	5.27
32	1440	15965	4030	9.60	14035	3545	8.32	9565	2415	5.44
33	1485	16465	4160	9.90	14475	3655	8.58	9865	2490	5.61
34	1530	16965	4285	10.20	14915	3765	8.84	10165	2565	5.78
35	1575	17465	4410	10.50	15350	3875	9.10	10460	2640	5.95
36	1620	17905	4535	10.80	15790	3985	9.36	10760	2715	6.12
37	1665	18460	4660	11.10	16230	4100	9.62	11060	2795	6.29
38	1710	18960	4790	11.40	16665	4210	9.88	11360	2870	6.46
39	1755	19460	4915	11.70	17105	4320	10.14	11665	2945	6.63
40	1800	19960	5040	12.00	17545	4430	10.40	11965	3020	6.80

۲-۱-۳- رادیاتورهای آلومینیومی و ساختمان آنها: رادیاتورهای آلومینیومی نیز به صورت پره‌ای از جنس آلومینیوم تولید و معمولاً در قطعات (۵)، (۷) و (۱۰) پره به بازار عرضه می‌شوند. لبه کلکتور بالا و پایین این رادیاتورها در یک طرف از داخل رزوه راست گرد و در طرف دیگر رزوه چپ‌گرد می‌شود، به این ترتیب رادیاتورها را می‌توان به وسیله مغزی‌هایی که نصف طول آن دنده راست‌گرد و نصف دیگر آن. چپ‌گرد است به یکدیگر متصل نمود. به عنوان مثال برای رادیاتور (۱۵) پره، یک دستگاه رادیاتور (۵) پره را با یک دستگاه رادیاتور (۱۰) پره به هم متصل می‌کنند.

انواع رادیاتورهای آلومینیومی: رادیاتورهای آلومینیومی در انواع مختلفی از نظر: پهنا، ضخامت پره، ارتفاع محور تا محور، کلکتورهای بالا و پایین، شکل ظاهری، قدرت حرارتی متفاوت و با شرایط استاندارد، تولید و به بازار عرضه می‌شوند.

در شکل‌های (۷-۳) و (۸-۳) چند نمونه از رادیاتور آلومینیومی همراه با جدول مشخصات آنها نشان داده شده است.

شکل ۷-۳- رادیاتور مدل ترموکالر و جدول مشخصات آن



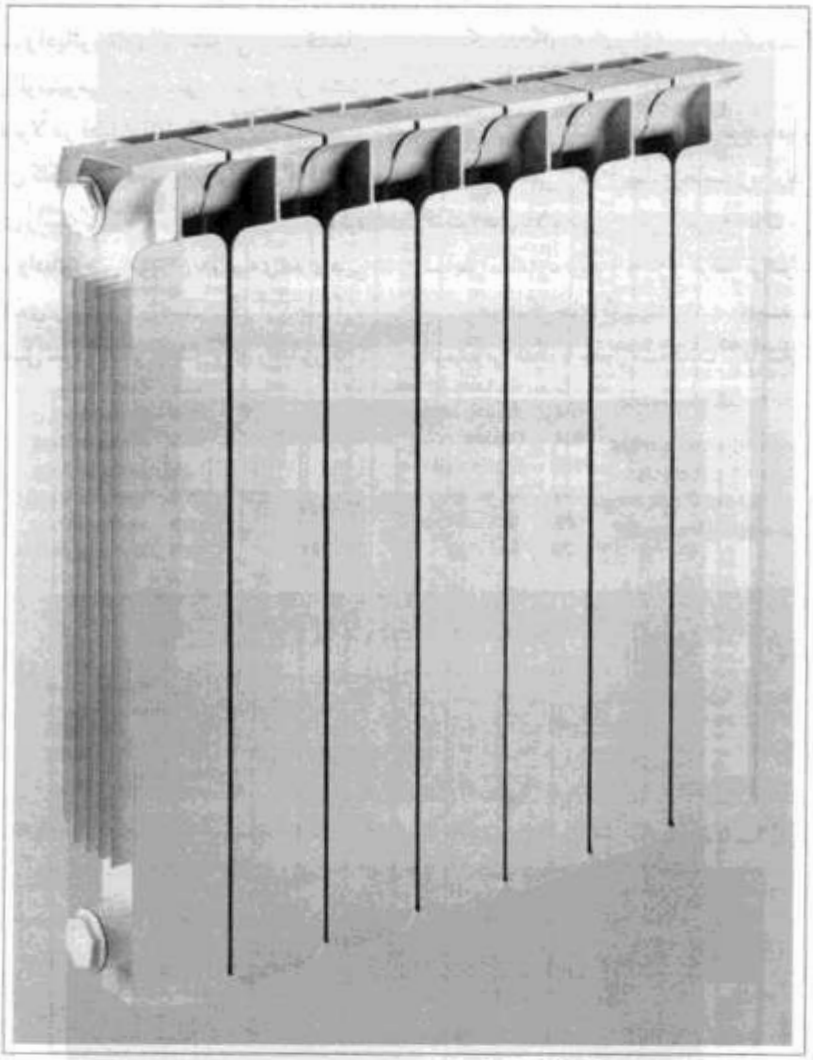
THERMAL AND DIMENSIONAL CHARACTERISTICS

MODEL	DIN EN442				A	B	C	D	E	F	G	Water content	Weight of element
TERMOCALOR	Watt	Kcal/h	Btu/h	η	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Inch	Liter	Kg
500	145	125	496	1.317	585	500	80	61	25	150	1¼	0.47	1.50

Output in Watt/hr Δt at 60° C (180° F) mean water to room temperature from tests carried out in accordance with DIN EN442.

Outputs of other Δt calculated as follows: $Q = Qn\ (\frac{\Delta t}{60})^{\eta}$

شکل ۸-۳- رادیاتور مدل تمپو و جدول مشخصات آن

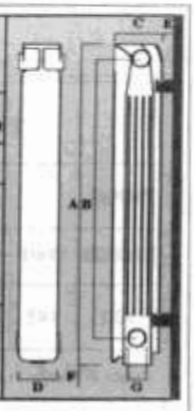


THERMAL AND DIMENSIONAL CHARACTERISTICS

MODEL	DIN EN442				A	B	C	D	E	F	G	Water content	Weight of element
TEMPO	Watt	Kcal/h	Btu/h	η	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Inch	Liter	Kg
600	194	167	662	1.321	678	600	97	80	25	150	1	0.52	1.87
500	162	140	553	1.306	585	500	95	80	25	150	1	0.59	1.71
350	125	107	426	1.306	430	350	95	80	25	150	1	0.34	1.29

Output in Watt/hr Δt at 60° C (100° F) mean water to room temperature from tests carried out in accordance with DIN EN442

Outputs of other Δt calculated as follows: $Q = Qn\ (\frac{\Delta t}{60})^{\eta}$



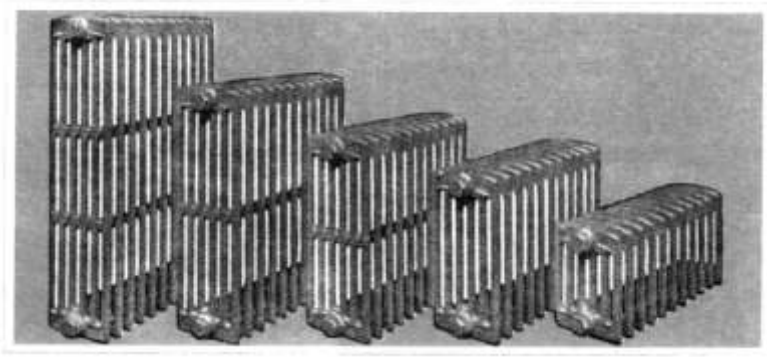
انتخاب رادیاتور آلومینیومی: کارخانه‌های سازنده رادیاتور آلومینیومی نیز قدرت حرارتی استاندارد هر پره رادیاتور تولیدی خود را در جدولی ارائه می‌نمایند که با استفاده از آنها به سادگی می‌توان تعداد پره مورد نیاز یک محل را تعیین نمود.

در جدول مربوط به شکل‌های (۷-۳) و (۸-۳) قدرت هر پره رادیاتورهای مختلف با شرایط استاندارد برحسب سه واحد: وات، کیلوکالری برساعت و بی‌تی‌یو بر ساعت داده شده است.

مثال: تلفات حرارتی اتاقی (۲۴۰۰) وات است اگر بخواهیم از رادیاتور آلومینیومی مدل «تمپو ۵۰۰» استفاده کنیم چند پره رادیاتور باید در این اتاق نصب گردد؟
پاسخ: در جدول رادیاتور مدل تمپو قدرت حرارتی هر پره این رادیاتور (۱۶۲) وات است، بنابراین:
تعداد پره لازم = ۲۴۰۰ ÷ ۱۶۲ = ۱۴/۸ = ۱۵ پره
که باید یک دستگاه (۱۰) پره و یک دستگاه (۵) پره را به یکدیگر متصل نمود.

۳-۱-۳- رادیاتورهای چدنی و ساختمان آنها:

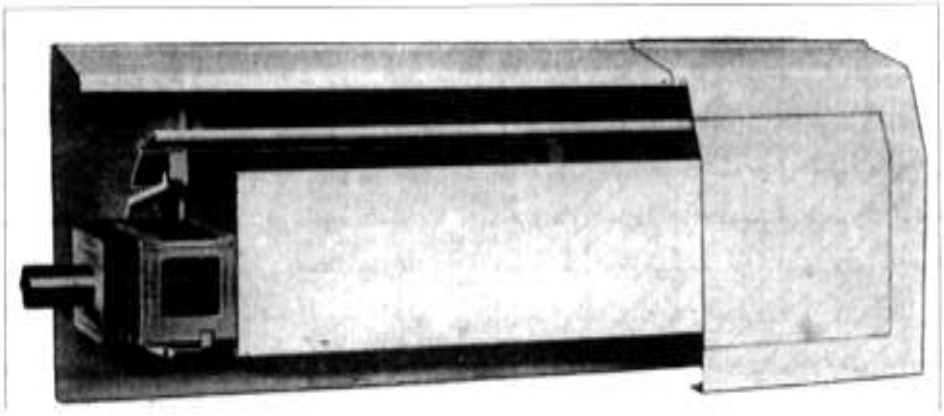
رادیاتورهای چدنی به صورت پره‌ای و به روش ریخته‌گری در ابعاد و اندازه‌های مختلف از چدن ساخته می‌شود. اتصال پره‌های این رادیاتور به یکدیگر به وسیله مغزی «چپ‌گرد- راست‌گرد» و یا مغزی‌های «جازدنی» (که دو سر آن به صورت کونیک تراشیده شده است) انجام می‌گردد. این رادیاتور برای کار در فشار (۴ atm) و تحمل حداکثر درجه حرارت (۱۱۰°C) مناسب است. مزیت این رادیاتور نسبت به رادیاتورهای فولادی، مقاومت بیشتر آن در مقابل زنگ‌زدگی است و به همین علت برای جاهای مرطوب مثل حمام مناسب است، عیب این رادیاتور این است که خطر شکستگی آن بیشتر است. لازم به ذکر است که با متداول شدن استفاده از رادیاتورهای آلومینیومی، روز به روز کاربرد رادیاتور چدنی کمتر شده است. در شکل (۹-۳) چند نمونه از رادیاتور چدنی نشان داده شده است.



شکل ۹-۳- چند نمونه از رادیاتور چدنی

۳-۲- کنوکتور و ساختمان آن

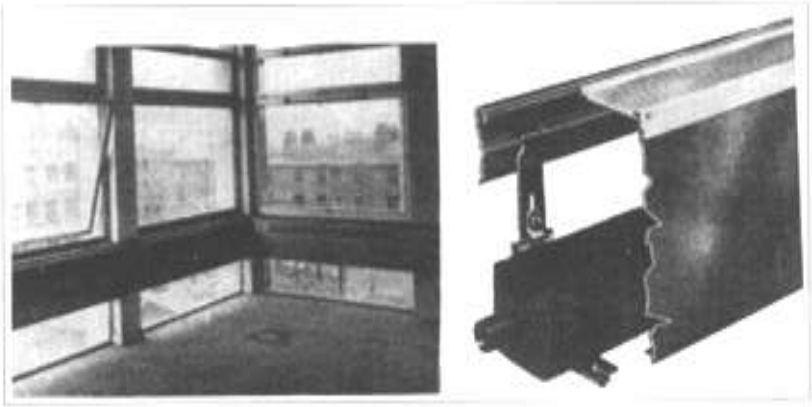
«کنوکتور» از یک یا چند لوله پره‌دار که در داخل محفظه‌ای قرار گرفته‌اند، تشکیل شده است. این دستگاه در اندازه‌های مختلفی از نظر طول، ارتفاع و پهنا ساخته می‌شود. لوله‌های پره‌دار ممکن است از نوع لوله‌های آهنی و یا غیرآهنی مانند لوله‌های مسی باشند. هوا از قسمت پایین وارد و پس از گرم شدن به روش جابه‌جایی از دریچه بالا خارج شده، وارد فضای موردنظر می‌شود. در محل خروج هوا از کنوکتور «دمپری» وجود دارد که به وسیله آن می‌توان مقدار جریان هوا و در نتیجه قدرت حرارتی کنوکتور را تنظیم کرد. کاربرد کنوکتور در جایی که از آب داغ و یا بخار به عنوان حامل انرژی حرارتی استفاده می‌شود مناسب است، زیرا به علت داشتن پوشش بر روی لوله‌ها امکان تماس بدن با سطوح داغ لوله‌ها و پره‌ها وجود ندارد. در شکل (۱۰-۳) یک نوع کنوکتور نشان داده شده است.



شکل ۱۰- ۳- یک نوع کنوکتور

۱-۲-۳- انواع کنوکتور: به طور کلی کنوکتورها در دو نوع: «روکار» و «توکار» ساخته می شوند. در نوع روکار آن، لوله‌ها توسط کارخانه سازنده در داخل کابینتی نصب می‌گردد.

نوع توکار آن بدون کابینت است. به عبارت دیگر فقط لوله‌های پره‌دار است که در محل فرورفتگی دیوار، بر روی آن نصب می‌شود و با پیش‌بینی دریچه‌ای در پایین و بالا برای ورود و خروج هوا، سایر قسمت‌های جلوی آن با مصالح ساختمانی (نظیر رابیتس و گچ و خاک) پوشیده شده، مانند سایر قسمت‌ها، نازک‌کاری و رنگ می‌شود؛ در این صورت باید پیش‌بینی لازم برای پیاده کردن لوله‌ها جهت انجام تعمیرات به عمل آید و یا این که در جلوی آن، صفحات برداشتنی فلزی و یا چوبی نصب گردد. در شکل (۱۱-۳) یک نوع کنوکتور بدون کابینت نشان داده شده است.



شکل ۱۱-۳- کنوکتور بدون کابینت.

۳-۳- یونیت هیتر و ساختمان آن

«یونیت هیتر» یا واحد گرم کننده، دستگاهی است که از آن برای گرم کردن فضاهای بزرگ (نظیر سالن‌های سرپوشیده ورزشی، سالن‌های کارخانه‌ها و غیره) استفاده می‌شود. هر دستگاه یونیت هیتر از قسمت‌های مختلفی به شرح زیر تشکیل شده است:

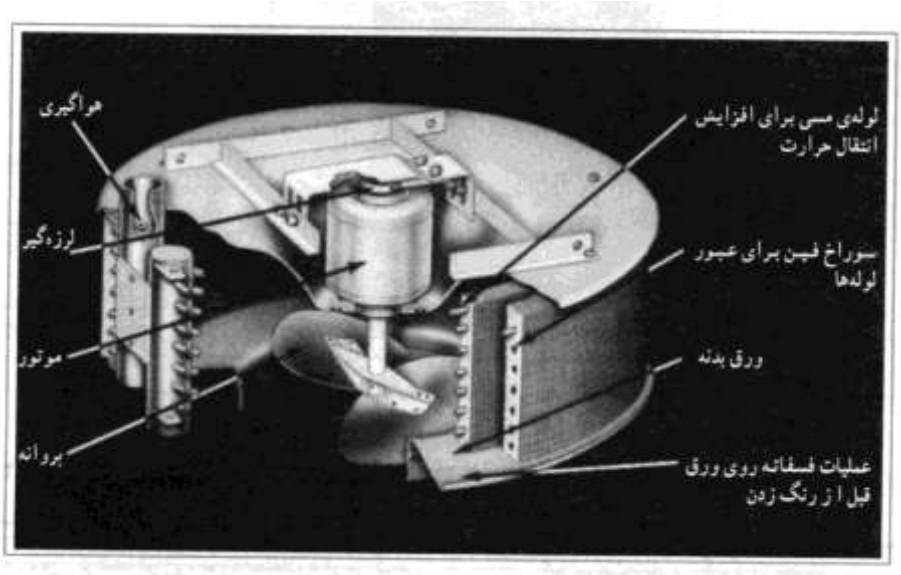
۱- «کویل» با لوله‌های پره‌دار، که در داخل آن آب گرم، آب داغ و یا بخار به عنوان حامل انرژی حرارتی جریان دارد. برحسب نوع یونیت هیتر، کویل ممکن است صاف، مکعبی شکل، گرد و یا دایره‌ای شکل باشد.

۲- «پروانه» و یا «فن»، که وظیفه عبور دادن هوا از روی کویل و به جریان انداختن هوا در داخل فضای گرم شونده را عهده‌دار است. این فن برحسب ظرفیت و فشار هوادهی ممکن است از نوع «ملخی» (پنکه‌ای) و یا «سانتریفوژ» (گریز از مرکز) باشد.

۳ - پره‌های جهت‌دهنده هوا، که به وسیله آنها می‌توان هوای خروجی از یونیت هیتر را به قسمت‌های مختلف محل گرم شونده هدایت نمود.

۴ - کابینت و یا محفظه، که پروانه و کویل در داخل آن و پره‌های جهت دهنده هوا بر روی آن نصب می‌گردند.

در شکل (۱۲-۳) یک دستگاه یونیت هیتر نشان داده شده است.



شکل ۱۲-۳- یک دستگاه یونیت هیتر

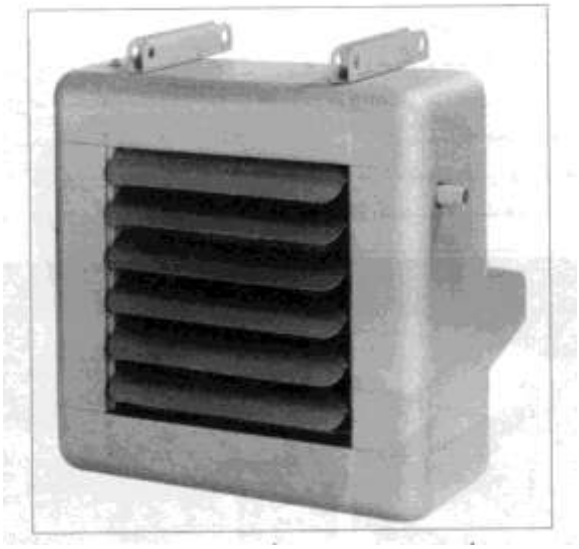
۱-۳-۵- انواع یونیت هیتر: یونیت هیترها به روشهای مختلفی به شرح زیر طبقه‌بندی می‌شوند:

۱- از نظر واسطه و انرژی حرارتی: در این طبقه‌بندی، یونیت هیتر به انواع آبی، بخار آبی و برقی تقسیم‌بندی می‌شوند.

۲- از نظر نوع پروانه (فن): در این طریقه دسته‌بندی، یونیت هیترها به انواع با پروانه‌ی ملخی (پروانه پنکه‌ای) و با پروانه سانتریفوژ دسته‌بندی می‌شوند.

۳- از نظر ترتیب قرارگرفتن قطعات: در این روش، یونیت هیترها به نوع مکنده (که هوا به وسیله پروانه از روی کویل مکیده می‌شود) و نوع دمنده (که در آن هوا به وسیله فن بر روی کویل دمیده می‌شود) تقسیم‌بندی می‌شوند.

۴- از نظر محل نصب: در این نوع طبقه‌بندی، یونیت هیترها به انواع «سقفی آویزی» و «زمینی» تقسیم‌بندی می‌شوند. در نوع سقفی آویزی، جریان هوا می‌تواند افقی یا عمودی باشد و در نوع زمینی دستگاه بر روی زمین نصب شده و هوا به وسیله هدایت کننده‌هایی به سمت و محل موردنظر هدایت می‌شود. در شکل (۱۳-۳) یک نوع یونیت هیتر نشان داده شده است.



شکل ۱۳-۳- یونیت هیتر سقفی آویزی با جریان افقی هوا

۲-۳-۳- کاربرد یونیت هیتر: یونیت هیترها برای گرم کردن فضاهای بزرگ (نظیر سالن‌های ورزشی و سالن‌های کارخانه‌ها) به دلایل ذکر شده در زیر، مورد استفاده قرار می‌گیرند.

۱- داشتن قدرت حرارتی زیاد؛ ۲- جاگیری کمتر مخصوصاً در مدل‌های دیواری و سقفی؛ ۳- توزیع بهتر هوای گرم؛ ۴- سرعت زیاد در گرم کردن فضا.

۳-۳-۳- انتخاب یونیت هیتر: کارخانه‌های سازنده، یونیت هیترهای تولیدی خود را در شرایط استاندارد و یا در شرایط دیگری که مشخص می‌کنند، در جدولی برای مدل‌های مختلف ارائه می‌نمایند که با استفاده از جدول و توجه به فاکتور مهم ذکر شده در زیر، می‌توان تعداد و مدل یونیت هیتر مناسب برای محل گرم شونده را تعیین نمود:

۱ - حامل انرژی حرارتی؛ (که معمولاً آب و یا بخار آب است)

۲ - نوع یونیت هیتر مناسب؛

۳ - محل مناسب قرار گرفتن یونیت هیتر از نظر توزیع بهتر هوا و حرارت؛

۴ - سطح مجاز صدا؛ (شاید پرداختن به مسئله صدا مربوط به بحث این کتاب نباشد. بنابراین فقط به طور خلاصه می‌توان بیان کرد که صدای حاصل از کارکردن پروانه یونیت هیتر نباید به صورتی باشد که برای افراد ایجاد ناراحتی بنماید. اگرچه احتمالاً سر و صدای حاصل از کارکردن ماشین‌آلات در کارخانه‌ها و سر و صدای حاصل از افراد و وسایل ورزشی در سالن‌های ورزشی به تنهایی بیش از سروصدای حاصل از کارکردن پروانه‌های یونیت هیترها باشد)

۵ - ظرفیت حرارتی هر دستگاه یونیت هیتر؛

۶ - نیاز به انجام تصفیه مکانیکی هوا و یا عدم نیاز به آن.

در جدول‌های (۳-۳) و (۳-۴) ظرفیت‌های چند مدل یونیت هیتر سقفی با جریان افقی هوا و در جدول (۳-۵) ضرایب اصلاح ظرفیت‌ها برای شرایط مختلف کار، داده شده است.

جدول ۳-۳- یونیت هیتر آبی با پروانه 900 RPM

180 °F ENTERING WATER AND 60 °F ENTERING AIR							UNIT
MODEL NO HP	BTU/Hr	CFM	GPM	FINAL AIR TEMP. °F	WATER TEMP. DROP °F	PRESSURE DROP FT. OF WATER	WEIGHT Kg
1SUH-25 1/12	11600	280	2	98	11.6	0.2	37
	13750		5	105	5.5	0.4	
	14600		7	108	4.2	1.0	
1SUH-50 1/8	21000	500	5	100	8.5	0.8	43
	24500		8	105	6.2	1.4	
	26000		10	108	5.2	2.2	
1SUH-100 1/4	47500	1050	7	102	13.5	0.9	51
	54000		11	107	9.9	2.0	
	57500		14	110	8.2	3.5	
1SUH-150 1/3	72000	1650	8	100	18.0	1.0	62
	83000		14	106	11.8	2.4	
	90000		18	110	10.0	3.5	
1SUH-250 1/2	94500	2400	8	96	23.5	0.9	83
	108500		14	101	15.6	2.2	
	120000		18	106	13.3	3.2	

جدول ۴-۳- یونیت هیتر آبی با پروانه 1450 RPM

180 °F ENTERING WATER AND 60 °F ENTERING AIR							UNIT
MODEL NO HP	BTU/Hr	CFM	GPM	FINAL AIR TEMP. °F	WATER TEMP. DROP °F	PRESSURE DROP FT. OF WATER	WEIGHT Kg
2SUH-75 1/4	33000	800	3	95	22.0	0.3	45
	39000		5	105	12.6	0.6	
	41600		7	108	11.9	1.4	
2SUH-125 1/2	60000	1350	6	101	20.0	1.0	63
	67000		8	106	16.8	1.4	
	73000		11	110	13.3	1.9	
2SUH-200 1/2	93000	2250	10	101	18.6	1.0	76
	109000		12	107	18.2	1.3	
	115000		15	110	15.3	2.0	
2SUH-300 3/4	139000	3200	14	100	19.9	1.4	105
	160000		17	106	18.8	2.2	
	174000		20	110	17.4	3.0	
2SUH-400 3/4	173000	4400	18	96	19.2	2.0	120
	197000		21	101	18.8	2.7	
	221000		24	106	18.4	3.5	

جدول ۵-۳- ضرایب اصلاح ظرفیت‌ها

ENTERING AIR TEMPERATURE °F	ENTERING WATER TEMPERATURE °F										
	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
30	1.035	1.115	1.210	1.295	1.380	1.465	1.545	1.640	1.720	1.810	1.895
40	0.940	1.025	1.105	1.195	1.275	1.360	1.440	1.535	1.620	1.700	1.785
50	0.840	0.930	1.050	1.090	1.175	1.265	1.345	1.430	1.510	1.600	1.690
60	0.743	0.835	0.920	1.000	1.080	1.165	1.240	1.325	1.405	1.500	1.580
70	0.650	0.745	0.825	0.905	0.980	1.070	1.150	1.235	1.315	1.395	1.480
80	0.570	0.650	0.735	0.815	0.895	0.980	1.060	1.140	1.220	1.300	1.380
90	0.475	0.560	0.640	0.720	0.805	0.885	0.965	1.050	1.130	1.210	1.280
100	0.395	0.475	0.560	0.710	0.790	0.875	0.955	1.035	1.115	1.115	1.185

نکاتی در موردیونیت هیتر :

در دو نوع ملخی و سانتریفوژی با دورهای 900 RPM (دور پائین) و 1450 RPM (دور بالا) میباشد و از نظر محل نصب به انواع سقفی (افقی زن و عمودی زن) و دیواری تقسیم میشود.

مهمترین دلایل استفاده از یونیت هیتر :

۱. به دلیل انتقال حرارت اجباری (وجود دمنده هوا) راندمان بالائی دارد.
۲. به صورت یکنواخت گرم میکند
۳. سرعت گرم کردن نسبتا بالائی دارد و احتیاجی به پیش راه اندازی ندارد.
۴. محل قرار گیری آن میتواند سقف یا محل های مرده (غیر قابل استفاده) باشد

معایب :

- صدای نسبتا زیادی دارد (حدود 80 db و بالا تر) – مخصوصا مدل دور بالا که مناسب استفاده در انبار های بدون پرسنل میباشد.
- طرح لوله کشی آن حتما باید معکوس Reverse باشد
- قبل از نصب احتیاج به چیدمان تجهیزات میباشد تا محل دقیق آن انتخاب کردد
- به دلیل بالانس بودن پروانه ها ، تسبت به تراز بودن موقع نصب خیلی حساس میباشند
- به دلیل دمای بالای هوای خروجی از آن در ارتفاع پائین نصب نمیگردد
- جهت حفظ راندمان باید سالی یکبار پره های فن آن با واتر جت شستشو داده شود.
- احتیاج به رسوب زدائی دارد.

مثال: مدل یونیت هیتر مناسب برای یک سالن ورزشی با مشخصات داده شده در زیر را تعیین نمایید.

۱- تلفات حرارتی مساوی (۷۸۷۶۰W)؛ ۲- درجه حرارت آبگرم ورودی به یونیت هیتر (۱۸۰°F)؛ ۳-نوع یونیت هیتر : سقفی با جریان افقی هوا؛ ۴-با توجه به ابعاد سالن و توزیع بهتر هوا و گرما تعداد (۴) عدد یونیت هیتر در این محل نصب خواهد شد؛ ۵-نصب یونیت‌ها بدون کانال‌کشی انجام می‌شود؛ **(افت فشار صفر است)** ۶-دور پروانه (۱۴۵۰) دور در دقیقه؛ ۷-درجه حرارت هوای ورودی به کویل (۶۰) درجه فارنهایت است.

پاسخ:

$$78760 \times 3/413 \frac{BTU}{hr} = 267784 \frac{BTU}{hr}$$

قدرت حرارت مورد نیاز هر دستگاه یونیت هیتر $267784 \div 4 = 66946 \frac{BTU}{hr}$

حال با مراجعه به جدول ظرفیت یونیت هیتر با حامل انرژی حرارتی آب در ستون دوم عدد $\frac{BTU}{hr}$ (۶۷۰۰۰) را پیدا می‌کنیم که بسیار نزدیک به عدد محاسبه شده است، بنابراین مدل یونیت هیترهای مناسب و مشخصات آنها چنین است:

۱- مدل «۲SUH۱۲۵» با موتور ($\frac{۱}{۲}$) اسب بخار؛ ۲-ظرفیت حرارتی (۶۷۰۰۰ $\frac{BTU}{hr}$)؛ ۳-مقدار هوادهی پروانه (۱۳۵۰) فوت مکعب در دقیقه؛ ۴-مقدار گذر آب (۸) گالن در دقیقه؛ ۵-درجه حرارت هوای خروجی ($۱۰۶^{o}F$)؛ ۶-افت درجه حرارت آب ($۱۶/۸^{o}F$)؛ ۷-افت فشار آب در داخل کویل ۱/۴ فوت آب.

مثال: مدل یونیت هیتر مناسب را برای محلی با مشخصات ذکر شده تعیین کنید.

۱-تلفات حرارتی (۲۹۷۰۰W)؛ ۲-درجه حرارت آب گرم ورودی به کویل ($۲۰۰^{o}F$)؛ ۳-نوع یونیت هیتر، سقفی با جریان افقی هوا؛ ۴-فقط امکان نصب یک یونیت هیتر وجود دارد؛ ۵-یونیت هیتر بدون مقاومت خارجی کار خواهد کرد؛ ۶-به علت لزوم رعایت سطح مجاز صدا پروانه باید از نوع (۹۰۰) دور در دقیقه انتخاب گردد؛ ۷-درجه حرارت هوای ورودی به کویل (۷۰) درجه فارنهایت است.

پاسخ: با مراجعه به جدول (۵-۳) ضریب اصلاح برای (۲۰۰) درجه فارنهایت، درجه حرارت آب ورودی به یونیت هیتر (۷۰) درجه فارنهایت، درجه حرارت هوای ورودی برابر (۱/۰۷۰) به دست می‌آید بنابراین ظرفیت یونیت هیتر در شرایط استاندارد باید چنین باشد:

$$29700 \times 3.4 = 100980 \frac{BTU}{hr} \quad و \quad \frac{100980}{1.070} = 94374 \frac{BTU}{hr}$$

با مراجعه به جدول (۵-۳) مدل یونیت هیتر مناسب «۱SUH۲۵۰» به دست می‌آید که مشخصات آن به شرح زیر است:

۱-قدرت موتور ($\frac{۱}{۲}$) اسب بخار؛ ۲-ظرفیت حرارتی (۹۴۵۰۰ $\frac{BTU}{hr}$)؛ ۳-مقدار هوادهی پروانه (۲۴۰۰) فوت مکعب در دقیقه؛ ۴-مقدار گذر آب (۸) گالن در دقیقه؛ ۵-درجه حرارت خروجی هوا ($۹۶^{o}F$) ۶-افت درجه حرارت آب، در داخل کویل ($۲۳/۵^{o}F$)؛ ۷-افت فشار آب، در داخل کویل (۰/۹) فوت آب.

گرمایش سوله :

در سوله ها به دلیل وجود سقف بلند (ارتفاع زیاد) و همچنین ورود و خروج هوا به طوری که تقریبا همان حجم هوائی که وارد میشود از سمت دیگر سوله خارج میگردد ، بهترین وسیله گرمایش استفاده از سیستمهای تشعشعی است .
این نوع سیستمها در وهله اول مستقل از ارتفاع بوده و در عین حال قابل تنظیم جهت اعمال گرمایش بر منطقه ای خاص میباشند و نیز منطقه وسیعی را میتواند تحت الشعاع قرار دهد.
اما باید توجه داشت که به دلیل دارا بودن اشعه UV ممکن است برای سلامت پوست مضر باشد .
جهت استفاده از این سیستمها باید توجه داشت که اختلالی در کارآئی تجهیزات مرتفع مانند جرثقیل ها به وجود نیاید ، چرا که هر وسیله ای که در فاصله نا مطمئن از آن قرار گیرد در معرض حرارت زیاد بوده و امکان ذوب شدن و خرابی و ایجاد خطر را دارد.
تمهیدات خروج دود وسیله از سقف سوله نیز نکته ای قابل توجه است.
در طراحی سوله جهت جلوگیری از پرت حرارتی که بر اثر رفت و آمد و در نتیجه ورود و خروج هوا بوجود می آید بهتر است در مسیرهای ورودی افراد و لیفتراک لابی هائی ایجاد کرده و در آنها پرده هوا یا AirJet نصب نمائیم .

۴-۵- فن‌کویل و ساختمان آن

دستگاه پخش‌کننده حرارت است و از دو قسمت اصلی فن و کویل تشکیل شده، نام آن هم از ترکیب نام همین دو قطعه به دست آمده است. قطعات دیگر فن‌کویل عبارتند از: فیلتر، کلید و کابینت.

فن- کار فن گرفتن هوای محل گرم شده و هوای تازه، عبور ان از روی کویل و به جریان انداختن هوا (توزیع گرما) در محل است. فنِ فن‌کویل‌ها معمولاً از نوع سانتریفوژ (گریز از مرکز) هستند و هر فن‌کویل بسته به ظرفیت آن دارای یک و یا چند عدد فن است.

کویل- کویل که در زمستان معمولاً آب گرم در د اخل آن جریان می‌یابد و وظیفه انتقال گرما از آب به هوا را به عهده دارد. بر روی لوله‌های کویل به منظور بیشتر شدن سطح تبادل حرارت (انجام تبادل حرارت بیشتر بین آب و هوا) پره‌هایی به نام «فین» (FIN) نصب می‌کنند.

فیلتر- فیلتر فن‌کویل از نوع فیلتر خشک قابل شست‌وشو است و کار آن تصفیه فیزیکی هوا است. جای صحیح نصب فیلتر در داخل فن‌کویل در محل ورود هوا به فن است. فن کویل‌هایی هم وجود دارد که فیلتر آنها بعد از فن در پشت کویل قرار داده شده، که به نظر مؤلف صحیح نیست چون قبل از آن که ذرات و مواد به فیلتر برسد و به وسیله ان گرفته شود، در داخل پره‌های پروانه قرار می‌گیرد، در نتیجه ظرفیت هوادهی پروانه و قدرت حرارتی فن کویل را کم می‌کند، فن را از بالانس می‌اندازد، باعث ایجاد صدا و لرزش می‌شود و.....

کلید- کلید فن‌کویل از نوع «سلکتوری» و معمولاً چهار حالته است که به وسیله آن می‌توان موتور فن‌کویل را با سرعت موردنظر مورد استفاده قرار داد.

طشتک- «طشتک» و یا «سینی»، قطعه‌ای است که در زیر کویل نصب می‌گردد و کار آن جمع‌آوری آبهایی است که در زمان هواگیری کویل از آن خارج می‌گردد و همچنین بخار آب تقطیر شده بر روی کویل سرد (در تابستان) و هدایت آنها از طریق مجرایی به لوله تخلیه از وظایف آن است.

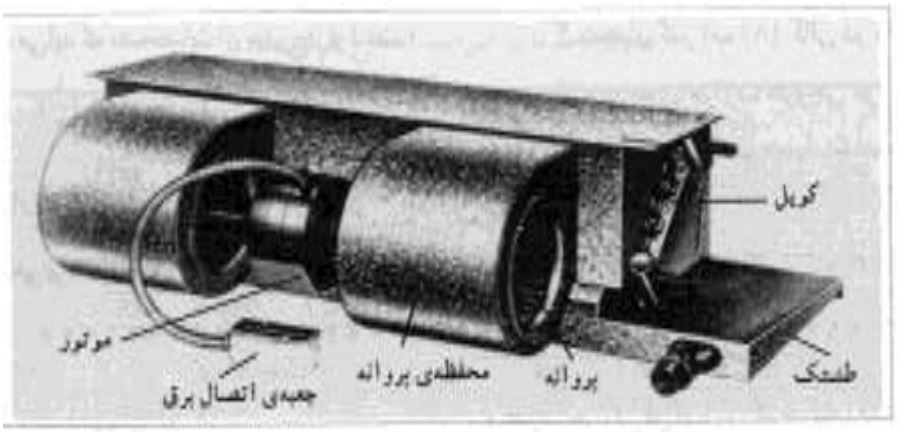
کابینت- کابینت فن‌کویل محفظه ای است که قطعات فن‌کویل در داخل آن نصب می‌شوند. به عبارت دیگر پوششی است بر روی قطعات فن‌کویل و باید دارای شکل ظاهری و رنگ زیبایی باشد.

در شکل (۱۴-۳) قسمت‌های مختلف یک فن‌کویل نشان داده شده است.

۱-۴-۳- انواع فن‌کویل: فن‌کویل‌ها را به دو صورت تقسیم‌بندی می‌کنند: یکی از نظر مقدار هوادهی پروانه و دیگری از نظر شکل ظاهری و محل نصب.

انواع فن‌کویل از نظر مقدارهوادهی: مدل‌های مختلف فن‌کویل در این طبقه‌بندی عبارتند از:

۲۰۰، ۳۰۰، ۴۰۰، ۶۰۰ ، ۸۰۰ (CFM)



شکل ۱۴-۳- قسمت‌های مختلف یک فن‌کویل سقفی بدون کابینت

انواع فن‌کویل از نظر شکل ظاهری و محل نصب:

فن‌کویل‌ها از نظر شکل ظاهری و محل نصب به صورت زیر تقسیم‌بندی می‌شوند:

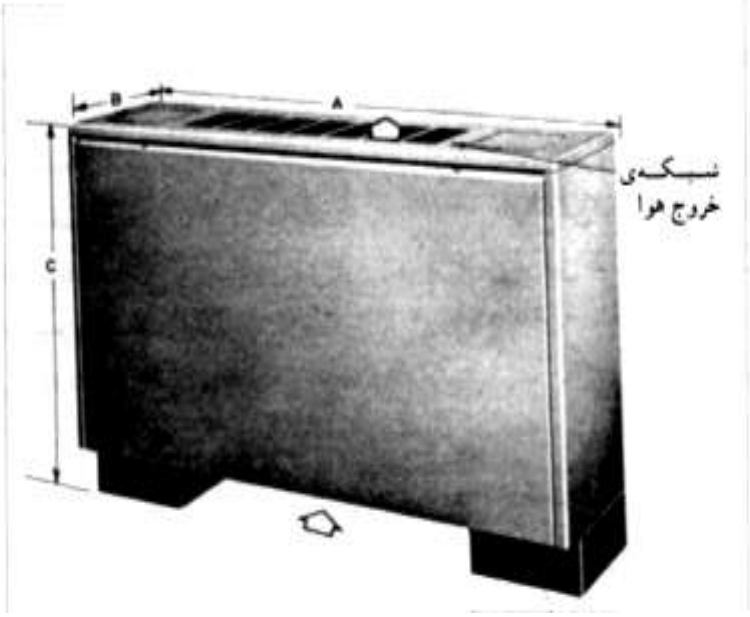
۱-فن‌کویل‌های زمینی روکار که خود به دو نوع خروجی هوا از بالا و خروجی هوا از جلو تقسیم می‌شوند.

۲-فن‌کویل‌های زمینی توکار که داخل فرورفتگی دیوار نصب می‌شوند و فقط صفحه جلوی آن دیده می‌شود. این مدل فن‌کویل به اجبار با خروجی هوا از جلو است.

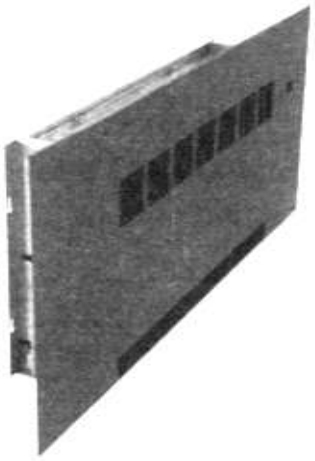
۳-فن‌کویل‌های سقفی که این مدل نیز دارای یک نوع روکار (با کابینت) و یک نوع توکار (بدون کابینت) است.

۴-فن کویل کانالی که این مدل قدرت هوادهی و حرارتی بالایی دارد و در جلوی دهانه خروجی هوا از آن، یک سیستم کانال‌کشی هوای رفت تعبیه شده که هوا را به قسمت‌های مختلف هدایت می‌کند. لازم به تذکر است که پیش‌بینی یک مسیر برگشت هوا به قسمت مکش فن‌کویل الزامی است.

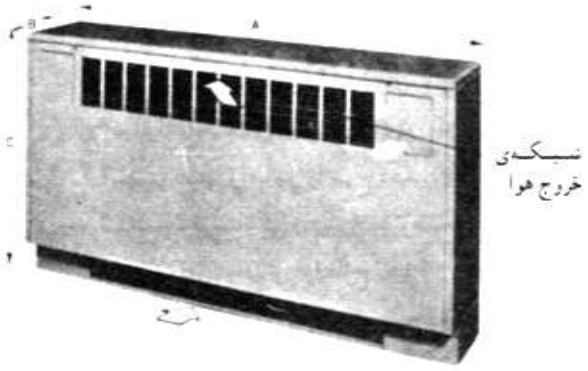
۵- دسته‌بندی فن‌کویل‌ها از نظر موقعیت لوله‌های کویل: در این طبقه‌بندی اگر شخص ناظر رو به فن‌کویل ایستاده باشد لوله‌های کویل سمت راست شخص باشد آن را فن‌کویل دست راست و اگر لوله‌ها سمت چپ شخص باشد آن را فن‌کویل دست چپ می‌نامند. در شکل (۱۵-۳) چند مدل مختلف فن‌کویل نشان داده شده است.



فن کویل زمینی بالازن



فن کویل زمینی توکار



فن‌کویل زمینی روبروزن

فن‌کویل سقفی توکار

شکل ۱۵-۳- چند مدل مختلف فن‌کویل

سیستم زنت :

این سیستم مخصوص آب و هوای زمستانی – نیمه تابستانی است .

در جاهائی که تابستان گرم و خشک دارد (رطوبت هوا کم است) یعنی سیستم سرمایش تبخیری مزیت دارد ، استفاده از سیستم زنت پیشنهاد میگردد .

برای گرمایش در این سیستم در مسیر عبور هوا ، کوره هوای گرم قرار میدهند .

فرق سیستم تابستانی و زمستانی به گونه ای است که دمپر هوا بگونه ای تنظیم میگردد که تقریبا ۹۰٪ هوا از داخل کشیده شود . در حالت تابستانی بصورت ۱۰۰٪ هوای تازه استفاده میشود ، و پولی و تسمه آن نیز تعویض میگردد تا دور موتور افزایش یابد .

مزیت این سیستم در این است که میتوان مشعل کوره را در پشت بام نصب نمود . در صورت عدم وجود فضای کافی سیستم مناسبی است .

معایب :

- برای نصب آن بایستی حتما شاسی ساخت و توسط جرثقیل باید بالا رود .
- نیاز به نگهداری توسط فرد آموزش دیده دارد .
- برای مکانی مناسب است که رسوبات آب کم باشد .

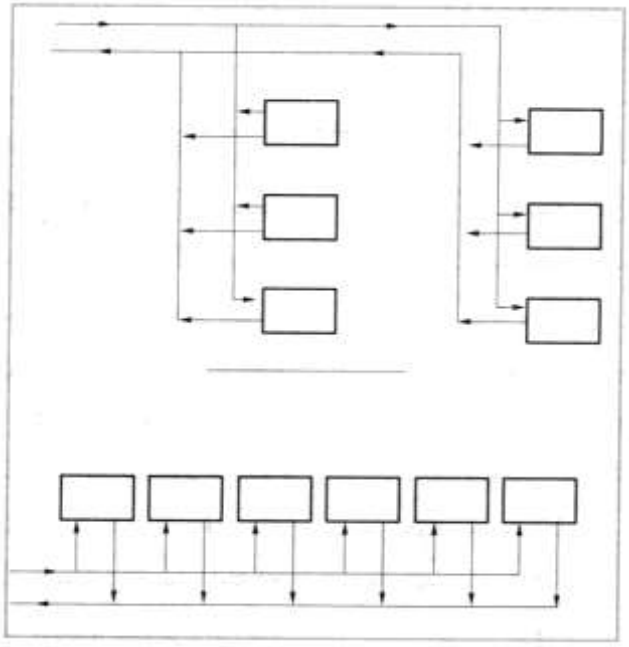
فصل چهارم

۴-۲- سیستم‌های لوله‌کشی

لوله‌کشی شبکه حرارت مرکزی ساختمان‌ها برحسب نوع برگشت آب به موتورخانه، (وقتی که دو و یا چند دستگاه پخش‌کننده حرارت با هم در یک مدار نصب می‌شوند) به روش‌های زیر انجام می‌گردد:

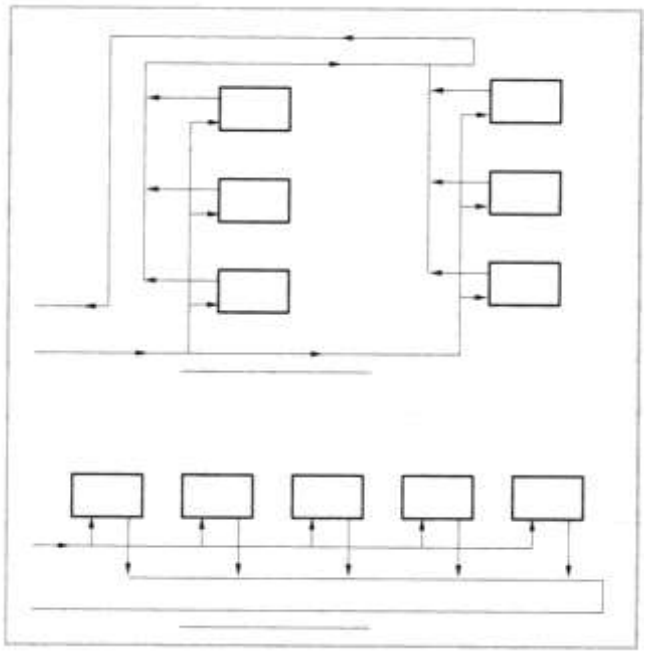
۴-۲-۱- سیستم لوله‌کشی با برگشت مستقیم: در این روش، آب برگشتی از هر دستگاه پخش‌کننده حرارت مستقیماً وارد لوله برگشت شده، مسیر حرکت به سمت موتورخانه را طی می‌کند. در این لوله‌کشی، دستگاه پخش کننده حرارتی که به موتورخانه نزدیک تر است، نسبت به دستگاههای دیگر طول لوله رفت و برگشت کمتری (افت فشار کمتری در مسیر) دارد، در نتیجه آب در مدار دستگاه نزدیکتر، راحت‌تر و بیشتر سیرکوله شده. در مدارهای دستگاههای دورتر، کم‌تر جریان می‌یابد. این طریقه لوله‌کشی برای جایی که دستگاه‌های پخش کننده حرارت دارای افت فشارهای نامساوی (مثل فن‌کویل‌ها هستند و هر کدام نیز یک شیر تنظیم کننده (Balancing valve) دارند، توصیه می‌شود. لازم به ذکر است که سیستم لوله‌کشی رادیاتورها در ساختمان‌های کوچک با برگشت مستقیم انجام می‌گردد.

شکل (۱-۴) روش لوله‌کشی با برگشت مستقیم نشان داده شده است.



شکل ۱-۴- روش لوله‌کشی با برگشت مستقیم

۴-۲-۲- سیستم لوله‌کشی با برگشت معکوس: اگر دستگاههای پخش کننده حرارت دارای افت فشار مساوی و یا تقریباً مساوی باشند، لوله‌کشی با برگشت معکوس برای آنها پیشنهاد می‌شود. در این سیستم، آب برگشتی از دستگاه‌ها در جهت حرکت آب در لوله رفت حرکت می‌کند تا لوله برگشت آب آخرین دستگاه نیز به ان متصل گردد، پس از آن آب به سمت موتورخانه حرکت خواهد کرد. در این سیستم لوله‌کشی مجموع طول لوله‌های رفت و برگشت برابر هستند، در نتیجه افت فشار در مدار لوله‌کشی برای تمام دستگاه‌ها مساوی است. اگر افت فشار آب در خود دستگاه‌ها نیز مساوی و یا تقریباً مساوی باشد، مقدار آب در هر مدار، متناسب با قطر لوله محاسبه شده، جریان خواهد یافت. لازم به ذکر است که سیستم لوله‌کشی بیشتر ساختمانها به این روش انجام می‌شود. در شکل (۲-۴) روش لوله‌کشی با برگشت معکوس نشان داده شده است.



شکل ۲-۴- شبکه لوله‌کشی با برگشت معکوس

از دو جهت میتوان لوله کشی معکوس و مستقیم را تشخیص داد :

۱. در لوله کشی معکوس ، میزان لوله کشی افزایش پیدا میکند
۲. از سایز لوله کشی های موازی نیز میتوان نوع لوله کشی را تشخیص داد به گونه ای که چنانچه سایز دو لوله رفت و برگشت در یک مرحله یکسان باشند ، لوله کشی مستقیم است .

ترجیحا به دلیل افت فشار های مساوی و تقسیم بار برابر ، طرح لوله کشی را معکوس اجرا میکنیم.

۳-۲-۴- سیستم لوله‌کشی مختلط: در این سیستم قسمتی از لوله‌کشی برگشت به صورت مستقیم و قسمت دیگر به طور معکوس انجام می‌شود. در شکل (۳-۴) یک سیستم لوله‌کشی مختلط به طریقی که در آن برگشت در رایزرها (لوله‌های عمودی) به صورت مستقیم و در هِدِر (Header) به روش معکوس انجام گردیده، نشان داده شده است. در این سیستم مجموع اندازه طول لوله رفت و برگشت و در نتیجه مقدار افت فشار در مسیر لوله‌کشی برای تمام دستگاه‌ها مساوی نیست. اختلاف مقدار جریان آب به مقدار افت فشار محاسبه شده در رایزرهای رفت و برگشت بستگی دارد که شامل افت فشارهای زیر است:
۱-افت فشار در مدار لوله‌کشی رفت و برگشت هر دستگاه تا محل برگشت معکوس.
۲-افت فشار در خود دستگاه
۳-افت فشار در فیتینگ‌ها و شیرهای هر مسیر
لازم به ذکر است که لوله‌کشی قسمت برگشت معکوس سیستم می‌تواند در کف زیرزمین و یا در داخل سقف کاذب آن نیز پیاده شود.

شبکه انتقال حرارت

حرارت را باید بوسیله یک عامل انتقال دهنده از موتورخانه به وسائل پخش‌کننده حرارت رساند. در تأسیسات حرارت مرکزی با آب گرم، واسطه انتقال حرارت، لوله‌های حاوی جریان آب گرم است که بصورت یک مدار بسته امکان گردش اب گرم را در لوله‌ها فراهم می‌نمایند.

جریان آب در طول مسیر خود بعلت زبری جدار لوله و اصطکاک بین مولکولهای آب با جدار لوله‌ها و عبور از اتصالات بتدریج کند میگردد. برای تداوم گردش آب و جبران افت‌های ناشی از طول مسیر لوله و اتصالات ، از پمپ استفاده می‌گردد تا انرژی لازم را تأمین نماید.

محاسبه افت فشار در لوله‌ها

همچنان که اشاره شد حرکت آب در طول لوله و اتصالات بعلت وجود اصطکاک، افت فشاری را ایجاد می‌نماید که در محاسبات قطر لوله و انتخاب پمپ حائز اهمیت است. در مسیر لوله دو نوع افت فشار موجود است که عبارتند از:

الف- افت فشار طولی یا استاتیکی

ب- افت فشار محلی یا دینامیکی،

الف- افت فشار طولی: که در طول لوله ایجاد میگردد به عوامل زیر بستگی دارد:

۱-طول لوله: هرچه طول بیشتر و مسیر طولانی‌تر گردد افت فشار بیشتر خواهد شد بعبارت دیگر افت فشار با طول لوله نسبت مستقیم دارد.

۲-سرعت آب داخل لوله: هرچه آب با سرعت بیشتری در لوله جریان پیدا کند افت فشار بیشتر خواهد شد بنابر ازمایشهای انجام شده افت فشار با مجذور سرعت نسبت مستقیم دارد.

۳-قطر لوله: هرچه قطر لوله بزرگتر باشد افت فشار کمتر خواهد شد. بعبارت دیگر افت فشار با قطر لوله نسبت معکوس دارد.

۴-جرم مخصوص آب: هرچه جرم مخصوص آب و یا هر سیال دیگر بیشتر باشد، افت فشار ناشی از جریان آن بیشتر خواهد بود، بعبارت دیگر افت فشار با جرم مخصوص نیز رابطه مستقیم دارد. توضیح آنکه جرم مخصوص آب با افزایش درجه حرارت کم میشود. بنابراین افت فشار با افزایش درجه حرارت آب در لوله‌های کمتر میگردد.

۵-جنس لوله: زبری و نرمی لوله در مقدار افت فشار تأثیر دارد. بعبارت دیگر هرچه سطح داخل خشن‌تر باشد، مقدار افت فشار بیشتر میگردد.

فرمول کلی زیر که بنام «دارسی- وایباخ» معروف است، ارتباط عوامل ذکر شده را با هم نشان میدهد

$$\Delta P_S = f \frac{LV^2\rho}{2D} \qquad (۱)$$

که در رابطه (۱)

ΔP_S افت فشار طولی (استاتیکی) برحسب پاسکال $Pa\left[\frac{N}{m^2}\right]$ - f ضریب تناسب که از منحنی مودی بدست می‌آید. -

L طول لوله برحسب متر (m) - V سرعت آب برحسب $\frac{\text{متر}}{\text{ثانیه}}\left(\frac{m}{S}\right)$ -

ρ جرم مخصوص برحسب $\frac{\text{کیلو گرم}}{\text{متر مکعب}}\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$ - D قطر برحسب متر (m)

ب- افت فشار محلی یا دینامیکی: در مسیر لوله‌ها بعلت وجود اتصالات و شیرالات و تغییر مقطع در لوله‌ها از سرعت سیال کاسته شده و در نتیجه مقداری افت فشار سرعتی خواهیم داشت که بنام افت فشار محلی و یا افت فشار دینامیکی نیز خوانده می‌شوند. افت فشار محلی بستگی به عوامل زیر دارد:

۱-سرعت سیال ۲-جرم مخصوص ۳-نوع اتصالات که در آن افت ایجاد میگردد.

رابطه (۲) فرمول افت فشار محلی را نشان میدهد.

$$\Delta P_V = K \frac{V^2\rho}{2} \qquad (۲)$$

در این رابطه: ΔP_V افت فشار دینامیکی یا محلی برحسب پاسکال $P_a\left(\frac{N}{m^2}\right)$ ـ V سرعت سیال برحسب $\left(\frac{m}{S}\right)\frac{\text{متر}}{\text{ثانیه}}$ ـ

ρ جرم مخصوص برحسب $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)\frac{\text{کیلو گرم}}{\text{متر مکعب}}$ ـ K ضریب است که مربوط به نوع اتصالات است.

پیوستگی جریان

دبی آبی که از مقاطع مختلف یک لوله عبور می‌کند، مقداری ثابت است.

شکل مقاطع مختلف یک لوله را نشان میدهد، چنانچه مقداری آب به اندازه q_V از سطح مقطع A_1 لوله با سرعت V_1 عبور نماید همان مقدار اب یعنی q_V از مقطع A_2 لوله با سرعت V_2 عبور خواهد کرد. زیرا در این مسیر نه به مقدار آب افزوده شده و نه از آن کاهش یافته، بلکه مقدار آب جریان یافته پیوسته ثابت بوده است.

مطالب فوق را می‌توان بصورت رابطه زیرخلاصه نمود.

$$q_V = A_1V_1 = A_2V_2 = A_3V_3 = Cte... \quad \text{ثابت} \qquad (3)$$

که در رابطه (۳)

q_V مقدار دبی آب برحسب $\left(\frac{m^3}{S}\right)\frac{\text{متر مکعب}}{\text{ثانیه}}$ یا $\left(\frac{L}{S}\right)\frac{\text{لیتر}}{\text{ثانیه}}$ A سطح مقطع جریان برحسب (m^2) مترمربع

V سرعت جریان برحسب $\left(\frac{m}{S}\right)\frac{\text{متر}}{\text{ثانیه}}$

بنابراین نتیجه می‌شود که مقدار دبی آب به سرعت آب در لوله و سطح مقطع آن بستگی دارد که در محاسبات قطر لوله حائز اهمیت است.

طرح شبکه لوله‌کشی حرارت مرکزی: پس از تعیین تلفات حرارتی هر محل که برحسب وات (W) و یا $\left(\frac{Kcal}{hr}\right)\frac{\text{کیلو کالری}}{\text{ساعت}}$ تعیین میگردد، جهت طراحی سیستم لوله‌کشی نکات زیر را باید در نظر گرفت:

۱-مشخص کردن محل و مشخصات سطوح پخش کننده گرما. برای این منظور باید سعی کرد که رادیاتورها و سطوح گرم کننده حتی‌الامکان زیر پنجره‌ها و در نقاطی که بیشترین تلفات حرارتی را دارند، قرار گیرند.

۲-انتخاب سیستم لوله‌کشی- با توجه به موقعیت ساختمان یکی از سیستم‌های لوله‌کشی را انتخاب می کنیم (سیستم با برگشت مستقیم، سیستم با برگشت معکوس)

۳-مشخص نمودن مسیر لوله‌کشی روی پلان معماری.

۴-تعیین شیب لازم- که در سیستم حرارت مرکزی آبی این شیب۲میلیمتر در هر مترطول لوله بطرف موتورخانه پیشنهاد شده است.

۵-برای خروج هوای داخل سیستم لوله‌کشی باید در بالاترین قسمت لوله‌های موتورخانه شیر تخلیه هوا پیش‌بینی نمود.

۶-برای لوله‌های مستقیم در صورتی که طول آنها زیاد باشد باید مقدار انبساط طولی لوله‌ها را در نظر گرفت برای این منظور از قطعات انبساطی و یا حلقه‌های انبساطی استفاده گردد تا انبساط حاصل از حرارت ایجاد شده باعث تغییر فرم و یا شکستگی لوله‌ها نگردد.

محاسبه شبکه لوله‌کشی حرارت مرکزی

قبل از محاسبه قطر لوله‌ها، نکاتی را که در یک سیستم لوله‌کشی حرارت مرکزی آبی باید در نظر گرفت عبارتند از:

۱-اختلاف درجه حرارت رفت و برگشت آب، حدود ۱۵ تا ۲۰ درجه سانتیگراد برای گرمایش با سیستم طبیعی و بین ۱۰ تا ۱۵ درجه سانتیگراد برای گرمایش با جریان اجباری (با استفاده از پمپ) در نظر می‌گیرند.

۲-سرعت توصیه شده جریان آب، حدود $0.7\left(\frac{m}{S}\right)$ تا $1.5\left(\frac{m}{S}\right)$ خواهد بود، که در این محدوده جریان آب در سیستم تولید صدا نخواهد کرد. (در سیستم انگلیسی این مقدار 1ft/s تا 4ft/s می‌باشد.)

در تأسیسات صنعتی بزرگ سرعت جریان آب ممکن است تا $4\left(\frac{m}{S}\right)$ نیز برسد.

۳-افت فشاری که برای یک مترطول لوله در سیستم اجباری در نظر گرفته می‌شود بین $150\left(\frac{Pa}{m}\right)$ تا $500\left(\frac{Pa}{m}\right)$ پاسکال به متر می‌باشد. چنانچه افت فشار از حد تعیین شده بیشتر گردد باعث بالارفتن هزینه‌های جاری میگردد و اگر افت فشار کمتر از حد پیشنهادی گردد قطر لوله‌ها بزرگ شده که مقرون به صرفه نمی‌باشد. (در سیستم انگلیسی افت فشار بین $(2.5-1.5)\frac{ft}{100\,ft}$ توصیه می‌شود)

۴-در سیستم اجباری مجموع افت فشارهای نامطلوبترین مسیر نباید بیش از سیستم فشار و یا ارتفاع پمپ باشد.

۵-در تأسیسات بزرگ بهتر است لوله‌کشی‌های واحدهای مختلف بطور مجزا و با کنترل‌های جداگانه انجام گیرد.

محاسبه دبی آب و تعیین قطر لوله‌ها

با توجه به مطالب فوق برای تعیین قطر لوله احتیاج به دو عامل است:

الف: دبی آب ب: سرعت جریان آب در داخل لوله

الف: تعیین دبی آب- با داشتن تلفات حرارتی می‌توان از یکی از روابط زیر مقدار دبی جرمی یا دبی حجمی جریان آب را بدست آورد.

$$H = q_m C_{pm}(t_S - t_g) \quad (۱)$$

چنانچه در رابطه (۱) بجای q_m مقدارش را $q_m = \rho q_v$ قرار دهیم رابطه (۲) نتیجه می‌شود.

$H = \rho q_V (t_S - t_g)$ (۲) برای هر سیال

با توجه به اینکه مقدار ρ برای آب برابر است $\rho = 1\frac{Kgr}{Litr}$

رابطه ۳ را می‌توان نتیجه گرفت:

و مقدار جریان برابر است $H = q_V C_{PV}(t_S - t_R)$ (۳) برای آب

در روابط فوق $q_V = \frac{H}{C_{PV}(t_S - t_R)}$ (۴)

H مقدار تلفات کلی ساختمان برحسب W و یا $\frac{Kcal}{hr}$ - q_m دبی وزنی برحسب $\frac{Kgr}{hr}$

q_v دبی حجمی برحسب $\frac{Litr}{S}$ یا $\frac{m^3}{h}$ - C_{pm} گرمای ویژه آب (در فشار ثابت برای واحد جرم) برحسب $\frac{KJ}{Kg-^oK}$ یا $\frac{Kcal}{Kg-^oC}$

C_{PV} گرمای ویژه آب (در فشار ثابت برای واحد حجم) برحسب $\frac{KJ}{Lit-^oK}$ یا $\frac{Kcal}{Lit-^oC}$ -

t_S درجه حرارت آب رفت برحسب $^oK-^oC$ - t_R درجه حرارت آب رفت برحسب $^oK-^oC$

چون نتیجه اختلاف درجه حرارت کلوین و سانتیگراد یکی است، بنابراین در روابطی که اختلاف درجه حرارت مطرح است کافیست مستقیما درجه حرارت سانتیگراد را منظور نمود.

چنانچه در رابطه (۴) مقادیر عددی $t_S - t_R$ و C_{PV} را در سیستم SI و متریک منظور نمائیم.

$$T_S - T_R = 273 + t_S - (273 - t_R) = t_S - t_R = 15^oK = 15^oC$$

$$C_{PV} = 4/186 \frac{KJ}{Kg-^oK} \quad \text{یا} \quad C_{PV} = 1 \frac{Kcal}{Kg-^oC}$$

که در سیستم SI چنین خواهیم داشت:

$$q_V = \frac{H(KW)}{62.79} \approx \frac{H}{62.8}$$

$$q_V = \frac{H(KW)}{4.186\left(\frac{KJ}{Kg-^oK}\right) \times 15^oK}$$

بنابراین کافیست مقدار تلفات حرارتی که برحسب KW بدست می‌آید را برعدد **۶۲/۸** تقسیم کرده تا دبی برحسب $\left(\frac{\boldsymbol{L}}{\boldsymbol{S}}\right)\frac{\text{لیتر}}{\text{ثانیه}}$ بدست آید.

مثال: تلفات حرارتی یک ساختمان ۴۲KW است مطلوبست مقدار جریان آب که از دیگ میگذرد.

$$q_V = \frac{42}{62.8} = 0.6687 \approx 0.67 \frac{L}{S}$$

$$q_V = \frac{H(KW)}{4.186\left(\frac{KJ}{Kg-^ok}\right) \times 15^oK}$$

مثال: اگر تلفات حرارتی یک ساختمان ۵۰۰۰۰ $\frac{\boldsymbol{Kcal}}{\boldsymbol{hr}}$ باشد مقدار جریان آب که از دیگ میگذرد برحسب

الف: کیلوگرم در ساعت ب: لیتر در ساعت ج: لیتر برثانیه

حل:

$$\text{الف} \Rightarrow q_{m,} = \frac{H\left(\frac{Kcal}{hr}\right)}{1\left(\frac{Kcal}{Kg-^oK}\right) \times 15^oC} = \frac{50000}{15 \times 1} = 3333.3 \frac{Kg}{hr}$$

$$\text{ب} \Rightarrow q_m = \rho q_V \Rightarrow q_V = \frac{q_m}{\rho} = \frac{3333.3 \frac{Kgr}{hr}}{1\left(\frac{Kgr}{L}\right)} = 3333.3 \frac{L}{hr}$$

$$\text{ج} \Rightarrow \frac{L}{hr} = \frac{L}{3600 \times S} = \frac{3333.3}{3600} = 0.925 \frac{L}{S}$$

ب: سرعت جریان آب داخل لوله: سرعت آب در لوله را در حد مجازی که قبلاً به آن اشاره شد در نظر گرفته، مثلاً یک متربرثانیه، با داشتن این دو پارامتر (دبی و سرعت) قطر لوله را از دیاگرام (۳-۴) بدست می‌آوریم.

مثال: موتورخانه یک سیستم حرارت مرکزی دارای یک عدد دیگ به ظرفیت حرارتی 45KW میباشد چنانچه درجه حرارت آب رفت $90\ ^oC$ و برگشت 75^oC و سرعت آب در لوله یک متر بر ثانیه باشد مطلوبست:

۱-دبی آب ۲-قطر لازم ۳-افت فشار برحسب $\frac{\boldsymbol{Pa}}{\boldsymbol{m}}$ پاسکال به متر طول لوله

حل:

۱-مقدار دبی آب از رابطه (۴) برابر است

$$t_S = 273+90 = 363^oK$$
$$t_R = 273+75 = 348^oK$$

(4) $$q_V = \frac{H(KEW)}{C_{PV}\left(\frac{KJ}{Kg-^oK}\right)\times(t_S - t_R)^oK}$$

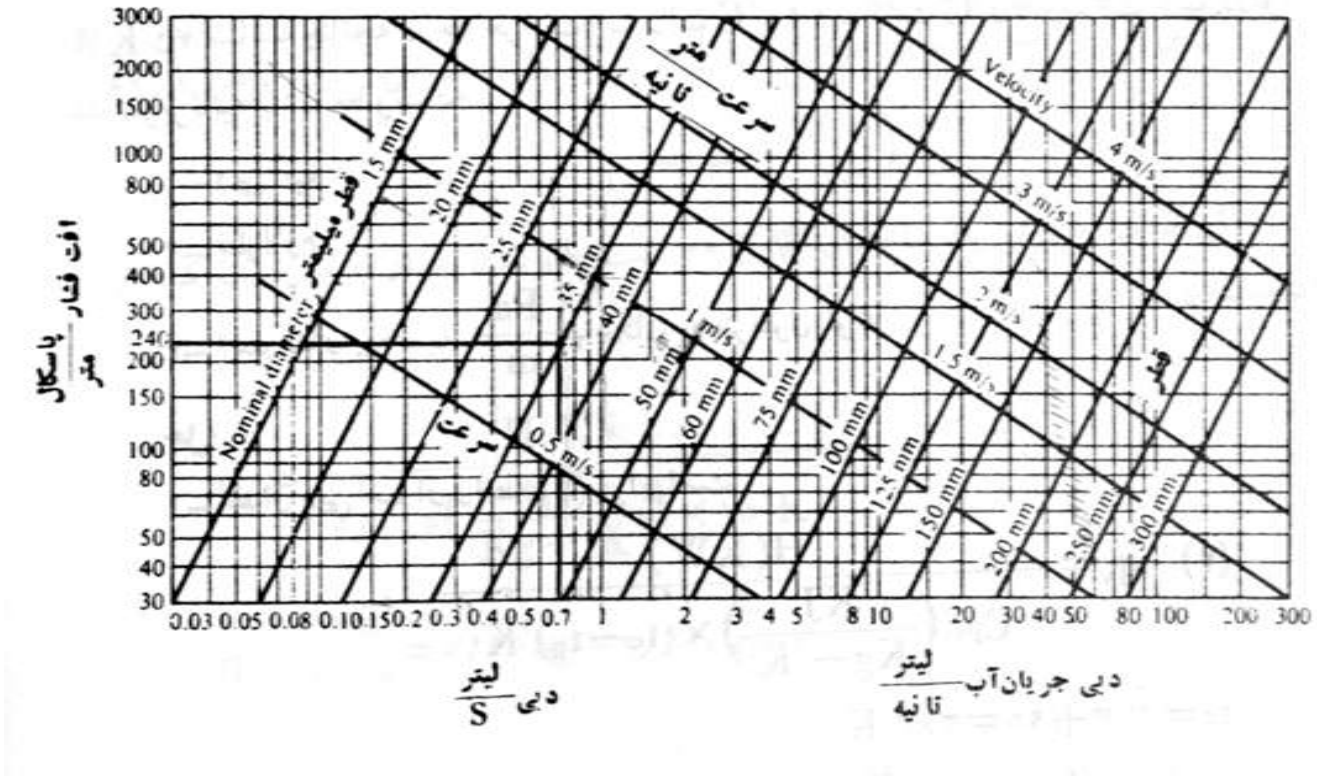
که نتیجه اختلاف درجه حرارت کلوین با سانتیگراد یکی است

$$t_S - t_R = t_S - t_R = 363-348 = 15^oK = 15^oC \qquad q_V = \frac{45}{4.186\times 15} \approx 0.716\frac{L}{S}$$

۲-با داشتن مقدار دبی برابر $0.716\frac{L}{S}$ و سرعتی برابر $1\frac{m}{S}$ از روی دیاگرام شکل (۲-۱) قطر لوله را به روش زیر بدست می‌آوریم.

روی محور افقی دیاگرام اعدادی از شماره 0.03 تا 300 را ملاحظه خواهید کرد که نشان دهنده مقدار دبی برحسب لیتر در ثانیه است، روی این محور عدد 0.71 را تعیین کرده و سپس از نقطه مزبور خط عمود رسم کرده تا خط مورب سرعت $1\frac{m}{S}$ را در نقطه 1 قطع کند، در این نقطه قطر لوله بین خط مورب 25 میلیمتر و 35 میلیمتر قطر لوله میباشد، که معمولاً قطر بیشتر را انتخاب می‌نمایند یعنی 35 mm.

۳-برای بدست آوردن افت فشار طول لوله از نقطه تقاطع دبی با قطر 35 mm یعنی نقطه 2 خط افقی رسم کرده تا محور عمودی دیاگرام (که از 30 تا 3000 پاسکال به متر مشخص شده است) را قطع نماید نقطه مزبور افت فشار را به ازاء یک متر طول لوله را نشان میدهد که برابر با $240\frac{Pa}{m}$ می‌باشد.

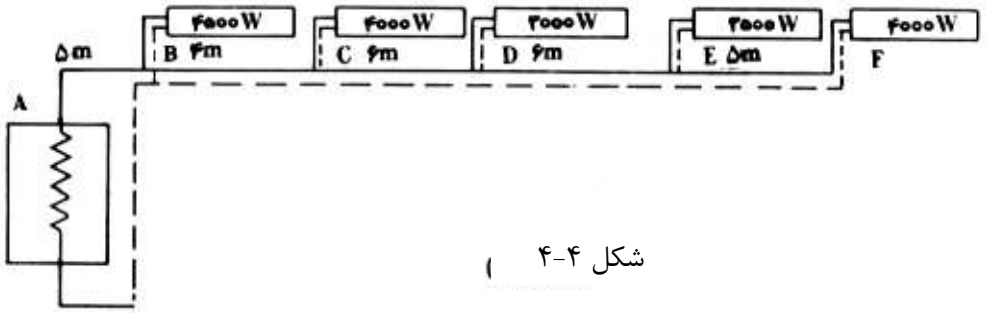


دیاگرام شکل (۳-۴)

محاسبه قطر لوله‌های یک ساختمان

برای محاسبه قطر لوله‌های قسمتهای مختلف یک ساختمان می‌توان مانند آنچه که بیان شد، با داشتن دبی و سرعت قطر لوله‌ها را بدست آورد. با ذکر مثال زیر بنحوهٔ محاسبه آشنا خواهید شد.

مثال: در یک ساختمان مسکونی که مطابق شکل (۴-۴) که با سیستم دو لوله‌ای مستقیم لوله‌کشی گردیده است تلفات حرارتی هر اطاق توسط بار حرارتی رادیاتورها تعیین گردیده است. با در نظر گرفتن سرعت و افت مجاز، قطر قسمتهای مختلف لوله‌کشی را محاسبه نمائید.



شکل ۴-۴

حل: برای بدست آوردن قطر لوله جدولی مطابق زیر تنظیم کرده و محاسبات را از شاخه AB شروع می‌نمائیم.

۱-در شاخه AB یعنی از A تا B مقدار کل جریان آب از لوله‌ها عبور می‌کند که از روابط زیر بدست می‌آید.

$$H = H_1 + H_2 + H_3 + H_4$$

$$H = 4500 + 4000 + 3000 + 3500 + 4000 = 19000 \qquad W = 19KW$$

مقدار دبی در شاخه AB برابر است با $q_V = \frac{H}{62.79} \approx \frac{19KW}{62.8} = 0.3025\frac{L}{S}$

اکنون دبی بدست آمده را در روی دیاگرام شکل (۳-۴) مشخص می‌نمائیم و سپس خط قائم دبی را در محدوده سرعت مجاز با خطوط قطر لوله برخورد داده، و قطری را انتخاب می‌کنیم که افت فشار آن در حد مجاز باشد.

قسمت	دبی $\frac{L}{S}$	قطر mm	افت فشار Pa/m
A-B	۰/۳۰۲	۲۵	۱۷۵
B-C	۰/۲۳۰	۲۵	۱۱۰
C-D	۰/۱۶۷	۲۰	۲۰۰
D-E	۰/۱۱۹	۲۰	۹۵
E-F	۰/۰۶۳۶	۱۵	۱۳۰

افت فشار را از سمت چپ دیاگرام توسط خط افقی که از محل برخورد دبی با قطر رسم می‌شود می‌خوانیم.

۲-در شاخه B-C مقدار بارحرارتی برابر است با:

$$H_{B-C} = 4000 + 3000 + 3500 + 4000 = 1450W = 14.5KW \qquad q_{B-C} = \frac{14.5}{62.8} = 0.230\frac{L}{S}$$

از روی دیاگرام D=25mm و افت فشار $110\frac{Pa}{m}$

مقدار دبی بدست آمده را مطابق انچه توضیح داده شد از روی دیاگرام با توجه به سرعت و افت فشار مجاز بدست می‌آوریم و برای قسمتهای دیگر C-D و D-E و E-F عملیات را ادامه داده ودر جدول ثبت می‌نمائیم. دبی در قسمت C-D برابر است با:

$$H_{C-D} = 3000 + 3500 + 4000 = 1050W = 10.5KW \qquad q_{C-D} = \frac{10.5}{62.8} = 0.167\frac{L}{S}$$

از روی دیاگرام شکل (۳-۴) قطر D= 20 و افت فشار $200\frac{Pa}{m}$ بدست می‌آید.

دبی در قسمت D-E برابر است با: $H_{D-E} = 3500 + 4000 = 7500W = 7.5KW$

از روی دیاگرام قطر D=20mm و افت فشار $95\frac{Pa}{m}$ بدست می‌آید.

$$q_{D-E}=\frac{7.5}{62.8}=0.119\frac{L}{S}$$

دبی در قسمت E-F

$$H_{E-F}=4000W=4KW$$

$$q_{E-F}=\frac{4}{62.8}=0.0636\frac{L}{S}$$

که از روی دیاگرام قطر 15mm و افت فشار $130\ \frac{\boldsymbol{Pa}}{\boldsymbol{m}}$

محاسبه پمپ، تعیین دبی و فشار پمپ

در تأسیسات حرارت مرکزی در یک سیستم اجباری از پمپ استفاده میگردد. پمپ باید کلیه افت فشارهای طولی و محلی را جبران کند. بعبارت دیگر مجموع افت فشارهای طولی و محلی باید برابر ارتفاع پمپ باشد و مقدار آبی که از پمپ عبور میکند برابر است با دبی کل که از مجموع اتلافات حرارتی بدست می‌آید.

بنابراین هر پمپ با دو مشخصه تعیین میگردد که مهمترین آنها ۱- دبی پمپ ۲- فشار پمپ و یا ارتفاع نظیر فشار.

۱

- **دبی پمپ**-با جمع کل مقدار تلفات حرارتی که برحسب W- یا KW یا $\frac{\boldsymbol{Kcal}}{\boldsymbol{hr}}$ بدست می‌آید مقدار دبی از رابطه زیر برابر است با:

$$q=\frac{KW}{4.19\times 15\times 1}=\frac{KW}{62.85}\Rightarrow\frac{L}{S}$$

$$q=\frac{\frac{Kcal}{hr}}{15^{o}C\times 1}=\frac{Kcal}{hr\times 15}\Rightarrow\frac{L}{hr}$$

بنابراین کافی است که در سیستم **SI** کل تلفات بدست آمده را بر عدد **62.85** تقسیم کرده تا دبی پمپ برحسب $\frac{\boldsymbol{L}}{\boldsymbol{S}}$ بدست آید. در سیستم متریک کافی است تلفات حرارتی را بر عدد **15** تقسیم کرده تا لیتر در ساعت و یا معادل آن کیلوگرم در ساعت بدست آید.

۲- برای بدست آوردن فشار پمپ- باید مجموع افت فشارهای طولی و محلی قسمتهای مختلف لوله‌کشی را بدست اورد و با هم جمع نمود تا فشار پمپ بدست آید.

برای سادگی کار معمولاًهم ارز طولی اتصالات را 50% طول کل مسیر در نظر میگیرند، بنابراین اگر طول لوله رفت را $\boldsymbol{l_m}$ نشان دهیم خواهیم داشت:

$l = l_m + \%50\ l_m = 1.5\ l_m$ طول یک لوله (رفت یا برگشت)

$2\times 1.5\ l_m = 3\ l_m$ = طول کل لوله رفت و برگشت

چنانچه افت فشار را در مسیر ثابت و مقدار آن را حدود $200\frac{Pa}{m}$ در نظر بگیریم خواهیم داشت:

[1] $3\times l_m\times 200\frac{Pa}{m}=l_m\times 600=Pa$

[1] -در برخی از کاتالوگهای کارخانه سازنده فشار پمپ را برحسب ارتفاع ستون آب (متر- یا میلیمتر) و دبی را برحسب مترمکعب در ساعت و یا لیتر بر ثانیه محاسبه کرده‌اند و در سیستم انگلیسی دبی برحسب گالن در دقیقه و ارتفاع برحسب فوت آب یا اینچ آب محاسبه کرده‌اند که در اینجا روابط بین آنها را نشان داده‌ایم:

$$\frac{L}{S}\times 15/85=g.p.m\left(\frac{\text{گالن}}{\text{دقیقه}}\right)\qquad 1atm=101k_{pa}=10.33meter\sim 10meter\sim 10000mmwater$$

$$\frac{L}{S}\times 0/277=\frac{m^3hr}{}\qquad 1atm=10mw=10000m-mw\qquad 1atm=1/0133\times 10^5\,Pa$$

$$10mmw=Pa\qquad 1inw\times 248/8=Pa$$

بنابراین کافی است که **طول طولانی‌ترین مسیر رفت یا برگشت** را داشته باشیم و **در عدد 600 ضرب** کنیم تا **فشار پمپ برحسب پاسکال** بدست آید.

مثال: طول طولانی‌ترین دستگاه پخش کننده حرارت تا موتورخانه 35 متر میباشد چنانچه تلفات حرارتی کل ساختمان 63KW باشد مطلوبست: ۱-دبی پمپ ۲-ارتفاع پمپ ۳-قطر لوله اصلی

حل: مقدار دبی پمپ که با دبی لوله اصلی برابر است از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$q_V = \frac{H(KW)}{62.8} = \frac{63}{62.8} \approx 1\frac{L}{S}$$

$$Pa = 600 \times l_m = 600 \times 35 = 21000Pa = 21KPa$$ فشار پمپ

قطر لوله- با توجه به مقدار دبی و افت فشار از روی دیاگرام قطر لوله اصلی برابر با 40mm است. و سرعت حداکثر 1m/s در نظر می‌گیریم.

قدرت پمپ:

قدرت لازم پمپ از فرمول: $$P_{power} = \frac{q_V (P_2 - P_1)}{1000 \times \xi eff}$$

که در آن P قدرت برحسب W

q_V مقدار دبی جریان آب برحسب $\left(\frac{L}{S}\right)\frac{\text{لیتر}}{\text{ثانیه}}$ - P_1 فشار ورودی به پمپ برحسب پاسکال (Pa)

P_2 فشار خروجی از پمپ برحسب پاسکال (Pa) - ξeff راندمان مؤثر پمپ که برحسب درصد بیان میگردد. - عدد ۱۰۰۰ ضریب تبدیل مترمکعب به لیتر است.

در سیستم متریک چون معمولاً فشار برحسب ارتفاع ستون آب محاسبه میگردد فرمول قدرت بصورت زیر خواهد بود.

$$P_{power} = \frac{q_V \times HW \times g}{1000 \times \xi eff}$$

که در آن P قدرت برحسب KW

q_V دبی برحسب $\frac{L}{S}$ - H_W ارتفاع ستون آب mw - g شتاب ثقل زمین $\frac{m}{s}$ - ξeff راندمان مؤثر برحسب درصد

با قرار دادن مقدار عددی g=9.81 خواهیم داشت: $$P = \frac{q_V \times HW}{102 \xi eff}$$

مثال: مقدار جریان از یک پمپ $6\frac{L}{S}$ و فشار لازم 240Kpa می‌باشد چنانچه راندمان پمپ 78 درصد در نظر گرفته شود قدرت پمپ را حساب کنید.

$$P_{power} = \frac{q_V (P_2 - P_1)}{1000 \times \xi eff}$$ تبدیل کیلوپاسکال به پاسکال $240 \times 1000 = 240000$

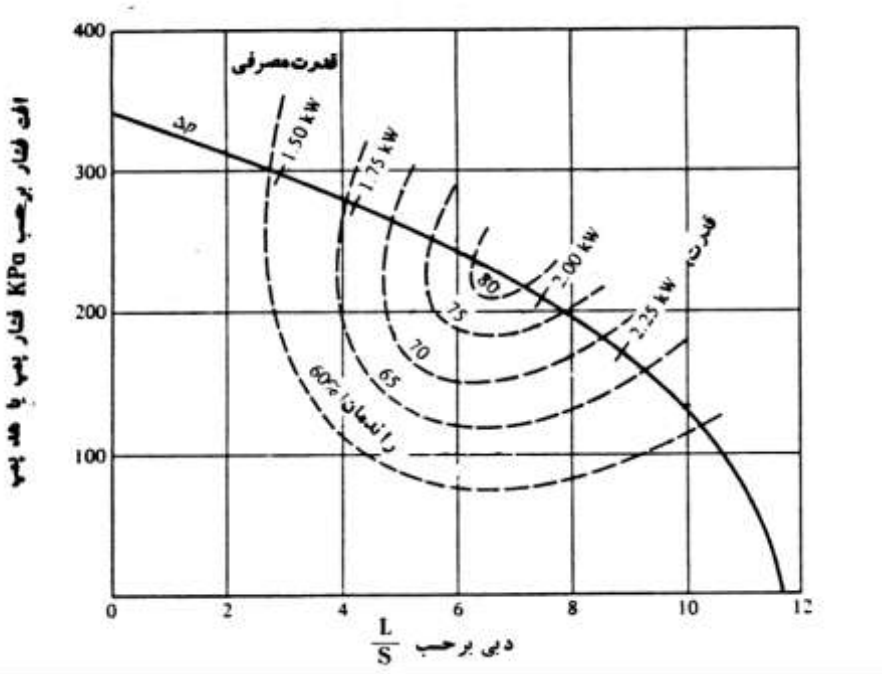
$$P = \frac{6 \times 240000}{0.78 \times 1000} = 1846W$$ $1846 \div 1000 = 1.86\ KW$

منحنی پمپ

شکل (۳-۱) دیاگرام منحنی پمپ را نشان میدهد که روی محور عمودی فشار پمپ برحسب Kpa و روی محور افقی جریان آب برحسب $\frac{L}{S}$ و منحنی‌های بیضی شکل راندمان پمپ را نشان میدهند خطوط کوچکی که منحنی ΔP را قطع میکنند نماینده قدرت پمپ است.

کلیه پمپها دارای یک سری منحنی هستند که حداکثر دبی را با حداقل فشار و همچنین حداقل دبی را با حداکثر فشار نشان میدهد. وقتی پمپی درست انتخاب میگردد، که حداکثر راندمان را داشته باشد.

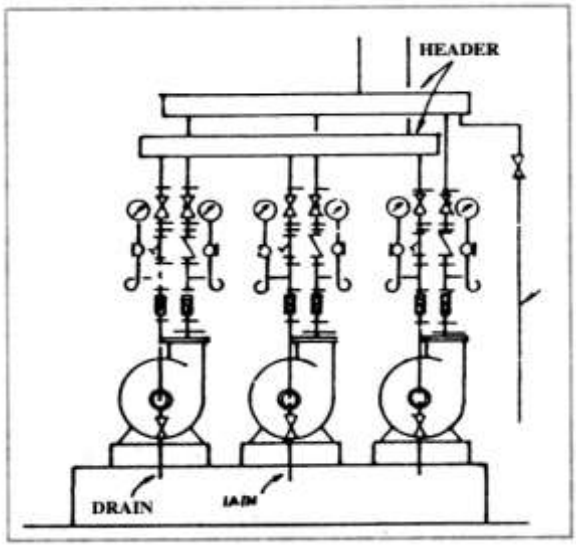
اگر منحنی شماره (۳-۱) را منحنی یک پمپ فرض کنید ملاحظه می‌کنید اگر دبی پمپ $2.7\frac{L}{S}$ باشد فشاری برابر با 300Kpa با راندمانی حدود 60% و قدرتی حدود 1.5KW مصرف میکند همین پمپ می‌تواند دبی برابر با $10\frac{L}{S}$ را با فشاری برابر 140Kpa را با راندمان حدود 62% و قدرتی حدود 2.5KW داشته باشد اما بهترین کار این پمپ در جایی است که دبی برابر $6.5\frac{L}{S}$ و فشاری برابر 220Kpa با راندمان 805 و قدرتی در حدود 2KW دارا باشد.



دیاگرام شکل (۴-۴)

اتصال موازی پمپ‌ها: دو یا چند دستگاه موتور پمپ مشابه را می‌توان به منظور افزایش دبی و یا رزرو بودن یکی از آنها و یا هر دو منظور، به صورت موازی به یکدیگر متصل کرد. در اتصال موازی موتور پمپ‌ها برای جلوگیری از سیرکوله آب در جهت خلاف در مدار پمپی که خاموش است، باید روی لوله رانش هر یک از پمپ‌ها شیر یکطرفه نصب گردد.

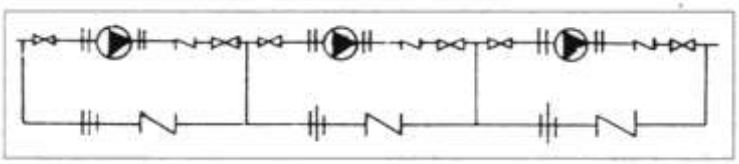
لازم به ذکر است که هرگاه چند دستگاه موتور پمپ مشابه، به صورت موازی در مداری کار کنند، دبی مدار، برابر مجموع دبی آن چند دستگاه موتور پمپ خواهد بود. در شکل (۵-۴) طریقه اتصال موازی چند دستگاه موتور پمپ هوایی و زمینی نشان داده شده است.



شکل ۵-۴- نصب سه دستگاه موتور پمپ زمینی به طور موازی

اتصال سری پمپ‌ها: دو یا چند دستگاه موتور پمپ مشابه را می‌توان به منظور افزایش فشار، به طور سری نصب کرد. به این طریق که رانش پمپ اول را به مکش پمپ دوم و رانش پمپ دوم را به مکش پمپ سوم اتصال می‌دهند و به همین ترتیب برای سایر موتور پمپ‌ها عمل می‌کنند. شکل (۶-۴) طریقه نصب سه دستگاه موتور پمپ خطی (هوایی) را به طور سری نشان می‌دهد. بیان این مطلب، لازم است که شیرفلکه‌های کشویی دو طرف پمپ‌ها برای بازکردن پمپ‌ها در موقع تعمیر خرابی، پیش‌بینی شده است و شیرهای یکطرفه برای آن است که در صورت خرابی یک دستگاه از سه دستگاه پمپ و یا رزرو بودن یکی از آنها، دو دستگاه دیگر (بدون آن که لازم باشد شیرهای کشویی پمپ رزرو و یا پمپِ خراب بسته شوند) بتوانند کار کنند.

توجه: هرگاه دو و یا چند دستگاه موتور پمپ مشابه، به طور سری در مداری نصب گردند، فشار و یا هِدِ آن‌ها جمع خواهد شد.



شکل ۶-۹- نصب سه دستگاه موتور پمپ خطی به طور سری

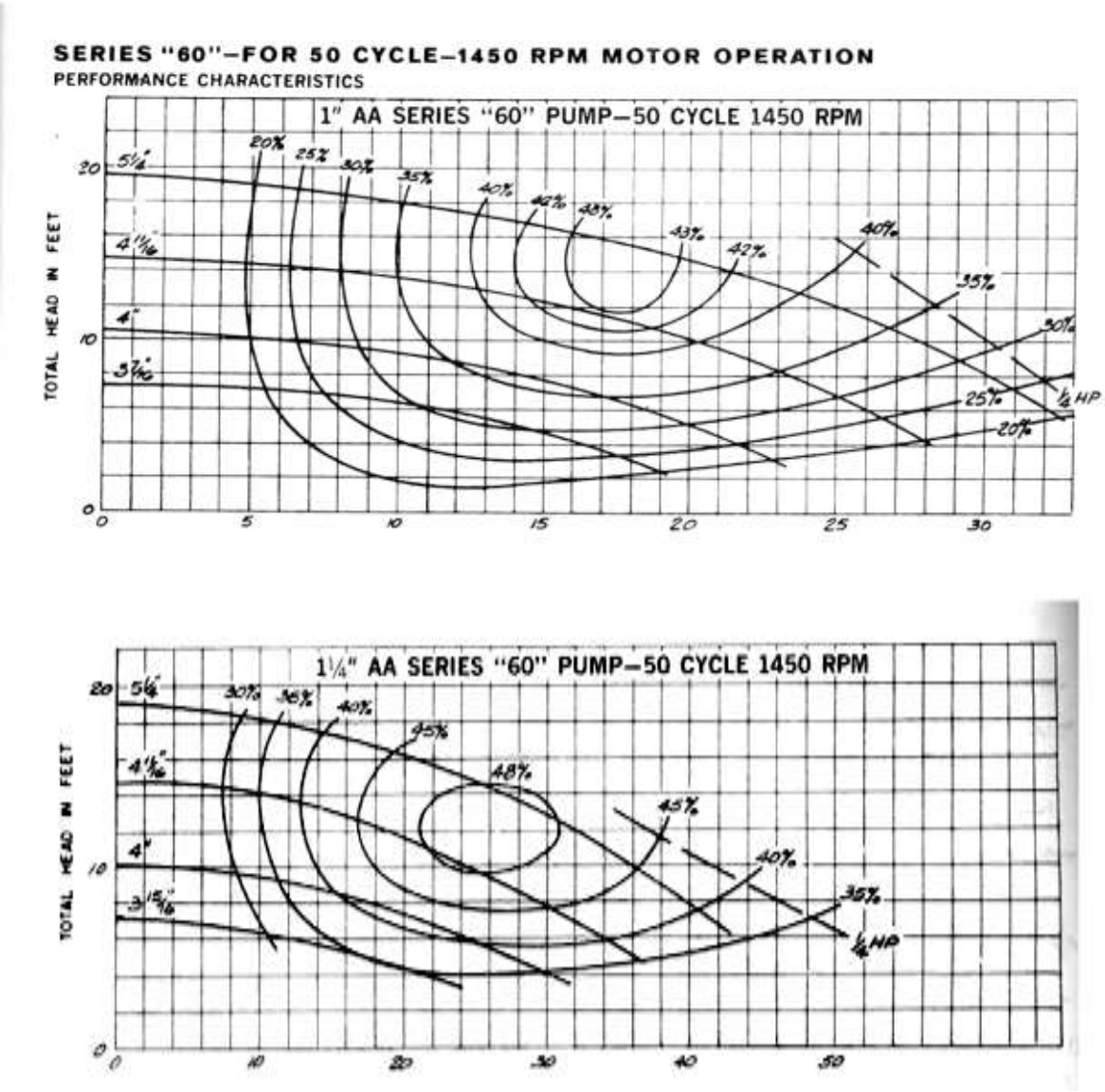
محاسبه و انتخاب پمپ جریانی: برای به جریان انداختن آب در مدارهای مختلف سیستم گرم‌کننده از پمپ جریانی استفاده می‌شود. برای انتخاب پمپ جریانی باید شاخص‌های ذکر شده در زیر را محاسبه و تعیین نمود، تا بتوان موتور پمپ مناسب را انتخاب کرد:

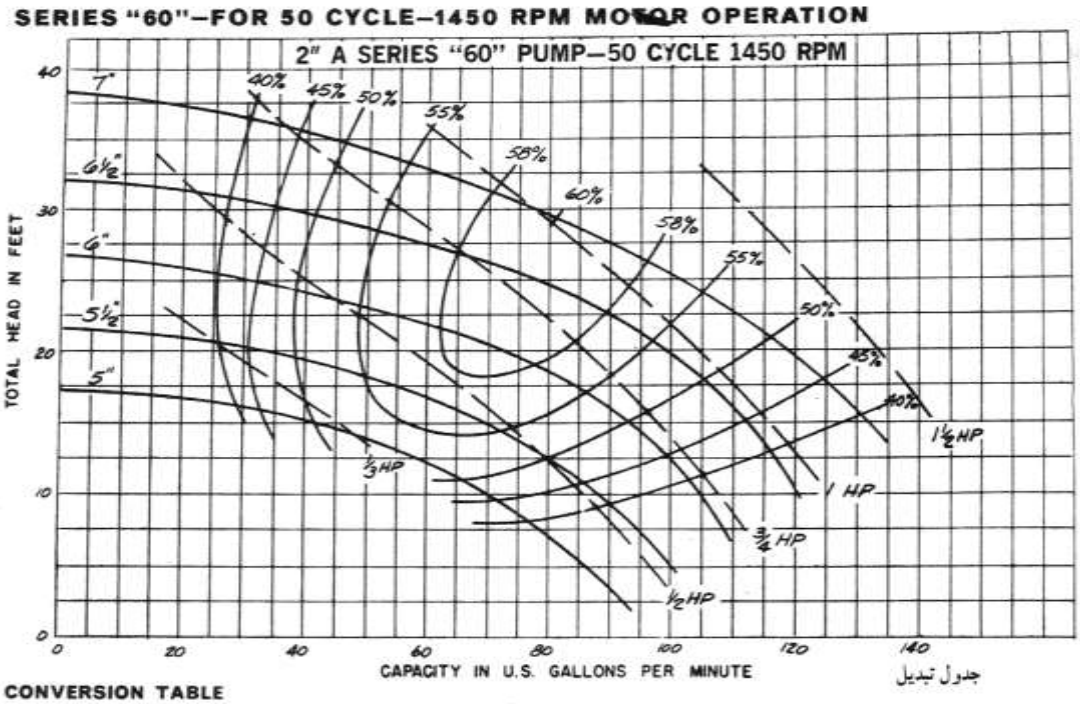
۱-مقدار آب‌دهی پمپ: دبی پمپ جریانی باید به اندازه‌ای باشد که مقدار آب گرم مورد نیاز تمام دستگاههای پخش کننده حرارت و مخزن آب گرم مصرفی را در مدار آنها سیرکوله نماید. به عبارت دیگر دبی پمپ جریانی برابر است با مجموع دبی دستگاه‌های پخش کننده حرارت به اضافه دبی مورد نیاز مخزن اب گرم مصرفی. اگر در طرح، یک دستگاه پمپ جهت سیستم گرم کننده و یک دستگاه دیگر برای مخزن آب گرم پیش‌بینی شده باشد، دبی هر پمپ باید جداگانه محاسبه گردد. اگر اختلاف درجه حرارت آب رفت و برگشت را به طور متوسط (۲۰°F) در نظر بگیریم مقدار دبی پمپ جریانی را با در دست داشتن تلفات حرارتی ساختمان، می‌توان از رابطه $Q^{(L/S)} = \frac{H^{(kw)}}{46.5}$ محاسبه کرد.

۲-فشار و یا هد پمپ: فشار و یا هد پمپ باید به اندازه‌ای باشد که افت فشار مقاوم‌ترین مسیر را جبران کند. بنابراین برای محاسبه هد پمپ باید افت فشار آب در مقاوم‌ترین مسیر را محاسبه نمود.

۳- نوع موتور: در موقع انتخاب موتور پمپ لازم است موتور پمپ از نظر فاز (یک فاز و یا سه فاز) و نیز از نظر تعداد دور در دقیقه (1450RPM و یا 2900 RPM) مشخص گردد.

پس از محاسبه و تعیین سه شاخص ذکر شده، با استفاده از منحنی کارکرد پمپ‌ها می‌توان موتور پمپ موردنظر را انتخاب کرد. در انتخاب پمپ باید به این نکته توجه داشت که موتور پمپ دارای حداکثر بازده باشد. در شکل‌های (۷-۴) منحنی‌های کار چند دستگاه موتور پمپ خطی نشان داده شده است.





CONVERSION TABLE

When other pumping conditions are given — convert to feet of head and capacity in U.S. GPM.
Multiply by appropriate correction factor.

Multiply	By	To Obtain	Multiply	By	To Obtain
Centimeter	.0328	Feet of Head	Imperial Gals./Min.	1.2	U.S. Gals. per Min.
Meters	3.28	Feet of Head	Liters/Min.	.264	U.S. Gals. per Min.
PSI	2.31	Feet of Head	Liters/Sec.	15.85	U.S. Gals. per Min.
			Liters/Hr.	.0044	U.S. Gals. per Min.
			Cubic Meters/Min.	264.2	U.S. Gals. per Min.
			Lbs./Min.	.12	U.S. Gals. per Min.
			Cubic Meters/Hr.	4.4	U.S. Gals. per Min.

شکل ۷-۴- دیاگرام انتخاب پمپ

شرح قسمت‌های مختلف نمودارها: در هر یک از نمودارهای مربوط به پمپ‌ها این موارد مشخص شده است.

۱-مقدار دبی پمپ روی محور افقی برحسب گالن آمریکایی بر دقیقه مشخص گردیده است.

۲-مقدار هد پمپ روی محور قائم برحسب فوت آب، نشان داده شده است.

۳-منحنی‌هایی که در سمت چپ روی آنها اعدادی برحسب اینچ داده شده، منحنی‌های کار پمپ، با پروانه‌ای با آن قطر هستند.

توضیح: کارخانه‌های سازنده پمپ به طور معمول موتور پمپ را با بزرگترین پروانه به بازار عرضه می‌کنند و در صورت نیاز یا باید پروانه را از پمپ خارج کرده، آن را تا قطر مورد نظر تراشید و یا این که به کارخانه سازنده پمپ، سفارش خرید مخصوص داد.

۴-منحنی‌هایی که روی آنها اعدادی برحسب درصد مشخص گردیده، بازده موتور پمپ هستند.

۵-منحنی‌های خط‌چینی که روی انها اعدادی با واحد «HP» نوشته شده، قدرت موتور پمپ برحسب اسب بخار است.

۶-مدل هر موتور پمپ در بالای منحنی‌های کار آن پمپ نوشته شده است (نظیر $AA,1''Aa$ $1\frac{1''}{4}$ و....)

۷- موتور تمام این (۶) مدل پمپ (۲۲۰) ولت (۵۰) سیکل (۱۴۵۰) دور در دقیقه است.

در زیر دیاگرام آخرین پمپ، جدولی برای تبدیل واحدهای مختلف هد به فوت آب و نیز تبدیل واحدهای مختلف دبی به گالن آمریکایی بر دقیقه با ضرایب تبدیل آنها داده شده است.

مثال: اگر در یک محاسبه، هد پمپی (۵PSI) برآورد شده باشد، مقدار آن برحسب فوت آب چنین است:

$$Ft_w = PSI \times 2.31 \quad \text{و} \quad Ft_w = 5 \times 2.31 = 11.55$$

مثال: دبی ۸ لیتر بر ثانیه معادل چند گالن بر دقیقه است:

پاسخ: $GPM = \frac{L}{S} \times 15.85$ و $GPM = 8 \times 15.85 = 126.8$

مثال: برای ساختمانی با مشخصات ذکر شده در زیر، چه نوع موتور پمپ جریانی باید انتخاب کنیم؟
۱-تلفات حرارتی ساختمان (279100) وات است؛ ۲-طول لوله رفت دورترین رادیاتور تا محل نصب پمپ (100) متر است؛ ۳-افت فشار آب در داخل لوله‌ها به طور متوسط برابر ($200\frac{Pa}{m}$) است؛ ۴-اختلاف درجه حرارت آب رفت و برگشت (11.1) درجه سانتیگراد است؛ ۵-موتورِ پمپ باید (220) ولت و (1450) دور در دقیقه باشد.

پاسخ: برای انتخاب موتور پمپ باید مقدار آب‌دهی و هد پمپ محاسبه گردد.

$q_V = \frac{279.1}{46.5} = 6$ مقدار دبی برحسب لیتر بر ثانیه و $q_V = \frac{H}{46.5}$

مقدار دبی برحسب گالن بر دقیقه $GPM = \frac{l}{s} \times 15.85 = GPM = 6 \times 15.85 = 95.1$

افت فشار در مسیر دورترین رادیاتور $Pa = 600 \times 100 = 60000$ پاسکال و $Pa = 600\ L$

با توجه به این که هر کیلو پاسکال (۰/۳۳۵) فوت آب است:

هد پمپ برحسب فوت آب $Ft_w = 60 \times 0.335 = 20.1$

حال مقدار دبی (۹۵/۱) گالن بر دقیقه را از روی محور افقی آخرین مدل پمپ، پیدا کرده، از آن جا یک خط قائم رسم می‌کنیم، مقدار هد (۲۰/۱) فوت را هم روی محور قائم پیدا کرده، یک خط افقی از آنجا رسم می‌نماییم، محل تلاقی این دو خط، نقطه کار پمپ مورد نیاز است که دارای مشخصاتی به این شرح خواهد بود.

۱-مدل پمپ $(2''A)$؛ ۲-قطر پروانه ($6.4''$ یا $6\frac{1}{2}''$)؛ ۳-قدرت موتور (۱ اسب بخار)؛ ۴-بازده موتور پمپ (۵۵٪)

به دلیل آن که کارخانه سازنده، پمپ را با بزرگترین پروانه $(7'')$ به بازار عرضه می‌کند، این موتور پمپ $(2''A7)$ نامیده می‌شود.

انتخاب پمپ زمینی: منحنی‌های شکل‌های (۸-۴) و (۹-۴) مربوط به انتخاب پمپ زمینی از یک کارخانه سازنده است. پس از انجام محاسبات می‌خواهیم پمپی را انتخاب کنیم که مقدار آبدهی آن ۵۰ مترمکعب در ساعت یا ۱۳/۹ لیتر برثانیه و ارتفاع آبدهی آن ۲۹ متر باشد.

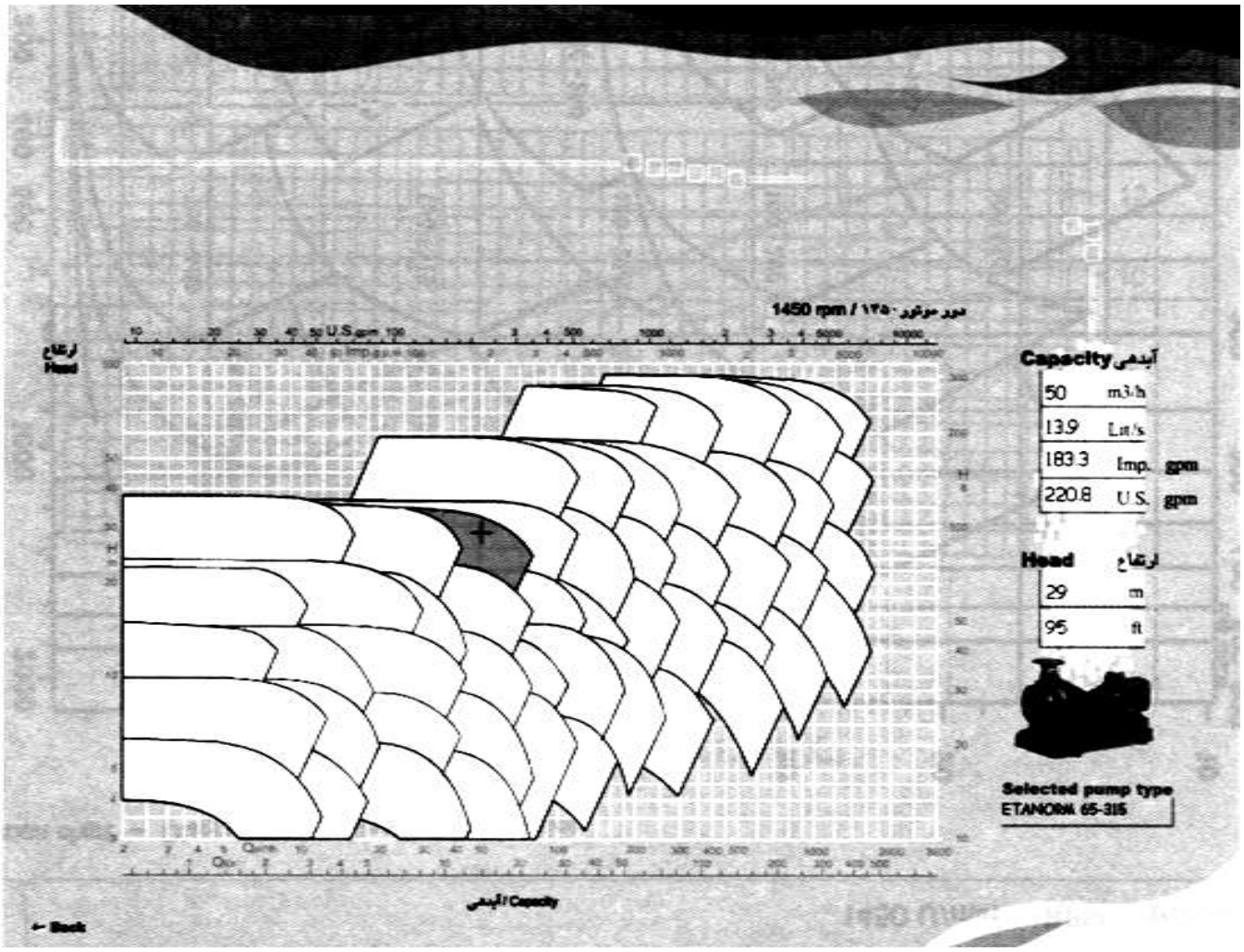
الف- انتخاب پمپ: پمپ‌های زمینی نیز در دورهای ۱۴۵۰rpm و ۲۹۰۰rpm تولید می‌شوند. با توجه به اینکه استهلاک پمپ در دورهای بالا بیشتر است در صورتی که کارکرد پمپ مداوم باشد بهتر است پمپ با سرعت دورانی ۱۴۵۰ دور در دقیقه انتخاب شود.

برای انتخاب پمپ به منحنی همپوشانی پمپ در شکل (۱۳-۶) مراجعه می‌کنیم. محل تقاطع آبدهی ۵۰ مترمکعب در ساعت و ارتفاع آبدهی ۲۹ متر، پمپ ۳۱۵-۶۵ را مشخص می‌کند.

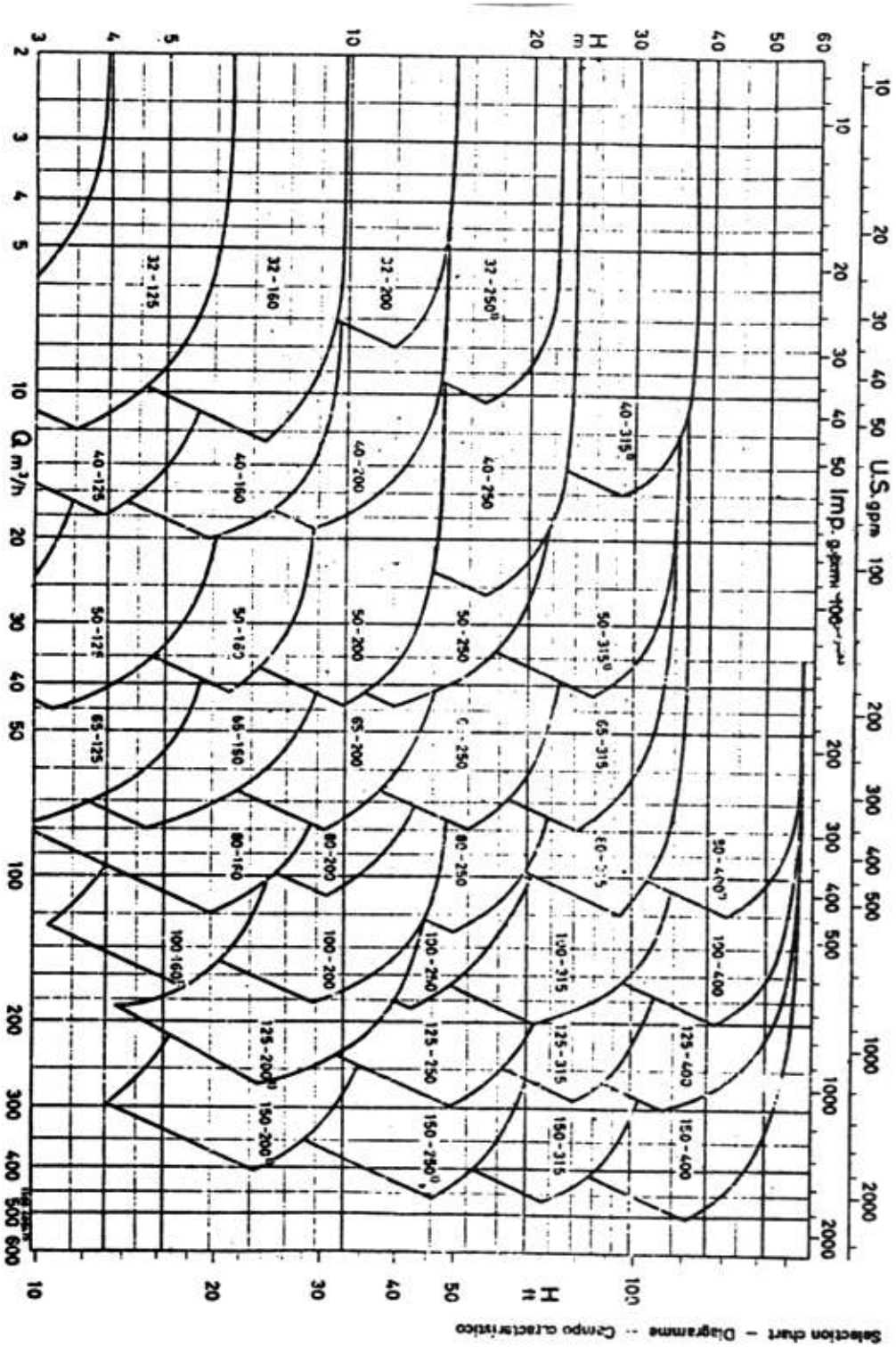
ب- تعیین قطر پروانه: شکل (۹-۴) منحنی مشخصات پمپ ۳۱۵-۶۵ در ۱۴۵۰ دور در دقیقه مراجعه می‌کنیم بر روی منحنی نقطه تقاطع آبدهی ۵۰ مترمکعب در ساعت و ارتفاع آبدهی ۲۹ متر یافته و اولین منحنی بالای این نقطه که مربوط به پروانه با تراش $\phi 310$ می‌باشد انتخاب می‌کنیم. بنابراین پمپ انتخاب شده $65\text{-}315_a(\phi 310)$, 1450rpm می‌باشد.

ج- راندمان پمپ: با توجه به اینکه نقطه انتخاب در منحنی شکل (۹-۴) بین راندمان ٪۶۵ و ٪۶۶ قرار می‌گیرد راندمان پمپ انتخاب شده ٪۶۵/۲ است.

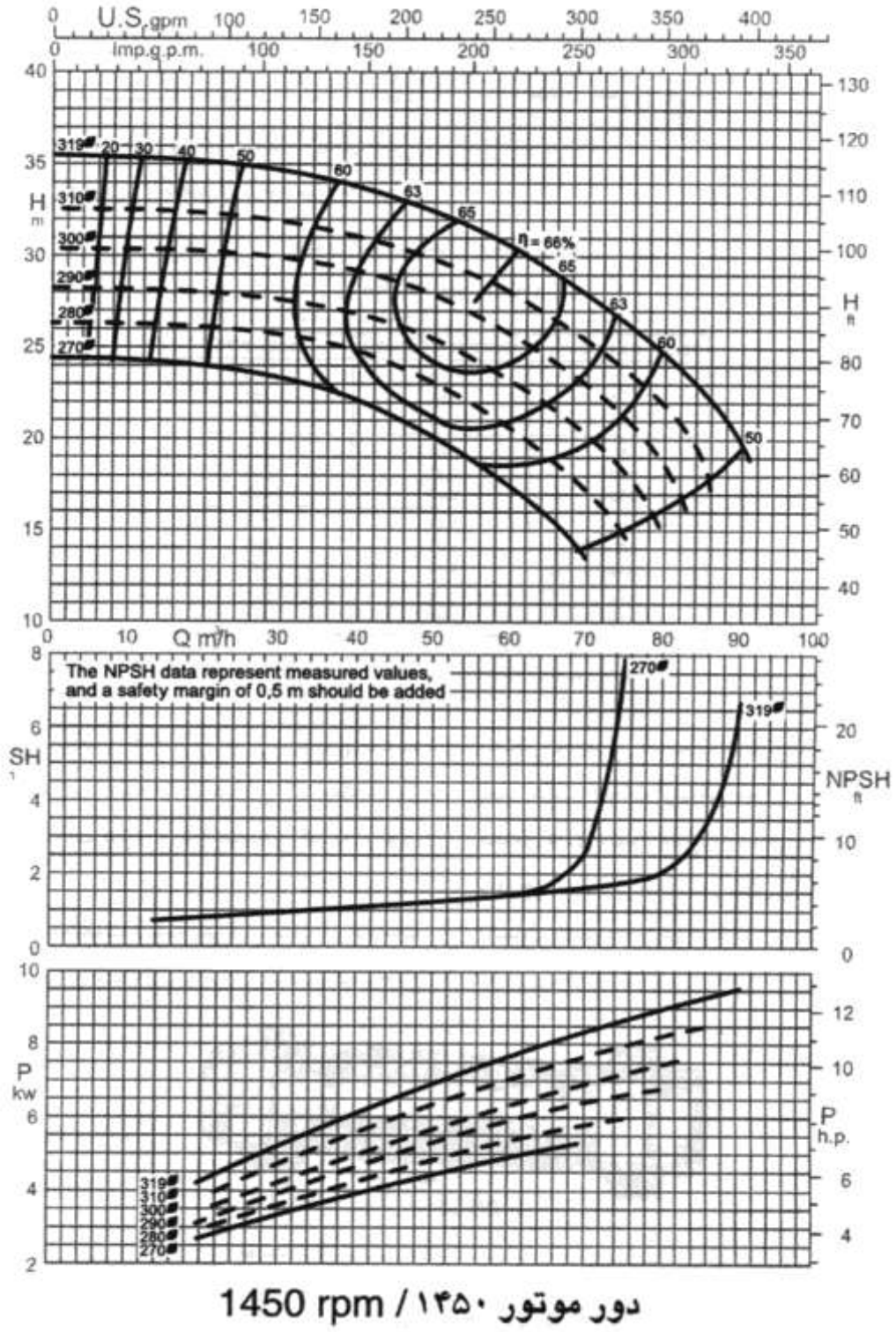
د- انتخاب الکتروموتور: برای انتخاب الکتروموتور انتهای منحنی توان را برای تراش پروانه ۳۱۰ در نظر گرفته ، به عدد ۸/۲kw می‌رسیم بنابراین برای عملکرد مطمئن الکتروموتور ۱۱ کیلووات ۱۴۵۰ دور در دقیقه انتخاب می‌کنیم.



شکل (۹-۴) الف- منحنی همپوشانی پمپ‌های گریز از مرکز



شکل (۸-۴) ب- منحنی همپوشانی پمپ‌های گریز از مرکز



شکل (۹-۴) منحنی مشخصات پمپ ۳۱۵-۶۵

خلاصه‌ای مطالب مربوط به پمپ‌ها و محاسبه سریع آن

انواع پمپها :

۱. **پمپ سانتریفوژ : (قابل استفاده در تاسیسات)**

دارای هد پائین و دبی بالا میباشد .

روش تولید آن ساده و ارزان است .

تعمیر و نگهداری کمی لازم دارد .

دو نوع از این پمپ شامل Step و Servo وجود دارد که دورهای مختلف تولید میکنند، ولی در تاسیسات کاربردی ندارند.

جهت بر طرف کردن مشکل هد پائین میتوان از سری کردن پمپ در مدار استفاده کرد . منتها در تاسیسات معمولا هد بالا نیاز نداریم و افزایش فشار موجب ترکیدگی لوله ها میگردد.

۲. **پمپ محوری (Screw) :**

دارای ماردون با حرکت مخالف میباشند در خروجی نوسان فشار ندارند. این نوع پمپها جهت کاربری های خاص میباشند و کاربرد تاسیساتی ندارند.

۳. **پمپ دنده ای (Scroll) :**

این نوع پمپ دارای واکنش سریع میباشند و نسبت به انرژی که مصرف میکنند راندمان بالائی دارند .

۴. **پیستونی :**

جهت هد بالا و دبی پائین مناسب است.

در ایران دور پمپها 1450 RPM و 2900 RPM تولید میگردد.

چند نکته راجع به استفاده پمپ :

- حتما زیر پمپ شاسی قرار گیرد تا بدون نوسان باشد.
- تراز نصب گردد.
- روی محور آن هیچ وزنی وارد نشود.
- روغن و گریس کاری آن دائم و مرتب انجام شود.
- هر چه دور پمپ پائین تر باشد استهلاک آن کمتر است.
- قطر لوله مکش حداکثر تا ۲ برابر قطر ارسال میتواند باشد.
- در قسمت ورودی پمپ (مکش) نباید تغییر سایز لوله و تبدیل داشته باشیم.

در دو پمپ موازی هد ثابت است و دبی **تقریبا** دو برابر میشود.

در دو پمپ سری دبی ثابت است و هد **تقریبا** دو برابر میشود.

پمپ:

در ساختمان‌های بزرگ پمپ در مسیر رفت گذاشته می‌شود و اصولاً پمپ برای ارسال سیال است نه ساکشن اما در تاسیسات کوچک آن را در مسیر برگشت می‌گذارند (چون آب سردتر شده است طول عمر بیشتر است پکینگ‌ها سالم می‌ماند البته باعث هوا گرفتن سیستم نیز می‌شود)

دبی پمپ $GPM = \frac{Q_B\,(Btu)}{500\Delta T^{\circ}F}$ $\qquad \dot{m} = \frac{Q}{C_{P\Delta T}}$

معمولاً اختلاف دما 20 درجه است (بین رفت و برگشت) ΔT ظرفیت حرارتی بویلر معمولاً 20% بیشتر در نظر گرفته می‌شود.

هد پمپ $H = \frac{(L + L + 0.5L + 0.5L \times \Delta P}{12000} = \frac{3L}{4} = 0.075\,L$

یعنی H پمپ بایستی 0.075L باشد.

نکته: مثلاً برای یک ساختمان 60 متری $0.075 \times 60 = 4.3$ متر چون که در رفت و برگشت لوله آب است و رابطه $h = h_S + h_L$ میزان h_S در مسیر سیرکولاسیون صفر است چون در رفت و برگشت آب است. و $h = h_L = 0.075L$ می‌باشد.

L : فاصله دورترین مصرف‌کننده یا دورترین رفت.

مشخصات پمپ:

۱ -**دبی**

۲ -**هد**

۳ -**توان**

۴ -**NPSH**

۵ -**ولتاژ**

۶ -**دور**

۷ -**فرکانس**

۸ -**درجه حفاظت IP**

در شرایط مساوی سعی شود پمپ‌های دور پائین استفاده شود. چون استهلاک بالا می‌رود.

توان‌ها و دورهای استاندارد موتورها:

N= 750, 1000, 1500, 3000 rpm
P = 0.37-0.55-0.75—1.1-1.5-2.2-3-4-5.5-7.5-11-15-18.5-2-25-30-37-45-55-75-90-110-123 KW

درجه حفاظت موتورها (IP)

عددی است که پس از گذراندن آزمایش‌های مشخصی به آن وسیله نسبت داده می‌شود

اولین رقم: حفاظت در برابر اجسام صلب

دومین رقم: حفاظت در برابر مایعات

سومین رقم: حفاظت در برابر تکانه‌های مکانیکی

اولین رقم: حفاظت در برابر اجسام صلب	دومین رقم: حفاظت در برابر مایعات	سومین رقم: حفاظت در برابر تکانه‌های مکانیکی
0 بدون حفاظت	0 بدون حفاظت	0 بدون حفاظت
1 حفاظت در برابر اجسام صلب بزرگتر از 50 میلیمتر	1 حفاظت در برابر ریزش قطرات عمودی آب	1 انرژی تکانه 0.225 ژول
2 حفاظت در برابر اجسام صلب بزرگتر از 12 میلیمتر	2 حفاظت در برابر ریزش قطرات آب تا 15 درجه انحراف نسبت به قائم	2 انرژی تکانه 0.375 ژول
3 حفاظت در برابر اجسام صلب بزرگتر از 2.5 میلیمتر	3 حفاظت در برابر ریزش قطرات آب تا 60 درجه انحراف نسبت به قائم	3 انرژی تکانه 0.5 ژول
4 حفاظت در برابر اجسام صلب بزرگتر از 1 میلیمتر	4 حفاظت در برابر پرتاب آب در تمام جهات	5 انرژی تکانه 2 ژول
5 حفاظت در برابر گرد و خاک بدون تجمع زیان‌آور	5 حفاظت در برابر فواره آب در تمام جهات	7 انرژی تکانه 6 ژول
6 حفاظت کامل در برابر گرد و خاک	6 حفاظت در مقابل پرتاب آب مشابه موج دریا	9 انرژی تکانه 20 ژول
	7 حفاظت در مقابل اثرات غوطه‌وری در آب	

پمپ با IP = 23 یک پمپ معمولی است. گاهی اوقات دو رقمی است.

در تاسیسات به خاطر رطوبت IP=55 کاربرد زیادی دارد. IP= 325

قوانین پمپ‌ها:

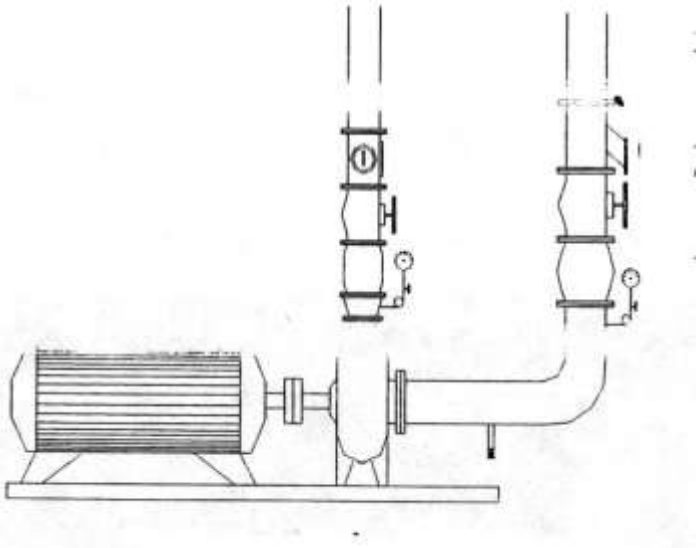
$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \times \frac{n_2}{n_1} \times \left(\frac{d_2}{d_1}\right) \qquad \frac{P_2}{P_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \times \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 \qquad \frac{HP_2}{HP_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \times \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^3$$

مثال: مطلوب است محاسبه توان مصرفی، دبی، و فشار پمپ مثال قبل در حالتی که دور موتور دو برابر شود. (پمپ 5.5 KW بود)

دبی دو برابر می‌شود → دور دو برابر شده

چهار برابر شده است → فشار

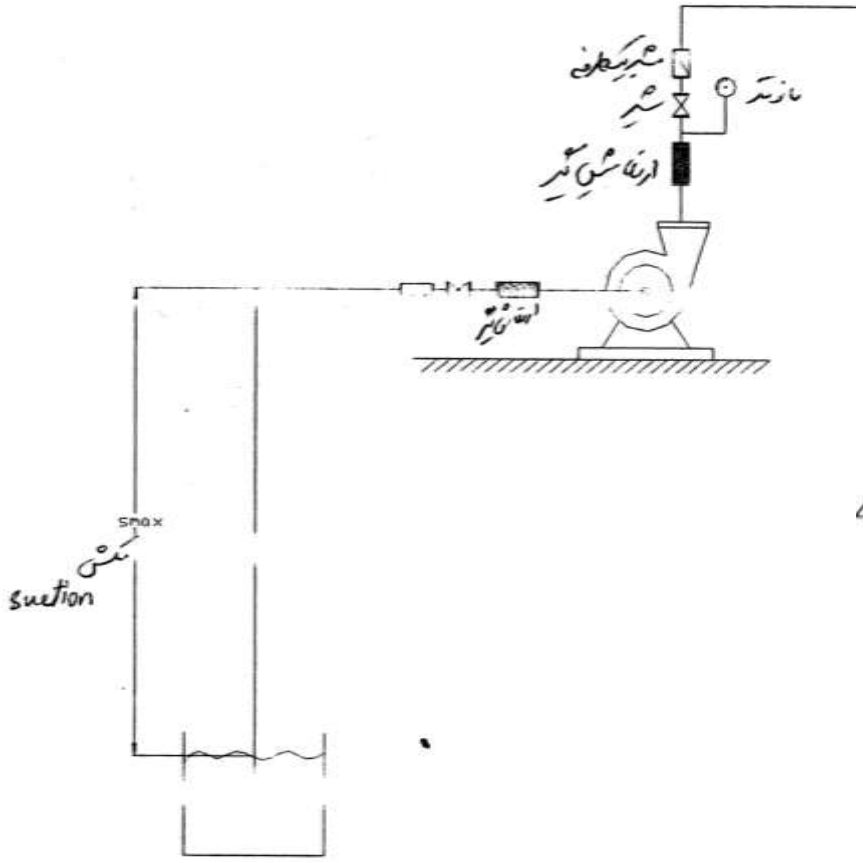
هشت برابر توان می‌خواهد → توان $5.5^3 = 48$ Kw

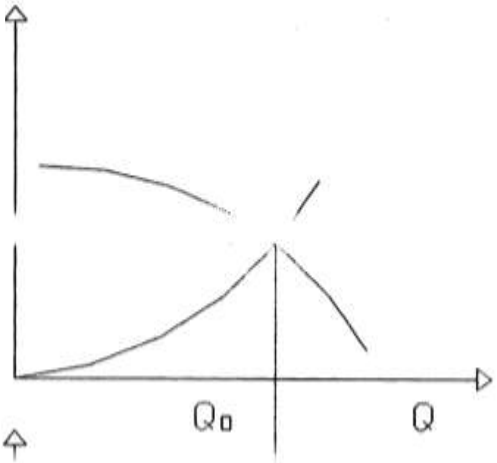


پمپ سانتریفوژ زمینی

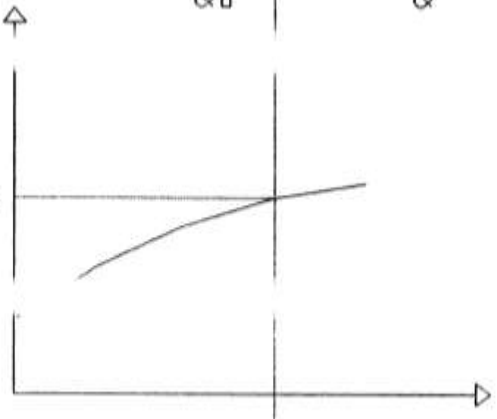
ماکزیمم عمق مکش

$$Z = \frac{P_a}{\rho.g}\left\{NPSH_{req} + \frac{P_V}{\rho.g} + h_1\right\}$$





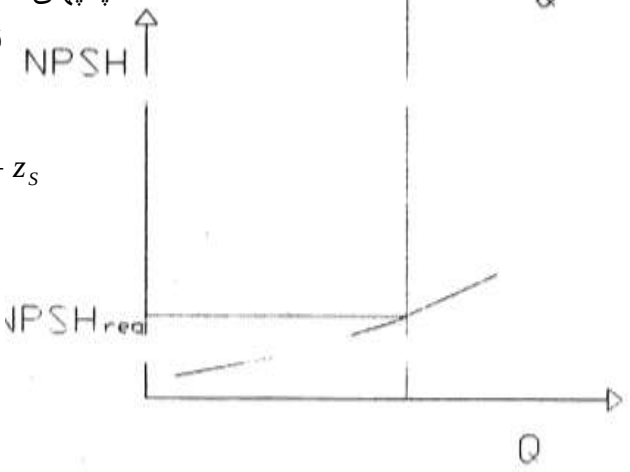
NPSH : بنابر تعریف NPSH حداکثر عمقی است که پمپ، بدون مشکل، قادر به مکش آن است .



$$NPSH = \frac{P_\circ}{\rho.g} + \frac{V_\circ^2}{2g} - \frac{P_V}{\rho.g} \qquad NPSH_{req} = \frac{P_{mm}}{\rho.g} + \frac{V^2}{2g} - \frac{P_V}{\rho.g}$$

$$P = \frac{\ell\,(kg/m^3)g\,(m/s^2)V(m^3/s)\times H\,(m)}{\eta_m \times \eta_p}$$

پمپهای ساتریفوژ مکش ضعیفی دارند و از نظر تئوری حداکثر عمق ۱۰.۳۳ متری قادر به مکش هستند.(در حالت ایده آل) ولی در عمل کمتر از این است.



اثبات:

رابطه انرژی را بین ۱ و ۲ می‌نویسیم $\frac{P_1}{pg} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{1g} + \frac{V^2}{2g} = h_L + z_S$

$$Z_S = \frac{P_a}{pg} - \left\{ \frac{P_2}{pg} + \frac{V_2^2}{2g} + h_L \right)$$

$$Z_{\max} = \frac{P_a}{pg} - \left\{ \frac{P_{\min}}{pg} + \frac{V^2}{2g} + h_L \right\}$$

موقعی ماکزیمم می‌شود که داخل پرانتز برابر صفر شود.

$$Z_{S\max} = \frac{P_a}{pg} - \left\{ NPSH_{req} + \frac{P_V}{pg} + h \right\} = 10.5\,m$$ بیشتر نمی‌شود

مثال: مطلوبست ماکزیمم ارتفاع یک پمپ سانتریفوژ در صورتی که دمای سیال به ترتیب 15^oC و 60^oC و 95^oC باشد. از جدول ۱۰ و ۹ استفاده شود و NPSH=2.5m و تلفات مسیر را 1.5 متر در نظر بگیرید. می‌خواهیم ببینیم یک پمپ از یک چاه از چه عمقی می‌تواند مکش کند.

$$Z_{S\max} = \frac{100P_a = 100.000}{pg = 10000} - \{2.3 + 0 + 1.5\} = 6m$$

مفهوم NPSH یعنی حداقل ارتفاع لازم 2.5 متر است کمتر از آن ارتفاع کاویتاسیون می‌شود و حداکثر NPSH متر می‌تواند باشد و بالای 6 متر کار نمی‌کند.

زیر 2.5 کاویتاسیون می‌شود و ماکزیمم عمق 4.3 متر

برای 60^oC $$Z_{\max} = \frac{100.000}{983.19 \times 9.8} - \left\{ 2.3 + \frac{19.17}{983 \times 9.8} + 1.5 \right\} = 4.3$$

برای 90^oC $$Z_{\max} = \frac{100.000}{691 \times 9.8} - \left\{ 2.5 + \frac{84570}{961 \times 9.8} + 1.5 \right\} = -2.3$$

در این حالت نه تنها نمی‌تواند مکش داشته باشد بلکه آب بایستی 2.3 m سوار بر پمپ باشد. برای همین در دی اریتور که دما بالا است پمپ را در بالا قرار می‌دهند. یعنی آب سوار بر پمپ باشد.

آبگرم مورد نیاز ساختمان

پس از محاسبه تلفات حرارتی ساختمان و تعیین سطوح حرارتی رادیاتورها برای انتخاب دیگ لازم است مقدار ظرفیت حرارتی جهت گرم کردن آبگرم مصرفی بدست آورد.

مقدار حرارت بدست آمده را باید با تلفات حرارتی ساختمان جمع کرده تا ظرفیت دیگ تعیین گردد لذا قبل از محاسبه دیگ مقدار آبگرم مورد نیاز و ظرفیت حرارتی لازم را محاسبه می‌نمائیم.

مقدار آبگرم مورد لزوم- مقدار آبگرم مورد احتیاج ساختمان را می‌توان به چند طریق محاسبه نمود.

الف- با در نظر گرفتن تعداد افراد ساکن در ساختمان ب- نسبت به تعداد مصرف کننده و نوع وسیله بهداشتی مانند دستشوئی، حمام، توالت و غیره. ج- نسبت به نوع ساختمان مانند بیمارستان، آپارتمان، مدرسه و غیره.

معمولاً برای هر نفر در روز بین ۴۰ تا ۱۲۰ لیتر آبگرم پیشنهاد میکنند.

ساده‌ترین روش محاسبه مقدار آبگرم مصرفی و حجم منبع، در نظرگرفتن تعداد و نوع لوازم بهداشتی است. جدول (۱۰-۴) مقدار ابگرم مصرفی نسبت به وسائل بهداشتی در ساختمانهای مختلف را برحسب گالن در ساعت و لیتر در ساعت نشان میدهد.

جدول شماره (۴-۱۰)

مقدار آبگرم مصرفی نسبت به وسائل بهداشتی مختلف در ساختمانها برحسب گالن در ساعت و لیتر در ساعت

نوع ساختمان ← / نوع وسیله بهداشتی ↓		آپارتمان	کلوب	ورزشگاه	بیمارستان	هتل	کارخانجات	ادارات	ساختمان مسکونی خصوصی	مدارس
دستشوئی و توالت خصوصی	گالن در ساعت G.P.H	۲	۲	۲	۲	۲	۲	۲	۲	۲
	لیتر در ساعت L.P.H	۷/۶	۷/۶	۷/۶	۷/۶	۷/۶	۷/۶	۷/۶	۷/۶	۷/۶
دستشوئی و توالت عمومی	گالن در ساعت G.P.H	۳	۶	۸	۶	۸	۱۲	۶	–	۱۵
	لیتر در ساعت L.P.H	۱۵/۲	۲۲/۸	۳۰/۲	۲۲/۸	۳۰/۲	۴۵/۶	۲۲/۸	–	۵۷
دان (حمام)	گالن در ساعت G.P.H	۲۰	۲۰	۳۰	۲۰	۲۰	–	–	۲۰	–
	لیتر در ساعت L.P.H	۷۶	۷۶	۱۱۳	۷۶	۷۶	–	–	۳۶	–
ظرفشوئی اتوماتیک	گالن در ساعت G.P.H	۱۵	۵۰ تا ۱۵۰	–	۵۰ تا ۱۵۰	۵۰–۲۰۰	۲۰–۱۰۰	–	۱۵	۲۰–۱۰۰
	لیتر در ساعت L.P.H	۵۷	۱۹۰–۵۷۰	–	۱۹۰–۵۷۰	۱۹۰–۷۶۰	۷۶–۳۸۰	–	۵۷	۷۶–۳۸۰
ظرفشوئی	گالن در ساعت G.P.H	۱۰	۲۰	–	۲۰	۳۰	۲۰	۲۰	۱۰	۲۰
	لیتر در ساعت L.P.H	۳۸	۷۶	–	۷۶	۱۱۳	۷۶	۷۶	۳۸	۷۶
دوش	گالن در ساعت G.P.H	۳۰	۱۵۰	۲۲۵	۷۵	۷۵	۲۲۵	۳۰	۳۰	۲۲۵
	لیتر در ساعت L.P.H	۱۱۳	۵۷۰	۸۵۵	۲۸۵	۲۸۵	۸۵۵	۱۱۳	۱۱۳	۸۵۵
دلشوئی	گالن در ساعت G.P.H	۲۰	۲۸	–	۲۸	۲۸	–	–	۲۰	–
	لیتر در ساعت L.P.H	۷۶	۱۰۶	–	۱۰۶	۱۰۶	–	–	۷۶	–
ظرفشوئی آبدارخانه	گالن در ساعت G.P.H	۵	۱۰	–	۱۰	۱۰	–	۱۰	۵	۱۰
	لیتر در ساعت L.P.H	۱۹	۳۸	–	۳۸	۳۸	–	۳۸	۱۹	۳۸
ضریب مقدار آبگرم لازم		۰/۳۰	۰/۳	۰/۴۰	۰/۲۵	۰/۲۵	۰/۳	۰/۳۰	۰/۳۰	۰/۴۰
ضریب ظرفیت منبع آبگرم		۱/۲۵	۰/۹۰	۱/–	۰/۶۰	۰/۸۰	۱/–	۲	۰/۷۵	۱

در جدول فوق برای تعیین مقدار حقیقی مصرف آب گرم، مقدار کل مصرف آب گرم یک ساختمان را که جدول نشان میدهد یک دفعه در ضریب مقدار آبگرم لازم ضرب نموده و سپس حاصل را در ضریب ظرفیت منبع آب گرم ضرب می‌نمایند.

$1 = \frac{1}{3600} \times \frac{L}{S}$ لیتر بر ساعت 1 US gal = 3.787 Liter = یک گالن آمریکائی

مثال: یک ساختمان اداری دارای لوازم بهداشتی زیر است:

۱-دستشوئی خصوصی ۲ عدد. ۲-دستشوئی عمومی ۱۰ عدد. ۳-ظرفشوئی آبدارخانه ۳ عدد. ۴- دوش یک عدد.

مطلوبست:

۱- مقدار آبگرم لازم.

۲-ظرفیت منبع.

۳-مقدار حرارت لازم جهت گرم کردن آب مصرفی در صورتی که آب سرد ورودی به داخل منبع $10^{o}C$+ و آبگرم خروجی از منبع $60^{o}C$+ باشد.

حل: از جدول ۱۱-۴ مربوط به مقدار آبگرم مصرفی برای ساختمان اداری مقدار آبگرم مصرفی برای لوازم بهداشتی برابر است با جدول.

نوع ساختمان اداری	نوع وسیله بهداشتی
۷/۶ $\frac{L}{hr}$	دستشوئی خصوصی
۲۲/۸ $\frac{L}{hr}$	دستشوئی عمومی
۳۸ $\frac{L}{hr}$	ظرفشوئی آبدارخانه
۱۱۴ $\frac{L}{hr}$	دوش
۰/۳	ضریب مقدار آبگرم لازم
۲	ضریب ظرفیت منبع آبگرم

۱-مقدار آبگرم لازم با توجه به جدول ۱۱-۴ برابر است با:

نوع وسیله	مقدار جریان آب هر وسیله $\frac{L}{hr}$	جمع
دستشوئی خصوصی	۲×۷/۶	۱۵/۲
دستشوئی عمومی	۱۰×۲۲/۸	۲۲۸
ظرفشوئی	۳×۳۸	۱۱۴
دوش	۱×۱۱۴	۱۱۴
جمع کل مقدار آب گرم		۴۷۱/۲

چون این مقدار آبگرم همیشه بطور متوالی در ساعت مصرف نمی‌گردد لذا ضریبی برای مقدار آبگرم مصرفی در نظر میگیرند تا مقدار واقعی آبگرم بدست آید. با مراجعهٔ به جدول این ضریب ۰/۳ خواهد بود. $471.2 \times 0.3 = 141.36 \approx 142 \frac{L}{hr}$

بنابراین مقدار جریان آبگرم مصرفی لازم ۱۴۲ لیتر در ساعت خواهد بود.

۲-حجم منبع با توجه به ضریب ظرفیت منبع آبگرم برابر است با: لیتر $142 \times 2 = 284$

نظر به اینکه کارخانه‌های سازنده، این منابع را در ظرفیت‌های مشخص شده طبق جدول (۲۱-۱) می‌سازند بنابراین ظرفیت ۳۰۰ لیتر را برای منبع انتخاب می‌کنیم. ۳-تعیین مقدار حرارت لازم جهت گرم کردن آب.

از رابطهٔ زیر مقدار حرارت لازم برابر است با:

$$H = q_m \times C_{p.m} \times (t_1 - t_2)$$

و یا

$$H = \rho q_V \times C_{PV} (t_1 - t_2)$$

H = حرارت لازم برحسب وات یا کیلوکالری در ساعت. -

q_V = دبی حجمی برحسب $\frac{L}{S}$ یا $\frac{m^3}{hr}$ - ρ = وزن واحد حجم که مقدار ان برابر است $P = 1 \frac{Kgr}{Liter}$ -

C_{Pv} = گرمای ویژه آب در سیستم SI $C_{PV} = 4.186 \left(\frac{KJ}{Kg.^oC} \right)$ و در سیستم متریک $C_{PV} = 1 \left(\frac{KJ}{Kg.^oC} \right)$

t_1 = درجه حرارت خروجی آبگرم مصرفی که معمولاً ۶۰°C انتخاب می‌شود.

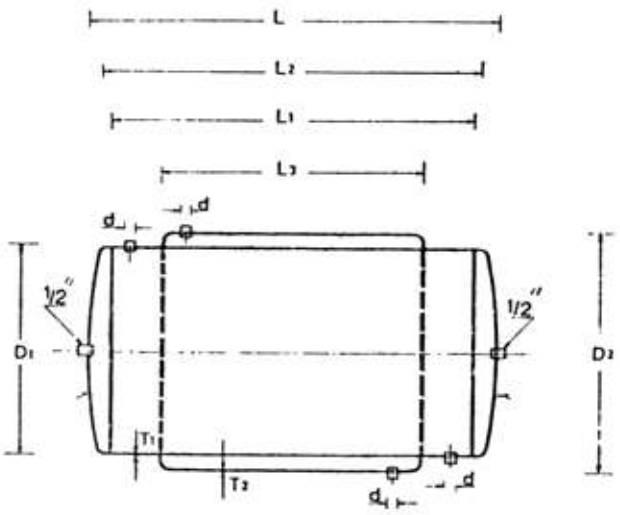
t_2 = درجه حرارت آبسرد ورودی به منبع که معمولاً بین ۱۰°C تا ۵°C سانتیگراد در نظر گرفته می‌شود.

بنابراین مقدار H برابر است با:

در سیستم متریک $H = 142 \times 1 \times (60 - 10) = 7100 \frac{Kcal}{hr}$

در سیستم SI $H = 142 \frac{L}{hr} \times \frac{hr}{3600} \times 4.186 \times 50 = 8.255 KW$

در محاسبات سریع معمولا مقدار بار آب گرم مصرفی را ۲۰-۲۵ درصد بار حرارتی ساختمان در نظر میگیرند که تقریب نسبتا قابل قبولی میباشد.



شماره	لیتر	L mm.	L۱ mm.	L۲ mm.	L۳ mm.	D۱ mm.	D۲ mm.	T۱ mm.	T۲ mm.	d in	کیلوگرم
۱	۳۰۰	۱۶۱۰	۱۵۰۰	۱۵۶۰	۹۵۰	۴۸۳	۵۲۰	۳	۲/۵	$1\frac{1}{4}$"	۱۰۵
۲	۵۰۰	۱۶۴۰	۱۵۰۰	۱۵۶۰	۹۵۰	۶۲۰	۷۰۵	۴	۳	$1\frac{1}{2}$"	۱۷۲
۳	۷۵۰	۱۶۶۰	۱۵۰۰	۱۵۶۰	۹۵۰	۷۶۵	۸۴۵	۵	۴	۲"	۲۶۵
۴	۱۰۰۰	۲۱۶۰	۲۰۰۰	۲۰۶۰	۱۴۵۰	۷۶۵	۸۴۵	۵	۴	$2\frac{1}{2}$"	۳۶۷
۵	۱۵۰۰	۲۲۵۰	۲۰۰۰	۲۱۰۰	۱۴۵۰	۹۶۷	۱۰۶۰	۶	۴	$2\frac{1}{2}$"	۵۲۲
۶	۲۰۰۰	۲۳۲۰	۲۰۰۰	۲۱۲۰	۱۴۵۰	۱۱۰۷	۱۱۶۵	۶	۵	۳"	۶۷۵

جدول (۱۲-۴)

مثال: مقدار آب گرم مصرفی، ظرفیت حرارت و حجم مخزن آب گرم مناسب را برای یک مجتمع ۱۰ واحدی که در هر واحد آن وسایل بهداشتی به شرح ذیل نصب شده است را محاسبه کنید.

۱- دست‌شویی و توالت ۲ عدد ۲- وان ۱ عدد ۳- دوش ۱ عدد ۴- سینک آشپزخانه ۲ عدد

پاسخ: از جدول ۱۰-۴ حداکثر مقدار مصرف را بدست می‌آوریم:

وان $10 \times 1 \times 76 = 760 \frac{L}{hr}$ دست‌شویی و توالت $10 \times 2 \times 7.6 = 152 \frac{L}{hr}$

ظرف‌شویی $10 \times 1 \times 38 = 380 \frac{L}{hr}$ دوش $10 \times 1 \times 114 = 1140 \frac{L}{hr}$

حداکثر مصرف ممکن $2432\frac{L}{hr}$

$$= 2432 \times 0.3 = 729.6\frac{L}{hr} \qquad H = \rho\, q_V C_{PV}\,(t_2 - t_1)$$

مصرف = ضریب مصرف × max مصرف

$$H = 1 \times 729.6 \times 1 \times (60-5) = 40128\frac{Kcal}{hr}$$

Realمصرف

حجم مخزن آب گرم = مصرف واقعی آب گرم × ضریب ذخیره مخزن $= 729.6 \times 1.25 = 912L$

مثال : مطلوب است مقدار بار حرارتی برای یک ساختمان دارای ۲۰ واحد ۹۰ متری و همچنین بار مصرفی؟

مساحت کل گرمایش $20X90 = 1800\ m^2$

بار حرارتی $H_1 = 1800\ X\ 120 = 216000 = 216\ KW$

بار مصرفی $H_2 = 216\ X\ 25\% = 54\ KW$

مجموع کل بار حرارتی و مصرفی $H_{Total} = H_1 + H_2 = 216 + 54 = 270\ KW$

پمپ سیرکولاتور برگشت آب گرم مصرفی و کاربرد آن:

پمپی است که آب را در مدار لوله رفت، برگشت و مخزن آب گرم مصرفی را به جریان می‌اندازد تا تلفات حرا رتی آب گرم مصرفی در لوله‌ها را جبران نماید در نتیجه همیشه با باز نمودن شیر، آبگرم خواهیم داشت واز هدر رفتن آب جلوگیری شود.

انتخاب پمپ سیرکولاتور برگشت آب گرم مصرفی:

این پمپ به مثل هر پمپ دیگر دو شاخصه اصلی دارد (مقدار دبی و مقدار هد)

مقدار دبی پمپ سیرکولاتور آب گرم برگشت

۱- مقدار کل طول لوله‌های رفت و برگشت آب گرم را محاسبه می‌کنیم. ۲- مقدار طول لوله را برای لوله‌های عایق شده در $28.8W/m$ ضرب می‌کنیم تا مقدار تقریبی تلفات حرارتی لوله‌ها بدست بیاید. ۳- با استفاده از فرمول $V = \frac{H}{46.5}$ مقدار دبی پمپ را بدست می‌آوریم.

مثال: می‌خواهیم دبی پمپ سیرکولاتور آب گرم مصرفی را برای ساختمانی که مقدار کل طول لوله‌های رفت و برگشت آب گرم مصرفی آن 1600 متر است محاسبه کنیم:

$$H = L \times 28.8 = 28.8 \times 1600 = 46080W = 46.08KW$$

$$V = \frac{H}{46.5} = \frac{46.08}{46.5} \approx 1\frac{L}{S} = 15.85\,GPM$$

مقدار هد پمپ:

مقدار فشار یا هد پمپ سیرکولاتور برگشت آب گرم مصرفی را نیز مانند هر پمپ سیرکولاتور آبگرم سیستم گرم‌کننده محاسبه می‌کنیم، با این تفاوت که در فرمول مربوطه به جای L طول لوله رفت آبگرم مصرفی، دورترین وسیله بهداشتی را قرار می‌دهیم و سپس با داشتن هد و دبی به نمودارهای انتخاب پمپ می‌رویم.

ظرفیت حرارتی دیگ:

برای تعیین مشخصات دیگ پس از بدست آوردن تلفات حرارتی ساختمان (H) برحسب کیلووات (KW) و یا کیلوکالری در ساعت، ($\frac{Kcal}{hr}$) باید ۱۰ درصد به تلفات حرارتی افزود. این مقدار افزایش جهت تأمین تلفات آن قسمت از لوله‌کشی است که به خوبی عایقکاری نشده و یا محل عبور لوله‌ها از نظر تلفات حرارتی، مناسب انتخاب نگردیده، و یا اینکه منبع انبساط به خوبی عایقکاری نگردیده باشد. در محل‌هائیکه از منبع آبگرم (منبع دوجداره) جهت آبگرم مصرفی ساختمان استفاده میگردد باید مقدار حرارت لازم را جهت منبع به دیگ افزود.

بیان مطالب فوق در فرمول زیر خلاصه میگردد: $H = H_1 + \%10H_1 + H_2$ ظرفیت دیگ

H – مقدار حرارت لازم برحسب KW (ظرفیت حرارتی) ـ H_1- تلفات حرارتی محل برحسب KW

H_2- حرارت لازم جهت منبع دوجداره برحسب KW

مثال: اگر تلفات حرارتی یک ساختمان برابر با ۵۰KW باشد و دارای یک منبع دوجداره به ظرفیت ۲۰۰ لیتر، حرارت مورد نیاز آن ۱۱KW باشد، ظرفیت حرارتی دیگ را تعیین کنید.

حل: $H = H_1 + \%10H_1 + H_2$

$$H = 50KW + 5KW + 11KW = 66KW$$

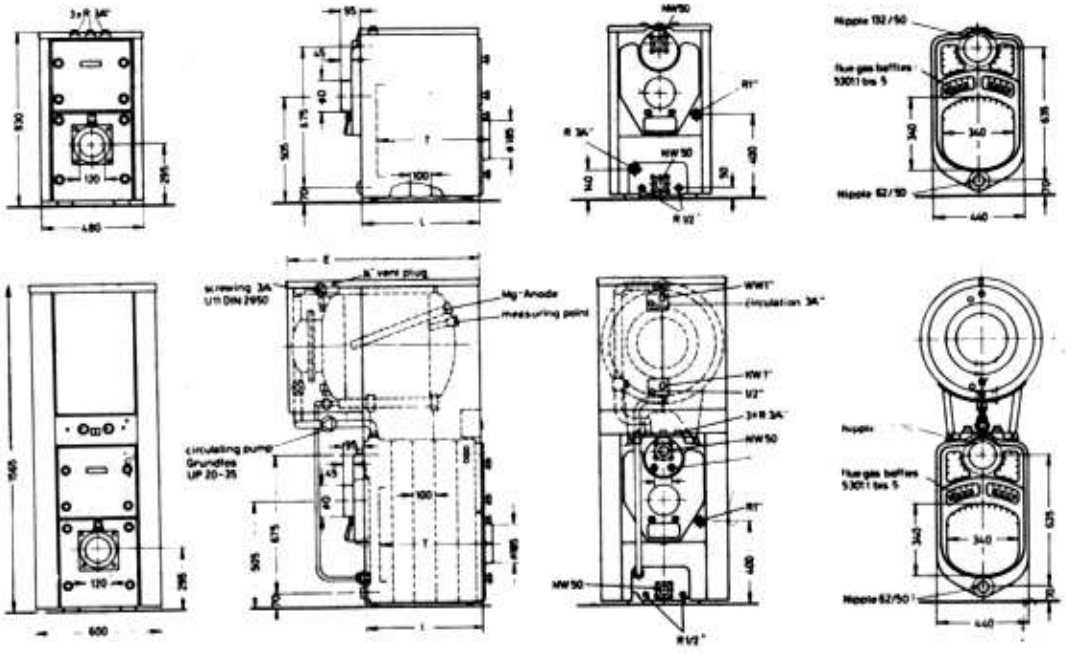
تعیین مشخصات دیگ از روی کاتالوگ- با داشتن ظرفیت حرارتی دیگ از روی کاتالوگ کارخانه سازنده تعداد پره‌ها، طول، عرض دیگ، قطر دودکش و سایر مشخصات ضروری تعیین میگردد. شکل ۱۳-۴ و ۱۴-۴ دو نمونه کاتالوگ دیگ را نشان میدهند.

مثال: ظرفیت حرارتی دیگی 66KW است با توجه به کاتالوگ شماره (۱۳-۴) مشخصات دیگ را تعیین کنید.

حل : $H = 66000W \Rightarrow 0.86 \times 66000 = 56760 \frac{Kcal}{hr}$

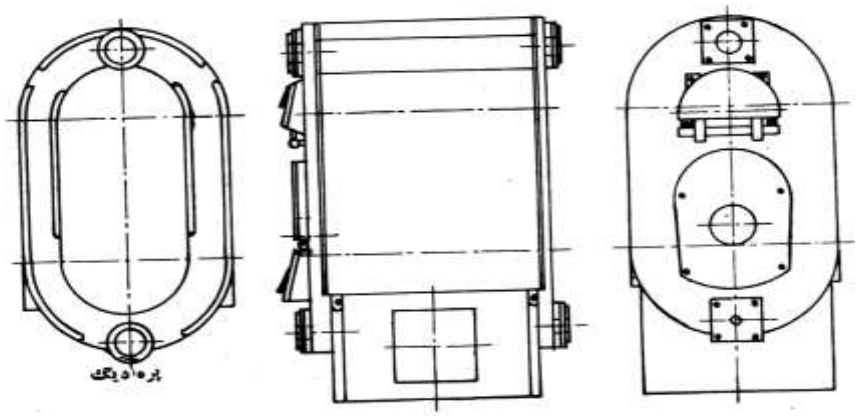
از ردیف ۵- کاتالوگ
- مقدار حرارت دیگ برابر ۵۷۲۰۰ تا ۶۱۰۰۰
- تعداد پره‌های دیگ برابر ۷ پره
- قطر دودکش ۱۸۰ میلیمتر

شماره مدل	تعداد پره	ظرفیت حرارتی Kcal/hr	طول L m·m	قطر خارجی دودکش	ظرفیت آب داخل به لیتر	اطاق احتراق ظرفیت به لیتر	اطاق احتراق عمق به میلیمتر m·m	ظرفیت منبع دوجداره	طول خارجی مخزن	وزن کل دستگاه
۳۰۰/۳	۳	۲۲۰۰۰ — ۲۳۰۰۰	۳۶۵	۱۵۰	۲۹	۲۵	۳۳۵	—	—	۲۰۰
۳۰۰/۴	۴	۳۰۸۰۰ — ۳۲۵۰۰	۴۶۵	۱۵۰	۳۷	۳۵	۴۳۵	—	—	۲۴۰
۳۰۰/۵	۵	۳۹۶۰۰ — ۴۳۰۰۰	۵۶۵	۱۵۰	۴۵	۴۵	۵۳۵	—	—	۲۸۰
۳۰۰/۶	۶	۴۸۴۰۰ — ۵۱۵۰۰	۶۶۵	۱۸۰	۵۳	۵۵	۶۳۵	—	—	۳۲۰
۳۰۰/۷	۷	۵۷۲۰۰ — ۶۱۰۰۰	۷۶۵	۱۸۰	۶۱	۶۵	۷۳۵	—	—	۳۶۰
۳۰۰/۸	۸	۶۵۰۰۰ — ۷۰۰۰۰	۸۶۵	۱۸۰	۶۹	۷۵	۸۳۵	—	—	۴۰۵
۳۰۰/۹	۹	۷۲۰۰۰ — ۷۹۰۰۰	۹۶۵	۱۸۰	۷۷	۸۵	۹۳۵	—	—	۴۵۰
۳۰۰/۱۰	۱۰	۸۰۰۰۰ — ۸۹۰۰۰	۱۰۶۵	۱۸۰	۸۵	۹۵	۱۰۳۵	—	—	۴۹۵
۳۵۰/۳	۳	۲۲۰۰۰ — ۲۳۰۰۰	۳۶۵	۱۵۰	۵۱	۲۵	۳۳۵	۱۱۰	۷۹۸	۳۲۸
۳۵۰/۴	۴	۳۰۸۰۰ — ۳۲۵۰۰	۴۶۵	۱۵۰	۵۹	۳۵	۴۳۵	۱۱۰	۷۹۸	۴۱۰
۳۵۰/۵	۵	۳۹۶۰۰ — ۴۲۰۰۰	۵۶۵	۱۵۰	۶۷	۴۵	۵۳۵	۱۱۰	۸۹۸	۴۶۷
۳۵۰/۶	۶	۴۸۴۰۰ — ۵۱۵۰۰	۶۶۵	۱۸۰	۸۵	۵۵	۶۳۵	۱۵۰	۱۰۰۷	۵۳۶
۳۵۰/۷	۷	۵۷۲۰۰ — ۶۱۰۰۰	۷۶۵	۱۸۰	۹۳	۶۵	۷۳۵	۱۵۰	۱۱۰۷	۵۹۱
۳۵۰/۸	۸	۶۵۰۰۰ — ۷۰۰۰۰	۸۶۵	۱۸۰	۱۱۳	۷۵	۸۳۵	۲۰۰	۱۲۵۲	۶۶۸
۳۵۰/۹	۹	۷۲۰۰۰ — ۷۹۰۰۰	۹۶۵	۱۸۰	۱۲۱	۸۵	۹۳۵	۲۰۰	۱۳۵۲	۷۲۲



جدول (۱۳-۴)

تعداد پره	کیلوکالری درساعت	سطح حرارتی مترمربع	قطرلنج اینچ	طول میلیمتر	وزن کیلوگرم	ابعادسوراخ‌مربوط به دودکش میلیمتر	تعداد آجر.به ابعاد ۲۲۹×۱۱۴×۳۰
۴	۴۰۰۰۰	۳/۹۹	۲	۴۹۰	۵۱۵	۲۳۰×۲۱۰	۱۵
۵	۵۳۰۰۰	۵/۳۲	۲	۶۲۰	۶۲۰	۲۳۰×۲۳۰	۱۸
۶	۶۶۰۰۰	۶/۶۵	۲	۷۵۰	۷۲۵	۲۳۰×۲۳۰	۲۲
۷	۸۰۰۰۰	۷/۹۸	$۲\frac{۱}{۲}$	۸۸۰	۸۳۰	۲۳۰×۲۳۰	۲۹
۸	۹۳۰۰۰	۹/۳۱	$۲\frac{۱}{۲}$	۱۰۱۰	۹۳۵	۲۳۰×۳۰۰	۳۵
۹	۱۰۶۰۰۰	۱۰/۶۴	$۲\frac{۱}{۲}$	۱۱۴۰	۱۰۴۰	۲۳۰×۳۰۰	۳۸
۱۰	۱۲۰۰۰۰	۱۱/۹۷	$۲\frac{۱}{۲}$	۱۲۷۰	۱۱۴۵	۲۳۰×۴۷۰	۴۵
۱۱	۱۳۳۰۰۰	۱۳/۳۰	$۲\frac{۱}{۲}$	۱۴۰۰	۱۲۵۰	۲۳۰×۴۷۰	۵۰
۱۲	۱۴۶۰۰۰	۱۴/۶۳	$۲\frac{۱}{۲}$	۱۵۳۰	۱۳۵۵	۲۳۰×۴۷۰	۵۳
۱۳	۱۶۰۰۰۰	۱۵/۹۶	$۲\frac{۱}{۲}$	۱۶۶۰	۱۴۶۰	۲۳۰×۴۷۰	۵۹
۱۴	۱۷۳۰۰۰	۱۷/۲۶	$۲\frac{۱}{۲}$	۱۷۹۰	۱۵۶۵	۲۳۰×۴۷۰	۶۲
۱۵	۱۸۶۰۰۰	۱۸/۶۲	$۳\frac{۱}{۲}$	۱۹۲۰	۱۶۷۰	۲۳۰×۴۷۰	۷۰
۱۶	۲۰۰۰۰۰	۱۹/۹۵	$۳\frac{۱}{۲}$	۲۰۵۰	۱۷۷۵	۲۳۰×۴۷۰	۷۵
۱۷	۲۱۲۰۰۰	۲۱/۲۸	$۳\frac{۱}{۲}$	۲۱۸۰	۱۸۸۰	۲۳۰×۴۷۰	۸۰
۱۸	۲۲۶۰۰۰	۲۲/۶۱	$۳\frac{۱}{۲}$	۲۳۱۰	۱۹۸۵	۲۳۰×۴۷۰	۹۰



جدول (۱۴-۴)

محاسبه ظرفیت مشعل

با محاسبه ظرفیت حرارتی دیگ و تعیین نوع سوخت برای مشعل (سوخت پاش) می‌توان نوع مشعل و میزان سوخت مصرفی آن را تعیین نمود. قبل از محاسبات مشعل به تعاریف زیر که مستقیماً در رابطه با ظرفیت مشعل است می‌پردازیم.

راندمان مشعل و دیگ- چون مقداری حرارت از راه دودکش به بیرون منتقل گردیده و یا کلیه مواد سوختی محترق نگردیده، لذا مقدار افت حرارتی در مشعلها بصورت راندمان مشعل بیان میگردد. این راندمان در مشعلهای مختلف بستگی به نوع سوخت مصرفی و ساخت آن دارد. معمولا راندمان در مشعلها با سوخت سنگین ۶۰ تا ۷۰ درصد و با سوخت سبک ۸۰ تا ۸۵ درصد با سوختهای گازی ۹۰ تا ۹۵ درصد می‌باشد.

ارزش حرارتی سوخت: مقدار حرارتی که از احتراق کامل ۱ لیتر سوخت (مایع-گاز) و یا یک کیلوگرم سوخت (جامد-مایع) بدست می‌آید را ارزش حرارتی آن سوخت می‌نامند و با حرف A نشان می‌دهند.

ارزش حرارتی سوختهای مختلف با هم متفاوت هستند در زیر ارزش حرارتی چند سوخت را ملاحظه میکنید.

$40000\frac{Kj}{Kg}$ $9600\frac{Kcal}{Kg}$ سوخت مایع سنگین «مازوت»

$40100\frac{Kj}{Kg}$ $9800\frac{Kcal}{Kg}$ سوخت مایع متوسط «نفت گاز»

$42200\frac{Kj}{Kg}$ $10100\frac{Kcal}{Kg}$ سوخت مایع سبک «نفت سفید»

$42500\frac{Kj}{Kg}$ $10200\frac{Kcal}{Kg}$ سوخت مایع خیلی سبک بنزین

$37600\frac{Kj}{Kg}$ $9000\frac{Kcal}{Kg}$ گازطبیعی

با توجه به مطالب فوق مقدار سوخت را می‌توان از رابطه (۱) بدست آورد. $$G=\frac{H}{A\times\xi}$$

H = مقدار ظرفیت حرارتی دیگ برحسب KW و یا $\frac{Kcal}{hr}$

A = ارزش حرارتی سوخت برحسب $\frac{Kj}{Kg}$ یا $\frac{Kcal}{Kg}$ و برای گازطبیعی $\frac{Kj}{m^3}$ و $\frac{Kcal}{m^3}$

ξ = راندمان مشعل

G = مقدار سوخت به Kg یا m^2 یا L

در سیستم SI، ظرفیت حرارتی دیگ که برحسب KW است را بر ارزش حرارتی سوخت که برحسب $\frac{Kj}{Kg}$ است ، با توجه به راندمان مشعل تقسیم می‌کنیم، مقدار سوخت برحسب $\frac{Kg}{S}$ بدست می‌آید.

در یک مشعل گازوئیلی که ارزش سوخت آن برابر $40100\frac{Kj}{Kg}$ است مقدار سوخت از رابطه زیر بدست می‌آید.

$$G\left(\frac{Kg}{S}\right)=\frac{H\left(\frac{Kj}{S}\right)}{40100\left(\frac{Kj}{Kg}\right)\times 0.8}=\frac{H(KW)}{32080\left(\frac{Kj}{Kg}\right)}$$

$$G=\frac{H(KW)}{A\left(\frac{Kj}{Kg}\right)\times\xi}$$

چون معمولاً مقدار سوخت را در ساعت محاسبه میکنند و در کاتالوگ‌های کارخانه‌های سازنده مقدار سوخت برحسب $\frac{Kg}{hr}$ و یا $\frac{L}{hr}$ موجود است بنابراین فرمول فوق بصورت زیر خلاصه می‌گردد.

$$G\left(\frac{Kg}{h}\right)=\frac{H(KW)\times 3600}{32080\left(\frac{Kj}{Kg}\right)}\times\frac{S}{hr}=0.11\frac{H(KW)}{\frac{Kj}{Kg}} \qquad 1hr = 3600\ S$$

بنابراین اگر ظرفیت دیگ را در عدد 0.11 ضرب کنیم، ظرفیت مشعل برحسب $\frac{Kg}{h}$ بدست می‌آید. و در سیستم متریک:

$$G\left(\frac{Kg}{h}\right)=\frac{H\left(\frac{Kcal}{h}\right)}{10000\left(\frac{Kcal}{Kg}\right)\times 0.80}=\frac{H\left(\frac{Kcal}{H}\right)}{8000\left(\frac{Kcal}{Kg}\right)}\ ^{*}$$

و با توجه به جرم مخصوص گازوئیل $p=0.8\frac{Kg}{L}$ می‌توان مقدار سوخت را بر حسب لیتر و یا گالن و برای مشعل گازی مقدار سوخت برابر است با

$$1Usgal=3.8\approx 4\,Liter=\frac{H\left(\frac{Kj}{S}\right)}{37600\times\left(\frac{Kj}{m^3}\right)\times 0.90}=\frac{H(KW)}{33900\left(\frac{Kj}{m^3}\right)}$$

$$G\left(\frac{m^3}{S}\right)=\frac{H(KW)}{A\left(\frac{Kj}{m^3}\right)\times\xi}$$

و مقدار سوخت مصرفی در یک ساعت برحسب مترمکعب برابر است با:

$$G\left(\frac{m^3}{hr}\right)=H(KW)\times 0.106$$

$$G=\frac{H(KW)\times 36000}{33900}$$

در سیستم متریک مقدار سوخت برحسب $\frac{m^3}{h}$ از رابطه زیر بدست می‌آید:

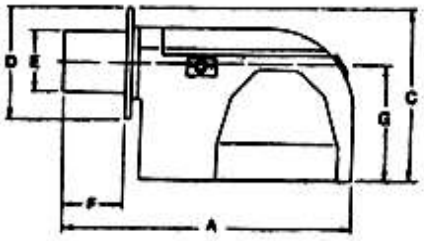
$$G\left(\frac{m^3}{hr}\right)=\frac{H\left(\frac{Kcal}{hr}\right)}{9000\times 0.90}=\frac{H\left(\frac{Kcal}{hr}\right)}{8100\left(\frac{Kcal}{m^3}\right)}$$

$$G=\frac{H\left(\frac{Kcal}{hr}\right)}{A\left(\frac{KCAL}{Kg}\right)\times\xi}$$

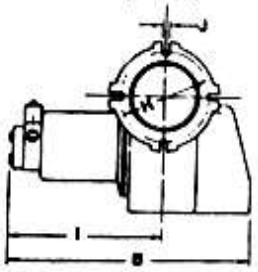
تعیین مشخصات مشعل از روی کاتالوگ- با بدست آوردن مقدار سوخت با مراجعه به کاتالوگ کارخانه سازنده می‌توان سایر مشخصات مشعل و ابعاد آنرا بدست آورد. جدول شماره‌های (۱۵-۴) تا (۱۷-۴) نمونه‌های مشعل گازی و گازوئیلی را نشان میدهد.

* در محاسبات بجای عدد ۹۸۰۰ عدد ۱۰۰۰۰ جایگزین شده است

مشخصات فنی مشعل

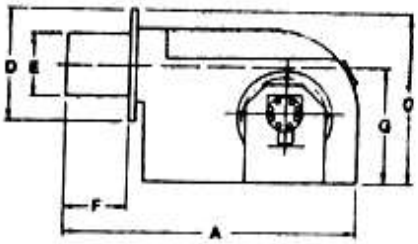


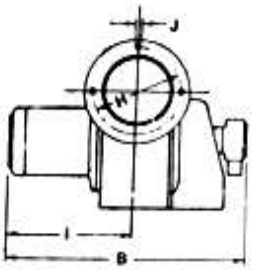
مشعلهای تمام اتوماتیک با سوخت مایع



مدل	مقدار سوخت Kg/hr	ظرفیت موتور Kw	سرعت موتور rpm	V-Ph-Hz	مشخصات A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
RA/۱	۱/۹–۵	۰/۰۹	۲۸۰۰	۲۲۰–۱–۶۰	۳۹۰	۲۹۶	۲۲۹	۱۶۸	۸۰	۷۵	۱۲۵	۱۳۳	۱۸۲	۹
RA/۲	۴–۹/۳													
JPE ۷۰/۱	۷–۱۵	۰/۲۲	۲۸۰۰	۲۲۰–۱–۵۰	۵۱۲	۳۹۹	۲۸۳	۱۸۵	۱۰۰	۱۵۰	۱۹۰	۱۵۰	۲۵۵	۹
JPE ۷۰/۲	۱۲–۲۷													

جدول (۱۵-۴)

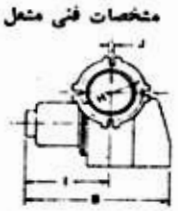




مدل	مقدار سوخت Kg/hr	KW ظرفیت موتور	R.P.M سرعت موتور	V-Ph-Hz	مشخصات A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
PDE ۰	۱۲–۲۰	۰/۵۵	۲۸۰۰	۲۲۰–۱–۵۰ یا ۳۸۰–۳–۵۰	۵۷۷	۶۲۰	۳۵۷	۲۰۰	۱۳۳	۱۵۰	۲۵۷	۱۷۵	۳۱۰	۱۲
PDE ۰ SP	۲۰–۳۰													
PDE ۱	۲۵–۵۰	۱/۱	۲۸۰۰	۲۲۰–۱–۵۰ یا ۳۸۰–۳–۵۰	۷۰۳	۶۹۰	۳۳۵	۲۴۰	۱۵۳	۲۰۰	۳۱۵	۲۰۶	۳۵۰	۱۲
PDF ۱ SP	۳۰–۸۰	۱/۵				۷۱۵			۱۷۰				۳۷۵	

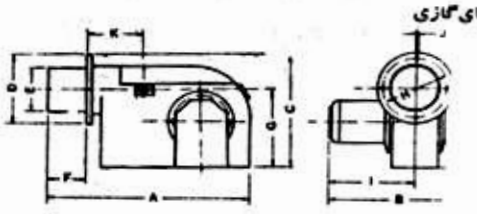
جدول (۱۶-۴)

مشخصات فنی مشعل

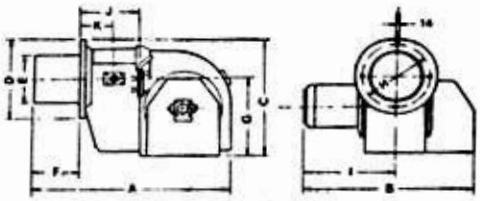


شکل ۱

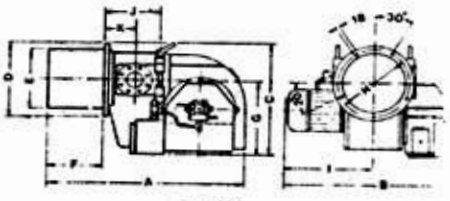
مشعلهای گازی



شکل ۲



شکل ۳



شکل ۴

مدل	ظرفیت حرارتی به هزار Kcal/hr	دور موتور در دقیقه		قطر استاندارد لوله گاز	شماره شکل	مشخصات به میلیمتر								
		کیلووات	فرکانس ـ ولتاژ			A	B	C	D	E	F	G	H	I
RAN ۱۵	۱۵—۳۰	۰/۰۹	۲۲۰—۱—۵۰	$\frac{1}{3}$"	۱	۳۱۷	۲۹۲	۲۲۹	۱۶۸	۸۰	۹۷	۱۴۵	۱۴۳	۱۸۲
RAN ۲۵	۲۰—۸۵	۰/۰۹		$\frac{3}{3}$"										
JGN ۷۰/۱	۳۰—۱۵۰	۰/۲۲		۱"	۱	۵۱۳	۳۸۹	۲۸۳	۱۸۵	۱۰۰	۱۵۰	۱۹۰	۱۵۰	۲۲۵
JGN ۷۰/۲	۸۵—۲۱۰	۰/۲۲												
PGN ۰	۱۲۰—۳۶۰	۰/۵۵	۳۸۰—۳—۵۰	۱"	۲	۵۷۷	۵۲۰	۳۵۷	۲۰۰	۱۳۳	۱۵۰	۲۵۷	۱۷۵	۳۰۰
PGN ۱	۲۱۰—۶۰۰	۱/۵		$1\frac{1}{3}$"	۲	۷۰۵	۶۳۶	۴۳۵	۲۴۰	۱۵۳	۲۰۰	۳۱۵	۲۰۶	۳۷۵
PGN ۱SP	۳۶۰—۸۸۰	۱/۵		۲"	۲	۷۰۵	۶۳۶	۴۳۵	۲۴۰	۱۶۹	۲۰۰	۳۱۵	۲۰۶	۳۷۵
PGN ۲	۵۰۰—۱۴۰۰	۳		۲"	۳	۸۸۰	۷۵۳	۵۶۵	۳۰۰	۱۹۲	۲۲۰	۴۱۵	۲۷۲	۴۴۰
PGN ۲SP	۷۲۰—۱۸۵۰	۲	۳۸۰—۳—۵۰ یا ۶۶۰—۳—۵۰	۶۵mm.°	۳	۸۸۰	۷۵۳	۵۶۵	۳۰۰	۲۱۹	۲۲۰	۴۱۵	۲۷۲	۴۴۰
PGN ۳	۱۵۰۰—۳۰۰۰	۷/۵		۱۰۰mm.°	۴	۱۲۴۰	۹۵۷	۶۹۷	۴۵۰	۳۲۳	۴۴۰	۳۷۲	۲۱۰	۴۵۵
PGN ۳SP	۲۰۰۰—۴۰۰۰	۱۱		۱۰۰mm.°	۴	۱۲۴۰	۱۰۴۰	۶۹۷	۴۵۰	۳۶۸	۴۴۰	۳۷۲	۲۱۰	۶۲۵

مدل	فشار موجود برحسب میلیمتر آب				مدل	قطر اتصالات گاز توصیه شده			
	۲۰۰	۴۰۰	۵۰۰	۸۰۰(۱۰۰۰)		۲۰۰	۴۰۰	۵۰۰	۸۰
RAN ۱۵	$\frac{1}{3}$"	$\frac{1}{3}$"	—	—	PGN ۱SP	۳"	۳"	$1\frac{1}{3}$"	
RAN ۲۵	$\frac{3}{3}$"	$\frac{3}{3}$"	—	—	PGN ۲	—	۳"	۳"	
JGN ۷۰/۱	۱"	۱"	—	—	PGN ۲SP	—	$2\frac{1}{3}$"	$2\frac{1}{3}$"	
GHN ۷۰/۲	۱"	۱"	—	—	PGN ۳	—	—	۱۰۰ع	
PGN ۰	۱"	۱"	—	—	PGN ۳SP	—	—	۱۲۵ع	
PGN ۱	$1\frac{1}{3}$"	$1\frac{1}{3}$"	۱"	۱"					

۱۰۱

جدول ۲۶-۱

(جدول ۱۷-۴)

مثال: ظرفیت حرارتی دیگی 66 KW است چنانچه مشعل گازوئیلی انتخاب گردد ظرفیت مشعل را برحسب $\frac{Kg}{hr}$ و $\frac{L}{hr}$ بدست آورید.

حل:

H $G = H \times 0.11 = 66 \times 0.11 = 7.26 \frac{Kg}{hr}$

$G = 7.26 \times 0.8 = 5.8 \frac{L}{hr}$

مثال: ظرفیت دیگ حرارت مرکزی $100000 \frac{Kcal}{hr}$ است.

مطلوبست:

۱-مشخصات دیگ از روی کاتالوگ

۲-مشخصات مشعل از روی کاتالوگ در صورتیکه مشعل با گازطبیعی کار کند.

۳- ظرفیت دیگ برحسب KW

۴-ظرفیت مشعل برحسب $\frac{m^3}{hr}$ از راه فرمول

حل: با مراجعه به کاتالوگ دیگ شماره (۱۴-۴) مشخصات مورد نیاز چنین است:

ابعاد سوراخ مربوط به دودکش به میلیمتر	طول به میلیمتر	قطر فلنج	سطح حرارتی	ظرفیت حرارتی $\frac{Kcal}{hr}$	تعداد پره
۲۳۰×۳۰۰	۱۱۴۰	$۲\frac{۱}{۲}$	۱۰/۶۴	۱۰۶۰۰۰	۹

۲-ظرفیت مشعل با توجه به راندمان مشعل که ۹۰ درصد است حرارت لازم برای مشعل برابر است با:

$H = \frac{100000}{0.9} = 111111 \frac{Kcal}{hr}$

با توجه به کاتالوگ جدول شماره (۱۷-۴) و ظرفیت دیگ مشخصات مشعل مورد نیاز چنین است.

فشار خروجی گاز در سرپخش‌کننده	لوله گاز متصل به مشعل	مشخصات موتور مشعل دور در دقیقه ۲۹۰۰۰		ظرفیت حرارتی مشعل	مدل مشعل
میلیمتر آب ۲۰۰	$۱'' = ۲۵m.m$	V-ph-Hz ۲۲۰-۱-۵۰	KW ۰/۲۴	۴۰۰۰۰-۱۵۰۰۰۰	JGN/۱

ملاحظه می‌گردد که با انتخاب مدل بالا ظرفیت مشعل بین دو حد تعیین شده در جدول میباشد. توضیح اینکه فشار گاز طبیعی در ایران در حدود ۱۷۸ میلیمتر آب است.

۳-ظرفیت دیگ برحسب KW برابر است با: $100000 \times 1.163 = 116300W = 116.3KW$

۴- ظرفیت مشعل برحسب $\frac{m^3}{h}$ برابر است با: $G = H(KW) \times 0.106 \frac{m^3}{h}$

$G = 116.3 \times 0.106 = 12.33 \frac{m^3}{h}$

مثال: تلفات حرارتی یک خانه مسکونی ۵۰KW و مقدار آبگرم مصرفی آن ۲۰۰ لیتر در ساعت می‌باشد. مطلوبست است:

۱-ظرفیت و مشخصات دیگ. ۲-ظرفیت مشعل گازوئیلی.

حل: نظر به اینکه مشخصات در کاتالوگهای موجود برحسب سیستم متریک میباشد لذا با تبدیل واحدها، مسئله را در سیستم متریک حل می‌کنیم.

$$H_1 = 50(KW) \times 0.86 \times 1000 = 43000 \frac{Kcal}{hr}$$

$$H_2 = q_V \rho C_{PV} (t_1 - t_2)$$

t_1 = درجه حرارت آبگرم مصرفی (خروجی)

t_2 = درجه حرارت آب سرد ورودی.

$$H_2 = 200 \times 1 \times 1(60 - 10) = 10000 \frac{Kcal}{hr}$$

C_{PV} = گرمای ویژه برحسب - q_V = دبی آب گرم مصرفی برحسب لیتر در ساعت

ρ = جرم واحد حجم $\rho = 1 \frac{Kgr}{L}$

۱- ظرفیت دیگ:

$$H = 43000 + 4300 + 10000 = 57300 \frac{Kcal}{hr} \qquad H = H_1 + 10\%H_1 + H_2$$

انتخاب دیگ: از سری 350 مدل 8-350 به ظرفیت $65000 - 70000 \frac{Kcal}{hr}$ را که دارای منبع دوجداره‌ای به ظرفیت 200 لیتر است در نظر میگیریم.

۲- مشعل:

$$G = \frac{H\left(\frac{Kcal}{h}\right)}{8000} = \frac{65000}{8000} = 8.1 \frac{Kg}{h}$$

انتخاب مدل مشعل
- RA/2
- ظرفیت 4 – 9.3 $\frac{Kg}{hr}$

مثال : ساختمانی با شرایط زیر است :دارای ۸ واحد ۱۰۰ متری است برای بار گرمایش و مصرفی این ساختمان مطلوب است کنتور گاز مورد نیاز ؟

8 X 100 = 800 m^2

800 X 130 = 104000 = 104 KW

104 + 25% = 130 KW

G = (130 X 3600)/(37600 X 0.9) = 13.8 m^3/h بنابر این کنتور G10 لازم است .

محاسبه منبع سوخت

پس از تعیین مقدار سوخت مصرفی توسط مشعل در یک ساعت می‌توان با توجه به مدت زمان لازم جهت ذخیره‌سازی و مقدار سوخت مصرفی، ظرفیت منبع را محاسبه نمود. مقدار سوخت لازم برای زمان ۲۴ ساعت معادل ۲۴× G خواهد بود اما نظر به اینکه مشعل، در تمام طول ۲۴ ساعت کار نمیکند، زمانی را برای انقطاع دستگاه در نظر میگیرند. چنانچه زمان کارکرد دستگاه را ۶۰ درصد در نظر بگیریم، حجم منبع برای مدت ۳۰ روز برابر با:

حجم منبع برحسب لیتر $V = G\left(\frac{L}{h}\right) \times 24(hr) \times 0.60 \times 30 \quad V = 432(hr) \times G\left(\frac{L}{hr}\right) = 432 \times G$

G= مقدار سوخت مصرفی برحسب لیتر در ساعت.

مثال: ظرفیت یک مشعل گازوئیلی $10\frac{L}{h}$ است حجم مخزن گازوئیل را برای 45 روز بدست آورید.

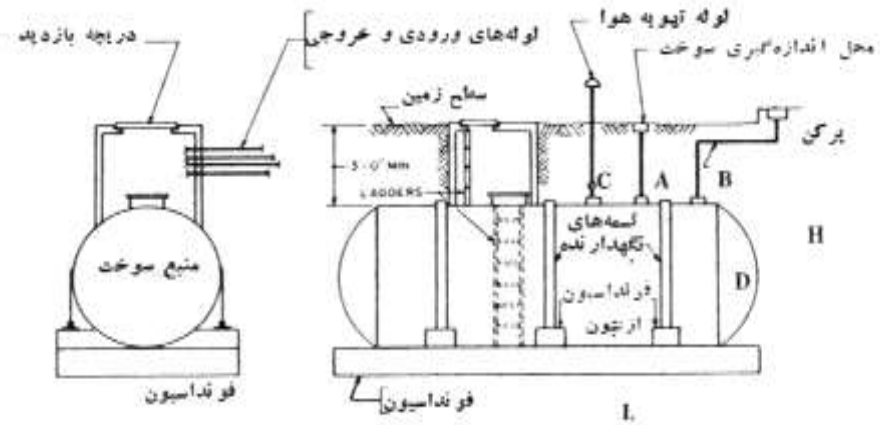
حل:

$V = G \times 24 \times 0.60 \times 45$

$V = 10 \times 24 \times 0.60 \times 45 = 6480$ لیتر

با توجه به کاتالوگ کارخانه‌های سازنده، ظرفیت و مشخصات منبع سوخت انتخاب میگردد که برای مثال فوق با مراجعه به جدول (۱۸-۴۱) مشخصات منبع چنین است.

ظرفیت مخزن	ابعاد مخزن سانتیمتر			ضخامت جدار میلیمتر	قطر بوشها اینچ			پایه‌های مخزن	
	D	L	H		A	B	C	تعداد پایه	فاصله پایه سانتیمتر
۸۰۰۰	۱۸۵	۳۰۰	۲۱۰	۴	۱۱/۲	۲	۱	۲	۲۴۰



ظرفیت مخزن لیتر	ابعاد مخزن ـ سانتی متر			ضخامت جدار میلیمتر	قطر پوشها اینچ			پایه‌های مخزن	
	D	L	H		A	B	C	تعداد پایه	فاصله پایه سانتیمتر
۵۰۰	۷۰	۱۳۰	۹۰	۳	۱	۱۱/۲	۱	۲	۱۰۰
۱۰۰۰	۹۰	۱۵۰	۱۱۰	۳	۱	۱۱/۲	۱	۲	۱۲۰
۲۰۰۰	۱۱۵	۲۰۰	۱۳۵	۳	۱	۱۱/۲	۱	۲	۱۵۰
۳۰۰۰	۱۳۰	۲۳۰	۱۵۰	۳	۱۱/۲	۲	۱	۲	۱۸۰
۴۰۰۰	۱۴۰	۲۶۰	۱۶۰	۴	۱۱/۲	۲	۱	۲	۲۰۰
۵۰۰۰	۱۴۶	۳۰۰	۱۶۶	۴	۱۱/۲	۲	۱	۲	۲۳۰
۶۰۰۰	۱۶۰	۳۰۰	۱۸۰	۴	۱۱/۲	۲	۱	۲	۲۴۰
۸۰۰۰	۱۸۵	۳۰۰	۲۱۰	۴	۱۱/۲	۲	۱	۲	۲۴۰
۱۰۰۰۰	۱۹۰	۳۵۰	۲۱۵	۴	۲	۲۱/۲	۱	۲	۲۵۰
۱۲۰۰۰	۱۹۵	۴۰۰	۲۲۰	۵	۲	۲۱/۲	۱	۳	۱۷۰
۱۵۰۰۰	۲۰۰	۴۹۰	۲۲۵	۵	۲	۲۱/۲	۱	۳	۲۱۰
۱۸۰۰۰	۲۱۰	۵۲۵	۲۳۵	۵	۲۱/۲	۳	۱	۳	۲۳۰
۲۰۰۰۰	۲۲۰	۵۲۵	۲۴۵	۵	۲۱/۲	۳	۱	۳	۲۳۰
۲۵۰۰۰	۲۳۰	۶۰۰	۲۵۵	۵	۲۱/۲	۳	۱	۴	۱۸۰
۳۰۰۰۰	۲۳۳	۷۰۰	۲۶۰	۶	۳	۴	۱	۴	۲۱۰
۴۰۰۰۰	۲۵۰	۸۰۰	۲۸۰	۶	۳	۴	۱	۴	۲۴۰
۵۰۰۰۰	۲۵۰	۱۰۰۰	۲۸۰	۶	۳	۴	۱	۴	۳۰۰

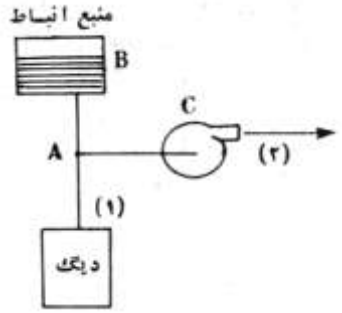
جدول (۱۸-۴)

منبع انبساط:

منبع انبساط در تأسیسات حرارتی برای حفاظت از سیستم بکار برده می‌شود. کار این منبع اینست که ازدیاد حجم آبی که براثر افزایش گرما بوجود آمده است را به منبع منتقل نماید.

این منابع به دو نوع میباشند.

۱-منبع انبساط باز ۲-منبع انبساط بسته



شکل (۱۹-۴)

منبع انبساط باز در بالاترین نقطه سیستم نصب میگردد. ارتفاع منبع باید طوری باشد که مقدار افت فشار مربوط به لوله‌ها و اتصالات را جبران نماید. شکل (۱۹-۴) نمایش نصب یک منبع انبساط و پمپ را نشان میدهد. در این حالت ارتفاع استاتیکی AB باید بیشتر از افت اصطکاکی در AC باشد.

مخزن انبساط

هنگام راه‌اندازی سیستم گرم‌کننده، آب داخل سیستم، به دلیل بالا رفتن درجه حرارت منبسط شده، حجم آن زیاد می‌شود، مخزن انبساط، این ازدیاد حجم را در خود جای داده، از بالا رفتن بیش از حد فشار سیستم و ایجاد خطرات مالی و احتمالاً جانی جلوگیری می‌کند. مخزن انبساط باید درمحل نصب، به کمک پایه، آویز و بست‌های مناسب، به اجزای ساختمان مهار شده و در وضعیت پایدار مستقر گردد. مخزن انبساط ضمناً وظیفه تغذیه و تأمین کسری آب سیستم را نیز برعهده دارد. این مخزن ممکن است از نوع باز و یا بسته باشد.

مخزن انبساط باز: مخزنی است که با هوای اتمسفر مرتبط بوده، فشار داخل آن همیشه برابر فشار جو محل است.

ساختمان مخزن انبساط باز: مخزن انبساط باز معمولاً از ورق گالوانیزه به صورت مکعب، با گنجایش ۱۰۰ تا ۳۰۰۰ لیتر ساخته می‌شود. در حال حاضر این مخازن تا گنجایش ۲۰۰ لیتر نیز از ورق آلومینیوم به صورت یکپارچه و به شکل استوانه تولید می‌شود. مخازن انبساط آلومینیومی به دلیل نداشتن اِشکال زنگ‌زدگی و خوردگی نسبت به نوع گالوانیزه آنها برتری دارد. در مخازن گالوانیزه عمل زنگ‌زدگی و خوردگی از محل جوش‌ها شروع شده، پس از چند سال تمام سطوح مخزن پوسیده و از بین می‌رود. داخل هر مخزن انبساط باز، یک شیر شناور، جهت تأمین کسری آب و تغذیه سیستم نصب می‌گردد. سطح آب مخزن، توسط شیر شناور در یک حد معین ثابت نگه داشته می‌شود. مسئله مهمی که متأسفانه در عمل به آن توجه نمی‌شود، تأمین فضای لازم برای انبساط آب است، چون همیشه شناوری به وسیله افراد غیرمتخصص طوری تنظیم می‌گردد که تقریباً تمامی حجم مخزن با آب پُر می‌شود. گوی شناور برای جلوگیری از زنگ زدن باید از جنس مس باشد.

محل نصب مخزن انبساط باز: این مخزن باید در ترازی نصب گردد که سطح آب داخل آن در وضعیت عادی حداقل ۱۲۲ سانتیمتر از بالاترین اجزای سیستم گرمایی بالاتر باشد. مناسب‌ترین محل نصب مخزن انبساط باز، بام ساختمان است.

لوله‌کشی مخزن انبساط باز:

۱-لوله‌کشی آب شهر- لوله آب شهر توسط یک شیر قطع و وصل به شیر شناور و شیر دیگری به طور مستقیم به مخزن انبساط باز متصل می‌گردد تا در زمان پُر کردن اولیه سیستم (که به حجم زیاد آب نیاز است) از آن استفاده شود.

۲-لوله‌کشی رفت انبساط- این لوله از روی لوله رفت دیگ شروع شده، با کمترین پیچ و خم تا محل نصب مخزن انبساط باز هدایت می‌شود و در قسمت بالای مخزن به آن متصل می‌گردد. باید توجه شود که در مسیر دیگ تا مخزن انبساط، بر روی این لوله، هیچ شیر قطع‌کننده‌ای نصب نگردد.

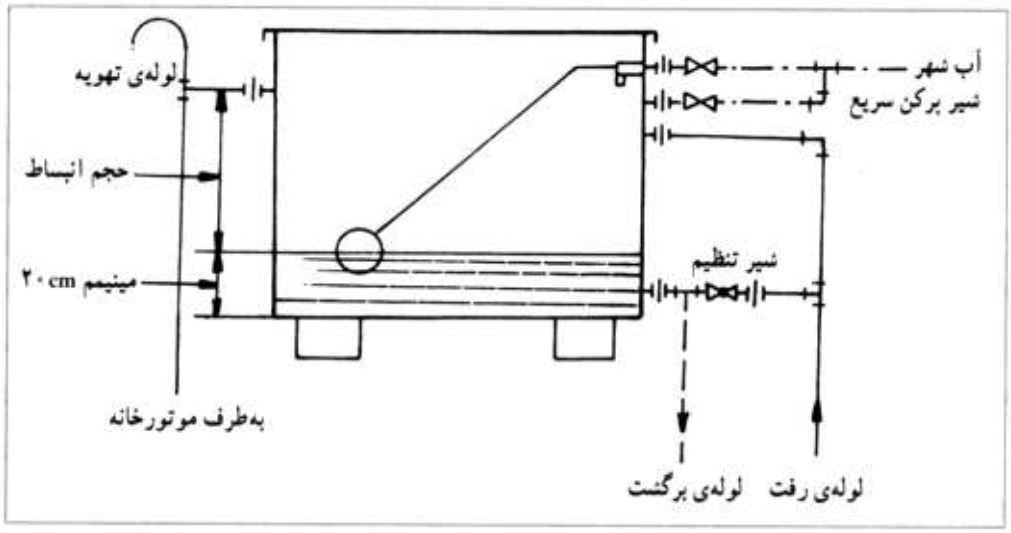
۳-لوله‌کشی برگشت انبساط- این لوله از اتصالی بر روی مخزن انبساط (که در داخل سطح آب قرار دارد)، شروع شده، با کمترین پیچ و خم به داخل موتورخانه هدایت می‌شود و بر روی لوله برگشت دیگر متصل می‌گردد.

۴-لوله‌کشی سرریز- هر مخزن انبساط باز باید دارای لوله سرریز باشد. این لوله از ترازی بالاتر از سطح آب داخل مخزن و پایین‌تر از اتصال آب شهر به مخزن شروع شده و تا داخل موتورخانه هدایت می‌گردد. تا در زمان خراب شدن شیر شناور آب به داخل موتورخانه هدایت شود و با دیدن آن نسبت به تعمیر و یا تعویض شیر شناور اقدام گردد. این لوله که لوله «خبر» نامیده می‌شود باید حداقل به قطر نامی یک اینچ باشد.

۵-لوله‌کشی هواکش- مخزن انبساط باز باید دارای لوله هواکش باشد تا هوای داخل مخزن را بدون هیچ شیرقطع‌کننده‌ای به هوای خارج مرتبط سازد.

توجه: اتصال کلیه لوله‌ها به مخزن انبساط باید توسط مهره ماسوره انجام گردد.

در شکل (۱۹-۴) یک مخزن انبساط باز با لوله‌کشی‌های مربوط به آن نشان داده شده است.



شکل ۱۹-۴- طریقه‌ی لوله کشی یک مخزن انبساط باز

توسط شیرفلکه بشقابی بین لوله رفت و برگشت انبساط، مقداری از آب جریانی در لوله رفت را «بای‌پاس» کرده، (به لوله برگشت هدایت می‌کنیم) تا حد لازم دمای آب داخل مخزن را پایین می‌آوریم تا تلفات حرارتی مخزن به حداقل برسد.

محاسبه حجم مخزن انبساط باز: در روش علمی محاسبه حجم مخزن انبساط ابتدا مقدار کل حجم آب داخل سیستم گرم‌کننده محاسبه شده، سپس مقدار افزایش حجم آب داخل سیستم (در اثر گرم شدن آن از دمای آبی که سیستم با آن پُر شده) تا دمای کار سیستم تعیین می‌گردد.

مقدار کل حجم آب داخل سیستم گرم کننده برابر است با مجموع مقادیر:

۱-حجم آب موجود در دیگ و یا دیگ‌های حرارت مرکزی (که در کاتالوگ سازندگان داده می‌شود).

۲-حجم آب موجود در جدار بیرونی مخزن یا مخازن آب گرم دوجداره و یا آب موجود در داخل کوئل مخزن یا مخازن آب گرم کوئل‌دار.

۳-حجم آب موجود در داخل لوله‌های شبکه گرم‌کننده، (که با استفاده از جدول (۲۰-۴) می‌توان مقدار آن را محاسبه کرد)

۴-حجم آب موجود در داخل وسایل پخش‌کننده حرارت (که در کاتالوگ سازندگان داده می‌شود).

مقدار انبساط آب در جدول (۲۱-۴) با توجه به مقدار افزایش دما، برحسب درصد داده شده است.

حجم مخزن انبساط برابر است با مقدار درصد افزایش حجم از جدول (۴-۹) ضرب در مقدار کل حجم آب داخل سیستم.

جدول ۲۰-۴- مقدار حجم آب داخل لوله‌ها برحسب لیتر و یا گالن به ازاء یک متر طول

قطر لوله به mm	۱۵	۲۰	۲۵	۳۰	۳۵	۴۰	۵۰	۶۰	۷۵	۱۰۰
مقدار حجم آب $\frac{L}{m}$	۰/۲۱۶	۰/۳۶۴	۰/۵۹۲	۱/۰۲۴	۱/۳۹۶	۲/۳۰	۳/۲۸	۵/۰۸	۶/۷۶	۸/۷۲
مقدار حجم آب $\frac{G}{m}$	۰/۵۴	۰/۰۹۱	۰/۱۴۸	۰/۲۵۶	۰/۳۴۹	۰/۵۷۵	۰/۸۲۰	۱/۲۷	۱/۶۹	۲/۱۸

(Above 40 F)

TEMP (F)	VOLUME INCREASE (%)	TEMP (F)	VOLUME INCREASE (%)
100	.6	275	6.8
125	1.2	300	8.3
150	1.8	325	9.8
175	2.8	350	11.5
200	3.5	375	13.0
225	4.5	400	15.0
250	5.6		

جدول ۲۱-۴- مقدار انبساط آب

به طور تجربی، حجم مخزن انبساط را در سیستم متریک از رابطه‌ی $V = \frac{H}{500}$ به دست می‌آورند. که در آن:

«V» حجم مخزن انبساط برحسب لیتر است. ـ «H» ظرفیت حرارتی دیگ برحسب کیلوکالری برساعت است.

انتخاب مخزن انبساط باز: پس ازمحاسبه حجم مخزن انبساط باز با استفاده از جدول یکی از کارخانه‌های سازنده، مخزن مناسب را انتخاب می‌کنیم. در شکل (۲۲-۴) و جدول (۲۳-۴) مشخصات مخازن انبساط باز از 200 تا 5000 لیتر داده شده است.

مثال: ظرفیت حرارتی یک دیگ 199000 کیلوکالری برساعت است. مشخصات مخزن انبساط مناسب برای آن را تعیین کنید.

پاسخ: لیتر حجم مخزن $V = \frac{199000}{500} = 398$ و $V = \frac{H}{500}$

با مراجعه به جدول (۲۳-۴) مخزن انبساط 400 لیتری برای این دیگ انتخاب می‌گردد.

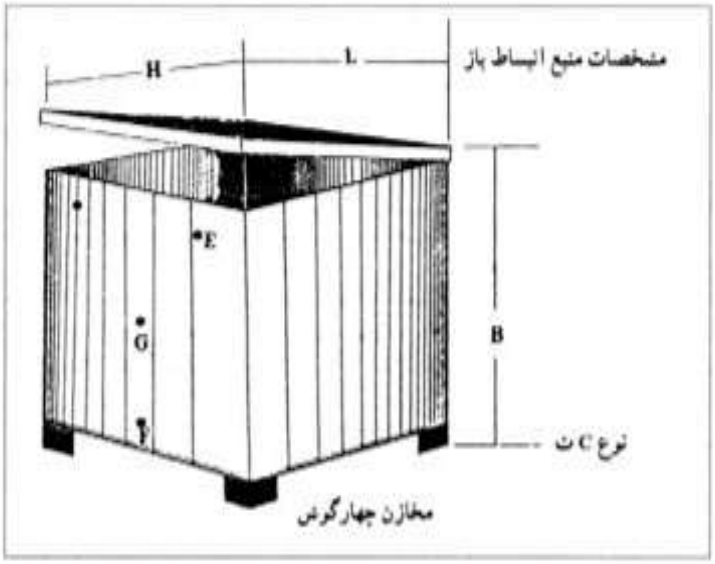
محاسبه قطر لوله رفت انبساط باز: در سیستم «متریک» قطر لوله رفت انبساط از رابطه $ds = 15 + 1.5\sqrt{\frac{H}{1000}}$ محاسبه می‌کنند.

که در آن «ds» قطر لوله رفت برحسب میلی‌متر و «H» ظرفیت حرارتی دیگ برحسب کیلوکالری بر ساعت است.

مثال: قطر لوله رفت مخزن انبساط باز یک دیگ حرارت مرکزی به ظرفیت حرارتی 199000 کیلوکالری بر ساعت را تعیین کنید.

پاسخ: ds = 36 mm و $ds = 15 + 1.5\sqrt{\frac{199000}{1000}}$ و $ds = 15 + 1.5\sqrt{\frac{H}{1000}}$

قطر لوله مناسب 40 میلی‌متر یا $1\frac{1}{2}$ اینچ خواهد بود.



شکل ۲۲-۴ یک مخزن انبساط باز

ظرفیت لیتر	ابعاد مخزن ــ سانتی‌متر			ضخامت ورق میلی‌متر	قطر بوشن‌ها ــ اینچ		
	L	B	H		F	E	G
۲۰۰	۸۰	۵۰	۵۰	۳	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	۱
۳۰۰	۸۵	۶۰	۶۰	۳	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	۱
۴۰۰	۹۰	۷۰	۶۵	۳	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	۱
۵۰۰	۱۰۰	۶۵	۸۰	۳	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	۱
۶۰۰	۱۰۰	۷۵	۸۰	۳	۲	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$
۸۰۰	۱۰۰	۸۰	۱۰۰	۳	۲	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$
۱۰۰۰	۱۰۰	۱۰۰	۱۰۰	۳	۲	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$
۱۵۰۰	۱۵۰	۱۰۰	۱۰۰	۳	۲	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$
۲۰۰۰	۲۰۰	۱۰۰	۱۰۰	۳	۲	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$
۲۵۰۰	۲۰۰	۱۲۵	۱۰۰	۳	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	۲
۳۰۰۰	۲۰۰	۱۲۵	۱۲۰	۴	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	۲
۴۰۰۰	۲۵۰	۱۲۵	۱۳۰	۴	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	۲
۵۰۰۰	۲۷۰	۱۵۰	۱۲۵	۴	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	۲

جدول ۲۳-۴ مشخصات مخازن انبساط باز

محاسبه قطر لوله برگشت انبساط باز: در سیستم متریک قطر لوله برگشت انبساط را از رابطه $dr = 15 + \sqrt{\frac{H}{1000}}$ محاسبه می‌کنند که در آن dr قطر لوله برگشت برحسب میلی‌متر است و «H» ظرفیت حرارتی دیگ برحسب کیلوکالری برساعت است.

مثال: قطر لوله برگشت مخزن انبساط باز یک دیگ حرارت مرکزی به ظرفیت 199000 کیلوکالری برساعت را تعیین کنید.

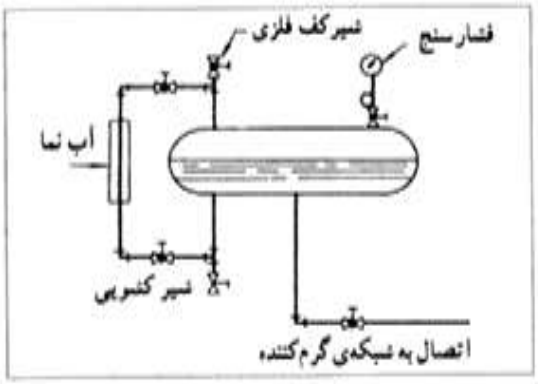
پاسخ: میلی‌متر dr=29 و $dr = 15 + \sqrt{\frac{199000}{1000}}$ و $dr = 15 + \sqrt{\frac{H}{1000}}$

قطر لوله مناسب 32 میلی‌متر یا $1\frac{1}{4}$ اینچ خواهد بود.

۲-۲-۹- مخزن انبساط بسته: در سیستم‌های حرارت مرکزی هرگاه محل مناسب برای نصب مخزن انبساط باز وجود نداشته باشد ویا درجه حرارت کار سیستم بالاتر از دمای متناسب با فشار مخزن انبساط باز باشد، از مخزن انبساط بسته استفاده می‌گردد.

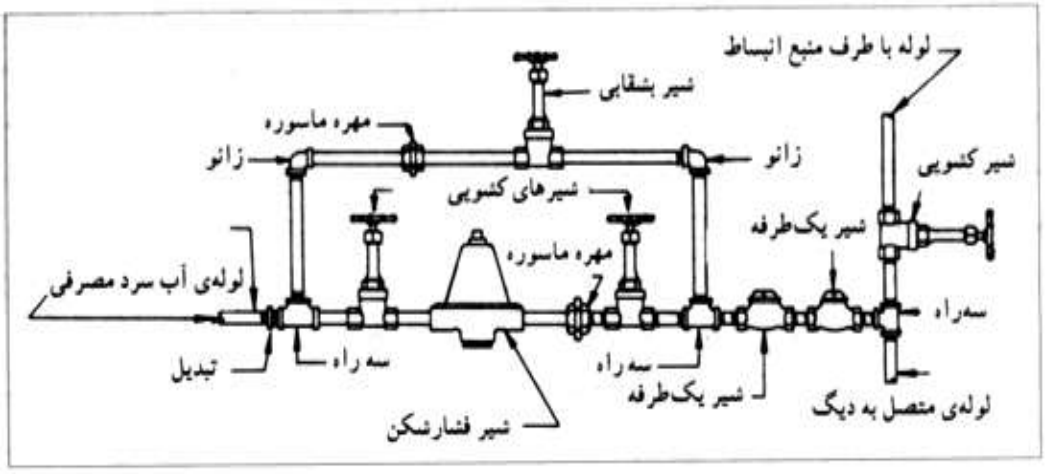
انواع مخزن انبساط بسته: این مخزن‌ها به دو صورت ساده و دیافراگمی ساخته می‌شوند. از نوع دیافراگمی آن در تأسیسات حرارتی کوچک و منازل مسکونی و از نوع ساده آن در تأسیسات حرارتی بزرگ، با فشار و دمای کار بالا استفاده می‌شود.
ساختمان مخازن انبساط بسته: این مخزن‌ها از یک سیلندر فلزی که یک «دیافراگم لاستیکی» آن را به دو بخش تقسیم کرده، تشکیل شده است. در زیر دیافراگم، گاز ازت با فشار معینی توسط کارخانه سازنده شارژ می‌شود. در قسمت بالا. بوشنی جهت اتصال مخزن به سیستم گرم کننده جوش داده می‌شود. فشار گاز ازت داخل این مخزن را به وسیله یک «مانومتر» می‌توان اندازه‌گیری کرد، در صورت لزوم آن را تنظیم کرد.
مخزن انبساط بسته ساده، از یک استوانه فلزی تشکیل شده که در قسمت پایین آن آب و در قسمت بالا بر روی سطح آب، گاز ازت و یا هوای متراکم برای رساندن فشار مخزن به فشار کار سیستم تزریق می‌گردد.
بر روی هر مخزن انبساط بسته متعلقات زیر تصب می‌شود:
۱-شیشه آب‌نما، ۲- فشارسنج، ۳- شیر تخلیه آب مخزن، ۴- شیر تزریق گاز ازت و یا هوا.
سیستم تخلیه آب مخزن انبساط بسته ساده باید به ترتیبی باشد که بتوان، بدون تخلیه آب سیستم گرمایی، مخزن را تخلیه نمود.
مخازن انبساط بسته باید با فشاری حداقل ۱/۵ برابر حداکثر فشار کار سیستم آزمایش باشد و توسط کارخانه سازنده گواهی گردد.

محل نصب و روش لوله‌کشی مخازن انبساط بسته: این مخازن داخل موتورخانه روی قسمت مکش پمپ سیرکولاتور نصب می‌شود تا به مکش پمپ اجازه کار در فشار و یا نزدیک به فشار ثابت بدهد. قرارگیری مخزن انبساط روی لوله رانش پمپ معمولاً رضایت‌بخش نیست زیرا در این حالت تمام تغییرات فشار حاصل از کار پمپ در قسمت مکش، از فشار استاتیک اصلی و اولیه کم می‌شود. اگر کاهش فشار حاصل از مکش پمپ، به اندازه کافی زیاد باشد ممکن است فشار سیستم تا به نقطه جوش کاهش یابد و باعث جریان ناپایدار آب و «کاویتاسیون» پمپ شود و اگر فشار سیستم به زیر فشار آتمسفر افت کند امکان دارد هوا از محل شیرهای هواگیری به داخل مکیده شده، در محلهای هواگیر جمع گردد و گردش آب را قطع کند. در شکل (۲۴-۴) یک مخزن انبساط بسته ساده نشان داده شده است.



شکل ۲۴-۴ یک مخزن انبساط بسته ساده

در تأسیساتی که دارای مخزن انبساط بسته هستند برای ورود آب تغذیه به سیستم، مانند شکل (۲۵-۴) معمولاً از شیر «فشارشکن» استفاده می‌شود تا فشار آب ورودی را کاهش داده، به فشار کار سیستم برساند. شیر کشویی موازی با شیر فشارشکن، به عنوان شیر پرکن سریع در نظر گرفته شده است که در تأسیسات کوچک می‌توان از آن صرفنظر کرد.



شکل (۲۵-۴) مدار تغذیه آب سیستم با مخزن انبساط بسته

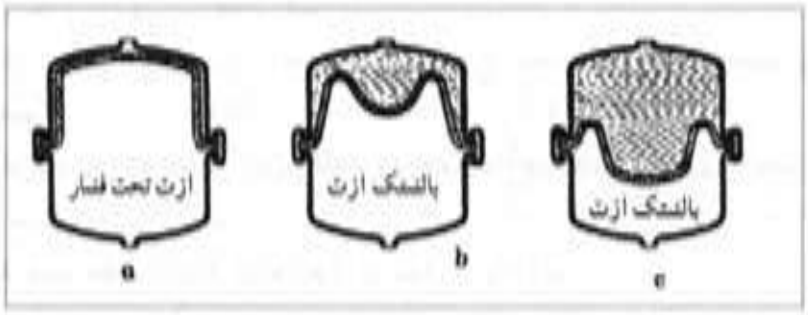
مزایای مخزن انبساط بسته:

۱-نصب آن آسان و فقط احتیاج به شیراطمینان و شیرفشارشکن دارد.

۲-با توجه به اینکه مخزن انبساط بسته در موتورخانه نصب می‌شود، مانند مخزن انبساط باز، تلفات حرارتی روی پشت بام را ندارد در نتیجه در هزینه سوخت صرفه‌جویی می‌شود.

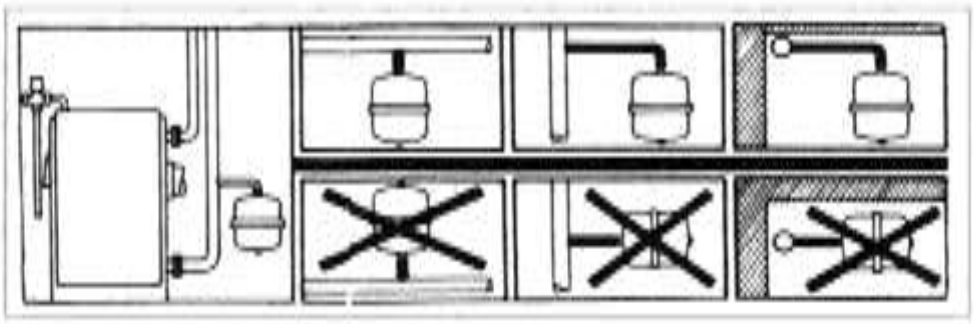
۳-اگر از مخزن انبساط بسته استفاده شود می توان فشار سیستم را به بالاتر از فشار آتمسفر رساند و در نتیجه در سیستم حرارت مرکزی، آب داغ (بیش از $100^{o}C$) تولید نمود.

طرز کار منبع انبساط بسته دیافراگمی در شکل (۲۶-۴) نشان داده شده است در شکل (a) مخزن انبساط را در حالتی مشاهده می‌کنید که روی مدار نصب شده است ولی مدار هنوز دارای آب نیست در این حالت گاز ازتی که در زیر دیافراگم به صورت فشرده وجود دارد دیافراگم را به طرف بالا حرکت داده، تمام فضای مخزن را اشغال کرده است. در شکل (b) همان مخزن را در حالتی مشاهده می‌کنید که سیستم پر از آب شده ولی هنوز مشعل روشن نشده است (سیستم سرد است) در شکل (c) آب بر اثر گرم شدن انبساط یافته، فضای بیشتری از مخزن را اشغال کرده است در نتیجه گاز ازت فشرده شده، فشار سیستم تا اندازه‌ای افزایش یافته است.



شکل (۲۶-۴) مخزن انبساط بسته دیافراگمی

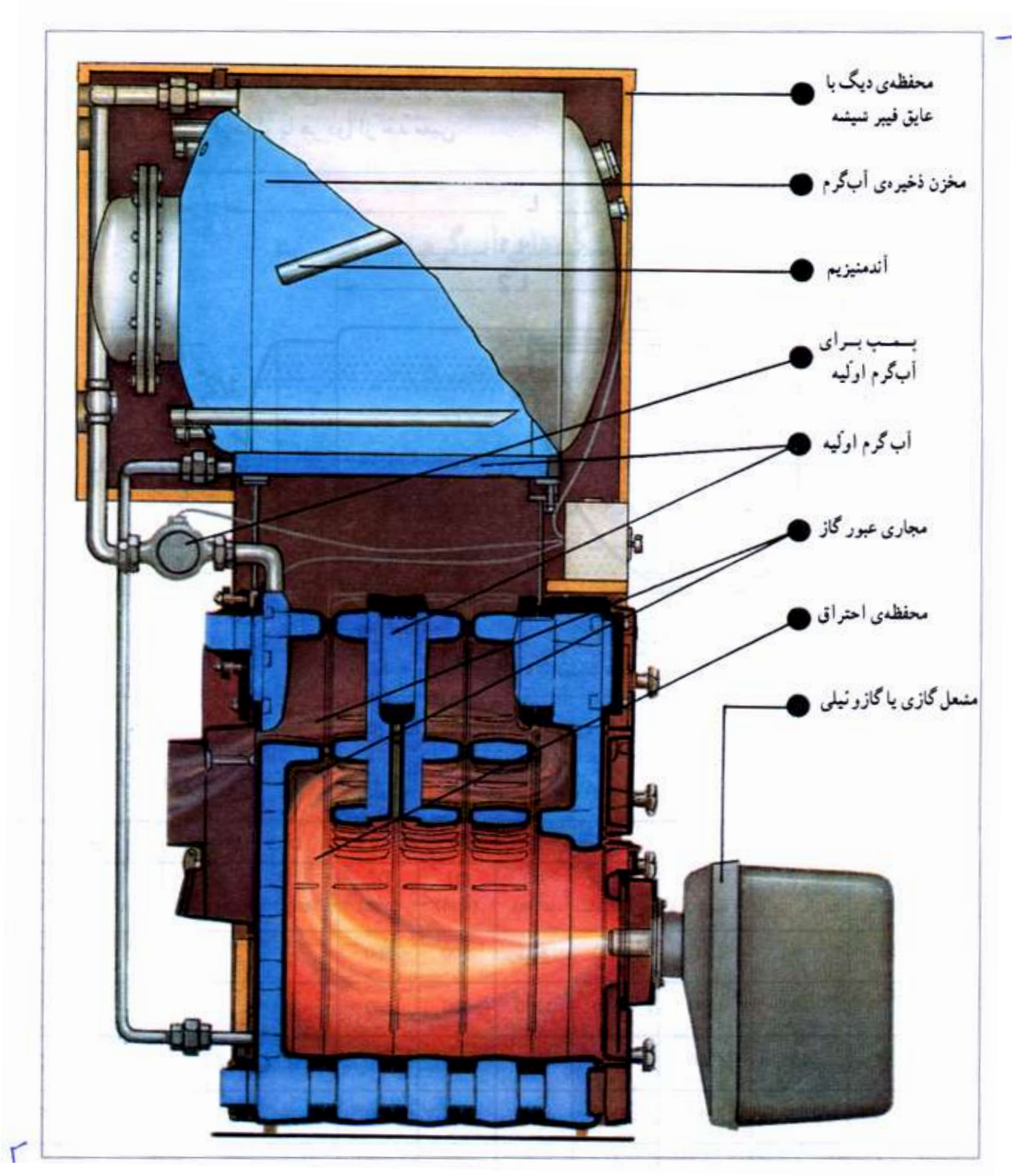
در شکل (۲۷-۴) طرز صحیح اتصال مخزن انبساط بسته دیافراگمی را به مدار مشاهده می‌کنید . ضخامت جداره این مخزن معمولاً به اندازه‌ای است که می‌تواند فشار (۳at) را تحمل کند. برای تنظیم فشار گاز ازت در این مخزن از «مانومتری» مانند شکل (۲۸-۴) با دامنه کار «۰-۴at» استفاده می‌شود در پایان باید متذکر شد در مداری که از مخزن انبساط بسته استفاده می‌شود، باید در نقطه‌ای از مدار و ترجیحاً روی دیگ حتماً یک شیر اطمینان نصب گردد؛ فشار کار شیر اطمینان مورد نیاز دیگ کمتر از فشار کار شیر اطمینان مورد مصرف در آب گرم‌کن‌هاست و حجم بزرگتری دارد. شکل (۲۹-۴) نمونه ای از این شیر اطمینان را نشان می‌دهد.



شکل (۲۹-۴) نمایش نصب درست و نادرست مخزن انبساط بسته دیافراگمی

شکل (۲۸-۴) مانومتر تنظیم فشار مخزن دیافراگمی

شکل (۲۹-۴) نمونه شیر اطمینان



شکل (۱-۵) دیگ حرارت مرکزی و مخزن دو جداره

مخزن آب گرم کویلی

این مخزن نیز مانند مخزن آب گرم دو جداره‌ی آب گرم غیرمستقیم است، با این تفاوت که در این دستگاه، آب گرم دیگ داخل یک کویل مسی (که در مخزن آب گرم نصب شده است) جریان می‌یابد و آب سرد درون مخزن را گرم می‌کند. معمولاً روی

مخزن آب گرم کویلی یک اتصال نیز برای نصب ترمومتر نشان‌دهنده درجه حرارت آب گرم مصرفی وجود دارد. در ظرفیت‌های کم، گاهی مخزن آب گرم کویلی را روی دیگ حرارت مرکزی نصب کرده، دو دستگاه را در یک دستگاه واحد به بازار عرضه می‌کنند. مخازن آب گرم کویلی برحسب سفارش به دو شکل قائم و افقی ساخته می‌شود. در شکل (۲-۵) یک مخزن آب گرم کوئلی از نوع افقی نشان داده شده است.

شکل (۲-۵) مخزن آب گرم کویلی

دیگ‌ها

دیگ دستگاهی است که در آن یک ماده سوختنی مانند مازوت (نفت کوره یا نفت سیاه)، گازوئیل و یا گـاز سوخته، گرمای حاصل از عمل احتراق به سیال درون آن (معمولاً آب) داده می‌شود.

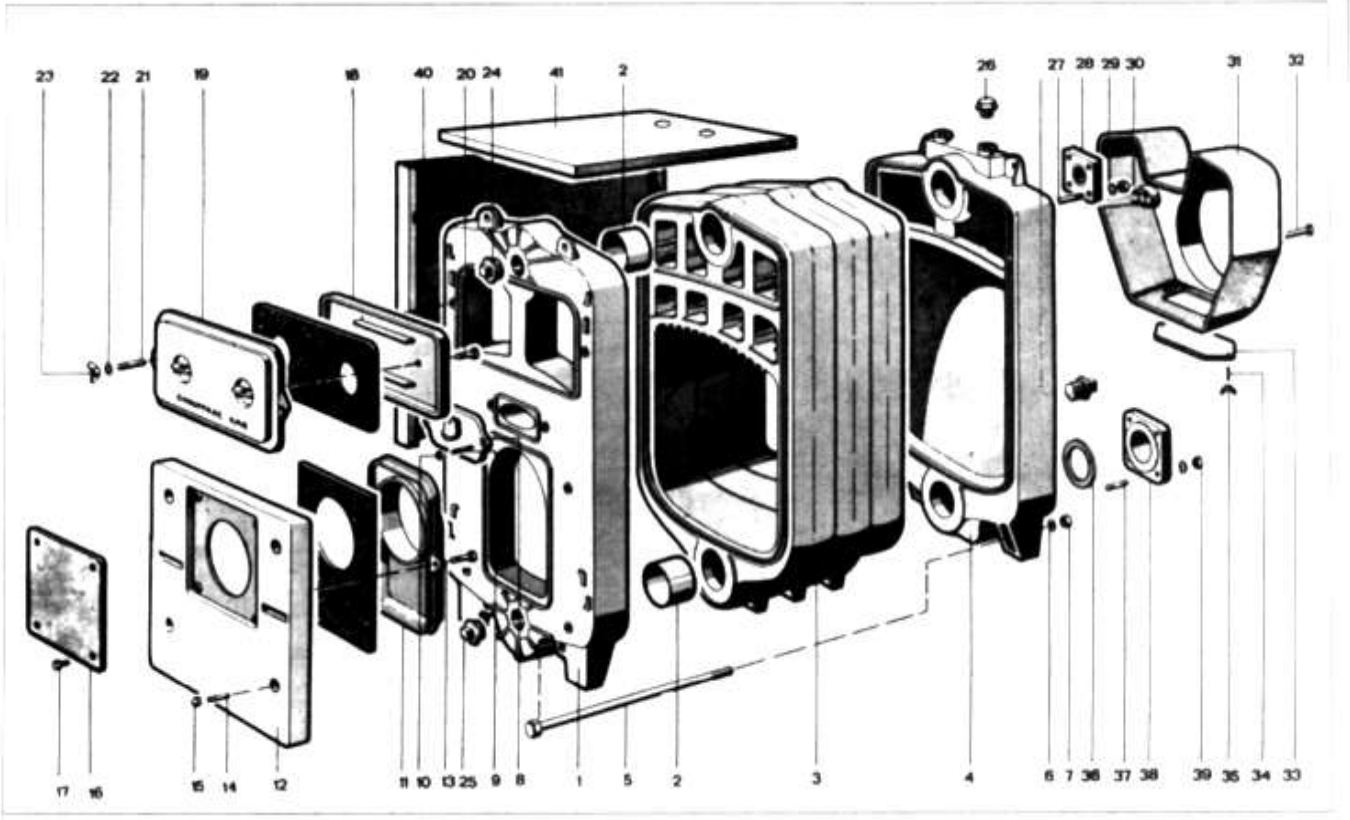
انواع دیگ‌ها: دیگ‌ها را به روش‌های مختلفی تقسیم‌بندی می‌کنند:

الف) از نظر سیال: در این روش دیگ‌ها به انواع: دیگ روغنی، دیگ آب گرم، دیگ آب داغ، دیگ بخار و... تقسیم‌بندی می‌شوند.

ب) از نظر جنس: در این تقسیم‌بندی دیگ‌ها در دو دسته چدنی و فولادی قرار می‌گیرند.

دیگ‌های چدنی: دیگ‌های چدنی به روش ریخته‌گری به صورت قطعاتی (پره‌ای) در کارخانه تولید می‌شوند. پره جلو و عقب دیگ با یکدیگر و با پره‌های وسط تفاوت دارند لیکن تمام پره‌های وسط یکسان هستند. هر دیگ برحسب ظرفیت شامل یک پره جلو، یک پره عقب و تعدادی پره وسط است. اتصال پره‌ها به یکدیگر از بالا و پایین به وسیله قطعه‌ای به اسم «بوش» انجام می‌گردد. دو طرف سطح خارجی بوش به صورت مخروط ناقص (کونیک) تراشیده شده است. برای آن که عمل آب‌بندی به

خوبی انجام شود، به هنگام استفاده از بوش، آن را به ضد زنگ آغشته می‌کنند. عمل اتصال پره‌های جلو، وسط و عقب دیگ به یکدیگر و بستن بقیه قطعات آن را «**جمع کردن دیگ**» می‌گویند. دیگ‌های چدنی به صورت قطعاتی توسط کارخانه و یا نمایندگی‌های فروش به خریدار تحویل و به وسیله افراد متخصص در محل موتورخانه بر روی فونداسیون جمع می‌شوند.
در شکل (۳-۵) قطعات مختلف یک دیگ چدنی مشاهده می‌شود. در شکل (۴-۵) یک دیگ جمع شده و در شکل (۵-۵) شعله و مسیر عبور گازهای حاصل از عمل احتراق و تماس آن‌ها با سطوح پره‌های دیگ و در شکل (۶-۵) مسیر جریان آب در داخل پره‌ها به هنگام گرم شدن نشان داده شده است.

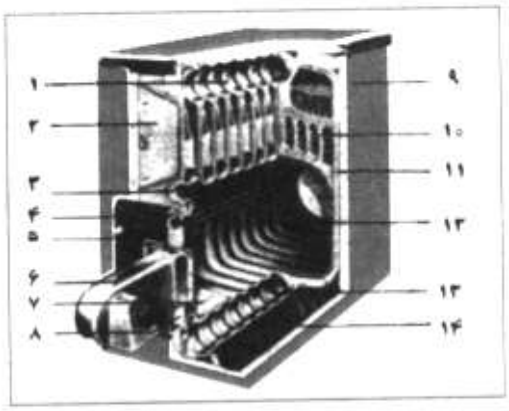


۱- پره جلو ۲- بوش وصل پره ۳- پره وسط ۴- پره عقب ۵- میله مهار دیگ ۶- واشر فلزی ۷- مهره شش گوش ۸- درب بازدید شعله ۹- پیچ دو سر دنده ۱۰- مهره شش گوش ۱۱- تویی درب پایین ۱۲- درب پایین ۱۳- پیچ شش گوش ۱۴- پیچ دو سر دنده ۱۵- مهره شش گوش کروی ۱۶- صفحه مشعل‌گیر ۱۷- پیچ شش گوش ۱۸- تویی درب بالا ۱۹- درب بالا ۲۰- پیچ شش گوش ۲۱- پیچ دو سر دنده ۲۲- واشر تخت فلزی ۲۳- مهره خروسکی ۲۴- درپوش $1\frac{1}{2}$ ۲۵- درپوش $1\frac{1}{2}$ ۲۶- درپوش $\frac{3}{4}$ ۲۷- پیچ دو سر دنده ۲۸- فلنچ وصل لوله ۲۹- واشر تخت ۳۰- مهره شش گوش ۳۱- دودکش ۳۲- پیچ شش گوش ۳۳- دریچه بازدید دودکش ۳۴- پیچ دو سر دنده ۳۵- مهره ۳۶- واشر کلینگریت ۳۷- پیچ دو سر دنده ۳۸- فلنچ وصل لوله ۳۹- مهره شش گوش ۴۰- بدنه روپوش دیگ ۴۱- قسمت فوقانی روپوش دیگ

شکل (۳-۵) قطعات مختلف یک دیگ چدنی

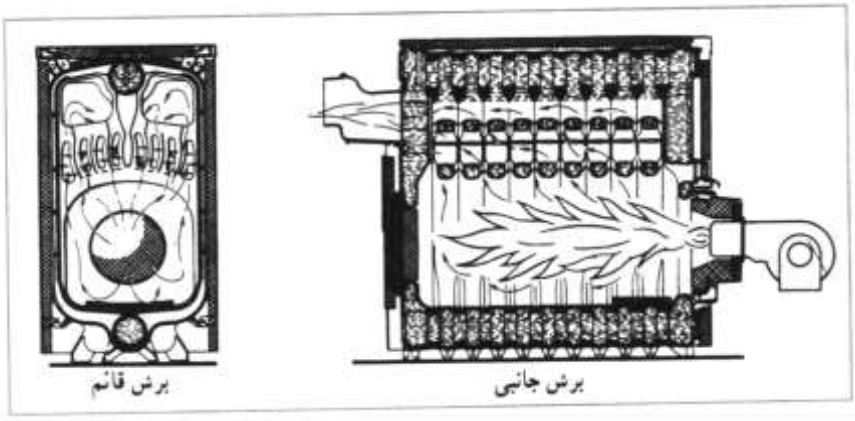
مزایای دیگ‌های چدنی: ۱- به علت داشتن مقاومت خوب در برابر زنگ‌زدگی، عمر آن‌ها زیاد است؛ ۲- به دلیل پره‌ای بودن، حمل و نقل آن‌ها آسان است؛ ۳- به علت پره‌ای بودن، در صورت نیاز می‌توان با اضافه کردن تعدادی پره، قدرت حرارتی آن‌ها را افزایش داد؛ ۴- در صورت شکستن پره‌ها، می‌توان آن‌ها را با پره نو تعویض کرد و احتیاجی به تعویض تمامی دیگ نیست.

۱ــ کلکتور بالای پره‌ها
۲ــ درپوش نظافت
۳ــ سوراخ دید
۴ــ درب اطاقک احتراق
۵ــ صفحه‌ی فولادی جلوی اطاقک احتراق
۶ــ مشعل گازوئیلی یا گازی
۷ــ آجر نسوز برای ترشحات گازوئیل
۸ــ مواد نسوز پشت مشعل
۹ــ روپوش دیگ
۱۰ــ سطح پره‌دار حرارت گیر ثانویه
۱۱ــ پشم شیشه
۱۲ــ اطاقک احتراق پره‌دار
۱۳ــ کلکتور پایین پره‌ها
۱۴ــ پایه‌های دیگ

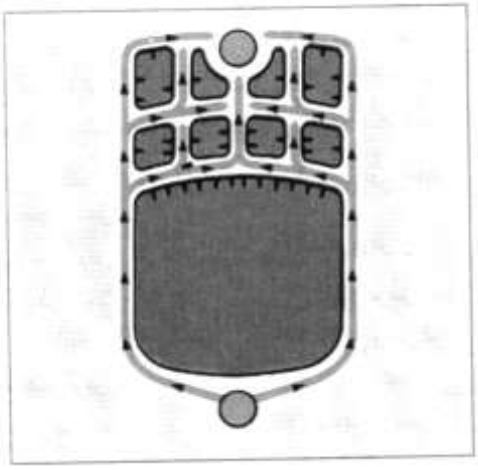


شکل ۲ــ۸ــ یک دیگ چدنی جمع‌شده

شکل (۴-۵) یک دیگ چدنی جمع شده



شکل (۵-۵) شعله و مسیر عبور گازهای حاصل از احتراق



شکل (۶-۵) مسیر عبور جریان آب در داخل پره

دیگ‌های فولادی آب گرم: دیگ‌های فولادی به صورت یکپارچه در دو نوع، یا با لوله‌های آتش (Fire tube)(که در آن گازهای حاصل از عمل احتراق از درون لوله‌ها عبور می‌کند و با لوله‌های آب (Water tube)(که درآن آب از داخل لوله‌ها می‌گذرد) برحسب سفارش خریدار مطابق ظرفیت مورد نظر ساخته می‌شوند.

دیگ‌های فولادی «فایرتیوپ» که متداول‌تر هستند، از قسمت‌های زیر تشکیل شده است:

۱- بدنه: بدنه دیگ به ابعاد مورد نیاز از ورق‌های فولادی بریده، پس از نورد شدن جوش‌کار می‌شود.

۲- لوله‌ها: لوله‌های دیگ‌های فولادی از نوع بدون درز «آتش‌خوار» است که به طور مورد نیاز از لوله‌های (۶) متری بریده می‌شود.

۳- صفحات نگه‌دارنده لوله‌ها(Tube sheet): این صفحات هم وظیفه نگه داشتن لوله‌ها را انجام می‌دهند و هم محفظه داخلی دیگ را از محیط خارج جدا می‌سازند. در دیگ‌های با طول کم، یک «تیوب شیت» در جلو و یکی دیگر در عقب دیگر نصب می‌شود؛ ولی در دیگ‌های با طول زیاد مابین تیوب شیت‌های جلو و عقب، تیوب شیت (یا تیوب شیت‌های) دیگری هم فقط برای نگه داشتن لوله‌ها قرار داده می‌شود. تیوب شیت‌های جلو و عقب به بدنه دیگ جوش داده می‌شوند.

لوله‌ها به تیوب شیت‌ها به روش گشاد کردن لوله (با ابزاری به نام والس) آب‌بندی می‌شوند، این عمل را «اکسپند» (Expand) می‌نامند. بعضی از کارخانه‌ها لوله‌های پاس دوم را به تیوب شیت جلو و عقب دیگ **جوش** می‌دهند.

۴- کوره: کوره دیگ که در آن مواد سوختنی (مازوت (نفت کوره یا نفت سیاه)، گازوئیل و یا گاز) به وسیله مشعل سوزانده می‌شود، از ورق فولاد آتش‌خوار به ابعاد مورد نیاز بریده پس از نورد و جوش‌کاری، داخل دیگ نصب می‌شود و سپس به تیوب شیت های جلو و عقب دیگ جوش داده می‌شود.

۵- اتصالات لوله رفت و برگشت: برروی هر دیگ آب گرم فولادی یک جا برای اتصال لوله رفت و جای دیگر برای اتصال لوله برگشت به دیگ پیش‌بینی می‌شود.

۶- اتصال لوله انبساط: بر روی دیگ‌های فولادی آب گرم، محلی برای اتصال لوله انبساط به دیگ پیش‌بینی می‌شود.

۷- شیر اطمینان: با توجه به ظرفیت فشار کار دیگ، علاوه بر اتصال لوله انبساط (توسط کارخانه)، یک و یا دو عدد شیر اطمینان حساس (در مقابل فشار)، بر روی آن نصب می‌گردد.

۸- شیر تخلیه: در پایین‌ترین قسمت بدنه دیگ، یک عدد شیر برای تخلیه آب داخل آن، نصب می‌گردد.

۹- دریچه‌ها: بر روی دیگ‌های فولادی، دریچه‌ای به صورت « Man Hole» (آدم‌رو) در بالا و دریچه‌هایی به صورت «Hand Hole» (دست‌رو) در دو طرف قسمت پایین، بر روی بدنه دیگ پیش‌بینی می‌شود، این دریچه‌ها به وسیله واشرهای نسوز و درب‌های مخصوص بسته می‌شوند.

۱۰- محفظه‌های دود: در جلو و عقب دیگ‌های فولادی محفظه‌هایی وجود دارد که گازهای خروجی از یک پاس را دریافت کرده، به داخل لوله های پاس بعدی هدایت می‌کند.

۱۱- درهای جلو و عقب: بر روی محفظه‌های دود جلو و عقب، درب‌هایی لولایی تعبیه شده‌اند که به وسیله پیچ و مهره و قرار دادن نخ نسوز در زیر آن‌ها، بسته می‌شوند و به هنگام تمیز کردن داخل لوله‌ها و محفظه دود از آن‌ها استفاده می‌شود.

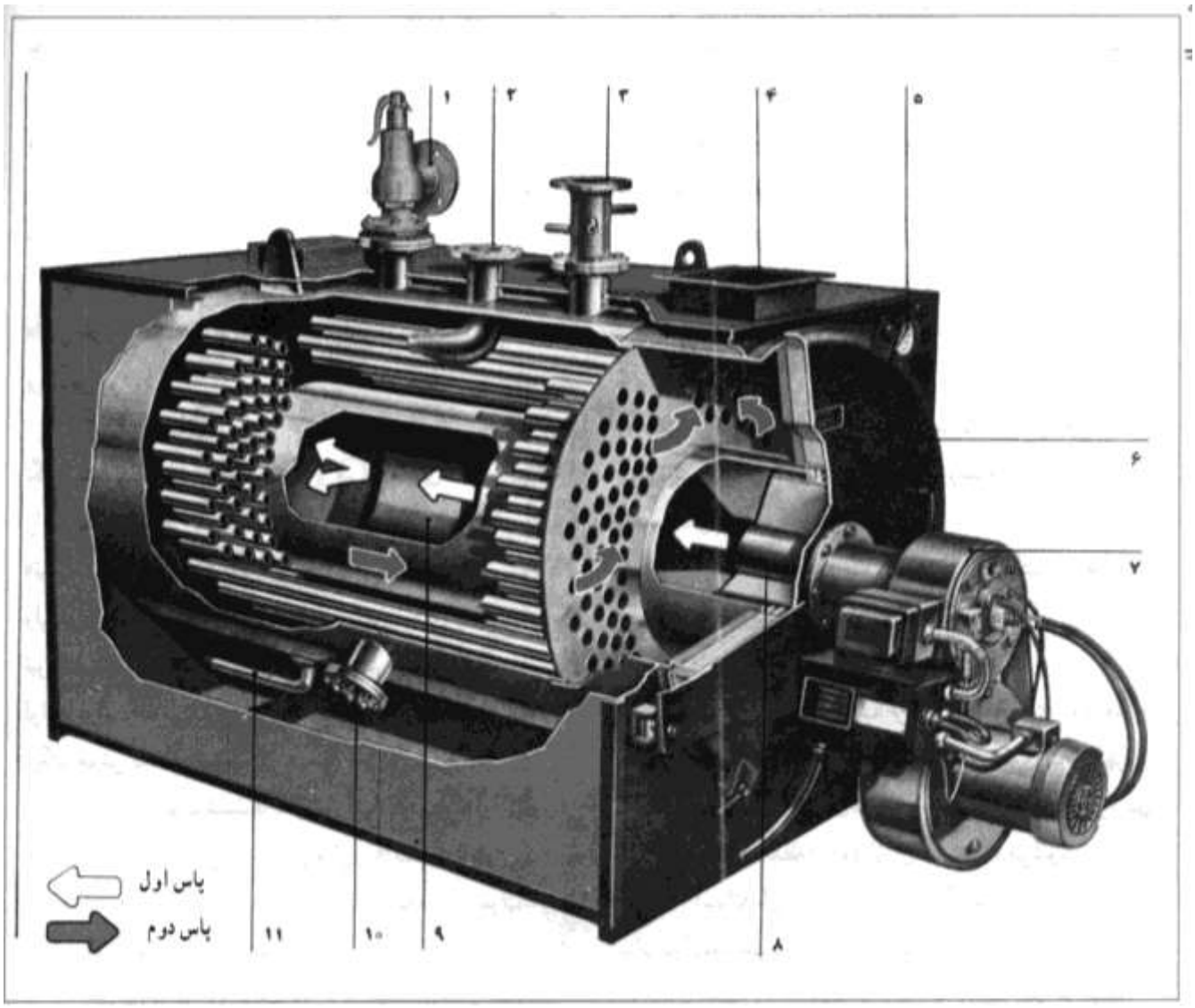
۱۲- اتصال دودکش: بر روی دیگ‌های فولادی نیز مانند سایر دیگ‌ها جهت هدایت محصولات احتراق به خارج از ساختمان محلی برای اتصال دودکش به آن پیش‌بینی می‌گردد.

۱۳- اتصالات مربوط به نشان‌دهنده‌ها: بر روی دیگ‌های فولادی جاهایی برای نصب «ترمومتر»، «ترموستات» و «فشارسنج» پیش‌بینی می‌گردد.

۱۴- عایق: بدنه دیگ‌های فولادی به وسیله یک لایه عایق حرارتی ضخیم، پوشیده می‌شود.

۱۵- پوشش (کاور): بر روی عایق بدنه، پوششی از ورق آلومینیوم و یا ورق فولادی رنگ شده، کشیده می‌شود.

۱۶- شاسی: اکثر دیگ‌های فولادی در کارخانه بر روی پایه و یا شاسی نصب می‌گردند، که در این صورت نیازی به فونداسیون مخصوص جهت نصب آن‌ها نیست. در شکل (۷-۵) یک دیگ فولادی آب گرم ۲ پاس با قسمت‌های مختلف آن نشان داده شده است



۱ــ شیر اطمینان یک‌فنری
۲ــ لوله‌ی برگشت
۳ــ لوله‌ی جریان
۴ــ دریچه‌ی خروجی گاز
۵ــ فشارسنج
۶ــ درب لولایی جلو
۷ــ مشعل گازوئیلی جت فشاری
۸ــ دهانه‌ی مشعل
۹ــ مسیر کوره
۱۰ــ دریچه‌ی بازدید
۱۱ــ لوله‌ی تخلیه

شکل (۷-۵) یک دیگ فولادی ۲ پاس و قسمت‌های مختلف آن

چند نکته راجع به دیگ‌ها: دیگ‌های چدنی برای فشارهای پایین و حداکثر تا ۵bar استفاده می‌شوند و برای مصارف خانگی و تولید آب و گاهی بخار استفاده می‌شوند و از نظر فشار کاری دارای محدودیت می‌باشند. برای مناطق خیلی سرد که شوک حرارتی وجود دارد مناسب نمی‌باشد و چون بصورت حلقه‌ای می‌باشد، به راحتی قابل نصب و جابجایی است.

دیگ‌های فولادی:

۱- واتر تیوب: برای فشارهای زیاد تا فشار ۹۰۰psi یا ۶۰bar کاربرد دارد و و دبی های متغیر ۱۵۰۰۰lb/hr (نیروگاهی)

۲- فایر تیوب: برای فشار کم و متوسط کاربرد دارد و دبی های زیاد ۳۰ تن در ساعت جواب می‌دهد. ۳۰۰۰۰ Kg/hr (تاسیساتی))

در دیگ‌های فولادی چون تنش از رابطه $\sigma = \frac{P.r}{t}$ (P فشار، r شعاع، t ضخامت لوله و σ تنش) بدست می‌آید برای کاهش تنش از لوله‌های قطر کمتر استفاده می‌شود که تنش کمتری ایجاد شود و در دیگ‌های فایر تیوب چون قطر مخزن زیاد است فشار را زیاد نمی‌توان بالا برد چون تنش بالا می‌رود و مجبوریم ضخامت بدنه را خیلی زیاد کنیم که اقتصادی نیست اما برای فشارهای خیلی بالا از دیگ‌ها واترتیوب استفاده می‌کنیم چون شعاع آن کم است (شعاع لوله‌ها)

استانداردها و جنس ورق ساخت دیگ:

B52790 – ISTR4231

(جنس لوله‌های آتش‌خوار ST35.29) (جنس بدنه و ضخامت کناری H_2 یا 17mn4)

یکی از تجهیزات کوره‌ها شیر تخلیه یا شیر زیر آب می‌باشد و کاربرد آن به این علت است که مواد افزودنی به کوره اضافه می‌شود که جرم نگیرد که این مواد ته کوره جمع می‌شود که هر چند وقت یک بار تخلیه می‌شود که اصطلاحاً TDSدیگ کاهش یابد و در بعضی دیگ‌ها شیر بصورت اتوماتیک عمل می‌نماید و حداکثر TDS مجاز به ۳۰۰۰ ppm در دیگ‌های معمولی می‌رسد و TDS آب ورودی ۲۰۰ppm است (چون آب تبخیر می‌شود بخار خالص تبدیل می‌شود نتیجتاً TDS کوره به طور مداوم بالا می‌رود)

Blow down Ratio (نرخ شیر زیر آب) $= \frac{F \times S}{B - F}$

که S دبی آب ورودی، F میزان DS آب ورودی است، B ماکزیمم TDS که حدود ۳۰۰۰ می‌باشد.

مثال: مطلوب است نرخ Blow down یا حجم آب تخلیه دیگ با ظرفیت ۱۰/۰۰۰ kg/hr و TDS آب ورودی ۵۰ppm ورودی آب تغذیه ۱۵۰۰ kg/hr

Blow down Ratio $= \frac{1500 \times 50}{3000 - 50} = 25.4 kg/hr = 25.2 lit/hr$

یعنی درساعت 25.5 لیتر آب با TDS بالا از شیر تخلیه خارج می‌شود.

صفحه ۸۰ الی ۸۷ مبحث ۱۴ پیرامون مقدار دیگ‌ها مطالعه شود.

اساس کار دیگ‌های بخار:

t_1 آب ورودی $\rightarrow$ [دیگ بخار] $\xrightarrow{\dot{m} c_p \Delta T}$ t_2 (سیال) $\xrightarrow[\text{گرمای نهان تبخیر}]{\dot{m} h_{f_g}}$ t_2 (بخار)

بویلر بخار $Q_B = \dot{m} c_p \Delta T + \dot{m} h_{f_g} \Rightarrow \dot{m} = \frac{Q_b}{c_p \Delta T + h_{f_g}}$

مثال: بخار تولیدی بویلر به ظرفیت ۷۵۸۰۰Btu/hr می‌باشد و در صورتی که دمای ورودی ۸ و دمای خروجی ۱۴۲ درجه سانتی‌گراد و فشار دیگ ۴bar باشد نرخ بخار تولیدی را بدست آورید.

(با فشار ۴bar، hfg برابر ۵۱۰ از جدول خوانده می‌شود.

$$\dot{m} = \frac{\frac{75800}{4}}{4.80(142-80)+510}$$

$$c_p = 1\frac{kcal}{kg^\circ k} = 4.18\frac{kj}{kg^\circ k}$$

نکته مهم: به ازای هر یک میلیون Btu برای بویلر سطح تماس حرارتی $18.6ft^2$ که سطح کوره و لوله‌ها است پیشنهاد می‌شود.

شیر خلاء شکن:

در دیگ‌های بخار معمولی بزرگ از شیر خلاءشکن استفاده می‌شود بدین علت که در موقع تعمیرات ناخواسته و یا خرابی دو شیر ورود و خروج را می‌بندیم، در صورتی که در دیگ بخار وجود دارد و موقعی که این بخار سرد شود ، فشار دیگ منفی می‌شود و تمام تجهیزات اندازه‌گیری و فشارشکن و... را خراب می‌کند.

کنترل دمای دودکش یا ترموستات دودکش:

وقتی دود زیر ۲۰۰^oC بیاید گازهای H_2S و CO_2 به دمای تقطیر می‌رسند و خاصیت خورندگی باعث می‌شود که دودکش تخریب شود. و این ترموستات دودکش را کنترل می‌کند و همچنین از افزایش دما (که ناشی از رسوب گرفتن دیگ، خالی بودن دیگ از آب، افزایش نسبت هوا) که باعث سوختن دیگ می‌شود جلوگیری می‌کند که ترموستات با مشعل اینترلاک است (ضمناً زیاد بودن قطر دودکش باعث سرد شدن دودهای خروجی می‌شود که اصلاً مناسب نیست)

مزیت استفاده از بخار به آب در این است که میزان گرمای بیشتری حمل می‌شود.

$$Q = \dot{m}c_p\Delta T = 1kg/s \times 4180 \times 10 = 41800\,j/s \quad \text{یا} \quad Q = 1kg/s \times 1\frac{kcal}{kg^\circ k} \times 10 = 10\frac{kcal}{s}$$

آب

بخار $Q = \dot{m}h_{fg} = 1kg/s \times 540\frac{kcal}{kg^\circ k} = 540$

یعنی $\frac{540}{10}$ برابر یا 54 برابر آب گرما توسط بخار می‌تواند حمل می‌شود.

البته اگر بخار در محل مصرف کندانس شود این میزان صحیح است اما اگر کندانس نشود اثر عکس دارد. زیرا:

بخار $Q = \dot{m}c_p\Delta T = 1kg/s \times 0.6\frac{kcal}{s} \times 10 = 6\frac{kcal}{s}$

لذا از تله‌های بخار در وسیله‌های حرارتی استفاده می‌شود که حتماً بخار کندانس می‌شود.

دودکش

محصولات احتراق پس از تبادل حرارت با سطوح انتقال حرارت دیگ باید از درون آن به خارج از ساختمان هدایت گردند.
معبری که محصولات احتراق در این مسیر از درون آن بور می‌کنند، به طور کلی «دودکش» نامیده می‌شود.

دودکش قائم فلزی: دودکش قائم و یا تقریباً قائلم فلزی، دودکشی است که به صورت قطعات گرد و یا چهارگوش از ورق‌های فولادی ساخته می‌شود.

شافت قائم ساختمانی: شافت قائم ساختمانی، عبارت است از یک کانال قائم ساختمانی که در آن یک و یا چند معبر دود عبور می‌کند.

دودکش قائم ساختمانی (معبر قائم ساختمانی دود): دودکش قائم ساختمانی، دودکشی است که با لوله‌هایی از مواد نسوختنی (لوله‌های سیمانی، آزبست سیمانی، مصالح ساختمانی و مواد مشابه) مناسب برای دمای دودکش ساخته می‌شود. قسمت پایین دودکش قائم باید حداقل به اندازه ۳۰ سانتی‌متر در زیر اتصال رابط ادامه یابد. در انتهای پایین دودکش قائم ساختمانی باید دریچه بازدید، به منظور تمیز کردن ادواری آن پیش‌بینی گردد. دهانه خروجی دودکش باید حداقل یک متر از نقطه‌ای از بام که دودکش از آن خارج می‌شود، بالاتر باشد. این دهانه خروجی باید از بلندترین قسمت ساختمان در شعاع ۳ متری از دودکش، دست کم ۶۰ سانتی‌متر بالاتر باشد.

لوله رابط دودکش: لوله‌ای است که دهانه خروج محصولات احتراق از دیگ را به دودکش قائم فلزی و یا دودکش قائم ساختمانی متصل می‌کند. لوله رابط دارای مشخصات زیر است:

۱ - لوله رابط تا حد ممکن کوتاه و مستقیم باشد و از ایجاد زانوهای کوتاه و خم‌های تند (که ممکن است موجب اختلال در جریان دود شود) پرهیز گردد.

۲ - قطر لوله رابط دودکش باید حداقل برابر قطر دهانه خروجی دستگاه و یا کلاهک تعادل آن باشد.

۳ - لوله رابط دودکش باید با بست و تکیه‌گاه مناسب، برای وزن و دمای آن، به اجزای ساختمان ثابت و مهار گردد.

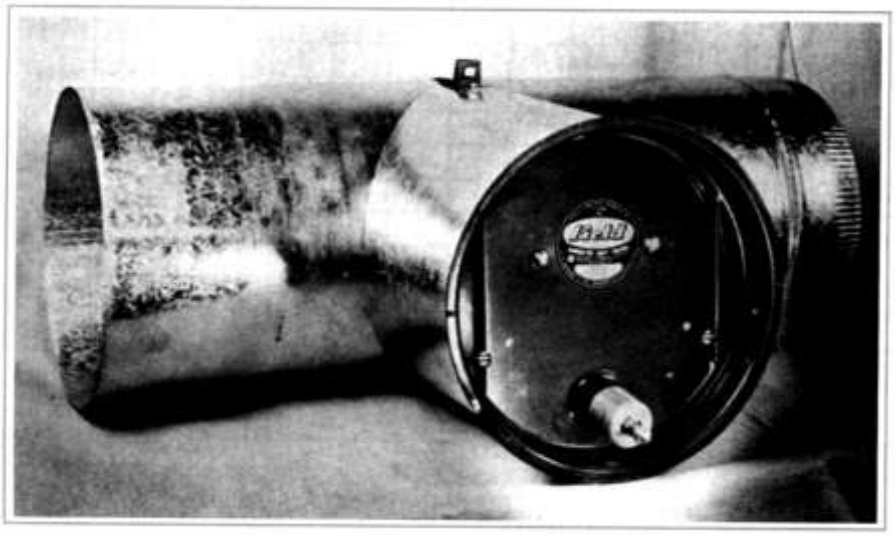
۴ - لوله رابط دودکش باید از ورق فولادی ساخته شود و برای اتصال قطعات و تقویت آن از پروفیل‌های فولادی استفاده گردد. جنس لوله رابط دودکش با دمای پایین باید «ورق فولادی گالوانیزه» باشد.

۵ - ضخامت ورق فولادی گالوانیزه مربوط به لوله رابط دودکش با دمای پایین، نباید از اعداد داده شده در جدول زیر کم‌تر باشد.

جدول حداقل ضخامت ورق فولادی گالوانیزه مربوط به لوله رابط دودکش با دمای پایین

قطر لوله رابط دودکش		ضخامت ورق فولادی گالوانیزه	
سانتی‌متر	اینچ	میلی‌متر	اینچ
تا ۱۲	تا ۵	۰/۶	۰/۰۲۲
۱۳ تا ۲۲	۹ ۱۶	۰/۷	۰/۰۲۸
۲۳ تا ۴۰	۱۰ تا ۱۶	۰/۹	۰/۰۳۴
بزرگتر	بزرگتر	۱/۵	۰/۰۶۴

تنظیم‌کننده مکش (Draft Regulator) : وسیله‌ای است که در دستگاه، لوله رابط یا کلاهک تعادل دودکش نصب می‌شود و با وارد کردن مقداری هوا به داخل آن، مکش دودکش را به طور خودکار و به میزان معینی ثابت نگه می‌دارد. در شکل (۸-۵) یک وسیله تنظیم‌کننده مکش دودکش نشان داده شده است.



شکل (۸-۵) تنظیم‌کننده مکش دودکش ساخت فیلد کنترل

محاسبه و انتخاب دودکش: سطح مقطع دودکش از نظر کارکرد صحیح و با کارایی قابل قبول دیگ و مشعل دارای اهمیت بسیاری است، چون اگر سطح مقطع دودکش زیادتر از حد نیاز باشد به علت مکش زیادی که ایجاد می‌کند، قبل از آن که سوخت به طور کامل محترق گردد و یا این که محصولات احتراق فرصت کافی برای تبادل حرارت با سطوح انتقال حرارت دیگ را داشته باشند، از دیگ خارج می‌شوند. و اگر سطح مقطع دودکش کم‌تر از حد لازم باشد، به دلیل کم شدن مکش گازهای حاصل از احتراق به خوبی تخلیه نمی‌شوند و در نتیجه عمل احتراق به صورت ناقص انجام می‌گردد و مشعل دود خواهد کرد.
علاوه بر سطح مقطع، عوامل دیگری نیز در کارکرد صحیح دودکش مؤثر هستند که عبارتند از:

۱ - صاف و صیقلی بودن سطح داخل دودکش

۲ - کم بودن تعداد زانوها

۳ - عدم نفوذ هوا به داخل دودکش (در دودکش با مکش طبیعی و مکش منفی)

۴ - نوع و شکل کلاهک بالای دودکش

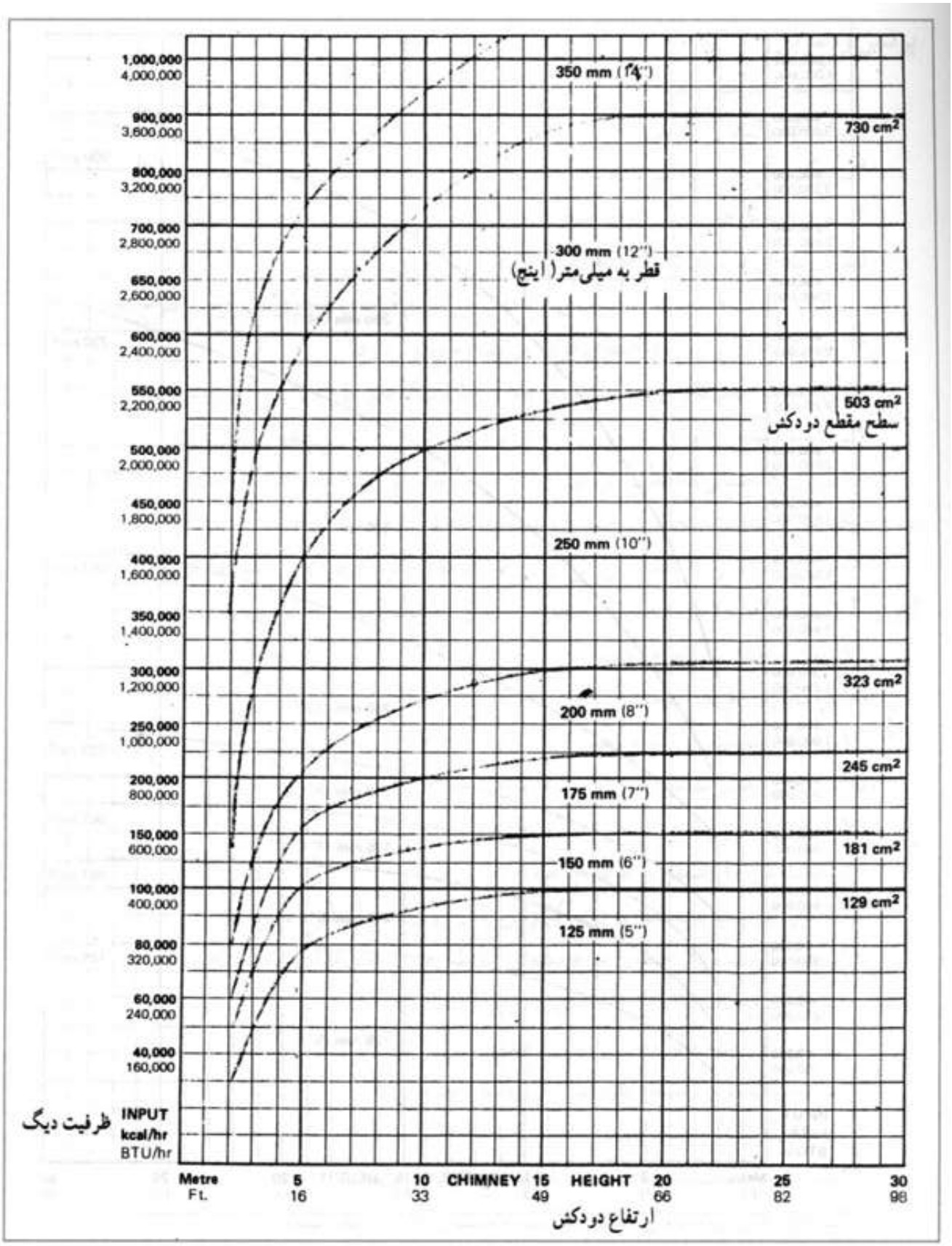
۵ - وجود تنظیم‌کننده مکش دودکش

در شکل‌های (۹- ۵) و (۱۰- ۵) قطر دودکش، برحسب ظرفیت حرارتی دیگ و ارتفاع دودکش داده شده است.

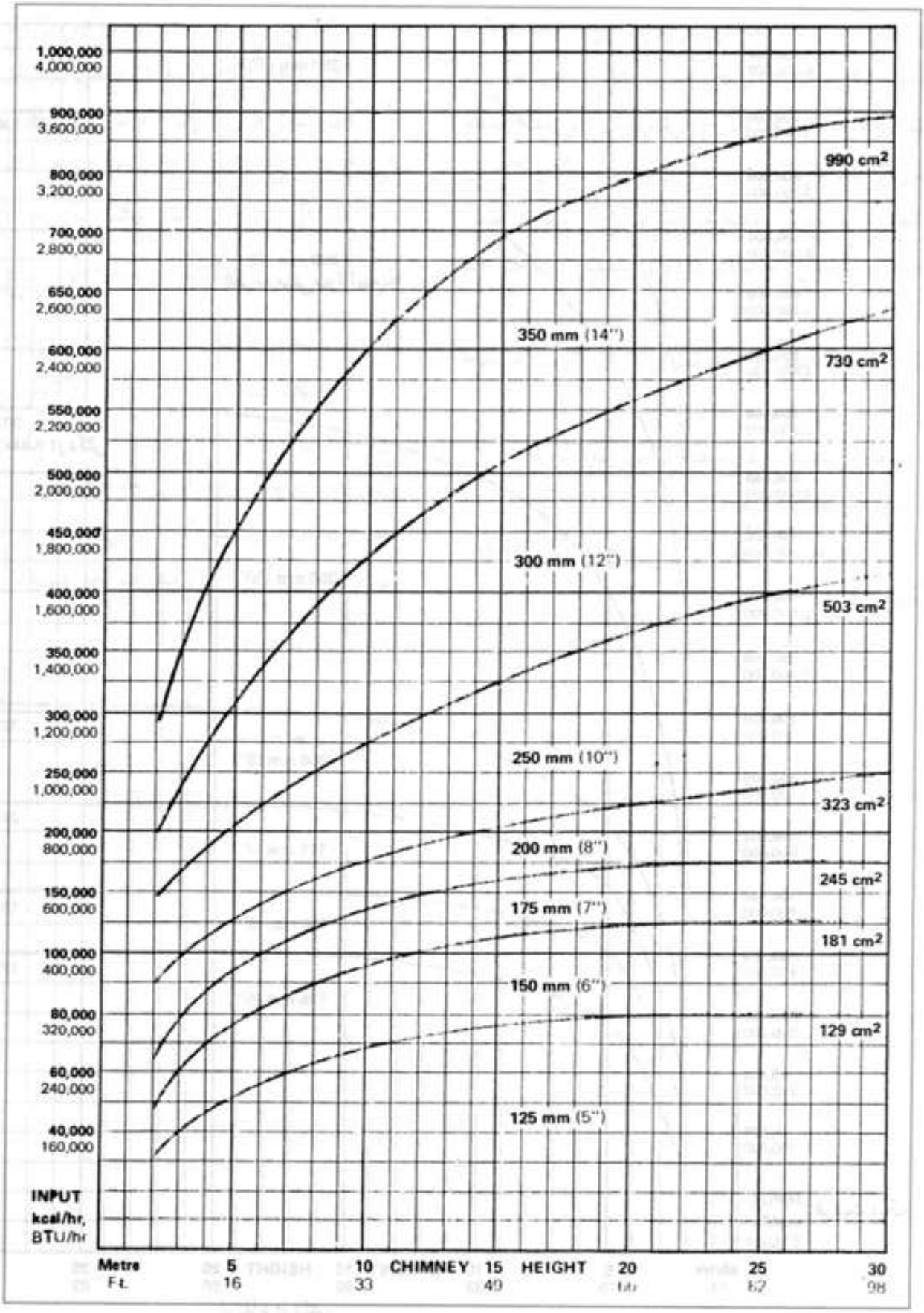
مثال: قطر دودکش یک دیگ حرارت مرکزی را که ظرفیت حرارتی آن (۳۰۰۰۰۰ Kcal/h) و ارتفاع دودکش نیز (۲۰) متر است، تعیین کنید.

پاسخ: عدد (۳۰۰۰۰۰) را در ستون ظرفیت دیگ پیدا کرده، از آن جا یک خط افقی رسم می‌کنیم. عدد (۲۰) را هم در پایین دیاگرام پیدا کرده، از آن جا خط قائمی رسم می‌کنیم تا خط افقی رسم شده را قطع کند، محل تلاقی دو خط، قطر لوله دودکش است که (۲۰۰) میلی‌متر خواهد بود.

شکل (۹-۵) برای افت فشار کم



شکل (۱۰-۵) برای افت فشار زیاد



فصل ششم

گرمایش با هوای گرم

یکی دیگر از روش‌های گرم کردن ساختمان‌ها استفاده از هوای گرم می‌باشد. برای تهیه هوای گرم روش‌های مختلفی وجود دارد که بطور مستقیم و یا غیرمستقیم هوای گرم تهیه و توزیع می‌گردد. بعضی از لوازم مورد استفاده در تولید هوای گرم عبارتند از: کوره هوای گرم و یونیت هیتر که با اشکال و ظرفیت‌های متفاوت ساخته می‌شود و برحسب نیاز فضاهائی که بایستی گرم شوند ، انتخاب می‌گردد. در این فصل کوره هوای گرم را که زیاد مورد استفاده واقع می‌شود بررسی می‌نمائیم.

کوره‌های هوای گرم

محاسبه قدرت حرارتی کوره هوای گرم: با توجه به محاسبات تلفات حرارتی یک ساختمان که در فصول قبل گفته شد برای آشنایی بیشتر با کوره هوای گرم و انتخاب آن به ذکر یک مثال می‌پردازیم که در این مثال کلیه مسائلی که در ارتباط با انتخاب درست یک کوره هوای گرم می‌باشد مورد بررسی قرار می‌دهیم، همچنین در این مثال راه‌های صرفه‌جویی در سرمایه‌گذاری اولیه و مصرف سوخت و یا انرژی کمتر را مطالعه می‌نمائیم. با این مثال دانشجویان می‌توانند کلیه مسائل در ارتباط با انتخاب یک یا چند کوره هوای گرم را آموخته و عملاً در طرح پروژه مورد استفاده قرار دهند.

مسئله ۱: فرض کنیم تلفات حرارتی محلی که بایستی گرم شود معادل ۱۵۰ کیلووات باشد. مطلوبست تعیین ظرفیت کوره هوای گرم در شرایط مختلف زیر:

الف) هوای گرم مورد نیاز صددرصد از هوای آزاد تامین می‌گردد.

ب) هوای گرم مورد نیاز صددرصد از هوای برگشت تأمین می‌گردد.

ج) هوای گرم موردنیاز از مخلوط هوای برگشت و هوای آزاد تأمین گردد.

قبل از اینکه مسئله را بررسی کنیم لازم است فرمول و روابطی که در این مسئله مورد استفاده قرار می‌گیرد یادآوری گردد.

در سیستم گرمایش با هوای گرم مقدار بار حرارتی از فرمول (۱-۶) محاسبه می‌شود. (۱-۶) $h_s = 1.2Q(t_2 - t_1)$

که در آن: h_s = بار حرارتی برحسب کیلووات که در مسئله، ۱۵۰ کیلووات می‌باشد. ـ Q = حجم هوای استاندارد برحسب مترمکعب در ثانیه ـ t_1 = درجه حرارت مطلوب و مورد نظر در داخل برحسب درجه سانتیگراد ـ t_2 = درجه حرارت هوای ورودی به محل برحسب درجه سانتی‌گراد

لازم بتذکر است در گرمایش با هوای گرم ماکزیمم درجه حرارت هوای ورودی به محل تقریباً ۶۰ درجه سانتیگراد می‌باشد و بیش از آن ایجاد ناراحتی و هوای نامطلوب خواهد نمود. فرض کنیم درجه حرارت هوای ورودی باطاق ۴۹ درجه سانتیگراد و درجه حرارت مورد نیاز در داخل اطاق ۲۱ درجه سانتیگراد باشد.

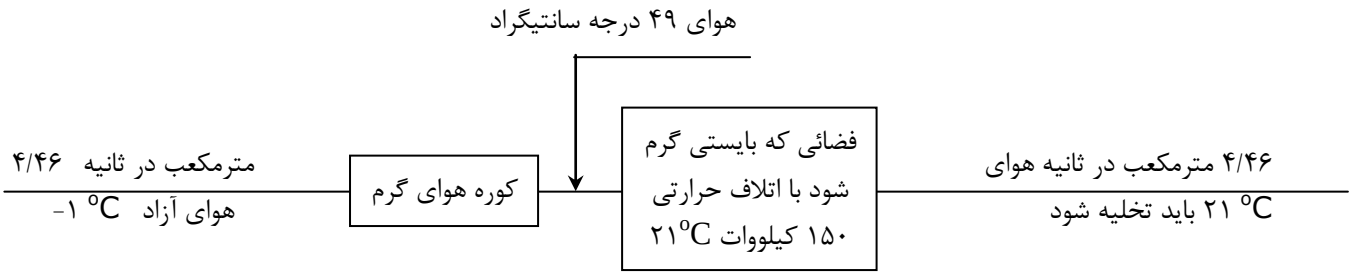
طبق فرمول (۱-۶)

$$h_s = 1.2Q(t_2 - t_1) \qquad Q = \frac{h_s}{1.2(t_2 - t_1)} = \frac{150}{1.2(49-21)} = 4.46$$ مترمکعب در ثانیه حجم هوای ورودی به اطاق

اینک با توجه به اطلاعات داده شده با فرض اینکه فاصله محل نصب کوره، تا اطاق کم و یا اینکه از افت حرارتی کانال‌ها صرف‌نظر کنیم به حل مسئله می‌پردازیم.

الف) در صورتی که کلیه هوای مورد نیاز کوره از هوای آزاد استفاده شود و درجه حرارت هوای بیرون ۱- درجه سانتی‌گراد باشد.

شکل (۱-۶) شرایط هوا در مقاطع مختلف را نشان می‌دهد.



شکل (۱-۶)

با توجه به شرایط داده شده می‌توان قدرت حرارتی کوره هوای گرم را محاسبه نمود. می‌دانیم اتلاف حرارتی فضای مورد گرمایش بر مبنای ۲۱ درجه سانتی‌گراد درجه حرارت داخلی و ۱- درجه سانتی‌گراد درجه حرارت بیرون محاسبه شده است، بنابراین بدترین شرایط برای کوره هوای گرم این است که کلیه هوای مورد نیاز گرمایش از هوای آزاد استفاده گردد یعنی اینکه هوای ۱- درجه سانتی‌گراد باید به ۴۹ درجه سانتی‌گراد تبدیل تا هوای فضای مورد گرمایش به ۲۱ درجه سانتی‌گراد برسد. برای این منظور از فرمول (۱-۶) استفاده می‌نمائیم. $h_s = 1.2Q(t_2 - t_1)$

که در آن: h_s = ظرفیت حرارتی کوره هوای گرم برحسب کیلووات ـ t_2 = درجه حرارت هوای خروجی از کوره هوای گرم به درجه سانتیگراد ـ t_3 = درجه حرارت هوای ورودی بدستگاه کوره هوای گرم یا هوای آزاد به درجه سانتیگراد، بنابراین قدرت حرارتی کوره خواهد بود. کیلووات

$$h_s = 1.2 \times 4.46 \times [49 - (-1)] \qquad h_s = 5.35 \times 50 = 267.5$$

در نتیجه جواب الف مسئله ۲۶۷/۵ کیلووات قدرت حرارتی کوره هوای گرم در صورتی که صددرصد از هوای آزاد استفاده گردد خواهد شد. به (شکل ۲-۶) مراجعه شود.

ب) قدرت حرارتی کوره در صورتی که صددرصد از هوای برگشت استفاده شود. با استفاده از فرمول (۱-۶) $h_s = 1.2Q\Delta t$ چون هوای برگشت همان هوای فضای مورد گرمایش با ۲۱ درجه سانتی‌گراد می‌باشد بنابراین خواهیم داشت:

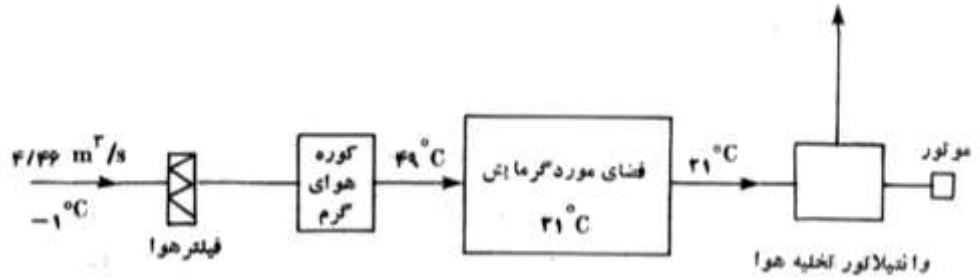
$$h_s = 1.2 \times 4.46 \times (49 - 21)$$

قدرت حرارتی کوره در صورتی که صددرصد از هوای برگشت استفاده شود. کیلووات $h_s \sim 150$

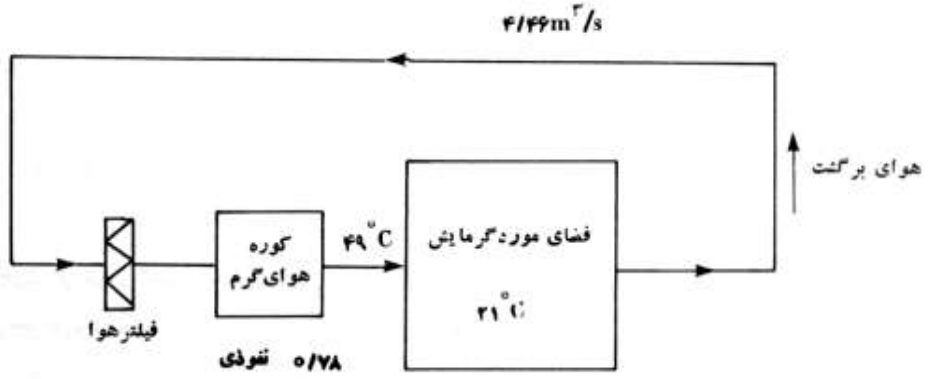
به شکل (۳-۶) مراجعه شود. ملاحظه می‌شود تفاوت قدرت حرارتی کوره در این شرایط، از شرایط الف بمقدار ۱۱۷/۵ کیلووات تقلیل پیدا می‌کند یعی در حدود ۴۵ درصد کاهش ظرفیت طبق روابط زیر:

تفاوت مراحل الف و ب کیلووات $267.5 - 150 = 117.5$

۴۵ درصد کاهش ظرفیت $\frac{117.5}{267.5} = 0.45$



شکل (۲-۶) شرایط و مسیر هوا در صورتی که صددرصد هوای آزاد باشد.



شکل (۳-۶) شرایط و مسیر هوا در صورتی که صددرصد هوای برگشت استفاده شود.

نکته قابل ذکر و توجه بیشتر دانشجویان این است که مقداری نفوذ هوای سرد از بیرون وجود دارد که طریق شکاف و درز درب و پنجره‌ها و باز و بسته شدن آنها وارد فضای مورد گرمایش می‌گردد بدین لحاظ بایستی مقداری هوای تازه وارد کوره هوای گرم نمود تا فشار داخلی باعث جلوگیری از نفوذ هوای بیرون بداخل گردد و در نتیجه حتی مقداری هوا از داخل به بیرون نفوذ نماید. با توجه به مورد ذکر شده می‌پردازیم به حل مسئله با شرایط (ج)

ج) در صورتی که هوای مورد نیاز کوره مخلوطی از هوای تازه و برگشت باشد. فرض کنیم ۱۰ درصد هوای تازه وارد کوره هوای گرم می‌گردد تا با هوای برگشت مخلوط شده و جبران نفوذ هوا را بنماید حال ببینیم قدرت حرارتی کوره چقدر می‌شود.

حل: کل هوای مورد نیاز ۴/۴۶ مترمکعب در ثانیه است در صورتی که ۱۰ درصد آن از خارج گرفته می‌شود باید ۰/۴۴۶ مترمکعب در ثانیه هوای ۱- درجه سانتی‌گراد به ۴۹ درجه سانتی‌گراد و ۴/۰۱۴ مترمکعب در ثانیه نیز از ۲۱ درجه سانتی‌گراد به ۴۹ درجه سانتی‌گراد در کوره هوای گرم تبدیل شود. بنابراین خواهیم داشت:

$h_s = 1.2 \times 0.446[49-(-1)] + 1.2 \times 4.014(49-21)$ $h_s = 26.76 + 134.87$

قدرت حرارتی کوره هوای گرم در صورتی که ۱۰ درصد هوای خارج اضافه شود. $h_s = 161.63$ کیلووات

از نظر مقایسه و درک مطلب با شرایطی که صددرصد هوای آزاد مورد استفاده قرار گیرد ملاحظه می‌شود هنوز ۴۰ درصد صرفه‌جوئی بعمل آمده است طبق روابط زیر:

$267.5 - 161.63 = 105.87$ کیلووات

$\frac{105.87}{267.5} = 0.3957$ ۴۰ درصد صرفه‌جوئی

تبصره: بایستی توجه داشت که با وجود افزودن هوای تازه و بالا بردن فشار هوا در داخل در بعضی مواقع ممکن است سرعت باد در بیرون ساختمان چنان زیاد باشد که بجای نفوذ هوای گرم از داخل به بیرون برعکس شود و از بیرون هوای سرد بداخل نفوذ نماید از این نظر بهتر است دستگاه را با ضرایب اطمینان بیشتری محاسبه و انتخاب نمود، برای این منظور یک ضریب تعویض هوا بطور کل در نظر می‌گیریم و این ضریب برحسب نوع و موقعیت جغرافیایی آن فرق می‌کند که در محاسبات اتلاف حرارت هم باین موضوع اشاره شده است و برای روشن شدن مطلب به حل یک مسئله می‌پردازیم.

مسئله ۲: فرض کنیم تعداد دفعات تعویض هوا یک بار در ساعت و حجم فضای مورد گرمایش ۲۸۳۲ مترمکعب باشد بنابراین کل هوای تعویضی در ساعت خواهد شد.

$2832 \times 1 = 2832$ مترمکعب در ساعت هوای آزاد نفوذی

حجم هوای تازه $= \frac{2832}{3600} = 0.78$ مترمکعب در ثانیه

عدد 3600 تبدیل ساعت به ثانیه می‌باشد. بنابراین قدرت حرارتی کوره با شرایط جدید خواهد شد.

$4.46 - 0.78 = 3.68$ مترمکعب در ثانیه هوای برگشتی

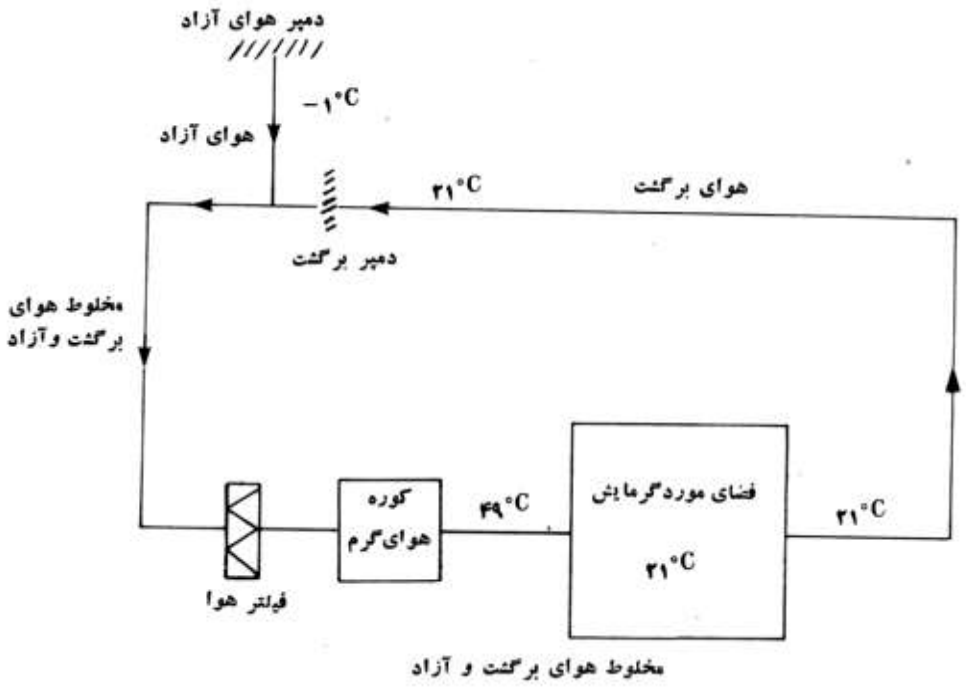
قدرت حرارتی کوره هوای گرم کیلووات $3.68 \times 0.78\ [49 - (-1)] = 123.65 + 46.8 = 170.45$

$h_s = 1.2 \times (49\text{-}21) + 1.2$

ملاحظه می‌شود هنوز با شرایط جدید طبق روابط زیر ۳۶ درصد صرفه‌جوئی وجود دارد.

کیلووات $267.5\text{-}170.45 = 97.05$ ۳۶ درصد $\frac{97.05}{267.5} = 0.36$

برای شرایط و مسیر هوا در حالت مخلوط بشکل (۴-۶) مراجعه شود



(شکل ۴-۶)

نتیجه‌گیری کلی

انتخاب هریک از شرایط ذکر شده در مسئله بستگی به محل مورد گرمایش، نوع هوای موردنیاز، نوع هوای برگشتی از نظر آلودگی، بو و سایر عوامل دارد. برای مثال هوای آشپزخانه و توالت و فضاهای آلوده را نمی‌توان بدستگاه برگشت داد ، مگر با افزودن یک سری لوازم دیگر که بتواند هوا را واجد شرایط نماید. ولی بهرحال بایستی توجه داشت از دور ریختن بی‌مورد هوای گرم بخارج جلوگیری شود، زیرا در سوخت مشعل ـ برق مصرفی ـ استهلاک، تاثیر بسزایی خواهد داشت. لازم به یادآوری است که میزان هوای تازه لازم و گرمای مورد نیاز جهت گرم کردن آن با توجه به مطالب فوق‌الاشاره در محاسبات افت حرارتی ساختمان در نظر گرفته می‌شود.

طریقه انتخاب کوره هوای گرم با استفاده از کتابچه مشخصات فنی دستگاه

پس از محاسبات اتلاف حرارتی فضای مورد گرمایش و محاسبه قدرت حرارتی کوره هوای گرم براساس یکی از روش‌های ذکر شده، بایستی کوره هوای گرم را انتخاب نمود. با مراجعه به کتباچه مشخصات فنی سازندگان کوره هوای گرم، دستگاه مورد نیاز و مطلوب را انتخاب می‌نمائیم و برای هماهنگی با مسئله قبلی و مقایسه قدرت حرارتی کوره هوای گرم در حالات مختلف که در بخش (۱-۶) مطرح گردید با انتخاب کوره هوای گرم می‌پردازیم. متاسفانه کتابچه مشخصات فنی نه تنها برای کوره‌های هوای گرم بلکه جهت اکثر لوازم مورد نیاز تاسیسات گرمایش و سرمایش بعلت جدید بودن سیستم SI هنوز تبدیل باین سیستم نشده‌اند و بایستی فعلاً تا تهیه آنها تبعیت از این‌ها نموده و پس از تبدیل قدرت حرارتی کوره به سیستم متریک یا اینچ و پوند دستگاه مورد احتیاج را انتخاب نمود. با مراجعه به جداول کوره هوای گرم یکی از سازندگان لازم است ابتدا توضیحی درباره سطر و ستون این جدول‌ها داده شود تا خوانندگان بتوانند دستگاه مورد نیاز را انتخاب نمایند.

در جدول مشخصات اطلاعات زیر داده شده است جدول شماره (۲-۶)

ردیف بالای جدول مدل دستگاه SDF – 300 تا SDF -30

ردیف ۲- قدرت حرارتی دستگاه برحسب بی‌تی‌یو در ساعت کیلووات × 3412 = بی‌تی‌یو در ساعت

ردیف ۲- مقدار گاز طبیعی مصرفی با راندمان ۸۰ درصد و برحسب فوت مکعب در ساعت بازاء هر ۱۰۰۰ بی‌تی‌یو در ساعت در صورت استفاده از سوخت گاز.

ردیف ۳- مقدار گازوئیل مصرفی برحسب گالن در ساعت و بازاء هر گالن ۱۴۰/۰۰۰ بی‌تی‌یو در ساعت در صورت استفاده از گازوئیل.

ردیف ۴- قدرت موتور مشعل نصب شده برحسب اسب بخار برای مشعل گازی یا گازوئیل (HP).

ردیف ۵- قدرت موتور Inducer برحسب بخار (HP).

ردیف ۶- سطح حرارتی اولیه و ثانویه و کل (داخل کوره) آن برحسب فوت مربع (Ft^2)

ردیف ۷- حجم هوای استاندارد با افزایش ۸۵ درجه فارنهایت برحسب فوت مکعب در دقیقه (CFM)

ردیف ۸- حجم هوا در ۱۵۰ درجه فارنهایت برحسب فوت مکعب در دقیقه (CFM)

ردیف ۹- فشار استاتیکی دمنده هوا برحسب اینچ آب (H_2O)

ردیف ۱۰- سرعت تقریبی دمنده هوا برحسب دور در دقیقه (RPM)

ردیف ۱۱- تعداد و اندازه دمنده هوا برحسب عدد و اینچ

ردیف ۱۲- قدرت موتور دمنده هوا برحسب اسب بخار (HP)

ردیف ۱۳- ابعاد محل اتصال خروجی هوا برحسب اینچ

ردیف ۱۴- ابعاد محل اتصال برگشت هوا برحسب اینچ

ردیف ۱۵- شماره مدل Inducer مکنده (ونیتلاتور)

ردیف ۱۶- ابعاد اتصال Inducer برحسب اینچ

ردیف ۱۷- تعداد دریچه‌های خروجی هوای گرم

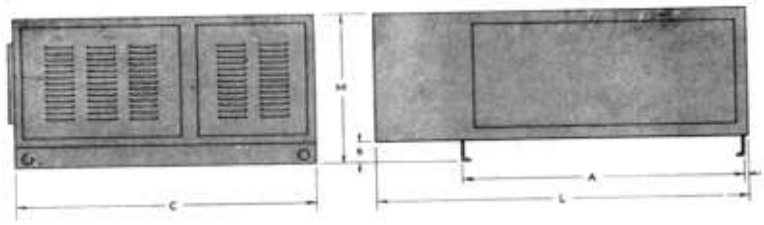
ردیف ۱۸- وزن تقریبی دستگاه جهت حمل برحسب پوند (Lb)

ردیف ۱۹- فشار تخلیه دود برای سوخت گازوئیل برحسب اینچ آب (H_2O)

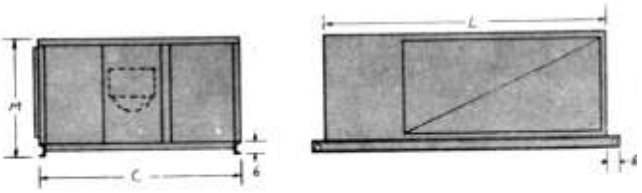
ردیف ۲۰- حداقل قطر دودکش برحسب اینچ

ردیف ۲۱- قطر لوله گاز در صورت استفاده از سوخت گاز برحسب اینچ

برای تعیین ابعاد دستگاه جهت پیش‌بینی فضای لازم در محل نصب، ابعاد دستگاه در جدول (۱-۶) برحسب اینچ داده شده است، با مراجعه به جدول ملاحظه می‌شود در ستون سمت چپ جدول، مدل دستگاه و در سایر ستون‌ها ابعاد کلیه قسمت‌های کوره هوای گرم داده شده است.



WEATHERPROOF UNIT SDF-30-100



WEATHERPROOF UNIT SDF-125-300

DIMENSIONS

جدول ابعاد دستگاه (۱-۴)

MODEL	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	P
SDF 30,35, 40	55-1/8	30-1/8	73-1/4	30-1/8	20	49	41-15/16	23-1/4	10	11	77-1/4	37	
SDF 45, 50	69-1/8	30-1/8	73-1/4	30-1/8	20	63	41-15/16	22-1/4	12	11	91-1/4	37	
SDF 60, 75	69-1/8	39-1/8	83-1/4	32-1/8	33	63	45-15/16	27-1/4	14	18	91-1/4	46	5-3/4
SDF 85, 100	81-1/8	39-1/8	90-1/4	39-1/8	33	75	52-15/16	27-1/4	14	18	103-1/4	46	5-3/4

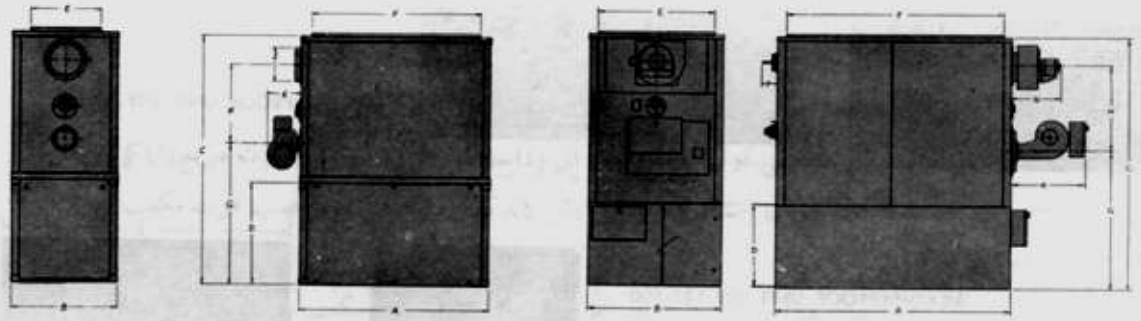
SPECIFICATIONS

جدول مشخصات فنی دستگاه (۲-۶)

MODEL		SDF-30	SDF-35	SDF-40	SDF-45	SDF-50	SDF-60	SDF-75
Output BTU/HR		300,000	350,000	400,000	450,000	500,000	600,000	750,000
Input (at 80% Efficiency) Natural Gas (1000 BTU)CFH		375	437	500	562	625	750	937
Oil (140,000 BTU/GAL)GPH		2 7	3 1	3 6	4 0	4 5	5.4	6.7
Burner Motor Size (HP)	Oil	1 4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1 3
	Gas	1/4	1/4	1 4	1/4	1 4	1 3	1 3
Inducer Motor HP		1 4	1/4	1/4	1/4	1/4	1 4	1 4
Heating Surface Sq. Ft.	Primary	21	21	21	27	27	33	33
	Secondary	49	49	49	73	73	93	93
	Total	70	70	70	100	100	126	126
CFM Std. Air @ 85° Rise		3,210	3,750	4,280	4,810	5,350	6,420	8,020
CFM Bonnet @ 150° F.		3,690	4,310	4,930	5,530	6,150	7,380	9,230
External Static Pressure *H_2O		0 4	0 4	0 4	0 4	0 4	0.5	0.5
Approx. Blower Speed RPM		600	675	750	550	625	660	740
Blowers No. & Size In.		2 - 12x9	2 - 12x9	2 - 12x9	2 - 15x11	2 - 15x11	2 15x11	2 15x11
Blower Motor Size HP		1/2	3/4	1	1	1-1 2	2	3
Supply Duct Conn. In.		20 x 49	20 x 49	20 x 49	20 x 63	20 x 63	33x63	33x63
Return Duct Conn. In.		26 x 51	26 x 51	26 x 51	26 x 65	26 x 65	28x65	28x65
*Inducer Model No.		75	75	75	75	75	75	75
Inducer Conn. In.		8-1/2 x 6-1/2	8-1/2 x 6-1/2	8-1/2 x 6-1/2	8-1/2 x 6-1/2	8-1/2 x 6-1/2	8-1/2 x 6-1/2	8-1/2 x 6-1/2
No. of Discharge Nozzles		3	3	3	4	4	4	4
Approx. Shipping Wt. Lb.		864	868	874	1086	1127	1453	1475
Draft at Breeching for Oil "H_2O		.04	045	.05	.05	.06	.06	.06
Minimum Stack Dia. In. with ID. Fan		8	8	8	8	8	10	10
Gas Conn. Size, In.		1	1	1	1	1	1-1/4	1-1/4

Note Primary surface is Type 430 stainless steel, 16 ga. SDF 30 through 100; 14 ga. SDF 125 through 300.

*Optional on SDF-30 through 100



SDF-30-100

SDF-125-300

جدول مشخصات دستگاه (۱-۶)

MODEL	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	P
SDF-125	88	50	95-9/16	31-1/2	44	82	52-1/2	32-1/2	28-3/4	124-1/4	57	16-1/2	5-3/4
SDF-150	88	50	95-9/16	31-1/2	44	82	52-1/2	32-1/2	28-3/4	124-1/4	57	18-1/4	5-3/4
SDF-175-200	100	50	95-9/16	31-1/2	44	94	51-1/2	33-1/2	28-3/4	136-3/8	57	18-1/4	5-3/4
SDF-225-250	120	60	112-1/8	40-1/16	54	114	63	36-1/2	31-1/2	157	67	23-1/4	5-3/4
SDF-275-300	135	60	112-1/8	40-1/2	54	129	63	36-1/2	31-1/2	172	67	23-1/4	5-3/4

جدول مشخصات فنی دستگاه (۲-۶)

SDF-85	SDF-100	SDF-125	SDF-150	SDF-175	SDF-200	SDF-225	SDF-250	SDF-275	SDF-300
850,000	1,000,000	1,250,000	1,500,000	1,750,000	2,000,000	2,250,000	2,500,000	2,750,000	3,000,000
1062	1250	1562	1875	2187	2500	2810	3125	3440	3750
7.6	8.9	11.2	13.4	15.6	17.8	20.0	22.3	24.6	26.8
1/3	1/3	1	1	1	1	2	2	2	2
1/3	1/3	1	1	1	1	2	2	2	2
1/4	1/4	1/3	3/4	3/4	3/4	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2
39	39	54	54	68	68	102	102	115	115
112	112	158	158	185	185	235	235	277	277
151	151	212	212	253	253	337	337	392	392
9,100	10,700	13,400	16,000	18,700	21,400	24,000	26,700	29,400	32,000
10,500	12,300	15,400	18,400	21,500	24,600	27,600	30,700	33,800	36,900
0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
570	650	680	725	680	725	485	530	500	520
2-18x13	2-18x13	2 - 18 x 18	2-- 18 x 18	3 - 18 x 13	3 - 18 x 13	3--22 x 15	3--22 x 15	3--22 x 22	3--22 x 22
3	5	5	7-1/2	7-1/2	10	10	15	15	15
33x75	33x75	44 x 82	44 x 82	44 x 94	44 x 94	54 x 114	54 x 114	54 x 129	54 x 129
35x77	35x77	29-1/2 x 84	29-1/2 x 84	29-1/2 x 96	29-1/2 x 96	36 x 116	36 x 116	36 x 131	36 x 131
75	75	90	105	105	105	120	120	120	120
8-1/2 x 6-1/2	8-1/2 x 6-1/2	10 x 7-1/2	12 x 8-1/2	12 x 8-1/2	12 x 8-1/2	9-1/2 x 13-1/2	9-1/2 x 13-1/2	9-1/2 x 13-1/2	9-1/2 x 13-1/2
4	4	4	4	4	4	5	5	5	5
1800	1850	2745	2845	3325	3515	5950	6000	6700	6700
.08	.08								
10	10	12	12	12	12	14	14	14	14
1 1/4	1-1/4	1-1/2	1-1/2	2	2	2	2	2	2

با توجه به آشنائی مشخصات کوره‌های هوای گرم می‌توان کوره مورد نیاز مسئله ۱ را انتخاب نمود.

الف) در صورتی که صددرصد از هوای تازه استفاده شود: قدرت حرارت محاسبه شده در این شرایط در مسئله اول طبق محاسبات انجام شده ۲۶۷/۵ کیلووات بود که بایستی ابتدا آن را به بی‌تی‌یو در ساعت تبدیل نمود.

بی‌تی‌یو در ساعت $267.5 \times 3412 = 912710 \ \frac{BTU}{h}$

با مراجعه به جداول صفحات قبلی ملاحظه می‌شود کوره هوای گرمی دقیقاً با این ظرفیت وجود ندارد ، بلکه با ظرفیت‌های ۸۵۰/۰۰۰ و ۱/۰۰۰/۰۰۰ بی‌تی‌یو وجود دارد که برای اطمینان ظرفیت بزرگتر را انتخاب می‌نمائیم. یعنی مدل SDF-100 با قدرت حرارتی ۱/۰۰۰/۰۰۰ بی‌تی‌یو در ساعت. برای سایر مشخصات و ابعاد آن طبق جداول داده شده اطلاعات لازم بدست می‌آید در مورد مقدار سوخت در صورتی که کوره هوای گرم گازسوز باشد زیر ستون مدل SDF-100 و ردیف ۲ مقدار گاز مصرفی ۱۲۵۰ فوت مکعب در ساعت می‌باشد و در صورتی که مشعل آن گازوئیل سوز باشد ۸/۹ گالن در ساعت گازوئیل مصرف می‌نماید.

ب) در صورتی که کوره هوای گرم صددرصد از هوای برگشت استفاده نماید: طبق محاسبات قبلی در مسئله ۱ قدرت حرارتی کوره هوای گرم مورد نیاز ۱۵۰ کیلووات می‌باشد که مقدار آن برحسب بی‌تی‌یو در ساعت خواهد شد.

$$150 \times 3412 = 511800 \ \frac{BTU}{h}$$

با مراجعه به جداول ملاحظه می‌شود باز هم کوره هوای گرمی دقیقاً با این ظرفیت وجود ندارد بلکه با ظرفیت‌های ۶۰۰/۰۰۰ و ۵۰۰/۰۰۰ بی‌تی‌یو در ساعت وجود دارد که در این حالت می‌توان با ضریب اطمینان زیاد مدل SDF-60 با ظرفیت ۶۰۰/۰۰۰ بی‌ـی‌یو در ساعت را انتخاب نمود و در صورتی که فضای مورد گرمایش خیلی حساس نباشد می‌توان مدل SDF-50 را با ظرفیت ۵۰۰/۰۰۰ بی‌تی‌یو در ساعت را انتخاب نمود. تشخیص این مطلب بستگی به نظر طراح و تجربیات او دارد.

ج) در صورتی که ده درصد هوای تازه و بقیه از هوای برگشتی استفاده شود: طبق محاسبات انجام شده در مسئله ۱ قدرت حرارتی کوره هوای گرم مورد نیاز ۱۶۱/۶۳ کیلووات می‌باشد که برحسب بی‌تی‌یو در ساعت خواهد شد.

$$161.63 \times 3412 = 551481 \ \frac{BTU}{h}$$

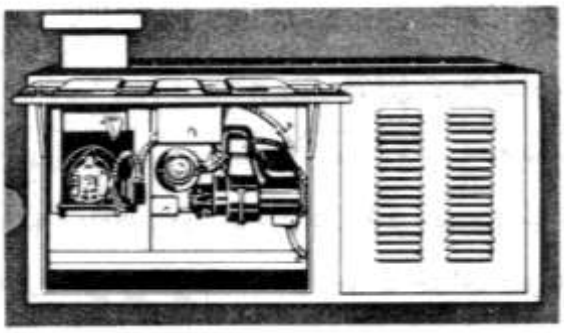
با مراجعه به جدول مدل SDF-60 را با ضریب اطمینان ده درصد بیشتر انتخاب می‌نمائیم.

د) در صورتی که از هوای برگشتی و یک بار تعویض هوا استفاده شود: طبق محاسبات انجام شده در مسئله ۱ قدرت حرارتی کوره هوای گرم مورد نیاز ۱۶۹/۴ کیووات می‌باشد که برحسب بی‌تی‌یو در ساعت خواهد شد.

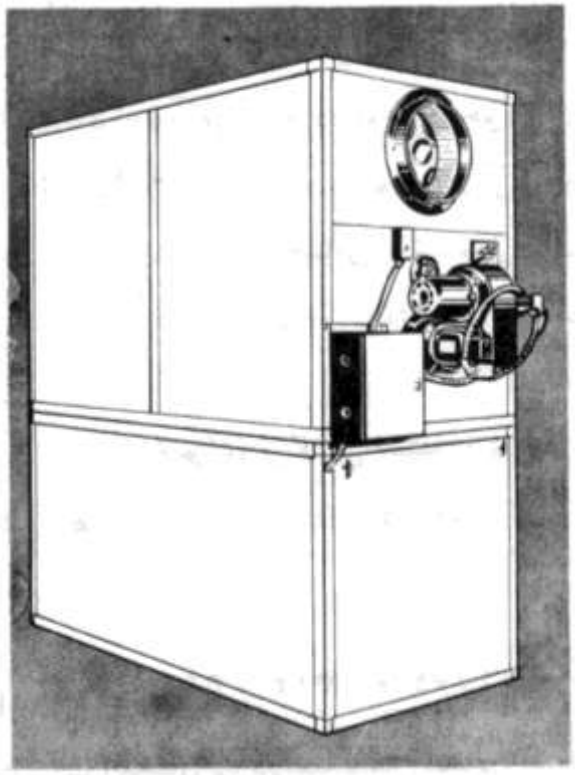
$$170.45 \times 3412 = 581575 \ \frac{BTU}{h}$$

با توجه به این قدرت حرارتی و مراجعه به جدول کوره هوای گرم، مدل SDF-60 مناسب می باشد.

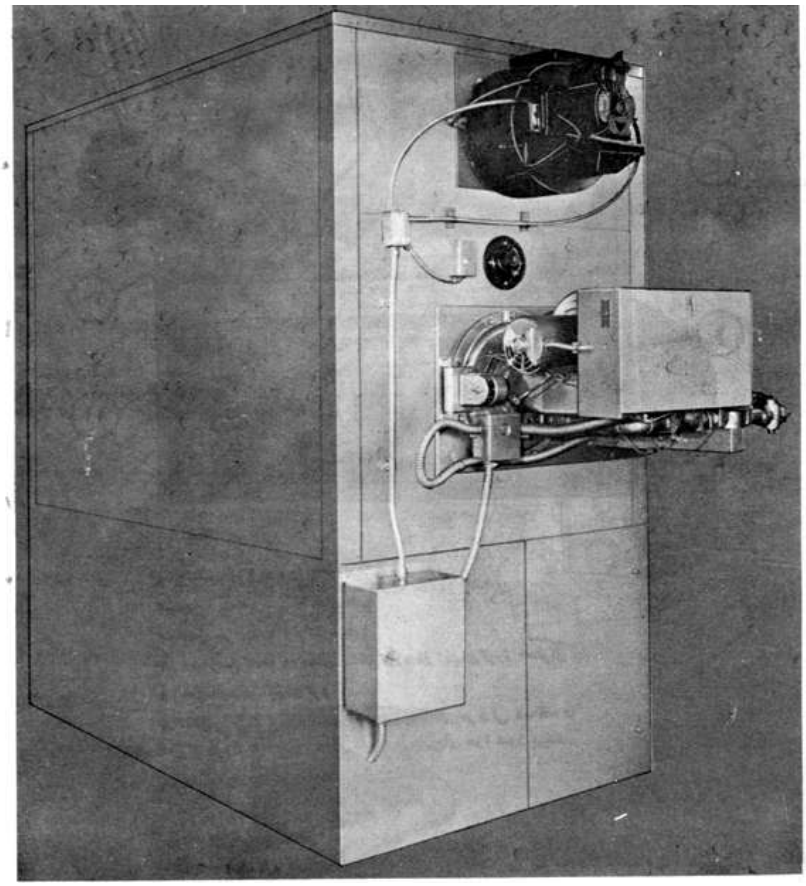
در اشکال (۵-۶) الی (۱۶-۶) شکل ظاهری و داخلی چند نوع کوره هوای گرم ـ طریقه و محل نصب آنها ـ اجزاء مختلف یک کوره هوای گرم و نیز مسیر جریان هوا در دو نوع کوره هوای گرم نشان داده شده است.



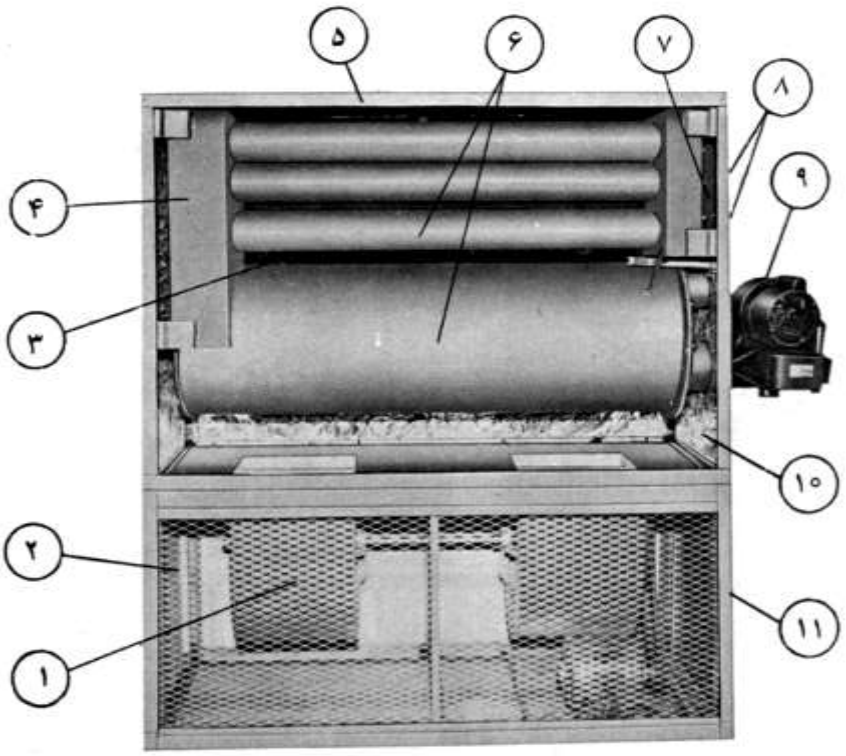
شکل (۵-۶) نوع افقی کاملاً یکپارچه قابل نصب در هر جا ـ نمای ظاهری



شکل (۶-۶) نوع قائم با ظرفیت کم ـ نمای ظاهری

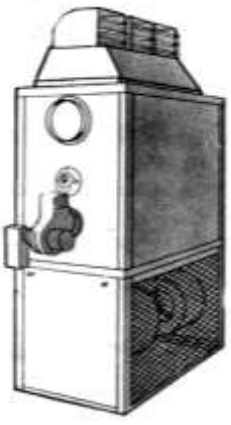


شکل (۶-۷) نوع قائم با ظرفیت زیاد ـ نمای ظاهری

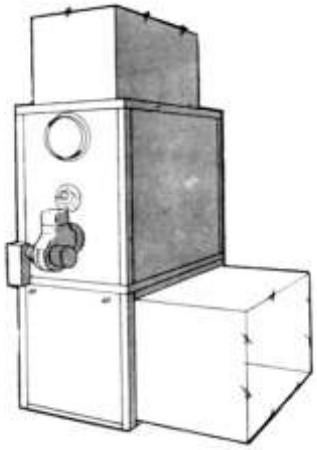


۱- دمنده هوا (بادبزن) یا وانتیلاتور
۲- محفظه دمنده یا دمنده‌های هوا
۳- مبدل حرارت یاگرم‌کننده هوا
۴- جعبه جمع‌کننده دودهای داخل‌کوره در انتهای‌کوره احتراق
۵- محل خروجی هوای‌گرم
۶- مبدل حرارت ثانویه جهت افزایش راندمان حرارتی دستگاه و استفاده کامل از حرارت دود از داخل‌دود وازخارج‌آن هوا عبور میکند.
۸- دریچه بازدید و تنظافت
۹- مشعل
۱۰- عایق بدنه در داخل
۱۱- بدنه و اسکلت دستگاه

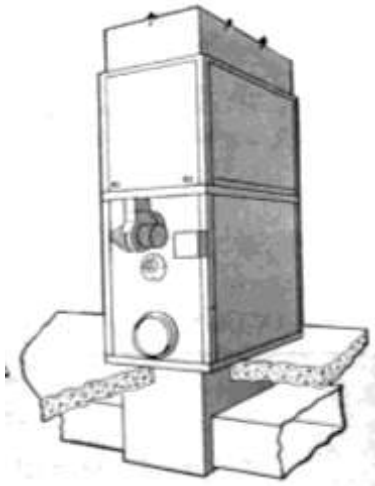
شکل (۸-۶) اجزاء مختلف یک نوع کوره هوای گرم



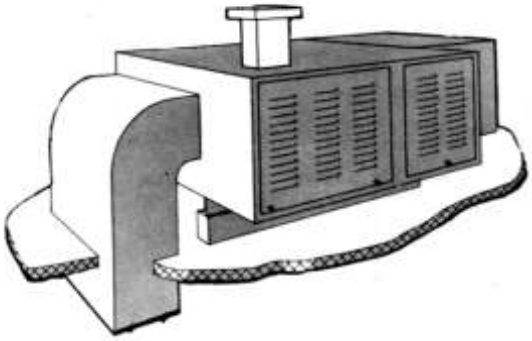
شکل (۹-۶) نوع قائم ـ خروجی از بالا ـ برگشت از بغل توزیع هوا مستقیماً به فضای مورد گرمایش



شکل (۱۰-۶) نوع قائم ـ خروجی از بالا ـ برگشت از بغل هر دو توسط کانال

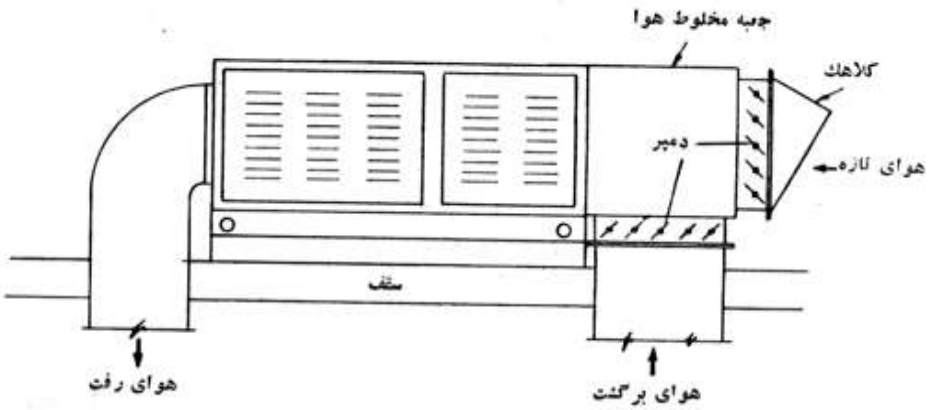


شکل (۱۱-۶) نوع قائم ـ خروجی از بالا ـ برگشت از زیر کف هر دو توسط کانال

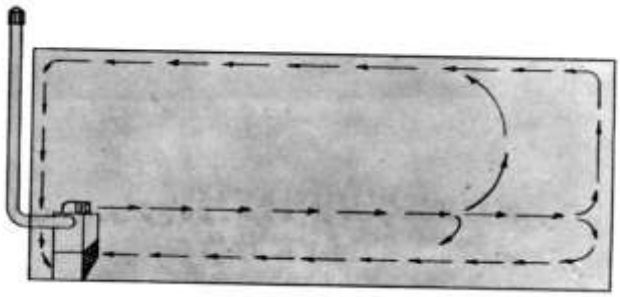


شکل (۱۲-۶) نوع افقی ـ قابل نصب در پشت‌بام هوای رفت با کانال ـ برگشت صددرصد هوای تازه

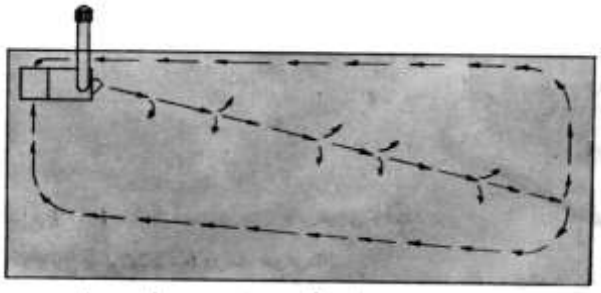
شکل (۱۳-۶) نوع افقی ـ قابل نصب در زیر سقف ـ هوای رفت و برگشت توسط کانال



شکل (۱۴-۶) کوره هوای گرم افقی نصب شده در پشت‌بام با استفاده از هوای برگشت و تازه



شکل (۱۵-۶) نصب کوره قائم در داخل سالن و فرم حرکت هوای رفت و برگشت



شکل (۱۶-۶) نصب کوره هوای گرم افقی در زیر سقف و فرم حرکت هوای رفت و برگشت در داخل سالن

در فضاهای صنعتی با در نظر داشتن شرایط زیر استفاده از کوره هوای گرم جهت گرمایش نسبت به یونیت هیتر دارای مزیت است.

به دلیل آنکه در استفاده از کوره عمل احتراق در داخل انجام میپذیرد لذا باید :

۱. مواد احتراقی و قابل اشتعال در سالن نداشته باشیم
۲. ارتفاع تجهیزات خیلی بلند نباشد تا بتواند توزیع هوا به راحتی انجام گیرد
۳. امکان نصب دودکش با ضوابط استاندارد باشد
۴. و همچنین هوای لازم جهت احتراق به طور کامل قابل تامین باشد.

جداول مربوط به سرعت مجاز هوا در کانال‌های رفت و برگشت

اصولاً جهت انتخاب سرعت هوا در کانال قاعده و قانون دقیقی وجود ندارد تا بتوان گفت برای یک کانال با یک مقطع بخصوص مانند (گرد ـ چهارگوش ـ بیضوی) بدون در نظر گرفتن ضریب هزینه، سرعت هوا یک عدد ثابتی است. بهترین انتخاب سرعت هوا در کانال آن است که حداقل مخارج در رابطه با طرح مناسب را دارا بوده و ضمناً مسائل فنی در رابطه با طرح کانال‌ها نیز در آن رعایت شده باشد ولی برای اینکه یک حدودی در دست باشد برحسب تجربیات بدست آمده می‌توان به منحنی (۱-۶) مراجعه و حدود سرعت‌های داده شده در آن‌را، جهت طرح‌ها استفاده نمود.

در جدول (۴-۶) و (۵-۶) سرعت‌های مجاز در کانال‌های اصلی و انشعاب‌ها برای ساختمان‌های مختلف داده شده است.

جدول (۴-۶) سرعت‌های پیشنهادی و ماکزیمم سرعت در کانال‌ها و ساختمان‌های مختلف

نوع کانال	سرعت پیشنهادی متر در ثانیه m/s			سرعت ماکزیمم متر در ثانیه m/s		
	مسکونی	مدارس، سینماها، سالن‌های عمومی	ساختمان‌های صنعتی	مسکونی	مدارس، سینماها، سالن‌های عمومی	ساختمان‌های صنعتی
کانال‌های اصلی	۳/۵-۴/۵	۵-۶/۵	۶-۹	۴-۶	۵/۶-۸	۶/۵-۱۱
انشعاب‌های فرعی	۳	۳-۴/۵	۴-۵	۳/۵/۵	۴-۶/۵	۵-۹
انشعاب‌های عمودی	۲/۵	۳-۳/۵	۴	۳/۳-۴	۴/۶	۵-۸

جدول (۵-۶) ماکزیمم سرعت‌های پیشنهادی در کانال رفت و برگشت برای سیستم‌هایی با سرعت کم در ساختمان‌های مختلف برحسب متر در ثانیه m/s

نوع ساختمان	حدود سرعت در کانال اصلی با توجه به صدا	نوع کانال			
		کانال‌های اصلی		کانال‌های فرعی	
		رفت	برگشت	رفت	برگشت
مسکونی	۳	۵	۴	۳	۳
آپارتمان‌ها، اطاق‌های بیمار، بیمارستان‌ها، اطاق‌های هتل‌ها	۵	۷/۶	۶/۶	۶	۵
ادارات خصوصی، اطاق‌های مدیران، کتابخانه‌ها	۶	۱۰	۷/۶	۸/۱	۶
سالن‌های سینما و تاتر	۴	۶/۶	۵/۶	۵	۴
ادارات عمومی، رستوران‌های مدرن، فروشگاه‌های مدرن، بانک‌ها	۷/۶	۱۰	۷/۶	۸/۱	۶
فروشگاه‌های معمولی کافه تریا	۹/۱۵	۱۰	۷/۶	۸/۱	۶
سالن‌های صنعتی	۱۲/۷	۱۵	۹/۱	۱۱/۲	۷/۶

طریقه محاسبه سیستم کانال‌کشی هوای رفت و برگشت

مهم‌ترین روش‌های معمول در محاسبه کانال‌های هوا بشرح زیر است:

۱ - روش با افت فشار معادل در طول کانال

۲ - روش تقلیل سرعت در کانال‌ها

۳ - روش افت فشار متغیر

۴ - روش با سرعت ثابت

در طرح کانال‌های تهویه مطبوع ـ تخلیه هوا ـ تهویه هوا ـ انتقال گازها و دودها و آلودگی‌ها از روش‌های ۱ و ۳ بیشتر استفاده می‌شود و برای تخلیه هوا و انتقال هوای آلوده دارای ذرات معلق در آن، از سرعت ثابت و یا سرعت حداقل استفاده می‌گردد در این قسمت روش ۱ را مورد بررسی قرار خواهیم داد.

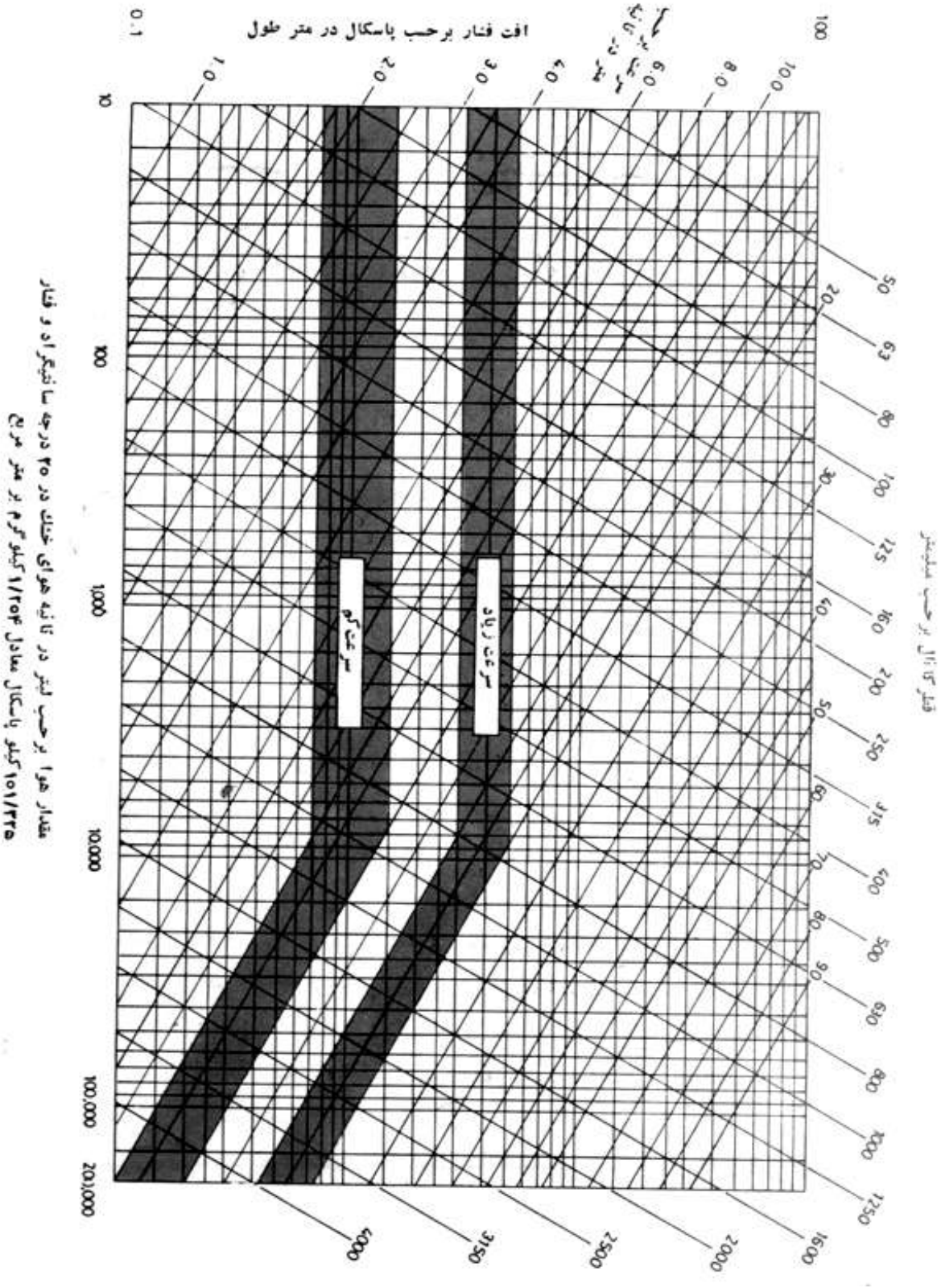
۱ -**روش با افت فشار معادل در طول کانال:** در این روش کانال‌ها طوری محاسبه می‌گردد که یک افت فشار مساوی یا معادل در واحد طول یا یک متر طول کانال در طول کل کانال‌ها برقرار باشد. در مورد کانال رفت و برگشت و تخلیه این موضوع اعمال می‌شود. این روش بر روش تقلیل سرعت برتری دارد چون احتیاج به تنظیم برای کانال‌هایی با انشعاب‌های متقارن نیست ولی اگر کانال مخلوطی از کانال‌های کوتاه و بلند باشد در انشعاب‌های کوتاه لازم است دمپر تنظیم هوا پیش‌بینی گردد روش معمول این است که سرعت داخلی در کانال اصلی را باندازه سرعت هوای خروجی از وانتیلاتور انتخاب نمود این سرعت را می‌توان از روی جداول ۴-۶ و ۵-۶ انتخاب نمود.

با داشتن این سرعت و مقدار هوای مورد نیاز که محاسبه شده است و با استفاده از منحنی ۲-۶ می‌توان افت فشار داخلی و نیز قطر کانال گرد مناسب را محاسبه و این افت فشار در تمام طول کانال ثابت نگهداشته می‌شود.
برای محاسبه مقاطع کانال با ظرفیت‌های مختلف می‌توان از جدول ۶-۶ بشرح زیر عمل نمود. ابتدا با استفاد از جدول ۷-۶ ابعاد کانال اصلی معادل با کانال گردی را که قطر آن را از روی منحنی ۳-۶ دست آورده بودیم تعیین می‌نمائیم آنگاه درصد مقدار هوای هر مقطع را نسبت به مقدار کل هوا محاسبه کرده و با استفاده از جدول ۶-۶ درصد سطح مقطع این قسمت از کانال را نسبت به سطح کانال اصلی بدست می‌آوریم سپس این درصد را در سطح کانال اصلی ضرب می‌کنیم باین طریق سطح مقطع کانال مورد نظر بدست می‌آید که با استفاده از آن می‌توان ابعاد کانال این قسمت را تعیین کرد.
برای محاسبه کل افت فشار در طول کانال که بایستی بوسیله وانتیلاتور تامین و جبران شود لازم است که افت فشار را در بلندترین کانال که دارای افت فشار حداکثر است، محاسبه نمود. ضمناً افت فشار در کلیه زانوها و اتصالات این مسیر نیز بایستی به این افت فشار اضافه شود.

نکاتی در مورد طراحی کانالها :

۱. در انشعابهای فرعی بدلیل رسیدن به محل مصرف ، سرعت هوا پائین تر است .
۲. در انشعابهای عمودی بدلیل استفاده از از مهاربندهای کمتر ، تمایل به ارتعاش بیشتر میشود و در نتیجه سرعت هوا را پائین تر می آورند .
۳. در کانالهای برگشت به دلیل مکش تولید صدا میشود ، در نتیجه باید سرعت را پائین آورد .
۴. اعدادی که برای ابعاد و شکل کانال بدست می آید تقریب مناسبی است و لزوما در زمان راه اندازی پاسخگو نیست و بنابر این تکنسین های راه انداز نسبت به بالانس کردن سیستم و پایداری آن اقدام میکنند .

منحنی ۲-۶ رابطه ترسیمی بین حدود سرعت مجاز ـ افت فشار ـ قطر ـ مقدار هوا در کانال‌های هوا



۶۰ درصد ظرفیت ظرفیت ۱۰۰ درصد ۴۰ درصد ظرفیت

٪۶۷/۵ سطح سطح ۱۰۰ درصد ۴۸ درصد سطح

جدول (۶-۶) درصد سطح کانال در انشعاب‌ها برای ایجاد افت فشار معادل

درصد ظرفیت	درصد سطح کانال	درصد ظرفیت	درصد سطح کانال	درصد ظرفیت	درصد سطح کانال	درصد ظرفیت	درصد سطح کانال
۱	۲	۲۶	۳۳/۵	۵۱	۵۹	۷۶	۸۱
۲	۳/۵	۲۷	۳۴/۵	۵۲	۶۰	۷۷	۸۲
۳	۵/۵	۲۸	۳۵/۵	۵۳	۶۱	۷۸	۸۳
۴	۷	۲۹	۳۶/۵	۵۴	۶۲	۷۹	۸۴
۵	۹	۳۰	۳۷/۵	۵۵	۶۳	۸۰	۸۴/۵
۶	۱۰/۵	۳۱	۳۹	۵۶	۶۴	۸۱	۸۵/۵
۷	۱۱/۵	۳۲	۴۰	۵۷	۶۵	۸۲	۸۶
۸	۱۳	۳۳	۴۱	۵۸	۶۵/۵	۸۳	۸۷
۹	۱۴/۵	۳۴	۴۲	۵۹	۶۶/۵	۸۴	۸۷/۵
۱۰	۱۶/۵	۳۵	۴۳	۶۰	۶۷/۵	۸۵	۸۸/۵
۱۱	۱۷/۵	۳۶	۴۴	۶۱	۶۸	۸۶	۸۹/۵
۱۲	۱۸/۵	۳۷	۴۵	۶۲	۶۹	۸۷	۹۰
۱۳	۱۹/۵	۳۸	۴۶	۶۳	۷۰	۸۸	۹۰/۵
۱۴	۲۰/۵	۳۹	۴۷	۶۴	۷۱	۸۹	۹۱/۵
۱۵	۲۱/۵	۴۰	۴۸	۶۵	۷۱/۵	۹۰	۹۲
۱۶	۲۳	۴۱	۴۹	۶۶	۷۲/۵	۹۱	۹۳
۱۷	۲۴	۴۲	۵۰	۶۷	۷۳/۵	۹۲	۹۴
۱۸	۲۵	۴۳	۵۱	۶۸	۷۴/۵	۹۳	۹۴/۵
۱۹	۲۶	۴۴	۵۲	۶۹	۷۵/۵	۹۴	۹۵
۲۰	۲۷	۴۵	۵۳	۷۰	۷۶/۵	۹۵	۹۶
۲۱	۲۸	۴۶	۵۴	۷۱	۷۷	۹۶	۹۶/۵
۲۲	۲۹/۵	۴۷	۵۵	۷۲	۷۸	۹۷	۹۷/۵
۲۳	۳۰/۵	۴۸	۵۶	۷۳	۷۹	۹۸	۹۸
۲۴	۳۱/۵	۴۹	۵۷	۷۴	۸۰	۹۹	۹۹
۲۵	۳۲/۵۰	۵۰	۵۸	۷۵	۸۰/۵	۱۰۰	۱۰۰

جدول (۷-۶) ابعاد کانال‌های گرد و چهارگوش معادل برای ظرفیت و افت فشار مساوی از فرمول $De = 1.30\frac{(ab)^{0.625}}{(a+b)^{0.25}}$

اندازه یک بعد کانال چهارگوش (a) به میلیمتر																					
اندازه بعد دیگر به میلیمتر (b)	۱۰۰	۱۲۵	۱۵۰	۱۷۵	۲۰۰	۲۲۵	۲۵۰	۲۷۵	۳۰۰	۳۵۰	۴۰۰	۴۵۰	۵۰۰	۵۵۰	۶۰۰	۶۵۰	۷۰۰	۷۵۰	۸۰۰	۹۰۰
۱۰۰	۱۰۹																			
۱۲۵	۱۲۲	۱۳۷																		
۱۵۰	۱۳۳	۱۵۰	۱۶۴																	
۱۷۵	۱۴۳	۱۶۱	۱۷۷	۱۹۱																
۲۰۰	۱۵۲	۱۷۲	۱۸۹	۲۰۴	۲۱۹															
۲۲۵	۱۶۱	۱۸۱	۲۰۰	۲۱۶	۲۳۲	۲۴۶														
۲۵۰	۱۶۹	۱۹۰	۲۱۰	۲۲۸	۲۴۴	۲۵۹	۲۷۳													
۲۷۵	۱۷۶	۱۹۹	۲۲۰	۲۳۸	۲۵۶	۲۷۲	۲۸۷	۳۰۱												
۳۰۰	۱۸۳	۲۰۷	۲۲۹	۲۴۸	۲۶۶	۲۸۳	۲۹۹	۳۱۴	۳۲۸											
۳۵۰	۱۹۵	۲۲۲	۲۴۵	۲۶۷	۲۸۶	۳۰۵	۳۲۲	۳۳۹	۳۵۳	۳۸۳										
۴۰۰	۲۰۷	۲۳۵	۲۶۰	۲۸۳	۳۰۵	۳۲۵	۳۴۳	۳۶۱	۳۷۸	۴۰۹	۴۳۷									
۴۵۰	۲۱۷	۲۴۷	۲۷۴	۲۹۹	۳۲۱	۳۴۳	۳۶۳	۳۸۲	۴۰۰	۴۳۳	۴۶۳	۴۹۲								
۵۰۰	۲۲۷	۲۵۸	۲۸۷	۳۱۳	۳۳۷	۳۶۰	۳۸۱	۴۰۱	۴۲۰	۴۵۵	۴۸۸	۵۱۸	۵۴۷							
۵۵۰	۲۳۶	۲۶۹	۲۹۹	۳۲۶	۳۵۲	۳۷۵	۳۹۸	۴۱۹	۴۳۹	۴۷۷	۵۱۱	۵۴۳	۵۷۳	۶۰۱						
۶۰۰	۲۴۵	۲۷۹	۳۱۰	۳۳۹	۳۶۵	۳۹۰	۴۱۲	۴۳۶	۴۵۷	۴۹۶	۵۳۳	۵۶۷	۵۹۸	۶۲۸	۶۵۶					

اندازه یک بعد کانال چهارگوش (a) به میلیمتر																					
اندازه بعد دیگر به میلیمتر (b)	۱۰۰	۱۲۵	۱۵۰	۱۷۵	۲۰۰	۲۲۵	۲۵۰	۲۷۵	۳۰۰	۳۵۰	۴۰۰	۴۵۰	۵۰۰	۵۵۰	۶۰۰	۶۵۰	۷۰۰	۷۵۰	۸۰۰	۹۰۰
۶۵۰	۲۵۳	۲۸۹	۳۲۱	۳۵۱	۳۷۸	۴۰۴	۴۲۹	۴۵۲	۴۷۴	۵۱۵	۵۵۳	۵۸۹	۶۲۲	۶۵۳	۶۸۳	۷۱۱				
۷۰۰	۲۶۱	۲۹۸	۳۳۱	۳۶۲	۳۹۱	۴۱۸	۴۴۳	۴۶۷	۴۹۰	۵۳۳	۵۷۳	۶۱۰	۶۴۴	۶۷۷	۷۰۸	۷۳۷	۷۶۵			
۷۵۰	۲۶۸	۳۰۶	۳۴۱	۳۷۳	۴۰۲	۴۳۰	۴۵۷	۴۸۲	۵۰۶	۵۵۰	۵۹۲	۶۳۰	۶۶۶	۷۰۰	۷۳۲	۷۶۳	۷۹۲	۸۲۰		
۸۰۰	۲۷۵	۳۱۴	۳۵۰	۳۸۳	۴۱۲	۴۴۲	۴۷۰	۴۹۶	۵۲۰	۵۶۷	۶۰۹	۶۴۹	۶۸۷	۷۲۲	۷۵۵	۷۸۷	۸۱۸	۸۴۷	۸۷۵	
۹۰۰	۲۸۹	۳۳۰	۳۶۷	۴۰۲	۴۳۵	۴۶۵	۴۹۳	۵۲۲	۵۴۸	۵۹۷	۶۴۳	۶۸۶	۷۲۶	۷۶۳	۷۹۹	۸۳۳	۸۶۶	۸۹۷	۹۲۷	۹۸۴
۱۰۰۰	۳۰۱	۳۴۳	۳۸۴	۴۲۰	۴۵۴	۴۸۶	۵۱۷	۵۴۶	۵۷۲	۶۲۶	۶۷۲	۷۱۹	۷۶۲	۸۰۲	۸۴۰	۸۷۶	۹۱۱	۹۴۴	۹۷۶	۱۰۳۷
۱۱۰۰	۳۱۳	۳۵۸	۳۹۹	۴۳۷	۴۷۳	۵۰۶	۵۳۸	۵۶۹	۵۹۸	۶۵۲	۷۰۳	۷۵۱	۷۹۵	۸۳۸	۸۷۸	۹۱۶	۹۵۳	۹۸۸	۱۰۲۲	۱۰۸۶
۱۲۰۰	۳۲۲	۳۷۰	۴۱۳	۴۵۳	۴۹۰	۵۲۵	۵۵۸	۵۹۰	۶۲۰	۶۷۷	۷۳۱	۷۸۰	۸۲۷	۸۷۲	۹۱۴	۹۵۴	۹۹۳	۱۰۳۰	۱۰۶۶	۱۱۳۳
۱۳۰۰	۳۳۳	۳۸۲	۴۲۶	۴۶۸	۵۰۶	۵۴۳	۵۷۷	۶۱۰	۶۴۲	۷۰۱	۷۵۷	۸۰۸	۸۵۷	۹۰۳	۹۴۸	۹۹۰	۱۰۳۱	۱۰۶۹	۱۱۰۷	۱۱۷۷
۱۴۰۰	۳۴۳	۳۹۳	۴۳۹	۴۸۲	۵۲۲	۵۵۹	۵۹۵	۶۲۹	۶۶۲	۷۲۴	۷۸۱	۸۳۵	۸۸۶	۹۳۴	۹۸۰	۱۰۲۴	۱۰۶۶	۱۱۰۷	۱۱۴۶	۱۲۲۰
۱۵۰۰	۳۵۳	۴۰۴	۴۵۲	۴۹۵	۵۳۶	۵۷۵	۶۱۲	۶۴۸	۶۸۱	۷۲۵	۸۰۵	۸۶۰	۹۱۳	۹۶۳	۱۰۱۱	۱۰۵۷	۱۱۰۰	۱۱۴۳	۱۱۸۳	۱۲۶۰
۱۶۰۰	۳۶۲	۴۱۵	۴۶۳	۵۰۸	۵۵۱	۵۹۱	۶۲۹	۶۶۵	۷۰۰	۷۶۶	۸۲۷	۸۸۵	۹۳۹	۹۹۱	۱۰۴۱	۱۰۸۸	۱۱۳۳	۱۱۷۷	۱۲۱۹	۱۲۹۸
۱۷۰۰	۳۷۱	۴۲۵	۴۷۵	۵۲۱	۵۶۴	۶۰۵	۶۴۴	۶۸۲	۷۱۸	۷۸۵	۸۴۹	۹۰۸	۹۶۴	۱۰۱۸	۱۰۶۹	۱۱۱۸	۱۱۶۴	۱۲۰۹	۱۲۵۳	۱۳۳۵
۱۸۰۰	۳۷۹	۴۳۴	۴۸۵	۵۳۳	۵۷۷	۶۱۹	۶۶۰	۶۹۸	۷۳۵	۸۰۴	۸۶۹	۹۳۰	۹۸۸	۱۰۴۳	۱۰۹۶	۱۱۴۶	۱۱۹۵	۱۲۴۱	۱۲۸۶	۱۳۷۱
۱۹۰۰	۳۸۷	۴۴۴	۴۹۶	۵۴۴	۵۹۰	۶۶۳	۶۷۴	۷۱۳	۷۵۱	۸۲۳	۸۸۹	۹۵۲	۱۰۱۲	۱۰۶۸	۱۱۲۲	۱۱۷۴	۱۲۲۴	۱۲۷۱	۱۳۱۸	۱۴۰۵

اندازه یک بعد کانال چهار گوش (a) به میلیمتر																					
اندازه بعد دیگر به میلیمتر(b)	۱۰۰	۱۲۵	۱۵۰	۱۷۵	۲۰۰	۲۲۵	۲۵۰	۲۷۵	۳۰۰	۳۵۰	۴۰۰	۴۵۰	۵۰۰	۵۵۰	۶۰۰	۶۵۰	۷۰۰	۷۵۰	۸۰۰	۹۰۰
۲۰۰۰	۳۹۵	۴۵۳	۵۰۶	۵۵۵	۶۰۲	۶۴۶	۶۸۸	۷۲۸	۷۶۷	۸۴۰	۹۰۸	۹۷۳	۱۰۳۴	۱۰۹۲	۱۱۴۷	۱۲۰۰	۱۲۵۲	۱۳۰۱	۱۳۴۸	۱۴۳۸
۲۱۰۰	۴۰۲	۴۶۱	۵۱۶	۵۶۶	۶۱۴	۶۵۹	۷۰۲	۷۴۳	۷۸۲	۸۵۷	۹۲۷	۹۹۳	۱۰۵۵	۱۱۱۵	۱۱۷۲	۱۲۲۶	۱۲۷۹	۱۳۲۹	۱۳۷۸	۱۴۷۰
۲۲۰۰	۴۱۰	۴۷۰	۵۲۵	۵۷۷	۶۲۵	۶۷۱	۷۱۵	۷۵۷	۷۹۷	۸۷۴	۹۴۵	۱۰۱۳	۱۰۷۶	۱۱۳۷	۱۱۹۵	۱۲۵۱	۱۳۰۵	۱۳۵۶	۱۴۰۶	۱۵۰۱
۲۳۰۰	۴۱۷	۴۷۸	۵۳۴	۵۸۷	۶۳۶	۶۸۳	۷۲۸	۷۷۱	۸۱۲	۸۹۰	۹۶۳	۱۰۳۱	۱۰۹۷	۱۱۵۹	۱۲۱۸	۱۲۷۵	۱۳۳۰	۱۳۸۳	۱۴۳۴	۱۵۳۲
۲۴۰۰	۴۲۴	۴۸۶	۵۴۳	۵۹۷	۶۴۷	۶۹۵	۷۴۰	۷۸۴	۸۲۶	۹۰۵	۹۸۰	۱۰۵۰	۱۱۱۶	۱۱۸۰	۱۲۴۱	۱۲۹۹	۱۳۵۵	۱۴۰۹	۱۴۶۱	۱۵۶۱
۲۵۰۰	۴۳۰	۴۹۲	۵۵۲	۶۰۶	۶۵۸	۷۰۶	۷۵۳	۷۹۷	۸۴۰	۹۲۰	۹۹۶	۱۰۶۸	۱۱۳۶	۱۲۰۰	۱۲۶۲	۱۳۲۲	۱۳۷۹	۱۴۳۴	۱۴۸۸	۱۵۸۹
۲۶۰۰	۴۳۷	۵۰۱	۵۶۰	۶۱۶	۶۶۸	۷۱۷	۷۶۴	۸۱۰	۸۵۳	۹۳۵	۱۰۱۲	۱۰۸۵	۱۱۵۴	۱۲۲۰	۱۲۸۳	۱۳۴۴	۱۴۰۲	۱۴۵۹	۱۵۱۳	۱۶۱۷
۲۷۰۰	۴۴۳	۵۰۹	۵۶۹	۶۲۵	۶۷۸	۷۲۸	۷۷۶	۸۲۲	۸۶۶	۹۵۰	۱۰۲۸	۱۱۰۲	۱۱۷۳	۱۲۴۰	۱۳۰۴	۱۳۶۶	۱۴۲۵	۱۴۸۳	۱۵۳۸	۱۶۴۴
۲۸۰۰	۴۵۰	۵۱۶	۵۷۷	۶۳۴	۶۸۸	۷۳۸	۷۸۷	۸۳۴	۸۷۹	۹۶۴	۱۰۴۳	۱۱۱۹	۱۱۹۰	۱۲۵۹	۱۳۲۴	۱۳۸۷	۱۴۴۷	۱۵۰۶	۱۵۶۲	۱۶۷۰
۲۹۰۰	۴۵۶	۵۲۳	۵۸۵	۶۴۳	۶۹۷	۷۴۹	۷۹۸	۸۴۵	۸۹۱	۹۷۷	۱۰۵۸	۱۱۳۵	۱۲۰۸	۱۲۷۷	۱۳۴۲	۱۴۰۸	۱۴۶۹	۱۵۲۹	۱۵۸۶	۱۶۹۶

اندازه یک بعد کانال چهار گوش (a) به میلیمتر																					
اندازه بعد دیگر به میلیمتر (b)	۱۰۰۰	۱۱۰۰	۱۲۰۰	۱۳۰۰	۱۴۰۰	۱۵۰۰	۱۶۰۰	۱۷۰۰	۱۸۰۰	۱۹۰۰	۲۰۰۰	۲۱۰۰	۲۲۰۰	۲۳۰۰	۲۴۰۰	۲۵۰۰	۲۶۰۰	۲۷۰۰	۲۸۰۰	۲۹۰۰
۱۰۰۰	۱۰۹۳																			
۱۱۰۰	۱۱۴۶	۱۲۰۲																		
۱۲۰۰	۱۱۹۶	۱۲۵۶	۱۳۱۲																	
۱۳۰۰	۱۲۴۴	۱۳۰۶	۱۳۶۵	۱۴۲۱																
۱۴۰۰	۱۲۸۹	۱۳۵۳	۱۴۱۶	۱۴۷۵	۱۵۳۰															
۱۵۰۰	۱۳۳۲	۱۴۰۰	۱۴۶۴	۱۵۲۶	۱۵۸۴	۱۶۴۰														
۱۶۰۰	۱۳۷۳	۱۴۴۴	۱۵۱۱	۱۵۷۴	۱۶۳۵	۱۶۹۳	۱۷۴۹													
۱۷۰۰	۱۴۱۳	۱۴۸۶	۱۵۵۵	۱۶۲۱	۱۶۸۴	۱۷۴۵	۱۸۰۳	۱۸۵۸												
۱۸۰۰	۱۴۵۱	۱۵۲۷	۱۵۹۸	۱۶۶۷	۱۷۳۲	۱۷۹۴	۱۸۵۴	۱۹۱۲	۱۹۶۸											
۱۹۰۰	۱۴۸۸	۱۵۶۶	۱۶۴۰	۱۷۱۰	۱۷۷۸	۱۸۴۲	۱۹۰۴	۱۹۶۴	۲۰۲۱	۲۰۷۷										

اندازه بعد دیگر به میلیمتر (b)	اندازه یک بعد کانال چهارگوش (a) برحسب میلیمتر																			
	۱۰۰۰	۱۱۰۰	۱۲۰۰	۱۳۰۰	۱۴۰۰	۱۵۰۰	۱۶۰۰	۱۷۰۰	۱۸۰۰	۱۹۰۰	۲۰۰۰	۲۱۰۰	۲۲۰۰	۲۳۰۰	۲۴۰۰	۲۵۰۰	۲۶۰۰	۲۷۰۰	۲۸۰۰	۲۹۰۰
۲۰۰۰	۱۵۲۳	۱۶۰۲	۱۶۸۰	۱۷۵۳	۱۸۲۲	۱۸۸۹	۱۹۵۲	۲۰۱۴	۲۰۷۳	۲۱۳۱	۲۱۸۶									
۲۱۰۰	۱۵۵۸	۱۶۳۰	۱۷۱۹	۱۷۹۳	۱۸۶۵	۱۹۳۳	۱۹۹۹	۲۰۶۳	۲۱۲۴	۲۱۸۳	۲۲۴۰	۲۲۹۶								
۲۲۰۰	۱۵۹۱	۱۶۷۶	۱۷۵۶	۱۸۳۳	۱۹۰۶	۱۹۷۷	۲۰۴۴	۲۱۱۰	۲۱۷۳	۲۲۳۳	۲۲۹۲	۲۳۵۰	۲۴۰۵							
۲۳۰۰	۱۶۲۳	۱۷۱۰	۱۷۹۳	۱۸۷۱	۱۹۴۷	۲۰۱۹	۲۰۸۸	۲۱۵۵	۲۲۲۰	۲۲۸۳	۲۳۴۳	۲۴۰۲	۲۴۵۹	۲۵۱۴						
۲۴۰۰	۱۶۵۵	۱۷۴۴	۱۸۲۸	۱۹۰۹	۱۹۸۶	۲۰۶۰	۲۱۳۱	۲۲۰۰	۲۲۶۶	۲۳۳۰	۲۳۹۳	۲۴۳۳	۲۵۱۱	۲۵۶۸	۲۶۲۴					
۲۵۰۰	۱۶۸۵	۱۷۷۶	۱۸۶۲	۱۹۴۵	۲۰۲۴	۲۱۰۰	۲۱۷۳	۲۲۴۳	۲۳۱۱	۲۳۷۷	۲۴۴۱	۲۵۰۲	۲۵۶۲	۲۶۲۱	۲۶۷۸	۲۷۳۳				
۲۶۰۰	۱۷۱۵	۱۸۰۸	۱۸۹۶	۱۹۸۰	۲۰۶۱	۲۱۳۹	۲۲۱۳	۲۲۸۵	۲۳۵۵	۲۴۲۲	۲۴۸۷	۲۵۵۱	۲۶۱۲	۲۶۷۲	۲۷۳۰	۲۷۸۷	۲۸۴۲			
۲۷۰۰	۱۷۲۴	۱۸۳۹	۱۹۲۹	۲۰۱۵	۲۰۹۷	۲۱۷۷	۲۲۵۳	۲۳۲۷	۲۳۹۸	۲۴۶۶	۲۵۳۳	۲۵۹۸	۲۶۶۱	۲۷۲۲	۲۷۸۲	۲۸۴۰	۲۸۹۶	۲۹۵۲		
۲۸۰۰	۱۷۷۲	۱۸۶۹	۱۹۶۱	۲۰۴۸	۲۱۳۳	۲۲۱۴	۲۲۹۲	۲۳۶۷	۲۴۳۹	۲۵۱۰	۲۵۷۸	۲۶۴۳	۲۷۰۸	۲۷۷۱	۲۸۳۲	۲۸۹۱	۲۹۴۹	۳۰۰۶	۳۰۶۱	
۲۹۰۰	۱۸۰۰	۱۸۹۸	۱۹۹۲	۲۰۸۱	۲۱۶۷	۲۲۵۰	۲۳۲۹	۲۴۰۶	۲۴۸۰	۲۵۵۲	۲۶۲۱	۲۶۸۹	۲۷۵۵	۲۸۱۹	۲۸۸۱	۲۹۴۱	۳۰۰۱	۳۰۵۸	۳۱۱۵	۳۱۷۰

مثال: مطلوبست محاسبه کانال‌های یک ساختمان عمومی اداری با مشخصات زیر:

۱- هوای مورد نیاز ۲۵۲۰ لیتر در ثانیه

۲- تعداد دریچه‌های خروجی هوا ۱۸ عدد هریک با هوادهی ۱۴۰ لیتر در ثانیه

۳- فشار لازم برای کلیه انشعاب‌ها ۳۴ پاسکال

۴- نوع زانوها با نسبت $\frac{R}{D} = 1.25$

۵- طرح کانال‌سازی مطابق شکل (۱۶-۶)

خواسته‌ها

۱ - سرعت هوا در داخل کانال ـ قطر کانال ـ مقدار افت در هر متر کانال و ابعاد کانال اصلی

۲ - اندازه کانالها در سایر قسمت‌ها

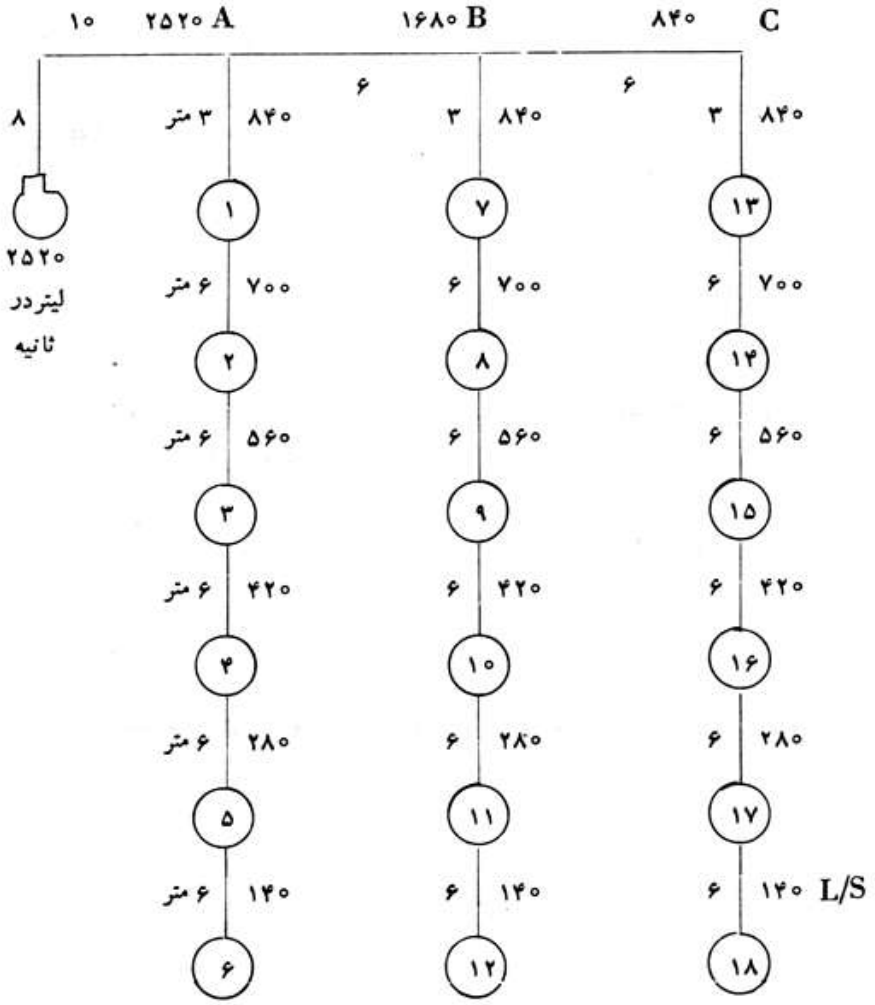
۳ - کل طول معادل کانال با بالاترین مقاومت

۴ - کل فشار استاتیکی لازم در خروجی وانتیلاتور

حل: از روی جدول (۵-۶) سرعت را انتخاب نموده و فرض می‌کنیم ۸ متر در ثانیه باشد اینک با استفاده از منحنی (۲-۶) با معلوم بودن مقدار و سرعت هوا قطر کانال گرد و افت فشار در داخل آن را محاسبه می‌کنیم که چنین خواهد بود.

میلیمتر $D = 630$ قطر کانال پاسکال در هر متر طول کانال = 1 افت فشار

با مراجعه به جدول (۷-۶) ابعاد کانال ۴۵۰×۷۵۰ میلیمترمربع خواهد بود.



شکل (۱۶-۶)

۲- اینک با استفاده از فرمول‌های زیر و جدول (۶-۶) درصد ظرفیت ـ درصد سطح ـ سطح ـ سطح و ابعاد کانال را در هر قسمت محاسبه می‌کنیم که نتیجه در جدول نوشته شده است.

$$\text{درصد مقدار هوا} = \frac{\text{مقدار هوا در هر مقطع}}{\text{کل مقدار هوا}} \times ۱۰۰$$

مقطع اصلی در ابتدای کانال × درصد سطح کانال = سطح کانال

اندازه کانال‌های قسمت از B الی ۱۲ و از A الی ۶ مانند اندازه‌هایی است که برای قسمت از C تا ۱۸ محاسبه شد.
بدیهی است که طولانی‌ترین مسیر کانال از وانتیلاتور تا نقطه ۱۸ می‌باشد و بیشترین افت فشار در طول این کانال می‌باشد.
با توجه به طول کانال و افت فشار در اتصالات جدول زیر طول کل کانال و طول معادل آن را با احتساب اتصالات بدست می‌دهد.

مسیر کانال	نوع اتصالات	طول برحسب متر	طول معادل اتصالات برحسب متر
از وانتیلاتور تا نقطه A	کانال مستقیم	۱۸	
	زانو	-	۴
از نقطه A تا نقطه B	کانال مستقیم	۶	
از نقطه B تا نقطه C	کانال مستقیم	۶	
از نقطه C تا ۱۳	کانال مستقیم	۳	
	زانو	-	۲
از نقطه ۱۳ تا ۱۴	کانال مستقیم	۶	
از نقطه ۱۴ تا ۱۵	کانال مستقیم	۶	
از نقطه ۱۵ تا ۱۶	کانال مستقیم	۶	
از نقطه ۱۶ تا ۱۷	کانال مستقیم	۶	
از نقطه ۱۷ تا ۱۸	کانال مستقیم	۶	
کل طولها		۶۳	۶

مسیر کانال	مقدار هوا L/S	درصد ظرفیت هوا
از وانتیلاتور تا نقطه A	۲۵۲۰	۱۰۰
از نقطه A تا B	۱۶۸۰	۶۷
از نقطه B تا ۱۳	۸۴۰	۳۳
از نقطه ۱۳ تا ۱۴	۷۰۰	۲۸
از نقطه ۱۴ تا ۱۵	۵۶۰	۲۲
از نقطه ۱۵ تا ۱۶	۴۲۰	۱۷
از نقطه ۱۶ تا ۱۷	۲۸۰	۱۱
از نقطه ۱۷ تا ۱۸	۱۴۰	۶

با توجه به جدول ۶-۶ با داشتن درصد ظرفیت، درصد سطح پیدا می‌شود.

مسیر کانال	درصد سطح کانال	سطح کانال mm^2	اندازه کانال برحسب میلی‌متر
از وانتیلاتور تا نقطه A	۱۰۰	۳۱۵۰۰۰	۷۵۰ × ۴۵۰
از نقطه A تا B	۷۳/۵	۲۳۱۵۲۵	۵۵۰ × ۴۵۰
از نقطه B تا ۱۳	۴۱	۱۲۹۱۵۰	۴۰۰ × ۳۵۰
از نقطه ۱۴ تا ۱۵	۲۹/۵	۱۱۱۸۲۵	۳۵۰ × ۳۵۰
از نقطه ۵ تا ۱۶	۲۴	۷۵۶۰۰	۳۰۰ × ۲۷۵
از نقطه ۱۶ تا ۱۷	۱۷/۵	۵۵۱۲۵	۲۷۵ × ۲۲۵
از نقطه ۱۷ تا ۱۸	۱۰/۵	۳۳۰۷۵	۲۲۵ × ۱۷۵

بنابراین کل افت فشار در طول کانال اصلی از نقطه شروع تا نقطه ۱۸ آخرین انشعاب بصورت زیر خواهد بود:

مقدار افت فشار × کل طول معادل = کل افت فشار

پاسکال در هر متر 1= مقدار افت فشار متر 63 + 6 = 69 = کل طول معادل

پاسکال 69 × 1 = 69 = کل افت فشار

کل فشار استاتیک لازم در موقع خروجی هوا از وانتیلاتور عبارتست از مجموع فشار لازم در دریچه خروجی و افت فشار در کانال اصلی

پاسکال 69 + 34 = 103 = فشار استاتیک لازم

طریقه انتخاب دریچه‌های هوای رفت ـ برگشت ـ هوای تازه

انواع دریچه‌ها : قبل از انتخاب دریچه لازم است توضیحاتی درباره انواع دریچه‌ها داده شود. دریچه‌ها به انواع مختلف ساخته می‌شوند که عبارتند از: دیواری ـ سقفی ـ کفی که برحسب نوع مصرف و لزوم آنها مورد استفاده قرار می‌گیرند . ولی بایستی توجه داشت که دریچه‌های مختلف هر کدام دارای مشخصات مربوط بخودشان می‌باشند که در انتخاب آنها بایستی به کتابچه‌های فنی آنها مراجعه نمود. طبق بررسی‌هایی که تاکنون از طرف مجامع فنی متخصص در این نوع تولید بعمل آمده دریچه‌ها را به پنج گروه تقسیم‌بندی کرده‌اند.

گروه ۱ دریچه‌هایی که در سقف و یا نزدیک آن نصب می‌شوند و خروج هوا بصورت افقی است.

گروه ۲ دریچه‌هایی که در کف یا نزدیک آن نصب می‌شوند و خروج هوا بصورت عمودی و پخش آن موضعی است.

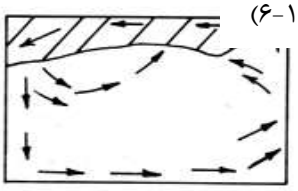
گروه ۳ دریچه‌هایی که در کف و یا نزدیک آن نصب می‌شوند و خروج هوا بصورت عمودی و هوا در سطح زیادی پخش می‌شود.

گروه ۴ دریچه‌هایی که در کف و یا نزدیک آن نصب می‌شوند و خروج هوا بصورت افقی است.

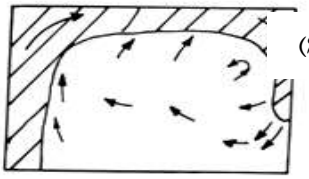
گروه ۵ دریچه‌هایی که در سقف یا نزدیک نصب می‌شوند و خروج هوا بصورت عمودی است.

در اشکال ۱۷-۶ الی ۲۱-۶ طرز توزیع هوا برای گروههای ۱ الی ۵ بترتیب نشان داده شده است.

شکل (۶-۱۷)

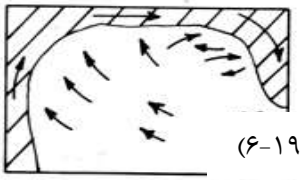


شکل (۶-۱۷)

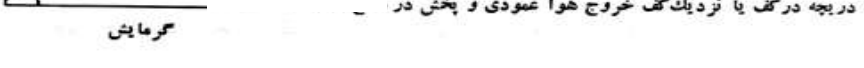


شکل (۶-۱۸)

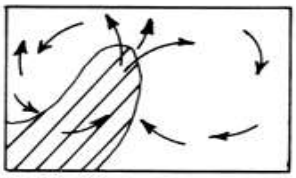
شکل (۶-۱۸)

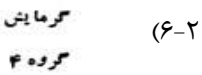


شکل (۶-۱۹)

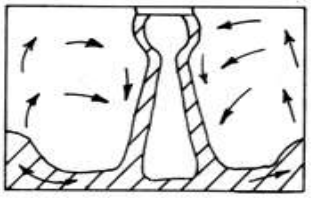


شکل (۶-۱۹)





شکل (۶-۲۰)



شکل (۶-۲۱)

جنس دریچه: دریچه با مصالح مختلف بشرح زیر ساخته می‌شود:

الف) کلاً از آلومینیوم ب) کلاً از آهن ج) بدنه از آهن و پره‌ها از آلومینیوم

شکل دریچه: دریچه‌ها با اشکال و ابعاد مختلف ساخته می‌شود اشکال تعدادی از دریچه‌ها در کتاب درس فنی آمده است.

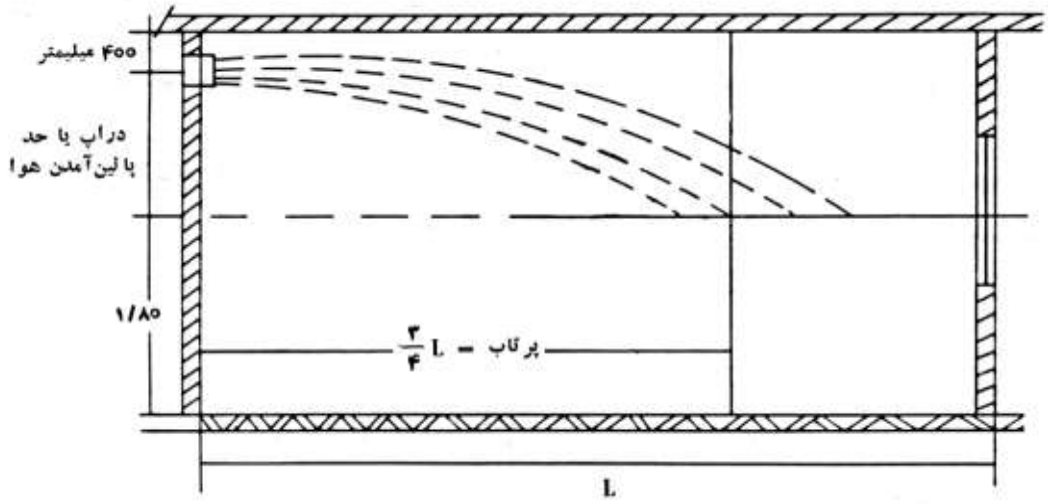
نکات ضروری در انتخاب دریچه هوا: قبل از انتخاب دریچه لازم است نکاتی را رعایت کرد.

الف) طول پرتاب دریچه: عبارتست از طولی که پس از خروج هوا از دهانه دریچه تا رسیدن به انتهای حد ریزش دارای سرعتی معادل ۰/۰۲۵ متر در ثانیه باشد.

ب) حد نهایی پایین آمدن هوا (ریزش هوا): عبارتست از فاصله عمودی بین محور افقی دریچه و نقطه‌ای که سرعت هوا به ۰/۰۲۵ متر در ثانیه می‌رسد که این فاصله بستگی به اختلاف درجه حرارت هوای خروجی و درجه حرارت هوای اطاق و سرعت هوا دارد.

ج) پیشنهاد می‌شود که دریچه طوری انتخاب گردد تا طول پرتاب به اندازه $\frac{3}{4}$ فاصله دریچه تا دیوار مقابل و حد نهایی پایین آمدن (ریزش) هوا در ارتفاع تقریبی ۱/۸ متر باشد.

با مراجعه به شکل زیر کلیه نکات ذکر شده را می‌توان مشاهده نمود:



شکل (۲۲-۶) پرتاب هوا از دریچه

جدول (۸-۶) سرعتهای پیشنهادی خروج هوا از دریچه در ساختمان‌ها

موقعیت مصرف دریچه	سرعت خروجی هوا از دریچه برحسب متر در ثانیه
استودیوهای خبرگزاری	۱/۵-۲/۵
منازل مسکونی	۲/۵-۳/۸
آپارتمان‌ها	۲/۵-۳/۸
مسجد و کلیسا	۲/۵-۳/۸
اطاق‌های خواب هتل‌ها	۲/۵-۳/۸
سالن‌های تئاتر و سخنرانی	۲/۵-۳/۸
دفاتر خصوصی در صورت دارا بودن عایق‌ه‌ای ضد صوت	۲/۵-۳/۸
دفاتر خصوصی معمولی	۲/۵-۴
سالن‌های پخش فیلم	۵
ادارات عمومی	۵-۶/۵
فروشگاهها (طبقات بالا)	۷/۵
فروشگاهها (طبقه اصلی)	۱۰

طریقه انتخاب دریچه هوا: هر کارخانه سازنده دریچه، جهت انتخاب دریچه‌های ساخت کارخانه خود جدول و منحنی‌های مخصوصی طرح و در کاتالوگ‌های مربوطه چاپ و منتشر می‌نماید روشی که ذیلاً بیان خواهد شد از بقیه ساده‌تر و یادگیری آن برای هنرجویان آسانتر است. در این طریقه با استفاده از جداول صفحات بعدی، دریچه‌های هوای رفت و هوای برگشت و هوای تازه انتخاب می‌گردد.

برای انتخاب دریچه هوای رفت، با توجه به فاصله دریچه از دیوار مقابل، طول پرتاب هوا را محاسبه می‌کنیم و با معلوم بودن مقدار هوای لازم، دریچه مورد نیاز را انتخاب می‌نمائیم. البته باید توجه نمود که سرعت و ریزش هوا در حد قابل قبول باشد.

مثال: مقدار هوای لازم برای اطاقی ۲۵۵ مترمکعب در ساعت و فاصله دریچه از دیوار مقابل ۴ است. مطلوبست تعیین دریچه مناسب برای این اطاق.

حل: طول پرتاب $4 \times \frac{3}{4} = 3m$

عدد ۲۵۵ مترمکعب در ساعت را در ستون اول سمت راست جدول در نظر گرفته و در ردیف طول پرتاب عدد ۳/۰۵ متر را در ستون هفتم پیدا می‌کنیم که در زیر آن مقدار ریزش هوای این دریچه ۱/۲۲ متر و سرعت هوا ۲/۶ متر در ثانیه و افت فشار هوا در دریچه برابر ۰/۴۳ میلیمتر آب ملاحظه می‌گردد. بنابراین دریچه مناسب باید یکی از ابعاد (۴۵۷mm × ۱۰۲mm) یا (۳۵۶mm × ۱۲۷mm) یا (۳۰۵mm × ۱۵۲mm) را داشته باشد که با توجه به امکانات محل، یکی را انتخاب و زاویه پره‌های آنرا پس از نصب و در زمان راه‌اندازی دستگاهها تحت زاویه ۴۵ درجه تنظیم می‌کنیم.

جدول شماره (۹-۶) جدول انتخاب دریچه‌های هوا

مقدار هوا متر مکعب در ساعت ↓	ابعاد دریچه برحسب میلیمتر ←	۲۰۳×۱۰۲			۲۵۴×۱۰۲			۳۰۵×۱۰۲ ۲۵۴×۱۲۷ ۲۰۳×۱۵۲			۳۵۶×۱۰۲ ۴۰۶×۱۰۲ ۳۰۵×۱۲۷ ۲۵۴×۱۵۲			۴۵۷×۱۰۲ ۳۵۶×۱۲۷ ۳۰۵×۱۵۲			۵۰۸×۱۰۲ ۵۵۸×۱۰۲ ۴۰۶×۱۲۷ ۴۵۷×۱۲۷ ۳۵۶×۱۵۲ ۲۵۴×۲۰۳		
	زاویه خروج هوا ←	۰°	۲۲°	۴۵°	۰°	۲۲°	۴۵°	۰°	۲۲°	۴۵°	۰°	۲۲°	۴۵°	۰°	۲۲°	۴۵°	۰°	۲۲°	۴۵°
۸۵	طول پرتاب متر	۲/۱۳	۱/۵۲	۱/۲۲															
	ریزش هوا متر	۱/۳۷	۰/۷۶	۰/۳۰															
	سرعت متر بر ثانیه	۱/۵۳	۱/۸۳	۲/۰۰															
	افت‌فشار میلیمتر ستون آب	۰/۲۰	۰/۲۰	۰/۲۰															
۱۷۰	طول پرتاب	۲/۵۷	۳/۶۶	۳/۰۵	۳/۹۶	۳/۳۵	۲/۷۲	۳/۳۵	۳/۰۵	۲/۴۴	۳/۰۵	۲/۷۴	۲/۱۳	۲/۷۴	۲/۴۴	۱/۸۳			
	ریزش هوا	۱/۶۸	۱/۰۷	۰/۹۱	۱/۶۸	۱/۲۲	۱/۰۷	۱/۹۸	۱/۵۲	۱/۰۷	۱/۹۸	۱/۲۲	۰/۹۱	۱/۸۳	۱/۳۷	۰/۹۱			
	سرعت	۳/۱۸	۳/۶۵	۴/۰۰	۲/۵۵	۲/۹۰	۳/۱۳	۲/۱۰	۲/۴۰	۲/۶۳	۱/۷۸	۱/۸۶	۲/۲۰	۱/۳۸	۱/۶۰	۱/۷۳			
	افت فشار	۰/۶۶	۰/۸۹	۱/۰۳	۰/۳۸	۰/۵۳	۰/۶۶	۰/۲۸	۰/۳۶	۰/۴۶	۰/۲۰	۰/۲۵	۰/۳۳	۰/۲۰	۰/۲۰	۰/۲۰			
۲۵۵	طول پرتاب	۶/۴۰	۵/۴۹	۴/۸۸	۵/۷۹	۵/۱۸	۴/۲۷	۵/۴۹	۴/۵۷	۳/۶۶	۴/۸۸	۳/۹۶	۳/۳۵	۴/۲۷	۳/۶۶	۳/۰۵	۳/۹۶	۳/۳۵	۲/۷۴
	ریزش هوا	۱/۹۸	۱/۵۲	۱/۲۲	۱/۹۸	۱/۵۲	۱/۲۲	۲/۱۳	۱/۵۲	۱/۲۲	۲/۱۳	۱/۵۲	۱/۲۲	۲/۱۳	۱/۵۲	۱/۲۲	۲/۲۹	۱/۵۲	۱/۲۲
	سرعت	۴/۷۵	۵/۴۸	۶/۰۰	۳/۸۰	۴/۳۵	۴/۷۰	۳/۱۵	۳/۵۸	۳/۹۰	۲/۶۳	۳/۰۸	۳/۳۵	۲/۰۸	۲/۳۸	۲/۶۰	۱/۸۵	۲/۱۳	۲/۳۰
	افت فشار	۱/۵۲	۱/۹۸	۲/۴۴	۰/۹۷	۱/۲۴	۱/۷۷	۰/۶۶	۰/۸۶	۱/۰۲	۰/۴۶	۰/۶۱	۰/۷۴	۰/۲۸	۰/۳۸	۰/۴۳	۰/۲۰	۰/۳۰	۰/۳۶

۳۴۰	طول پرتاب	۸/۸۳	۷/۶۲	۶/۴۰	۷/۶۲	۶/۷۱	۵/۷۹	۷/۳۲	۶/۴۰	۵/۱۸	۶/۴۰	۵/۴۹	۴/۵۷	۵/۷۹	۵/۱۸	۴/۲۷	۵/۱۸	۴/۵۷	۳/۹۶
	ریزش هوا	۲/۳۲	۱/۹۸	۱/۵۲	۲/۲۲	۱/۹۸	۱/۵۲	۲/۲۲	۱/۸۳	۱/۵۲	۲/۱۳	۱/۸۳	۱/۳۷	۲/۲۲	۱/۹۸	۱/۵۲	۲/۲۲	۱/۸۳	۱/۵۲
	سرعت	۶/۳۸	۷/۳۵	۸/۴۰	۵/۰۵	۵/۸۰	۶/۲۵	۴/۱۸	۴/۸۰	۵/۲۰	۳/۵۸	۲/۱۰	۴/۴۸	۲/۷۰	۳/۲۰	۳/۴۸	۲/۴۸	۲/۸۵	۳/۱۰
	افت فشار	۲/۷۴	۳/۶۳	۴/۶۴	۱/۷۳	۲/۲۹	۲/۶۴	۱/۱۷	۱/۵۵	۱/۸۰	۰/۸۶	۱/۱۲	۱/۳۵	۰/۴۸	۰/۶۶	۰/۷۹	۰/۴۱	۰/۵۱	۰/۶۲
۴۲۵	طول پرتاب	۱۱/۳	۹/۵۰	۷/۶	۱۰/۱	۸/۵	۷/۳	۹/۱	۷/۹	۶/۷	۷/۹	۷/۰	۶/۸	۷/۳	۶/۴	۵/۲	۷/۰۱	۵/۸	۴/۹
	ریزش هوا	۲/۹	۲/۱	۱/۷	۲/۹	۲/۱	۱/۷	۲/۹	۲/۱	۱/۷	۲/۹	۲/۱	۱/۷	۲/۹	۲/۱	۱/۷	۲/۹	۲/۱	۱/۷
	سرعت	۸/۰۰	۹/۲	۱۰/۱	۶/۲	۷/۳	۷/۹	۵/۳	۶/۰	۶/۵	۴/۵	۵/۱	۵/۶	۳/۵	۴/۰	۴/۳	۳/۱۰	۳/۸	۳/۹۰
	افت فشار	۲/۲۷	۵/۷۲	۶/۸۱	۲/۷۲	۳/۶۱	۴/۱۲	۱/۸۵	۷/۴۶	۲/۸۷	۱/۳۵	۱/۷۸	۲/۰۳	۰/۷۶	۱/۰۴	۱/۲۴	۰/۶۱	۰/۸۹	۰/۹۹
۵۱۰	طول پرتاب	۱۳/۴۱			۱۱/۵۹	۱۰/۰۶	۸/۵۴	۱۰/۹۸	۹/۴۵	۷/۶۲	۹/۷۶	۸/۲۳	۷/۳۲	۸/۵۴	۷/۳۲	۶/۴۰	۷/۹۳	۷/۰۱	۶/۱۰
	ریزش هوا	۳/۲۰			۳/۰۵	۲/۴۴	۱/۹۸	۳/۲۰	۲/۴۴	۱/۹۸	۳/۰۵	۲/۲۹	۱/۸۳	۳/۰۵	۲/۲۹	۱/۸۳	۳/۰۵	۲/۲۹	۱۷۸۳
	سرعت	۹/۵۵			۷/۵۵	۸/۷۰	۹/۲۰	۶/۲۸	۷/۲۳	۷/۷۵	۶/۳۰	۶/۴۵	۶/۶۵	۴/۱۵	۴/۷۵	۵/۲۰	۳/۷۰	۴/۲۸	۴/۶۰
	افت فشار	۶/۲۷			۳/۸۶	۵/۱۶	۶/۱۰	۲/۶۲	۳/۵۸	۴/۱۱	۱/۹۱	۲/۵۷	۳/۰۰	۱/۱۴	۱/۵۰	۱/۸۰	۰/۹۱	۱/۲۲	۱/۳۲
۶۸۰	طول پرتاب							۱۴/۳۳	۱۲/۸۰		۱۲/۸۰	۱۱/۲۸	۹/۴۵	۱۱/۵۹	۱۰/۳۷	۸/۲۳	۱۰/۹۸	۹/۴۵	۸/۸۲
	ریزش هوا							۳/۶۶	۳/۰۵		۳/۵۱	۲/۷۲	۲/۱۳	۳/۶۶	۲/۹۰	۲/۱۳	۳/۶۶	۲/۷۴	۲/۴۲
	سرعت							۸/۴۰	۹/۷۰		۷/۱۳	۸/۲۰	۸/۹۰	۵/۵۵	۶/۳۳	۶/۹۳	۴/۹۵	۵/۷۰	۶/۱۵
	افت فشار							۲/۸۵	۶/۴۳		۳/۵۶	۴/۶۲	۵/۲۹	۲/۰۶	۲/۷۲	۳/۳۰	۱/۶۸	۲/۲۶	۲/۵۹
۸۱۵	طول پرتاب										۱۵/۸۵			۱۴/۳۳	۱۲/۵۰	۱۰/۶۷	۱۳/۲۱	۱۱/۲۸	۱۰/۶۷
	ریزش هوا										۴/۱۲			۲/۱۲	۳/۲۰	۲/۷۲	۲/۱۲	۳/۰۵	۲/۵۹
	سرعت										۸/۹۰			۶/۹۰	۷/۹۰	۸/۶۵	۶/۱۸	۷/۱۳	۷/۷۰
	افت فشار										۵/۲۸			۳/۲۳	۴/۲۷	۵/۲۱	۲/۷۲	۳/۲۸	۴/۰۶

مقدار هوا مترمکعب درساعت ↓	ابعاد دریچه برحسب میلیمتر ←	زاویه خروج هوا ←	۰°	۲۲°	۴۵°
۱۱۰۵	۵۵۹×۱۰۲ ۵۰۸×۱۰۲ ۳۵۷×۱۲۷ ۳۰۶×۱۲۷ ۳۵۶×۱۵۲ ۲۵۴×۲۰۳	طول پرتاب متر	۱۷/۶۸	۱۵/۵۵	۱۲/۵۰
		ریزش هوا متر	۲/۵۷	۳/۶۶	۲/۷۴
		سرعت متر بر ثانیه	۸/۰۳	۹/۲۳	۱۰/۰۵
		افت فشارمیلیمترستون آب	۴/۳۷	۵/۷۹	۶/۸۶
۱۲۷۵		طول پرتاب		۲۲/۸۷	۱۳/۷۲
		ریزش هوا		۴/۱۲	۲/۹۰
		سرعت		۱۰/۶۵	۱۱/۵۸
		افت فشار		۷/۶۷	۹/۰۴

مقدار هوا مترمکعب درساعت ↓	ابعاد دریچه برحسب میلیمتر ←	زاویه خروج هوا ←	۰°	۲۲°	۴۵°
۱۱۰۵	۶۱۰×۱۰۲ ۵۰۸×۱۲۷ ۳۰۶×۱۵۲ ۳۰۵×۲۰۳ ۲۵۴×۲۵۴	طول پرتاب متر	۱۶/۱۶	۱۳/۰۲	۱۱/۵۹
		ریزش هوا متر	۲/۷۳	۳/۶۶	۲/۷۴
		سرعت متر بر ثانیه	۶/۶۸	۷/۵۸	۸۲/۸
		افت فشارمیلیمترستون آب	۳/۰۰	۳/۸۶	۳/۷۰
۱۲۷۵		طول پرتاب	۱۶/۴۶	۱۶/۴۶	۱۳/۷۱
		ریزش هوا	۴/۸۸	۴/۱۲	۳/۰۵
		سرعت	۶/۲۳	۸/۷۰	۹/۵۵
		افت فشار	۲/۹۷	۵/۱۳	۶/۳۰

مقدار هوا مترمکعب درساعت ↓	ابعاد دریچه برحسب میلیمتر ←	زاویه خروج هوا ←	۰°	۲۲°	۴۵°
۱۱۰۵	۷۶۲×۱۰۲ ۷۱۱×۱۰۲ ۶۱۰×۱۲۷ ۵۵۹×۱۲۷ ۵۰۸×۱۵۲ ۴۵۷×۱۵۲ ۳۶۵×۲۰۳ ۳۰۵×۲۵۴	طول پرتاب متر	۱۳/۹۲	۱۲/۵۰	۱۰/۳۷
		ریزش هوا متر	۴/۵۷	۳/۳۵	۲/۷۴
		سرعت متر بر ثانیه	۵/۵۵	۶/۴۳	۶/۹۵
		افت فشارمیلیمترستون آب	۲/۰۳	۲/۷۴	۳/۲۵
۱۲۷۵		طول پرتاب	۱۶/۴۶	۱۳/۷۲	۱۱/۵۹
		ریزش هوا	۴/۸۸	۳/۸۱	۲/۹۰
		سرعت	۶/۲۳	۷/۴۰	۸/۰۰
		افت فشار	۲/۹۷	۳/۶۳	۴/۳۲

مقدار هوا مترمکعب درساعت ↓	ابعاد دریچه برحسب میلیمتر ←	زاویه خروج هوا ←	۰°	۲۲°	۴۵°
۱۱۰۵	۹۱۴×۱۰۲ ۷۶۲×۱۲۷ ۷۱۱×۱۲۷ ۶۱۰×۱۵۲ ۵۵۹×۱۵۲ ۴۵۷×۲۰۳ ۴۰۶×۲۰۳ ۳۵۶×۲۵۴ ۳۰۵×۳۰۵	طول پرتاب متر	۱۳/۴۱	۱۰/۹۸	۹/۷۶
		ریزش هوا متر	۴/۸۸	۳/۳۵	۲/۷۴
		سرعت متر بر ثانیه	۴/۳۳	۴/۹۵	۵/۴۵
		افت فشارمیلیمترستون آب	۱/۲۲	۱/۵۷	۱/۹۳
۱۲۷۵		طول پرتاب	۱۴/۹۴	۱۲/۸۰	۱۰/۹۸
		ریزش هوا	۵/۱۸	۳/۹۶	۲/۹۰
		سرعت	۵/۰۰	۵/۷۰	۶/۲۸
		افت فشار	۱/۶۵	۲/۱۸	۲/۵۹

مقدار هوا مترمکعب درساعت ↓	ابعاد دریچه برحسب میلیمتر ←	زاویه خروج هوا ←	۰°	۲۲°	۴۵°
۱۱۰۵	۱۲۱۹×۱۰۲ ۹۱۴×۱۲۷ ۷۶۲×۱۶۲ ۷۱۱×۱۵۲ ۵۵۹×۲۰۳ ۵۰۸×۲۰۳ ۴۵۷×۲۵۴ ۴۰۶×۲۵۴ ۳۵۶×۳۰۵	طول پرتاب متر	۱۲/۸۰	۱۰/۳۷	۸/۵۴
		ریزش هوا متر	۵/۰۳	۳/۶۶	۲/۷۴
		سرعت متر بر ثانیه	۳/۷۳	۴/۲۸	۴/۶۳
		افت فشارمیلیمترستون آب	۰/۹۱	۱/۱۹	۱/۴۲
۱۲۷۵		طول پرتاب	۱۳/۷۲	۱۱/۸۹	۹/۷۶
		ریزش هوا	۵/۳۴	۳/۹۶	۲/۹۰
		سرعت	۴/۲۸	۴/۹۳	۵/۳۵
		افت فشار	۱/۲۲	۱/۵۷	۱/۸۸

مقدار هوا مترمکعب درساعت ↓	ابعاد دریچه برحسب میلیمتر ←	زاویه خروج هوا ←	۰°	۲۲°	۴۵°
۱۱۰۵	۱۲۱۹×۱۲۷ ۹۱۴×۱۶۲ ۶۱۰×۲۰۳ ۵۵۹×۲۵۴ ۵۰۸×۲۵۴ ۴۵۷×۳۰۵ ۴۰۶×۳۰۵ ۳۵۶×۳۵۶	طول پرتاب متر	۱۱/۲۸	۹/۷۶	۷/۹۳
		ریزش هوا متر	۴/۸۸	۳/۹۶	۲/۷۴
		سرعت متر بر ثانیه	۳/۱۵	۳/۶۰	۴/۲۳
		افت فشارمیلیمترستون آب	۰/۶۶	۰/۸۱	۱/۱۷
۱۲۷۵		طول پرتاب	۱۲/۸۰	۱۱/۲۸	۹/۱۵
		ریزش هوا	۵/۳۴	۳/۹۶	۲/۹۰
		سرعت	۳/۶۳	۴/۱۸	۴/۹۰
		افت فشار	۰/۸۶	۱/۱۴	۱/۵۷

۱۵۳۰	طول پرتاب			۱۴/۳۳ ۱۶/۷۷	۱۳/۱۱ ۱۵/۵۵ ۱۸/۲۹	۱۲/۲۰ ۱۴/۰۲ ۱۷/۰۷	۱۰/۹۸ ۱۳/۲۱ ۱۵/۲۲
	ریزش هوا			۳/۲۰ ۴/۲۷	۳/۵۵ ۴/۲۷ ۵/۲۹	۳/۳۵ ۴/۲۷ ۵/۹۵	۳/۲۰ ۴/۲۷ ۵/۷۹
	سرعت			۱۰/۱۳ ۸/۹۰	۷/۵۵ ۶/۸۵ ۶/۳۳	۶/۳۳ ۵/۹۰ ۵/۱۵	۵/۹۵ ۴/۹۷ ۴/۳۵
	افت فشار			۶/۸۶ ۵/۳۳	۳/۸۱ ۳/۱۰ ۲/۵۹	۲/۷۴ ۲/۲۹ ۱/۷۵	۲/۱۱ ۱/۶۵ ۱/۲۲
۱۸۷۰	طول پرتاب				۱۶/۱۶ ۱۸/۹۰	۱۴/۳۳ ۱۷/۳۸	۱۳/۴۱ ۱۵/۵۸ ۱۸/۲۹
	ریزش هوا				۳/۹۶ ۴/۷۳	۳/۶۶ ۴/۸۸	۳/۵۱ ۵/۰۳ ۶/۱۰
	سرعت				۹/۲۳ ۸/۲۳	۷/۸۵ ۷/۲۳	۷/۳۳ ۶/۱۰ ۵/۰۵
	افت فشار				۵/۷۲ ۴/۷۸	۴/۰۹ ۳/۵۶	۳/۶۱ ۲/۴۹ ۱/۸۳
۲۲۱۰	طول پرتاب					۱۶/۷۷	۱۵/۵۵ ۱۸/۹۰
	ریزش هوا					۴/۲۷	۳/۸۱ ۵/۱۸
	سرعت					۹/۲۵	۸/۷۰ ۷/۲۰
	افت فشار					۵/۷۹	۵/۱۳ ۳/۵۱
۲۵۵۰	طول پرتاب						
	ریزش هوا						
	سرعت						
	افت فشار						
۲۸۹۰	طول پرتاب						
	ریزش هوا						
	سرعت						
	افت فشار						
۳۲۳۰	طول پرتاب						
	ریزش هوا						
	سرعت						
	افت فشار						

(۱۰-۶) جدول ابعاد ـ سطح ـ سرعت هوا ـ مقدار هوای دریچه برگشت و هوای آزاد

ابعاد دریچه برحسب میلیمتر mm	سرعت هوا برحسب متر در ثانیه m/S							
	۱/۵۱۸	۲/۰۲	۲/۵۳	۳/۳۴	۳/۵۴	۴/۰۵	۴/۵۵	۵/۰۶
	مقدار هوا برحسب متر مکعب در ساعت m^3/h							
۲۵۴×۱۵۲	۱۳۹	۱۸۴	۱۹۸	۲۷۸	۳۲۳	۳۶۹	۴۱۶	۴۶۲
۳۰۵×۱۵۲	۱۶۸	۲۲۳	۲۷۹	۳۳۲	۳۹۱	۴۴۷	۵۰۳	۵۵۸
۲۵۴×۲۰۳	۱۹۲	۲۵۱	۳۱۵	۳۷۷	۴۴۰	۵۰۳	۵۶۵	۶۲۸
۳۰۵×۲۰۳	۲۲۹	۳۰۵	۳۸۱	۴۵۷	۵۳۳	۶۱۰	۶۸۵	۷۶۲
۳۵۶×۲۰۳	۲۷۰	۳۵۹	۴۴۸	۵۳۸	۶۲۸	۷۱۸	۸۰۸	۸۹۷
۳۰۵×۳۰۵	۳۵۱	۴۶۷	۵۸۴	۷۰۰	۸۱۸	۹۳۵	۱۰۵۰	۱۱۷۰
۴۰۶×۲۰۳	۴۷۳	۶۳۲	۷۷۱	۹۴۵	۱۱۰۵	۱۲۶۰	۱۴۲۰	۱۵۷۵
۵۵۹×۳۰۵	۶۵۶	۸۷۵	۱۰۹۰	۱۳۱۰	۱۵۲۵	۱۷۵۰	۱۹۶۵	۲۱۸۰
۶۶۰×۳۰۵	۷۷۳	۱۰۳۰	۱۲۸۵	۱۵۴۵	۱۸۰۰	۲۰۵۰	۲۳۱۰	۲۵۷۰
۷۶۲×۳۰۵	۹۰۰	۱۲۰۰	۱۵۰۰	۱۸۰۰	۲۱۰۰	۲۳۹۰	۲۷۰۰	۳۰۰۰
۵۵۹×۴۰۶	۱۰۴۷	۱۳۹۵	۱۷۴۵	۲۰۹۰	۲۴۴۰	۲۷۹۰	۳۱۴۰	۳۴۹۰
۸۱۲×۴۰۶	۱۲۹۰	۱۷۲۰	۲۱۵۰	۲۵۸۰	۳۰۱۰	۳۴۳۰	۳۸۸۰	۴۳۰۰
۹۱۴×۴۰۶	۱۴۵۷	۱۹۵۰	۲۴۳۰	۲۹۲۰	۳۴۰۰	۳۹۰۰	۴۳۷۰	۴۸۵۰
۹۱۴×۴۵۷	۱۶۴۴	۲۱۹۰	۲۸۳۰	۳۲۸۵	۳۸۳۰	۴۳۸۰	۴۹۳۰	۵۴۷۰
۱۰۱۶×۴۵۷	۱۸۳۰	۲۴۴۰	۳۰۵۰	۳۶۶۰	۴۲۷۰	۴۸۷۰	۵۴۸۰	۶۱۰۰
۹۱۴×۶۱۰	۲۲۱۰	۲۹۴۰	۳۶۷۰	۴۴۲۰	۵۱۵۰	۵۸۴۰	۶۶۲۰	۷۳۵۰
۹۱۴×۷۶۲	۲۷۷۰	۳۶۹۰	۴۶۲۰	۵۵۳۰	۶۴۶۰	۷۳۷۰	۸۳۲۰	۹۲۳۰
۱۰۱۶×۷۶۲	۳۰۸۰	۴۱۲۰	۵۱۳۰	۶۱۶۰	۷۲۰۰	۸۲۱۰	۹۲۵۰	۱۰۲۵۰
۱۲۱۹×۷۶۲	۳۷۱۰	۴۹۴۰	۶۱۸۰	۷۴۲۰	۸۶۶۰	۹۸۸۰	۱۱۱۰۰	۱۲۳۵۰
۱۲۱۹×۹۱۴	۴۴۶۰	۵۹۴۰	۷۳۰۰	۸۹۲۰	۱۰۰۴۰	۱۱۹۰۰	۱۳۳۷۰	۱۴۸۵۰

فصل هفتم

تعاریف

تعریف تهویه مطبوع Air Conditioning

هدف از تهویه مطبوع یک مکان، انجام عملیاتی است بر روی هوا تا بتوان مناسب‌ترین شرایط فیزیک هوا از لحاظ درجه حرارت، درجه رطوبت، سرعت، نظافت و غیره را متناسب و مقتضی بدن انسان و یا کار دستگاهها و محصولات کارخانجات و غیر ه فراهم نمود، تا افراد بتوانند در هر حال و به بهترین وجه طبیعی خود عمل اقامت، استراحت، فعالیت موردنظر را انجام دهند.

جهت رسیدن به اهداف فوق می‌باید عوامل مختلف هوا که شامل: **۱- درجه حرارت، ۲- رطوبت، ۳- اکسیژن، ۴- سرعت، ۵- صافی و تمیزی، ۶- فشار و صدا، ۷- بو** و .... را به وسیله دستگاههای مختلف تنظیم و تعدیل نمود. توجه اینکه درجه حرارت و رطوبت هوا اصلی و درجه یک و بقیه عوامل فرعی می‌باشند.

هوا Air

هوا مخلوطی از گازهای مختلف و بخار آب، هوای بدون بخار آب را هوای خشک و با بخار آب را هوای مرطوب گویند.

الف: هوای خشک Dry Air- هوای خشک، مخلوطی است از گازهای مختلف مانند ازت، اکسیژن، آرگون، دی‌اکسیدکربن، هیدروژن و گازهای دیگر (مانند متان، دی‌اکسیدگوگرد، کریپتون و غیره). نسبت این گازها در نقاط مختلف مثلاً در شهرها و ارتفاعات گوناگون متفاوت است. هوای خشک اصطلاحاً قسمت ثابت هوا محسوب می‌شود.

ب: هوای مرطوب Moist Air- هوا علاوه بر گازهای ذکر شده در هوای خشک، دارای مقداری بخار آب (WaterVapor) است که تواماً بنام هوای مرطوب شناسایی شده، مقدار بخار آب موجود در هوا از صفر تا حد اشباع تغییر می‌کند.زیرا هوا مانند سایر گازها از تعداد زیادی مولکول با فواصل زیاد تشکیل شده است و موقعی که در مجاورت آب (یا بصورت طبیعی در مجاورت آب رودخانه‌ها و دریاچه‌ها و یا بصورت مصنوعی در مجاورت دستگاههای رطوبت‌زنی تهویه مطبوع) قرار گیرد ملکولهای آب تبخیر شده، در بین مولکولهای هوا قرار می‌گیرند. این عمل تا زمانی انجام می‌گیرد که دیگر بین مولکولهای هوا جایی برای مولکولهای بخار آب نباشد یعنی هوا از بخار آب اشباع شده باشد، هر اندازه فشار در یک دمای ثابت کمتر و یا دما بالاتر باشد فاصله مولکولهای هوا بیشتر و لذا میزان قابلیت جذب رطوبت آن بیشتر می‌گردد.

جدول (۱-۷) درصد گازهای فوق را در هوای استاندارد (هم‌سطح دریا) نشان می‌دهد.

گازها	درصد حجمی یا مولی	درصد وزنی	نموداری	جرم مولکولی
N_2	۷۸/۰۳	۷۵/۴۷	$\frac{۴}{۵}$	۲۸/۰۱
O_2	۲۰/۹۹	۲۳/۱۹	$\frac{۱}{۵}$	۳۲
Ar_2	۰/۹۴	۱/۲۹	-	۳۹/۹۱
CO_2	۰/۰۳	۰/۰۵	-	۴۴
H_2 و دیگر گازها	۰/۰۱	۰/۰۰	-	۲/۰۲
هوای خشک Dry Air	۱۰۰	۱۰۰	۱	۲۹

قانونها و روابط کاربردی برای هوای خشک و بخار آب و هوای مرطوب

معادله گازهای کامل (فرم اول):

$P.V = n.\overline{R}.T$ فشار= P $\left(Pa = \frac{N}{m^2}\right)$ (پاسکال)

$n = \frac{m}{M}$ و تعداد مول‌ها $\overline{R}.$ = 8314 $\frac{j}{kgmol^{\circ}K}$ ثابت جهانی گازهای کامل

مقدار« $\frac{\overline{R}}{M}$ » را با «R» نشان داده به آن ثابت گازها گویند که چون در مقدار «R» جرم ملکولی گاز مطرح شده لذا برای یک نوع گاز مشخص مقداریست ثابت

$$P.V = m.R.T \qquad (۷-۱)$$

معادله بالا را بصورت ذیل به فرم حجم مخصوص و جرم مخصوص نیز می‌توان نوشت:

$$P \times \frac{V}{m} = R.T \Rightarrow PV = RT \qquad (۷-۲)$$ به فرم حجم مخصوص

$$P = \frac{m}{V} R.T \Rightarrow P = \rho R.T \qquad (۷-۳)$$ به فرم جرم مخصوص

مقدار ثابت گاز برای هوای خشک و بخار آب به قرار زیر است:

$$R_a = \frac{\overline{R}}{M_a} = \frac{۸۳۱۴}{۲۹} = ۲۸۷ \frac{J}{kg \times {}^{o}K} \qquad (۷-۴) \qquad R_v = R_s = \frac{\overline{R}}{M_{H,O}} = \frac{۸۳۱۴}{۱۸} = ۴۶۱ \frac{J}{kg \times {}^{o}K} \qquad (۷-۶)$$

و برای هوای مرطوب معادلات گازهای کامل را به شرطی می‌توانیم بکار ببریم که قانون گیبس - دالتون ها را رعایت نمائیم.

طبق قانون گیبس- دالتون، فشار هوای مرطوب (فشار بارومتریک یا فشار جو یا فشار هوای محیط) برابر است با مجموع فشارهای جزئی هوای خشک و فشار جزئی بخار آب موجود در هوا. $P = P_a + P_v$

شکل شماتیک زیر چگونگی بدست آوردن مشخصات هوای مرطوب را با داشتن مشخصات هوای خشک و بخار آب نشان می‌دهد.

هوای مرطوب =
- جرم $m = m_a + m_v$
- جرم مخصوص $\rho = \rho_a + \rho_v$
- حجم مخصوص $V = \frac{۱}{\rho}$
- فشار $P = P_a + P_v$
- دمای خشک $= DBT$
- دمای مرطوب $= WBT$

هوای خشک:
- جرم $= M_a$
- حجم مخصوص $= V_v$
- جرم مخصوص = ρ_a
- فشار $= P_a$

\+ بخار آب:
- جرم $= M_v$
- حجم مخصوص $= V_v$
- جرم مخصوص = ρ_v
- فشار $= P_v$

مشخصات هوا Psychrometric Properties

مشخصات هوا معنای اصطلاحی، خواص هوای مرطوب می‌باشد. برای پی بردن به وضعیت یک نمونه هوا ، هفت مشخصه مهم مورد لزوم است که سه مشخصه (دمای خشک، دمای مرطوب، دمای نقطه شبنم) قابل اندازه‌گیری و بقیه (رطوبت مخصوص، درجه رطوبت، حجم مخصوص، آنتالپی و غیره...) غیرقابل اندازه‌گیری و محاسبه‌ای می‌باشند.

بنابراین مهم‌ترین مشخصات هوا عبارتند از: ۱- دمای خشک، ۲- دمای مرطوب، ۳- نقطه شبنم، ۴- نسبت رطوبت، ۵- رطوبت نسبی، ۶- حجم مخصوص، ۷- آنتالپی.

درجه حرارت خشک هوا Dry Bulb Temperature (D.B.T)

دمای خشک همان دمای حقیقی هوا می‌باشد یعنی درجه حرارت هوای مخلوط با بخار آب که هیچگونه رطوبت و تشعشع حرارتی اضافه روی آن تأثیر نداشته باشد.

درجه حرارت مرطوب هوا Wet Bulb Temperature (W.B.T)

هرگاه مخزن دماسنج معمولی را با پنبه یا پارچه مرطوبی بپوشانیم و مدتی در جریان هوا نگه داریم و مرتباً بوسیله قطره‌چکان پارچه یا پنبه را مرطوب کنیم، ملاحظه می‌شود جیوه در ترمومتر پایین آمده و در یک ارتفاع و درجه معینی متوقف می‌گردد و از آن پس نیز بر روی همان درجه باقی خواهد ماند . دمای خوانده شده، درجه حرارت مرطوب هوا است که با مقایسه با دمای خشک همیشه از آن کوچکتر است. توجه آنکه تغییر حرارت روی دستگاه در این جا بصورت آدیاباتیک است یعنی هیچگونه گرمایی از منابع خارجی کسب یا به آنها داده نمی‌شود و اتلاف تشعشعی نیز ناچیز و قابل صرف‌نظر می‌باشد. اندازه‌گیری دمای مرطوب عملاً با چرخاندن دماسنج مرطوب در سرعت معینی در هوا یا دمیدن مصنوعی هوا بر دماسنج انجام می‌گیرد. بعلت برخورد هوا روی پنبه مرطوب، آب آن تبخیر شده و دائماً درصد رطوبت هوای مجاور مخزن اضافه می‌گردد و این عمل تا جائی ادامه پیدا می‌کند که فیلم هوای اطراف مخزن به حد اشباع برسد . در این وضع دیگر تبخیر صورت نگرفته و دمای مخزن جیوه بیشتر از این حد پائین نمی‌رود. دمای هوای مرطوب را می‌توان بطور تقریب از فرمول زیر با در دست داشتن دمای خشک و رطوبت نسبی (رطوبت نسبی در صفحات بعدی بررسی می‌گردد) محاسبه کرد. (۷-۷)

$$WBT = DBT - (1 - RH)(4/5 + 0/35\,DBT)$$

DBT = دمای خشک هوا (^oC) - RH = رطوبت نسبی (درصدی) - WBT = دمای مرطوب (^oC)

اختلاف بین دمای خشک و دمای مرطوب هوا را تنزیل دمای مرطوب هوا «Wet Bulb Deression (WBD)» می‌نامند بنابراین:

$$WBD = DBT - WBT \quad (۷-۸)$$

تنزیل دمای مرطوب بستگی به خشکی و مرطوب بودن هوا دارد. یعنی هرچه هوا خشک‌تر باشد میزان آن بیشتر و هرچه مرطوب‌تر باشد مقدار آن کمتر است، تنزیل دمای مرطوب، مقیاسی برای اندازه‌گیری رطوبت نسبی هوا می‌باشد.

دمای نقطه شبنم هوا Dew Point Temperature (DPT)

اگر هوای مرطوب غیراشباعی را بدون افزایش و یا کاهش رطوبت آن در فشار ثابت سرد کنیم (دما را کاهش دهیم) در یک دمای معین، رطوبت موجود در هوا شروع به تشکیل قطرات ریز آب (عرق) می‌نماید. این دما را دمای نقطه شبنم می‌گویند، در این حالت رطوبتی از خارج به هوا زده نشده و گرفته نخواهد شد و فقط مسئله سرد کردن مطرح است. دمای شبنم هوا در تهویه مطبوع در سطوح سرد و کویل‌های سرمائی که دمای هوا کاهش پیدا می‌نماید حائز اهمیت است . زیرا در صورت بوجود آمدن شبنم بطور مثال ممکن است در سطح کویل‌های سرمایی (مانند کولرهای گازی) در اثر سرد شدن هوا، شبنم بوجود آید که خود مانند عایقی عمل نموده و راندمان دستگاه را کاهش می‌دهد. نقطه شبنم هوا را عملاً بوسیله سرد کردن ترمومتر به وسایل مختلف انجام می‌دهند تا جائیکه اولین ذره رطوبت روی آن ظاهر گردد آن دما ، دمای نقطه شبنم است. باید توجه داشت وقتی هوا بحالت کاملاً اشباع درآید خشک و دمای مرطوب دمای نقطه شبنم یکی است و در این حالت « $P_V = P_S$ » یعنی فشار جزئی بخار آب برابر فشار بخار اشباع خواهد شد.

رطوبت Humidity

میزان رطوبت در هوای یک مکان در راحتی ساکنین آن بسیار مؤثر است. به همین دلیل در تهویه مطبوع مسئله میزان رطوبت و لذا اعمال رطوبت‌زنی و در نتیجه ساخت دستگاههای رطوبت زن و رطوبت‌گیر و غیره مطرح می‌گردد. در ارتباط با مطلب بالا مسائل: ۱- رطوبت مطلق؛ ۲- نسبت رطوبت؛ ۳- نسبت اشباع؛ ۴- رطوبت نسبی مطرح و بررسی می‌شوند.
باید توجه داشت اگر مقداری هوای اشباع نشده در دمای معین داشته باشیم که فشار بخار آب آن « P_v » باشد با اضافه کردن بخار آب در آن دما به این هوا دائماً فشار بخار آب اضافه می‌گردد. از طرفی ماکزیمم مقدار بخار آبی که هوا می‌تواند بپذیرد محدود به مقدار بخار آب در حالت اشباع است « m_s ». بنابراین در حالت اشباع، بخار آب، ماکزیمم فشار خود را دارد که همان فشار اشباع بخار است « P_s ». در این حالت دمای هوا با دمای نقطه شبنم هر دو یکی می‌باشند. حال اگر دما را تغییر و بطور مثال زیاد نمائیم ماکزیمم مقدار پذیرش بخار آب نیز زیاد شده و دیرتر به حد اشباع می‌رسد. به همین دلیل پارامتری به نام درجه اشباع تعریف می‌شود که بعداً مطالعه خواهد شد.

رطوبت مطلق Absolute Humidity

بخار آب موجود در هوا رطوبت نامیده می‌شود و رطوبت مطلق عبارتست از خارج قسمت جرم بخار آب موجود در هوا در واحد حجم هوای مرطوب در همان وضعیت که در حقیقت همان جرم مخصوص بخار آب موجود در هوا است.

رطوبت مخصوص (نسبت رطوبت یا نسبت مخلوط) (W) Specific Humidity or Humidity Ratio

رطوبت مخصوص یا نسبت رطوبت عبارتست از خارج قسمت جرم بخار آب موجود در حجم معینی از هوا به جرم هوای خشک در همان حجم هوا. (۷-۹)

$$W = \frac{m_v}{m_a} \qquad \left[\frac{gr}{kgda}\right] \text{ یا } \left[\frac{kg}{kgda}\right]$$

محاسبه فرمولهای دیگری برای نسبت رطوبت:

$$W = 0.622\frac{P_v}{P_a} \quad W = 0.622\frac{P_v}{P - P_v} \quad \Rightarrow \quad (۷-۱۰)$$

$$W = \frac{mv}{ma} = \frac{\frac{P_v}{R_v T}}{\frac{P_a}{R_a T}} = \frac{R_a}{R_v} \times \frac{P_v}{P_a} = \frac{\frac{\overline{R}}{ma}}{\frac{\overline{R}}{mH_2O}} \times \frac{P_V}{P_a} = \frac{\frac{8314}{29}}{\frac{8314}{18}} \times \frac{P_v}{P_a}$$

P_v = فشار جزئی بخار آب در هوا - $\left[\frac{N}{m^2}\right]$ یا $mmHg$ - P = فشار بارومتریک یا فشار هوای مخلوط یا فشار هوای مرطوب یا فشار محلی یا فشار جو - $P_b = 1at = 14.7PSI = 760mmHg = 101325\frac{N}{m^2}$ در کنار دریا -

W = نسبت رطوبت برحسب $\frac{kg}{kgda}$ - P_a = فشار جزئی هوای خشک برحسب $mmHg$ یا $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

درجه اشباع (نسبت اشباع) Degree or Ratio of Saturation

عبارتست از نسبت رطوبت مخصوص هوائی به رطوبت مخصوص همان هوا در صورتیکه در دمای ثابت به حد اشباع برسد (رطوبت‌زنی در دمای ثابت) (۷-۱۱)

$$\mu = \frac{W}{W_s} \times 100$$

توجه: تاکنون گفته شد هوا به دو صورت به وضع اشباع می‌رسد یکی با کاهش دما بدون تغییر میزان رطوبت که به نقطه شبنم می‌رسیم و در این حالت رطوبت موجود در هوا بصورت عرق (شبنم) درمی‌آید. حالت دیگر با افزودن رطوبت در دمای ثابت که

به حد اشباع می‌رسیم. در این حالت قطرات درشت‌تر تشکیل شده و به هم چسبیده و ریزش بوجود می‌آید. البته بغیر از این دو حالت، حالتهای بسیار زیاد دیگری وجود دارد که باز هم هوا ممکن است به حالت اشباع برسد.

رطوبت نسبی (درجه رطوبت) Relative Humidity (R.H)

عبارتست از نسبت جرم بخار آب موجود در هوائی به جرم بخار آب اشباع در همان هوا (در دمای معین و ثابت)

$$RH = \frac{m_V}{m_S} \times 100 \qquad (۷-۱۱)$$

محاسبه فرمولهای دیگر برای رطوبت نسبی

$$RH = \frac{m_V}{m_S} \times 100 = \frac{\frac{P_v.V}{RT}}{\frac{P_s.V}{RT}} \times 100 = \frac{P_V}{P_S} \times 100 \qquad RH = \frac{P_v}{P_s} \times 100 \qquad (۷-۱۲)$$

باید توجه داشت که رطوبت نسبی به تنهایی نمی‌تواند مقدار آب موجود در هوا را بیان کند و فقط بیانگر درصد آبی است که هوا پذیرفته است. بطور مثال وقتی گفته می‌شود رطوبت نسبی هوائی «٪۶۰» است یعنی از «۱۰۰» قسمت آبی که هوا در یک دمای معین می‌تواند بپذیرد «۶۰» قسمت آن را می‌تواند بگیرد و ضمناً این عدد نشان می‌دهد که هوا هنوز به حالت اشباع نرسیده است. بنابراین هرقدر رطوبت نسبی به «۱۰۰» نزدیکتر شود نشان دهنده آن است که هوا به حداکثر پذیرش بخار آب نزدیکتر شده است.

آنتالپی هوا (h)- آنتالپی هوا مقدار حرارتی است که به واحد جرم هوای خشک (یک کیلوگرم) هوای خشک حاوی m کیلوگرم بخار داده شود تا درجه حرارت آن از صفر درجه سانتیگراد به درجه حرارت موردنظر برسد. واحد آنتالپی ، کیلوژول به کیلوگرم هوای خشک است. $h\left[\frac{-kj}{kgda}\right]$

آنتالپی هوای مرطوب (آنتالپی هوا) با جمع کردن یک کیلوگرم هوای خشک و آنتالپی بخار آب همراه با آن به دست می‌آید:

$$\boldsymbol{h = h_a + w h_v}$$

از طرفی آنتالپی هوای خشک برابر است با: $h_a = C_{pa} \times t = 1.005t$ (۷-۱۳)

و آنتالپی بخار آب (۷-۱۴) $h_v = h_g + C_{pv} \times t = 2500 + 1.88t\left[\frac{kj}{kgda}\right]$

بنابراین آنتالپی هوا برابر است با: (۷-۱۵) $h = 1.005t + w(2500 + 1.88t) \quad \left[\frac{kj}{kgda}\right]$

$\boldsymbol{C_{pa}}$ = گرمای ویژه هوا در فشار ثابت که برابر است با $1.005\frac{kj}{kg\times^o k}$

$\boldsymbol{C_{pv}}$ = گرمای ویژه بخار آب در فشار ثابت که برابر است با $1.88\frac{kj}{kg\times^o k}$

$\boldsymbol{hg}$ = حرارت نهان تبخیر آب که برابر است با $2500\frac{kj}{kg}$

محاسبه فشار جزئی بخار آب (P_v)- در صورتیکه نقطه شبنم در دسترس نباشد فشار جزئی بخار آب را از معادلات متفاوتی می‌توان محاسبه نمود که مهمترین معادلات به ترتیب اهمیت عبارتند از:*

۱ - معادله اپجوان؛ (Apjohn Equation) (۷-۱۶)

$$P_v = P'_s - \frac{1.8P_b(DBT - WBT)}{2700}$$

۲- معادل کاربردی تری (TRAY) (۷-۱۷)

$$P_v = P'_s - A \times P_b(DBT - WBT)$$

P_b= فشار جو $(P_a$ یا $mmHg)$

P'_S = فشار بخار آب اشباع در دمای مرطوب هوا $(P_a$ یا $mmHg)$

DBT = دمای خشک هوا (^oC)

WBT = دمای مرطوب هوا (^oC)

A= ضریب ثابت است که از جدول زیر برداشت می‌گردد.

مقدار A		
$WBT \leq ۰^oC$	$WBT \geq ۰^oC$	دمای مرطوب
$۵/۹۴ \times ۱۰^{-۴}$	$۶/۶۶ \times ۱۰^{-۴}$	Sling سایکرومتر گردان
$۷/۲۰ \times ۱۰^{-۴}$	$۷/۹۹ \times ۱۰^{-۴}$	Screen سایکرومتر بادی

* راه دیگري که استفاده مي‌شود معادله کریر (Carrier Equation) نام دارد و به صورت زیر است:

$$P_v = P'_s - \frac{(P_b - P'_s(DBT - WBT)) \times 1.8}{2800 - 1.3(118DBT) + 32}$$

جدول خواب آب و بخار آب اشباع

دما t °c	فشار P bar	حجم مخصوص v m^3/kg		آنتالپی h kJ/kg		آنتروپی s kJ(kg.k)	
		مایع vf	بخار vg	مایع hf	بخار hg	مایع sf	بخار sg
0	0.006108	0.0010002	206.3	0.04	2501.6	0.0002	9.1577
2	0.007055	0.0010001	179.9	8.39	2505.2	0.0306	9.1047
4	0.008129	0.0010000	157.3	16.80	2508.9	0.0611	9.0526
6	0.009345	0.0010000	137.8	25.21	2512.6	0.0913	9.0015
8	0.010720	0.0010001	121.0	33.60	2516.2	0.1213	8.9513
10	0.012270	0.0010003	106.4	41.99	2519.9	0.1510	8.9020
12	0.014014	0.0010004	93.84	50.38	2523.6	0.1805	8.8536
14	0.015973	0.0010007	82.90	58.75	2527.2	0.2098	8.8060
16	0.018168	0.0010010	73.38	67.13	2530.9	0.2388	8.7593
18	0.02062	0.0010013	65.09	75.50	2534.5	0.2677	8.7135
20	0.02337	0.0010017	57.84	83.86	2538.2	0.2963	8.6684
22	0.02642	0.0010022	51.49	92.23	2541.8	0.3247	8.6241
24	0.02982	0.0010026	45.93	100.59	2545.5	0.3530	8.5806
26	0.03360	0.0010032	41.03	108.95	2549.1	0.3810	8.5379
28	0.03778	0.0010037	36.73	117.31	2552.7	0.4088	8.4959
30	0.04241	0.0010043	32.93	125.66	2556.4	0.4365	8.4546
32	0.04753	0.0010049	29.57	134.02	2560.0	0.4640	8.4140
34	0.05318	0.0010056	26.60	142.38	2563.6	0.4913	8.3740
36	0.05940	0.0010063	23.97	150.74	2567.2	0.5184	8.3348
38	0.06624	0.0010070	21.63	159.09	2570.8	0.5453	8.2962
40	0.07375	0.0010078	19.55	167.45	2574.4	0.5721	8.2583
42	0.08198	0.0010086	17.69	175.81	2577.9	0.5987	8.2209
44	0.09100	0.0010094	16.04	184.17	2581.5	0.6252	8.1842
46	0.10086	0.0010103	14.56	192.53	2585.1	0.6514	8.1481
48	0.11162	0.0010112	13.23	200.89	2588.6	0.6776	8.1125
50	0.12335	0.0010121	12.05	209.26	2592.2	0.7035	8.0776
52	0.13613	0.0010131	10.98	217.62	2595.7	0.7293	8.0432
54	0.15002	0.0010140	10.02	225.98	2599.2	0.7550	8.0093
56	0.16511	0.0010150	9.159	234.35	2602.7	0.7804	7.9759
58	0.18147	0.0010161	8.381	242.72	2606.2	0.8058	7.9431
60	0.19920	0.0010171	7.679	251.09	2609.7	0.8310	7.9108
62	0.2184	0.0010182	7.044	259.46	2613.2	0.8560	7.8790
64	0.2391	0.0010193	6.469	267.84	2616.6	0.8809	7.8477
66	0.2615	0.0010205	5.948	276.21	2620.1	0.9057	7.8168
68	0.2856	0.0010217	5.475	284.59	2623.5	0.9303	7.7864
70	0.3116	0.0010228	5.046	292.97	2626.9	0.9548	7.7565
72	0.3396	0.0010241	4.656	301.35	2630.3	0.9792	7.7270
74	0.3696	0.0010253	4.300	309.74	2633.7	1.0034	7.6979
76	0.4019	0.0010266	3.976	318.13	2637.1	1.0275	7.6693
78	0.4365	0.0010279	3.680	326.52	2640.4	1.0514	7.6410
80	0.4736	0.0010292	3.409	334.92	2643.8	1.0753	7.6132
82	0.5133	0.0010305	3.162	343.31	2647.1	1.0990	7.5850
84	0.5557	0.0010319	2.935	351.71	2650.4	1.1225	7.5588
86	0.6011	0.0010333	2.727	360.12	2653.6	1.1460	7.5321
88	0.6495	0.0010347	2.536	368.53	2656.9	1.1693	7.5058
90	0.7011	0.0010361	2.361	376.94	2660.1	1.1925	7.4799
92	0.7561	0.0010376	2.200	385.36	2663.4	1.2156	7.4543
94	0.8146	0.0010391	2.052	393.78	2666.6	1.2386	7.4291
96	0.8769	0.0010406	1.915	402.20	2669.7	1.2615	7.4042
98	0.9430	0.0010421	1.789	410.63	2672.9	1.2842	7.3796
100	1.0133	0.0010437	1.673	419.06	2676.0	1.3069	7.3554
102	1.0878	0.0010453	1.566	427.50	2679.1	1.3294	7.3315
104	1.1668	0.0010469	1.466	435.95	2682.2	1.3518	7.3078
106	1.2504	0.0010485	1.374	444.40	2685.3	1.3742	7.2845
108	1.3390	0.0010502	1.289	452.85	2688.3	1.3964	7.2615
110	1.4327	0.0010519	1.210	461.32	2691.3	1.4185	7.2388
112	1.5316	0.0010536	1.137	469.78	2694.3	1.4405	7.2164
114	1.6362	0.0010553	1.069	478.26	2697.2	1.4624	7.1942
116	1.7465	0.0010571	1.005	486.74	2700.2	1.4842	7.1723
118	1.8628	0.0010588	0.9463	495.23	2703.1	1.5060	7.1507
120	1.9854	0.0010606	0.8915	503.72	2706.0	1.5276	7.1293

این جدول با در دست داشتن دما، فشاز اشباع و حجم مخصوص (مایع یا بخار) و آنتالپی (مایع- بخار) را می‌دهد.

جدول (۱۸-۷)

کاربرد این جدول:

۱- با داشتن دمای خشک، فشار بخار اشباع را می‌دهد. $DBT \Rightarrow P_s$

۲- با داشتن دمای نقطه شبنم فشار جزئی بخار آب را می‌دهد. $DPT \Rightarrow P_v$

رابطه بین فشار بخار و بخار اشباع را قبلاً داشتیم $P_v = RH \times P_s$

۳- با داشتن دمای مرطوب، فشار بخار آب اشباع در دمای مرطوب را می‌دهد. $WBT \Rightarrow P_s'$

۴- با داشتن دما یا فشار اشباع، حجم مخصوص (مایع و بخار) و آنتالپی (مایع و بخار) را می‌دهد.

مثال: جرم مخصوص و حجم مخصوص هوای اشباع شده را در «$۲۰^{o}C$» بدست آورید:

$T = 20^{o}C \Rightarrow$ جدول شماره (۱۸-۷) $P_s = 2337\left(P_a = \frac{N}{m^2}\right)$

$$\rho_s = \frac{P_s}{R_s T} = \frac{2337}{461(273+20)} = 0.0173\frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_a = \frac{P_a}{R_a T} = \frac{98990}{287.1(293)} = 1.1768\frac{kg}{m^3}$$

$$P_a = P - P_s = 101325 - 2337 = 98990\frac{N}{m^2}$$

$$\rho = \rho_a + \rho_s = 1.1768 + 0.0173 = 1.1941\frac{kg}{m^3}$$ جرم مخصوص هوای اشباع

$$V = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{1.1941} = 0.837\frac{m^3}{kg}$$ حجم مخصوص هوای اشباع

مثال: هوائی دارای دمای «$26^{o}C$» است. فشار جزئی بخار آب موجود در این هوا «۱۲۲۷» پاسکال است نقطه شبنم آن را پیدا کنید.

$P_v = 1227\frac{N}{m^3}$ جدول شماره (۱۸-۷) $\Rightarrow DPT = 10^{o}C$

مثال: دمای نقطه شبنم هوایی «$22^{o}C$» است. رطوبت مطلق هوا و حجم مخصوص بخار اشباع را بیابید.

$DPT = 22^{o}C$ جدول شماره (۱۸-۷) $\Rightarrow P_v = P_s = 2642[pa]$

حجم مخصوص $$V_v = \frac{1}{\rho_v} = \frac{1}{0.019} = 51\frac{m^3}{kg}$$

رطوبت مطلق $$\rho_v = \frac{P_v}{R_v T} = \frac{2642}{461(273+32)} = 0.019\frac{kg}{m^3}$$

یا: توجه آنکه حجم مخصوص بخار اشباع را از جدول شماره (۱۸-۵) در مقابل دمای نقطه شبنم می‌توان خواند.

$$V_v = 51.49\frac{m^3}{kg}$$

مثال: نسبت رطوبت یک نمونه هوائی که در فشار استاندارد دارای دمای «$26^{o}C$» و نقطه شبنم «$10^{o}C$» است را پیدا کنید.

$DPT = 10^{o}C$ جدول شماره (۲۸-۱) $\Rightarrow P_v = 0.012270baR = 1227P_a$

$$W = 0.622 \quad \frac{P_v}{P - P_v} = 0.622 \quad \frac{1227}{101325 - 1227} = 0.00762\frac{kg}{kgda}$$

مثال: مخلوطی از هوای خشک و بخار آب در دمای «21^oC» و تحت فشار «۷۳۶ mmHg» وجود دارد. نقطه شبنم آن «15^oC» است پیدا کنید: الف- فشار جزئی بخار آب ب- رطوبت نسبی هوا ج- نسبت رطوبت د- آنتالپی هوای خشک و آنتالپی بخار آب و آنتالپی هوای مرطوب هـ – حجم مخصوص هوا

الف) $t = 21^oC$ و $P = 736mmHg \quad DPT = 15^oC$

$DPT = 15^oC \Rightarrow P_v = 0.0170bar = 170.7P_a$

ب) $t = 21^oC \Rightarrow P_s = 0.02489bar = 2489P_a \qquad RH = \frac{P_v}{P_s} \times 100 = \frac{1707}{2489} \times 100 = \%68.58$

ج) $w = 0.622\frac{P_v}{P_b - P_v} \qquad w = 0.622\frac{1707}{101325 - 1707} = 0.011\frac{kg}{kgda}$

$h_v = w(hg + C_{pv}.T) = 0.011(2500 + 1.88 \times 21) =$

د) $h_a = C_{pa}.T = 1.005T = 1.005 \times 21 = 21.11\frac{kj}{kgda}$

$0.011 \times 2539.48 = 27.93\frac{kj}{kgda} \qquad h = h_a + h_v = 21.10 + 27.93 = 49.03\frac{kj}{kgda}$

هـ) $V_a = \frac{R_aT}{(P_b - P_r)} = \frac{287.3(273+2)}{101325 - 1707} = 0.85\frac{m^3}{kgda}$

مثال: دمای خشک و مرطوب هوای اطاقی که بوسیله سایکرومتر چرخان خوانده شده عبارتند از « $\mathbf{26^oC}$» و «۲۶» فشار بارومتریک «۹۵ K_{pa}»، محاسبه کنید فشار جزئی بخار آب را.

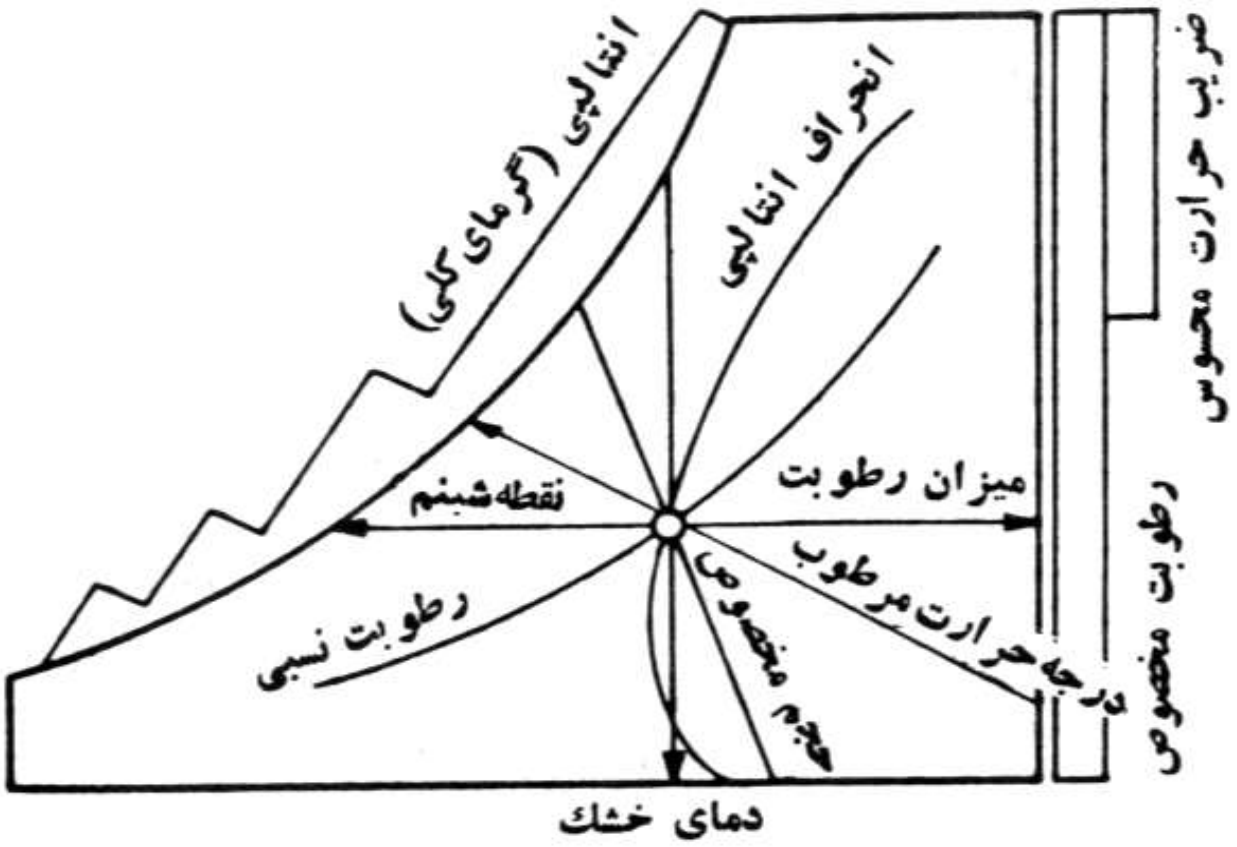
$WBT = 15^oC \Rightarrow P'_s = 1.704Kpa$ و $A = 6.66 \times 10^{-4}$

$P_v = P'_s - A \times P_b(DBT - WBT) \qquad p_v = 1.704 - 6.66 \times 10^{-4} \times 95(20 - 15) \Rightarrow P_v = 1.388kpa$

نمودار مشخصات هوا (یا منحنی هوای مرطوب)

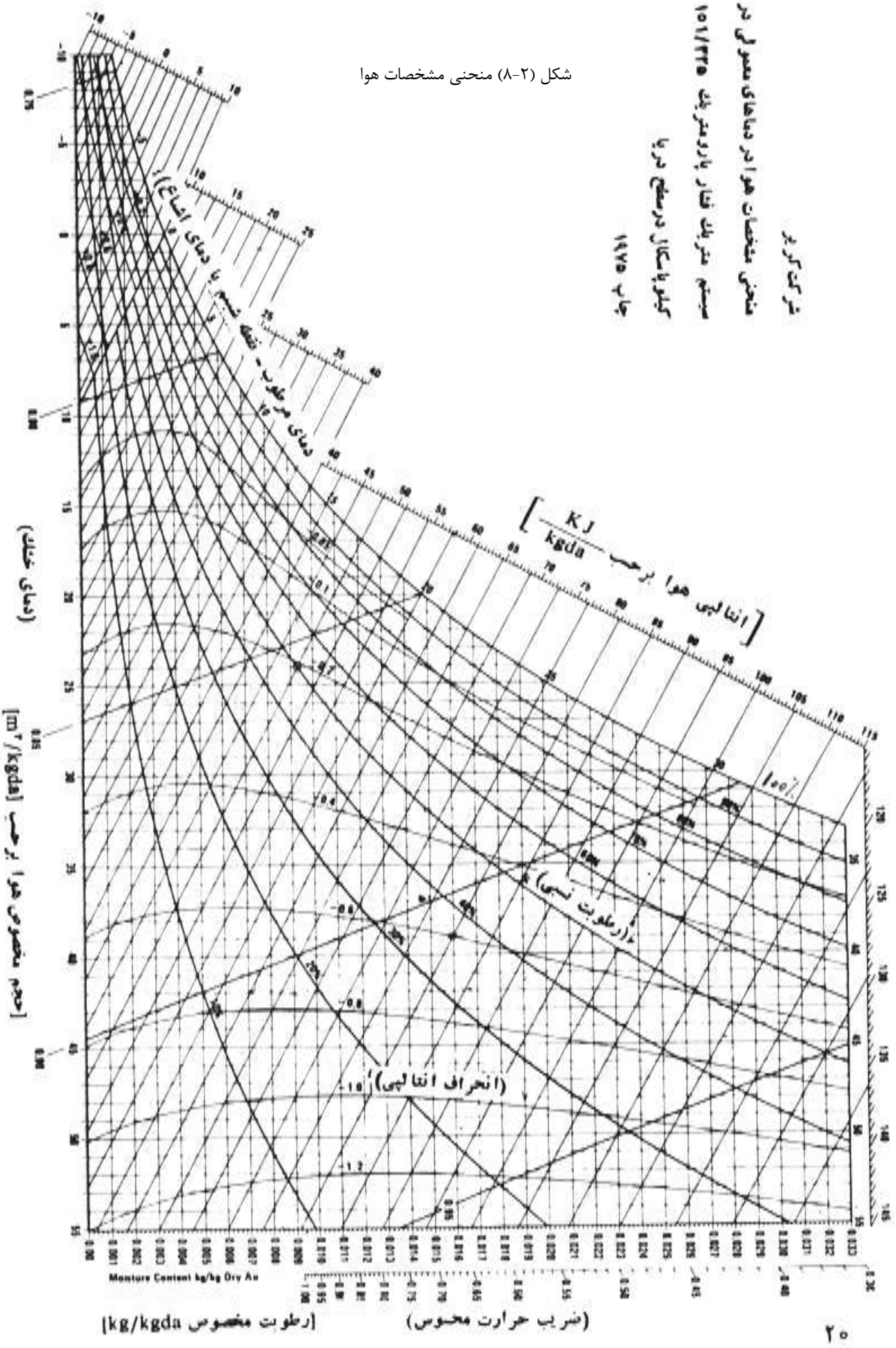
منحنی مشخصات هوا دیاگرامی است که شامل تمام پارامترهای قابلاندازه‌گیری هوا (دمای خشک- دمای مرطوب- نقطه شبنم) و پارامترهای قابل محاسبه هوا (نسبت رطوبت- رطوبت نسبی- حجم مخصوص- آنتالپی) می‌باشد. در زمان حاضر منحنی‌های متفاوتی برای مشخصات هوا بکار برده می‌شود اما مهمترین و معمولی‌ترین آنها دیاگرامی است که روی محور افقی آن درجه حرارت خشک ه وا (DBT) و روی محور قائم آن رطوبت مخصوص (W) درج گردیده و مابین این دو محور خطوط رطوبت نسبی- حجم مخصوص- دمای مرطوب و ... ترسیم شده است. شکل (۱-۸) شماتیک ساده‌ای از این منحنی با خطوط متفاوتی که نشانگر پارامترهای ذکر شده در بالا می‌باشند ترسیم گردیده و هر نقطه‌ای در روی این منحنی معرف مشخصات مخلوط هوا و بخارآب می‌باشد.

منحنی مشخصات هوا برای ارتفاعات (فشارهای مختلف) معمولی و متداول بطور جداگانه‌ای رسم شده است که مهمترین آنها در شرایط استاندارد ، $(1at = 1.01325bar = 101.325Kpa = 760mmHg)$ می‌باشد، یعنی برای هوای هم‌سطح دریا. شکل (۲-۸) منحنی مشخصات هوا را در شرایط استاندارد نشان می‌دهد. بنابراین در صورتیکه شرایط معلوم غیراستاندارد باشد باید منحنی مشخصات هوا در شرایط مربوط به فشار و ارتفاع معلوم در دسترس باشد و اگر چنانچه فقط منحنی در شرایط استاندارد موجود باشد ، پس از استفاده از آن می‌با ید بعضی از مشخصات بدست آمده تصحیح گردند.

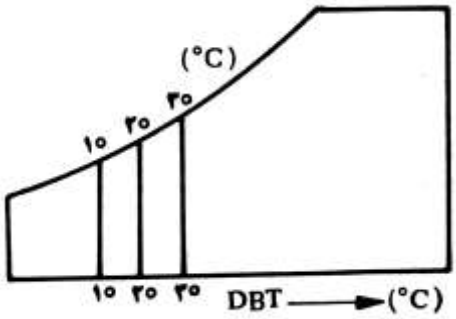


شکل (۱-۸) شماتیک ساده منحنی مشخصات هوا

شکل (۲-۸) منحنی مشخصات هوا



متأسفانه تاکنون منحنی مشخصات هوا در ارتفاعات مختلف در سیستم متریک چاپ نشده که در این کتاب آورده شود و چون تصحیح مشخصات بوسیله فرمول و جداول از حوصله این کتاب خارج تشخیص داده شده است . لذا مشخصات هوای خارج که مورد لزوم است را می‌توان از جدول انتخاب طرح خارج در صفحات بعد برداشت نمود. با استفاده از منحنی مشخصات هوا و با داشتن دو معلوم از مشخصات هوا (WBT , DBT , DPT , W , RH , v , h) و تعیین وضع و محل هوائی که دو مشخصه آن معلوم است بر روی منحنی می‌توان سایر مشخصات هوا را در شرایط استاندارد پیدا نمود.



شکل (۳-۸)

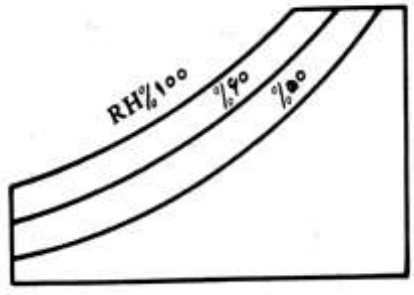
محور دمای خشک و خطوط دمای خشک ثابت (DBT)- محور دمای خشک خطی است افقی که محور اصلی و افقی دیاگرام را تشکیل داده و روی آن اعداد دمای خشک برحسب (^oC) درج گردیده که از چپ به راست افزایش می‌یابد و خطوط دمای ثابت، خطوطی هستند قائم و به موازات هم که از یک طرف عمود بر محور دمای خشک هستند و از طرف دیگر خط اشباع را قطع می‌نمایند.

محور رطوبت مخصوص هوا (W)- خطی است قائم که محور اصلی و قائم دیاگرام را تشکیل داده که با اعداد رطوبت مخصوص برحسب $\left(\frac{kg}{kgda}\right)$ مدرج گردیده و از پائین به بالا رطوبت مخصوص افزایش می‌یابد.

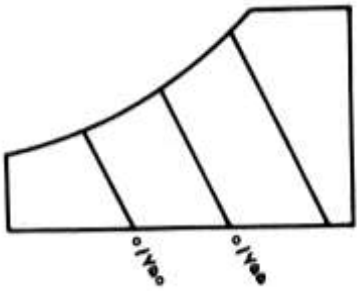
خط اشباع یا منحنی اشباع (RH=٪۱۰۰)- خط اشباع حالات مختلف هوای اشباع شده را بیان می‌کند اعداد نوشته شده بر روی این منحنی دمای مرطوب هوا (WBT) و یا نقطه شبنم هوا (DPT) است. در همین جا می توان نتیجه گرفت اگر هوائی بوضع اشباع باشد، درجه حرارت‌های خشک و مرطوب و نقطه شبنم آن معادل و مساویند. این خط همچنین خط رطوبت نسبی ٪۱۰۰ = RH است و در تمام نقاط روی این خط $P_v = P_s$ می‌باشد.

شکل (۴-۸)

خطوط رطوبت نسبی (RH)- خطوط رطوبت نسبی بصورت منحنی‌هائی از پایین و سمت چپ بطرف بالا رسم شده و رطوبت نسبی‌های مختلفی را نشان می‌دهد. خط اشباع در حقیقت یکی از این خطوط با رطوبت نسبی ٪۱۰۰ = RH است.

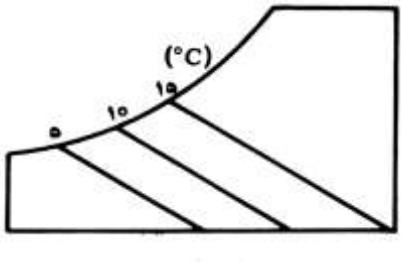


شکل (۵-۸)



خطوط حجم مخصوص (v)- خطوط مستقیم و موازی هستند که از یک طرف به منحنی اشباع محدود می‌باشند و بصورت مایل به سمت پائین و متمایل به راست ترسیم شده‌اند که هر کدام نشان دهنده یک حجم مخصوص برحسب $m^3 / kgda$ می‌باشد.

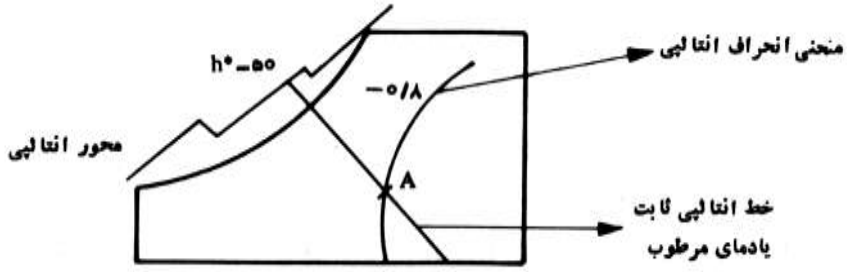
شکل (۸-۶)



خطوط درجه حرارت مرطوب (WBT)- خطوط مستقیمی هستند که تقریباً موازی می‌باشند مانند خطوط حجم مخصوص ثابت اما دارای شیب کمتر که از یک طرف منحنی اشباع را قطع می‌نمایند و در محل تقاطع می‌توان دمای مرطوب را خواند.

شکل (۸-۷)

خطوط آنتالپی ثابت و محور آنتالپی (h)- خطوط آنتالپی ثابت مانند خطوط دمای مرطوب ثابت ، به همان شکل رسم می‌شوند، در حقیقت خطوط آنتالپی ثابت نسبت به خطوط دمای مرطوب ثابت کمی انحراف دارند و معمولاً در منحنی‌های با مقیاس بزرگ این انحراف مشخص است و خطوط آنتالپی و دمای مرطوب در کنار هم و جداگانه رسم شده‌اند. لیکن در بعضی از دیاگرامهای هوا بخصوص آنها که در مقیاس کوچک رسم شده‌اند خطوط آنتالپی ثابت درست بر روی خطوط دمای مرطوب قرار گرفته‌اند لیکن مقادیر عددی انحراف را بوسیله منحنی هایی با علامت (D) یعنی انحراف آنتالپی مشخص نموده‌اند. خطوط آنتالپی ثابت از یک طرف محور مدرج اعداد آنتالپی را قطع می‌نمایند که در محل تقاطع و بر روی محور آنتالپی می‌توان مقادیر آنتالپی را برحسب $\frac{KJ}{kgda}$ خواند.

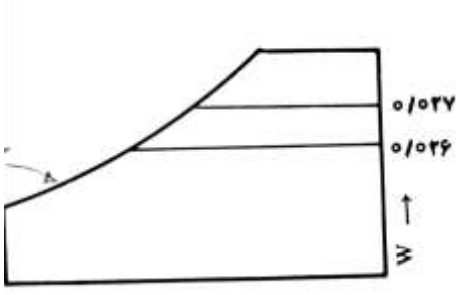


شکل (۸-۸)

لذا مقدار آنتالپی واقعی در شرایط و وضع A بدین قرار است.

$h = h^* + D$ (۸-۹) h^*=آنتالپی آنتالپی واقعی = h مقدار انحراف آنتالپی = D

محور رطوبت مخصوص و خط رطوبت مخصوص ثابت (یا خط نقطه شبنم ثابت هوا (DPT و W)- محور رطوبت مخصوص ، محور راست منحنی مشخصات هوا است و خطوط رطوبت مخصوص ثابت، خطوطی افقی هستند که به موازات هم رسم شده‌اند که از یک



طرف محور نسبت رطوبت و از طرف دیگر خط اشباع را قطع می‌نماید.

شکل (۸-۱۰)

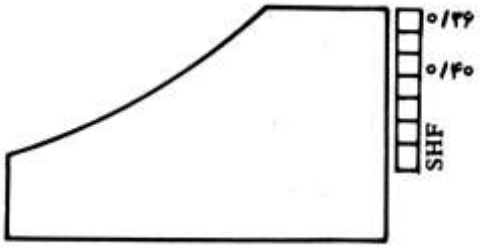
حرارت محسوس یا گرمای ظاهری (S.H)- حرارتی است که باعث تغییر درجه حرارت خشک هوا شود . در صورتیکه رطوبت مخصوص هوا ثابت بماند، این گرما به وسیله انسان قابل حس است. مانند انتقال حرارت از طریق جداره‌ها- انتقال حرارت توسط خورشید- حرارت حاصل از افراد و چراغها و دستگاهها و لوازم حرارت‌زا و انتقال حرارت محسوس هوای نفوذی و تهویه. واحد آن کیلوژول به کیلوگرم هوای خشک است. $$SH = \left[\frac{kj}{kgda}\right]$$

حرارت نهان یا گرمای نهان (L.H)- حرارتی است که باعث تغییر مقدار رطوبت هوا شود، این گرما بوسیله انسان قابل حس نیست مانند حرارت رطوبت ورودی از طریق نفوذ یا تهویه، حرارت حاصل از افراد و دستگاهها و لوازم تولید بخار یا رطوبت‌زا . واحد آن کیلوژول به کیلوگرم هوای خشک است. $$LH = \left[\frac{kj}{kgda}\right]$$

حرارت کلی (T.H)- مجموع حرارت محسوس و حرارت نهان است، در حقیقت گرمای کلی هم باعث تغییر درجه حرارت شده و هم نسبت رطوبت را تغییر می‌دهد مانند حرارت حاصل از افراد و لوازم تولید بخار و واحد آن مانند واحد گرمای محسوس یا نهان است. $$TH = \left[\frac{KJ}{Kgda}\right]$$

ضریب حرارت محسوس (S.H.F)- نسبت حرارت محسوس به حرارت کلی را ضریب حرارت محسوس می‌گویند.

$$SHF = \frac{SH}{SH + LH} = \frac{SH}{TH} \qquad (۸-۱۱)$$



محور ضریب حرارت محسوس (SHF)- این محور در سمت راست محور رطوبت مخصوص قرار دارد و بر روی آن ضرایب حرارت محسوس درج گردیده است.

شکل (۸-۱۲)

تعیین سایر مشخصات هوایی که دو مشخصه آن داده شده

با استفاده از منحنی هوای مرطوب و با داشتن دو مشخصه از مشخصات هوا (**h ,v ,RH ,W ,DPT ,WBT ,DBT**) و پیدا کردن محل وضعیت هوائی مفروض در روی منحنی، سایر مشخصات هوا را براحتی می‌توان برداشت نمود. باید مجدداً یادآوری نمود که منحنی مشخصات هوای آورده شده در این کتاب در شرایط استاندارد است.

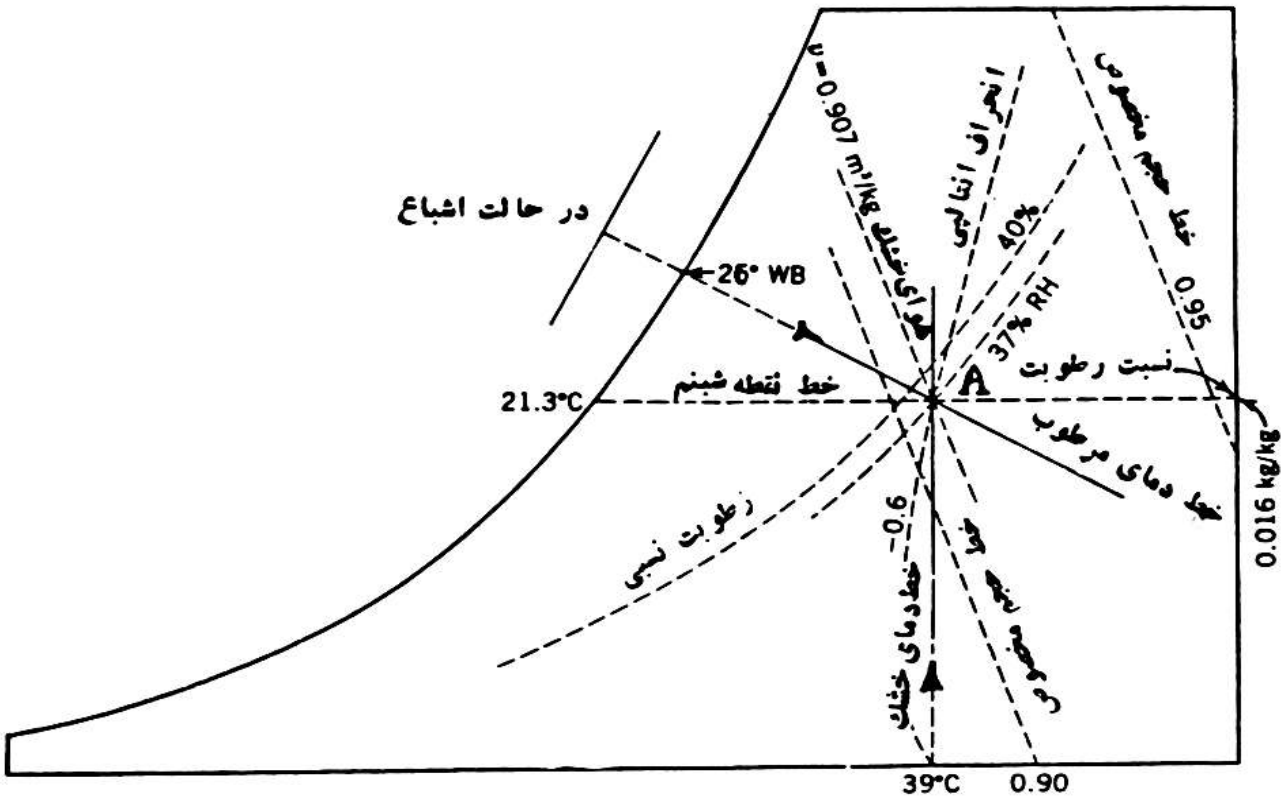
حال بوسیله طرح و حل مسائلی در این زمینه چگونگی استفاده از منحنی فوق را مشخص می‌نمائیم.

توجه: وقتی در مسائل، ذکری از فشار محیط یا ارتفاع محل نمی‌شود فشار ۱atm است.

مسئله- بوسیله سایکرومتر گردانی دمای خشک و مرطوب اطاقی به ترتیب $39^{o}C$ و $26^{o}C$ خوانده شده است. مشخصات خواسته شده در زیر را از روی منحنی مشخصات هوا به ترتیب زیر بیابید.

الف: نسبت رطوبت ب: نقطه شبنم ج: حجم مخصوص د: آنتالپی، انحراف آنتالپی و آنتالپی واقعی هـ: رطوبت نسبی

حل: ابتدا مکان وضعیت این هوا را بر روی منحنی مشخصات هوا پیدا می‌کنیم. برای این کار روی محور دمای خشک عدد $۳۹^{o}C$ را معلوم و از این نقطه خط دمای ثابت را رسم می‌نماییم سپس دمای مرطوب را روی خط اشباع پیدا نموده خط دمای مرطوب ثابت را رسم می‌کنیم تا این دو خط همدیگر را در نقطه A قطع نمایند، در حقیقت موقعیت هوای فوق در وضع A می‌باشد،



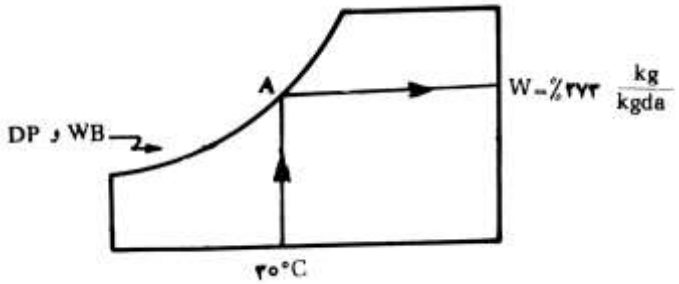
شکل (۱۳-۸).

حل الف- از نقطه A خط نسبت رطوبت ثابت را رسم کرده و به سمت راست حرکت می‌نمائیم تا محور نسبت رطوبت هوا را قطع نماید از روی محور مربوط نسبت رطوبت برداشت می‌گردد. $W = 0.016kg/kgda$

حل ب: از نقطه A بر روی خط نسبت رطوبت ثابت (خط شبنم) و سمت چپ حرکت می‌کنیم تا منحنی اشباع را قطع نماید عدد روی منحنی اشباع را می‌خوانیم. $DP = 21.3^{o}C$

حل ج- نقطه A مابین دو خط حجم مخصوص $0.9m^3/kg$ و $0.95m^3/kg$ است که با تقسیم‌بندی تقریبی مابین این دو خط مقدار حجم مخصوص بدست می‌آید. $V = 0.90m^3/kg$

مثال: هوایی در دمای $30^{o}C$ و در حالت اشباع می‌باشد مطلوبست: الف: نقطه شبنم ب: درجه حرارت مرطوب هوا ج: رطوبت مخصوص د: رطوبت نسبی



الف و ب در حالت اسباع نقطه شبنم و درجه حرارت مرطوب و دمای خشک با هم برابرند:

$$DP = WB = DB = 30^{o}C$$

ج:

$$W = 0.0273\frac{kg}{kgda}$$

د:

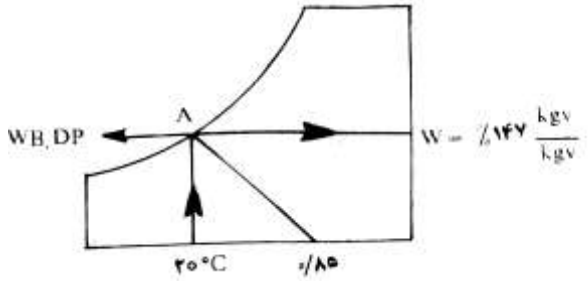
$$RH = \%100$$

مثال:هوایی در دمای $۲۰^{o}C$ و در حالت اشباع است معین کنید.

الف: نقطه شبنم هوا و دمای مرطوب هوا

ب: نسبت رطوبت هوا از منحنی و محاسبه

ج: حجم مخصوص از طریق منحنی و محاسبه



حل الف: دمای نقطه شبنم، دمیا مرطوب و دمای خشک $DP = WB = DB = ۲۰^{o}C$ در حالت اشباع با هم برابرند.

حل ب: از طریق منحنی $W = 0.0147\frac{kg}{kgda}$

از طریق محاسبه $W_s = 0.622\frac{P_s}{P - P_s}$ فشار هوای محیط $P = 1at = 101325\frac{N}{m^2}$

$DBT = 20^{o}C$ جدول $P_v = P_s = 17.54mmHg = 2342\frac{N}{m^2}$

حل ج: از راه منحنی $VA = 0.85\frac{m^3}{kgda}$

از راه محاسبه $P_a = P - P_v = P - P_s = 101325 - 2342 = 98985\frac{N}{m^2}$

$$V_a = \frac{R_a T}{P_a} = \frac{287.3(273+30)}{98985} = 0.85\frac{m^3}{kgda}$$

مثال : در تهران دمای ۴۰ درجه با رطوبت ۱۵٪ داریم . مطلوب است دمای هوای خروجی از کولر آبی ؟

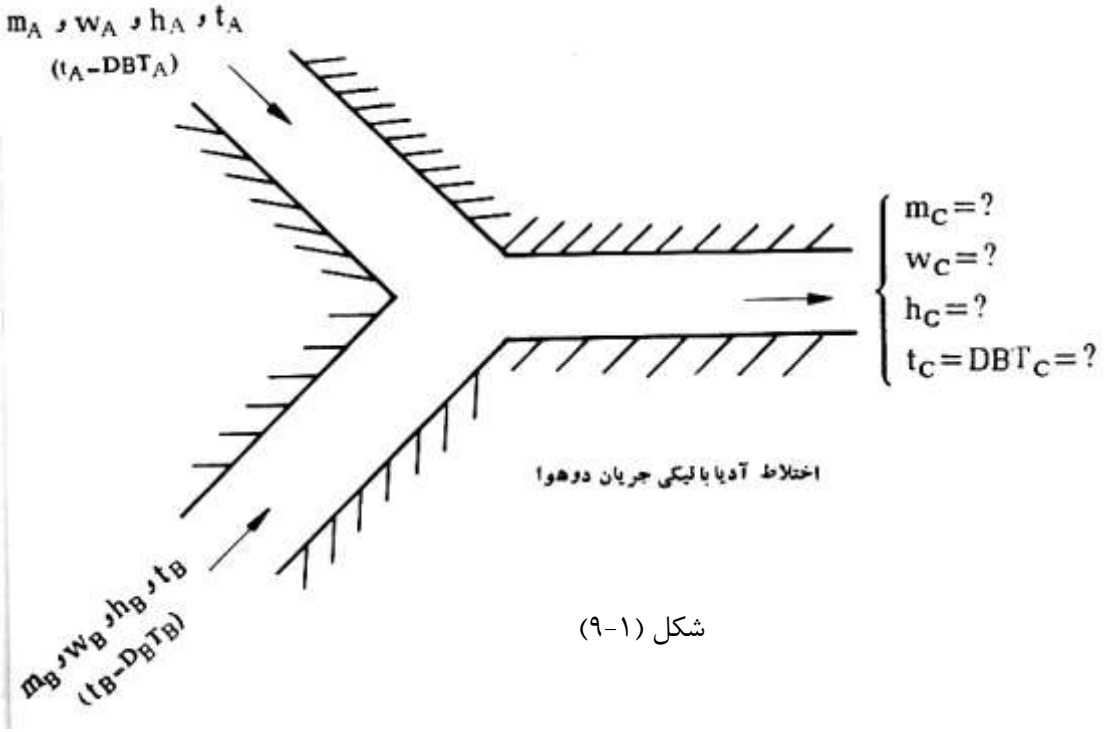
حل :

کولر آبی به طور معمول رطوبت نسبی را به ۵۰ – ۶۰ ٪ میرساند .

لذا روی نمودار مشخصات هوا (۲-۸) از نقطه تلاقی دمای ۴۰ درجه و رطوبت ۱۵٪ به سمت رطوبت نسبی ۵۰٪ حرکت میکنیم به دمای ۲۷ درجه میرسیم.

تعیین مشخصات هوایی که از مخلوط شدن دو هوای معلوم بدست می‌آید:

دو هوای مرطوب که با شرایط A و B بطور آدیاباتیک (گرما بدرون دستگاه وارد و یا از ان خارج نمی‌شود) مخلوط شده و هوای مرطوب خروجی را در وضع C بوجود می‌آورند. هدف تعیین مشخصات هوای مخلوط بدست آمده در وضع C می‌باشد. از کاربردهای این فرآیند در هواسازها و هم‌چنین در فن‌کویل‌ها می‌باشد. شکل (۱-۹)



شکل (۱-۹)

مشخصات هوای مخلوط را می‌توان از دو راه پیدا نمود: الف: راه محاسباتی ب: از طریق ترسیمی

الف: راه محاسباتی: با نوشتن فرمول تعادل رطوبتی داریم: (۹-۲)

$$m_C w_C = m_A w_A + m_B w_B$$

بنابراین نسبت رطوبت هوایی مخلوط برابر است با: (۹-۳)

$$w_C = \frac{m_A w_A + m_B w_B}{m_C}$$

و هم‌چنین با نوشتن تعادل انرژی، آنتالپی هوای مخلوط بدست می‌آید.

تعادل انرژی: (۹-۴)

$$m_C h_C = m_A h_A + m_B h_B$$

$$h_C = \frac{m_A h_A + m_B h_B}{m_C} \quad (۹-۵)$$

با قرار دادن میزان $m_C = m_A + m_B$ در معادلات در صورت ساده کردن می‌توان معادلات زیر را نتیجه گرفت:

$$\frac{m_B}{m_A} = \frac{w_A - w_C}{w_C - w_B} \quad (۹-۶)$$

$$\frac{m_B}{m_A} = \frac{h_A - h_C}{h_C - h_B} \quad (۹-۷)$$

مثال: $36.2kg/Min$ هوای مرطوبی با دمای $DB = 15^oC$ و $WB = 13^oC$ با $13.9kg/Min$ هوای مرطوب دیگری با دمای $DB = 25^oC$ و $WB = 18^oC$ مخلوط می‌شوند. تعیین کنید دمای خشک و مرطوب هوای مخلوط را

روش محاسبه:

$$A\begin{cases} DB=15^oC \\ WB=13^oC \end{cases} \Rightarrow \text{مشخصات فنی هوا} \Rightarrow \begin{cases} W_A=0.0084kg/kgda \\ h_A=36.85KJ/kgda \end{cases}$$

$$B\begin{cases} DB=25^oC \\ WB=18^oC \end{cases} \Rightarrow \text{مشخصات فنی هوا} \Rightarrow \begin{cases} W_B=0.001kg/kgda \\ h_B=51.1KJ/kgda \end{cases}$$

$$m_C=m_A+m_B=36.2+13.9=50.1kg/Min$$

$$w_C=\frac{m_Aw_A+m_Bw_B}{m_C}=\frac{36.2\times0.0084+13.9\times0.001}{50.1}=0.0088kg/kgda$$

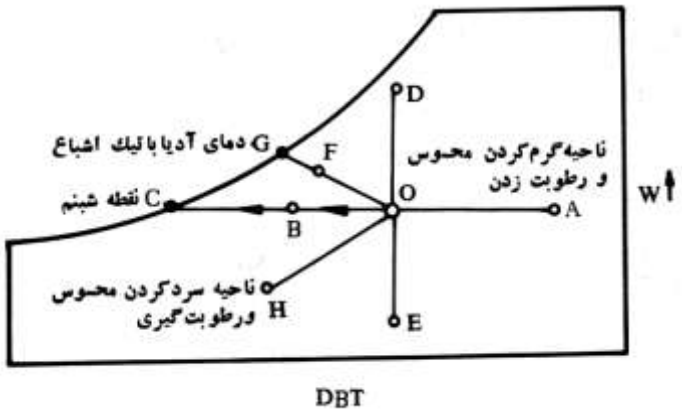
$$h_C=\frac{m_Ah_A+m_Bh_B}{m_C}=\frac{36.2\times36.85+13.9\times51.1}{50.1}=40.8\frac{KJ}{kgda}$$

$$\begin{cases} w_C=0.0088 \\ h_C=40.8 \end{cases} \Rightarrow \text{مشخصات فنی هوا} \Rightarrow \begin{matrix} DB=17.5^oC \\ WB=14.5^oC \end{matrix}$$

تحولهای پایه در تهویه مطبوع

تحولهای اساسی تهویه مطبوع در ارتباط با سیستم فن کویل عبارتند از:

۱- گرم کردن محسوس هوا ۲- سرد کردن محسوس هوا (قبل از نقطه شبنم- تا نقطه شبنم) ۳- تحول ایزوترم (رطوبت‌زنی یا رطوبت‌گیری در دمای ثابت هوا) ۴- تحول آدیاباتیک و آدیاباتیک اشباع (رطوبت‌زدن به روش آدیاباتیکی) ۵- سرد کردن و رطوبت‌گیری از هوا



شکل (۸-۹)

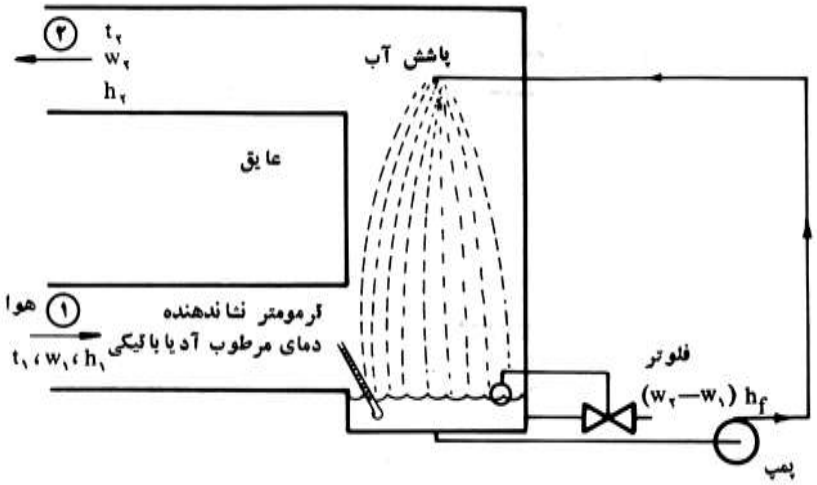
توجه: تحولهای پایه دیگری وجود دارند که مربوط به سیستم فن‌کویل نمی‌باشند.

۱-گرم کردن محسوس هوا: این تحول موقعی انجام می‌گیرد که هوا از روی سطح گرم یا کویل گرمای خشکی عبور کند در این صورت نسبت رطوبت (W) و نقطه شبنم (DPT) ثابت مانده رطوبت نسبی (RH) کاهش و دمای مرطوب (WBT) افزایش می‌یابد. (تحول OA در شکل (۸-۹)

۲-سرد کردن محسوس هوا (قبل از نقطه شبنم و تا نقطه شبنم)- این تحول موقعی انجام می‌گیرد که هوا از روی سطح سرد شده یا کویل سرمایی خشکی عبور داده شود. در این صورت W و DPT ثابت مانده و RH افزایش و WBT کاهش می‌یابد شکل (۸-۹) (تحول OB قبل از نقطه شبنم و تحول OC تا نقطه شبنم می‌باشد).

۳-**تحول ایزوترم (رطوبت‌زنی یا رطوبت‌گیری در دمای ثابت هوا)**- در این تحول فقط به هوا رطوبت اضافه یا از آن گرفته می‌شود. بطوریکه دمای خشک، ثابت می‌ماند. شکل (۸-۹). (تحول OD نمایش رطوبت‌زنی ایزوترم و تحول OE رطوبت‌گیری ایزوترم)

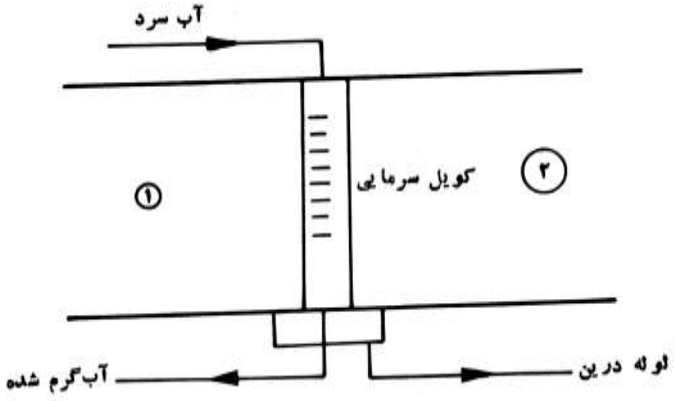
۴-تحول آدیاباتیک و تحول آدیاباتیک اشباع (رطوبت زدن به روش آدیاباتیک)- این تحول موقعی صورت می‌گیرد که هوا از روی دستگاه شستشو دهنده عبور کند و آب مجدداً به نازلها برگشت داده شود بدون اینکه حرارتی از داخل به خارج یا بالعکس انتقال یابد، نمونه این تحول، در کولر آبی است. بطوریکه اگر راندمان کولر آبی صد درصد باشد در آن تحول آدیاباتیک اشباع انجام می‌گیرد.



شکل (۹-۹) دستگاه رطوبت‌زن آدیاباتیک

مطابق شکل (۹-۹) هوای غیراشباع در وضع ۱ وارد دستگاه رطوبت‌زن آدیاباتیک شده و با آب پاشیده شده توسط دوش آب ، تماس حاصل می‌نمایند. در ضمن تماس، هوا گرمای خود را به اب داده (گرمای محسوس) و معادل آن گرمای آب تبخ یر شده به هوا اضافه می‌گردد (گرمای نهان). بنابراین هوا سرد شده و به آن مقداری رطوبت اضافه شده و در وضع ۲ خارج می‌گردد . ترمومتر درون مخزن آب مانند دماسنج مرطوب عمل نموده و دمای آب پاشیده شده را نشان می‌دهد که همان دمای مرطوب هوای ورودی است و چون دیواره‌های دستگاه عایق، بطوریکه گرما بداخل وارد نشده و از آن خارج نمی‌گردد ، لذا دماسنج همیشه دمای مرطوب را نشان می‌دهد که در طول آزمایش مقداریست ثابت. این دمای مرطوب را دمای مرطوب ترمودینامیکی گویند و لذا مسیر این تحول بر روی خط دمای مرطوب ثابت است و اگر از نظر زمانی ، هوا بقدر کافی با آب تماس داشته باشد هوای خروجی بحالت اشباع درخواهد آمد در این صورت باین تحول، تحول آدیاباتیک اشباع گویند در صورتیکه هوای خروجی هنوز به حالت اشباع نرسیده باشد تحول آدیاباتیک است. در شکل (۸-۹) (OF نمایش تحول آدیاباتیک و OG نمایش تحول آدیاباتیک اشباع است)

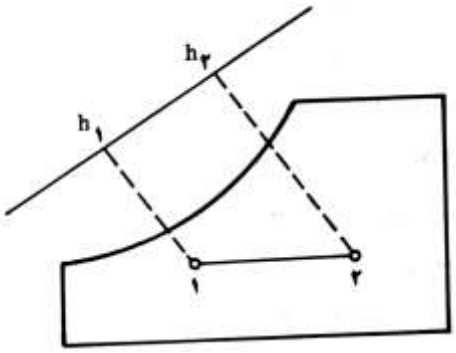
۵-سرد کردن و رطوبت‌گیری از هوا- این تحول موقعی انجام می‌گیرد که هوا از روی کویل سرمایی که دمایش پایین‌تر از دمای نقطه شبنم هوای ورودی باشد، عبور کند. در این صورت هوا هم سرد شده و هم در اثر تماس هوا با کویل سرمایی قسمتی از بخار آب موجود در آن به حالت تقطیر درمی‌آید؛ و لذا رطوبت‌گیری می‌شود. بنابراین رطوبت‌گیری در این تحول روش شیمیائی نیست و صنعتی است. این عمل جهت تهویه مطبوع تابستانی انجام می‌گیرد (تحول OH در شکل ۸-۹)



شکل (۱۰-۹)

محاسبه حرارت محسوس و نهان و کلی با استفاده از منحنی مشخصات هوا

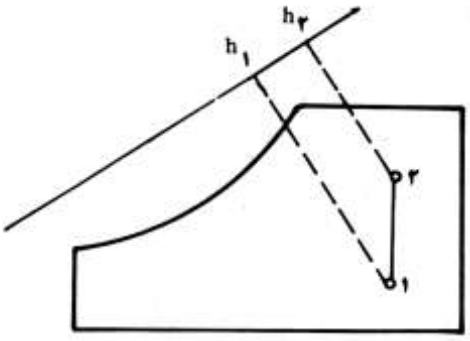
در منحنی مشخصات هوا اگر هوایی فقط تحت تأثیر گرمای محسوس قرار گیرد، شرایط آن روی خط نسبت رطوبت ثابت تغییر می‌کند.



شکل (۱۱-۹)

$$SH = h_2 - h_1 \left[\frac{KJ}{kgda} \right] \qquad (۹-۱۲)$$

و اگر هوائی فقط تحت تأثیر گرمای نهان قرار گیرد، شرایط آن روی خط ایزوترم تغییر می‌کند.

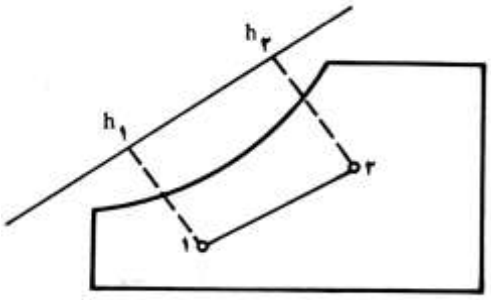


شکل (۱۳-۹)

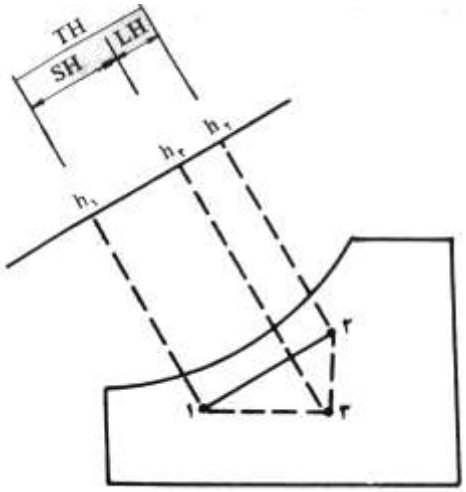
$$LH = h_2 - h_1 \left[\frac{KJ}{kgda} \right] \qquad (۹-۱۴)$$

و اگر هوائی تحت تأثیر گرمای کلی قرار گیرد، و از وضع ۱ به وضع ۲ درآید گرمای کلی آن برابر است با:

$$TH = h_2 - h_1\left[\frac{KJ}{kgda}\right] \qquad (۹-۱۶)$$



شکل(۱۵-۹)



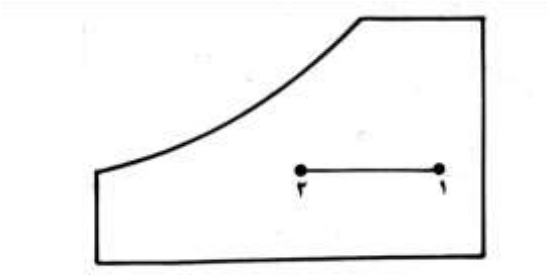
حال با توجه به اشکال قبل برای محاسبه میزان حرارت محسوس و نهان از نقاط ۱ و ۲ به ترتیب خطوط افقی و قائم رشم کرده تا مثلث قائم‌الزاویه ۳-۲-۱ تشکیل گردد. از این نقاط خطوط عمود بر خط آنتالپی رسم کرده و با توجه به جهت تغییر وضعیت هوا مقادیر گرمای محسوس و نهان و کلی را می‌توان مستقیماً خواند.

شکل (۱۵-۹)

$$SH = h_3 - h_1 \qquad LH = h_2 - h_1$$

$$TH = SH + LH = h_2 - h_1 \qquad (۹-۱۶)$$

مثال(۲۱-۲): ۲ کیلوگرم در ثانیه هوائی که دارای دمای خشک $۴۲^{o}C$ و دمای مرطوب $۲۱^{o}C$ از روی سطح سرد شده خشکی عبور داده می‌شود تا دمای آن به $۲۴^{o}C$ برسد. مقدار حرارت محسوس انتقالی چقدر است؟

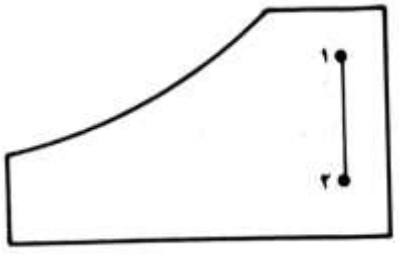


مقدار حرارت محسوس گرفته شده به ازاء یک کیلوگرم هوای خشک

$$SH = q_s = h_2 - h_1 \qquad SH = 42 - 61 = -19\frac{KJ}{kgda}$$

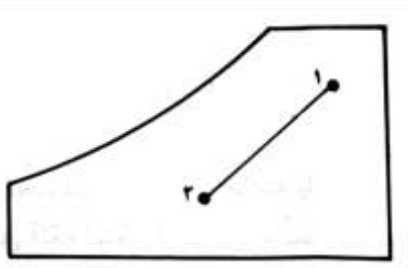
مقدار حرارت محسوس گرفته شده برای ۲ کیلوگرم در ثانیه از هوا $SH = -19 \times 2 = -38\left(\frac{KJ}{\sec} = KW\right)$

مثال(۲۲-۲): ۲ کیلوگرم در ثانیه هوائی که دارای دمای خشک $۴۲^{o}C$ و نقطه شبنم ۲۱۸^{o} آنقدر در دمای خشک ثابت رطوبت‌گیری می‌نمائیم تا نسبت رطوبت آن به $۰/۰۰۷kg/kgda$ برسد معین کنید مقدار حرارت نهان گرفته شده از هوای فوق را.



$$LH = 2 \times -24.2 = -48.4 \left(\frac{KJ}{\sec} = KW \right)$$

مثال: ۲ کیلوگرم در ثانیه هوائی که دارای دمای خشک ۴۲ و نقطه شبنم $۲۱/۸^{o}C$ است را از روی کویل سرمایی عبور می‌دهیم (هم هوا سرد و هم رطوبت‌گیری می‌شود) تا دمای خشک و مرطوب آن به ترتیب $۲۴^{o}C$ و $۱۵^{o}C$ شود. مقدار گرمای کلی انتقالی چقدر است؟



$$TH = q_t = h_2 - h_1 \qquad TH = 42 - 85.2 = -43.2 \frac{KJ}{kgda} \qquad TH = 2 \times -43.2 = -86.4 \left(\frac{KJ}{\sec} = KW \right)$$

توجه: چون شرایط ورودی و خروجی هوا در این مسئله به ترتیب با شرایط ورودی هوا در مسئله (۲۱-۲) و شرایط خروجی هوا در مسئله (۲۲-۲) مطابقت دارد بنابراین مسئله را از راه زیر حل می‌نمائیم:

$$TH = SH + LH$$

$$TH = -38 + (-48.4) = -38 - 48.4 = -86KW$$

راحتی و شرایط هوای مناسب داخل ساختمانها

تهویه مطبوع ساختمانها اصولاً بیشتر برای راحتی انسانها است و تجربه نشان داده است که راحتی انسان به چهار عامل یا ضریب که بنام ضرایب راحتی نامیده شده‌اند، بستگی دارد که عبارتند از:

الف: دما

ب: رطوبت

ج: حرکت و سرعت هوا

د: تشعشع

دمای مؤثر (ET)

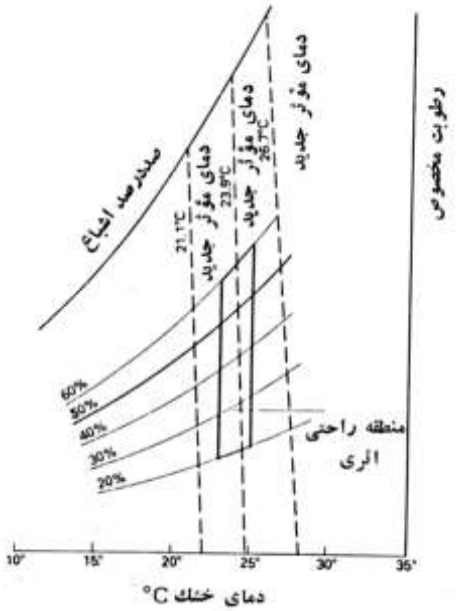
گفتیم که راحتی انسان بستگی به چهار فاکتور بنام فاکتورهای راحتی دارد، دانشمندان پس از آزمایشات و تجارب زیاد دریافته‌اند که سه فاکتور از عوامل راحتی یعنی (دما، رطوبت، سرعت هوا) توأماً باعث احساس و تأثیر دمای خاصی در انسان می‌شود که آن را دمای مؤثر (ET) نام نهاده‌اند. بنابراین میزان دمای مؤثر در راحتی انسان نقش ارزنده‌ای دارد و به همین دلیل است که از نظر راحتی انسان، محیطی با رطوبت کم و دمای زیاد، فرقی با ان محیط با رطوبت زیاد و دمای کم ندارد و باز به همین دلیل است که انسان در مناطق مختلف کره زمین مثلاً در مناطق کویری که دما بالا و رطوبت نسبی کم است ، احساس ناراحتی نمی‌نماید. اخیراً دانشمندان علاوه بر سه عامل بالا، فاکتور دمای متوسط تشعشع را نیز در نظر گرفته و دمای مؤثر جدید (New Effective Temperature)(NET) را تعریف نموده‌اند. بنابراین در دمای فوق تمامی فاکتورهای ممکن درنظر گرفته شده است. درجه حرارت‌های مؤثر برای راحتی انسان جهت داشتن شرایط داخلی حدود $۲۲^{o}C$ الی $۲۵^{o}C$ است.

نمودار منطقه راحتی

با آزمایشات متعدد برای افراد مختلف در دماها و رطوبت نسبی‌های مختلف، مناطقی از منحنی مشخصات هوا که در آن مناطق ، حداکثر اشخاص در تابستان و زمستان تحت تأثیر درجه حرارت و شرایط داخلی احساس راحتی نمایند پیشنهاد گردیده است .

در شکل (۱۷-۹) منطقه راحتی برای طرح داخل جهت تابستان توسط (ASHRAE) و با توجه به دمای مؤثر جدید و برای سرعت باد کمتر از ۰/۲۳ متر بر ثانیه پیشنهاد شده است.

بنا به پیشنهاد فوق، درصورتیکه شرایط داخلی در تابستان، داخل شکل ذوزنقه‌ای بیافتد حداکثر افراد احساس راحتی نسبی می‌نمایند، این منطقه دارای حدود دمای خشک مابین($۲۳^{o}C$ - $۲۵^{o}C$) است که بهترین رطوبت نسبی ۵۰٪ است.



شکل (۱۷-۹): نمودار منطقه راحتی ASHRAE و دمای مؤثر جدید

انتخاب شرایط داخل

انتخاب شرایط طرح داخل، بستگی به دمای مؤثر دارد و همانطوری که گفته شد می‌باید در منطقه راحتی قرار گیرد باید توجه داشت که اختلاف دمای خشک داخل و خارج باید در حد محدودی باشد تا در اثر تغییر محیط احساس نامطلوبی در انسان بوجود نیاید.

با بررسی‌هایی که انجام شده، شرایط مطبوع داخل در تابستان و زمستان با توجه به نوع ساختمان و شرایط مورد نیاز از جدول شماره (۱۸-۹) برداشت می‌گردد.

انتخاب شرایط طرح خارج

شرایط هوای خارج از ساختمان بستگی به موقعیت جغرافیایی محل (عرض جغرافیائی- ا رتفاع از سطح دریا - آلودگی هوا- تاریخ یا زمان- ساعات روز) دارد که می‌توان از مراکز هواشناسی هر محل بدست آورد، واضح است که د ر انتخاب درجه حرارت خارج نباید بیشترین یا کمترین درجه حرارتی که طی سالیان متمادی در محل اندازه‌گیری شده برداشت گردد زیرا در این صورت محاسبات در وضع استثنائی انجام گرفته و لذا قدرت دستگاههای تأسیساتی فوق‌العاده بالا و لذا هزینه دستگاهها زیاد می‌گردد.

برای ایران شرایط طرح خارج را مستقیماً از جداول (۱۹-۹) برداشت می‌نماییم. ضمناً چنانچه شهری در جدول نبود شرایط آن را روی قیاس با شهرهای نزدیکتر که موقعیت تقریبی آن در دسترس می‌باشد انتخاب می‌شود و در صورتیکه شهری نسبت به مبدأ معین معلومی ارتفاعش بیشتر باشد بطور تقریب بازاء هر ۱۱۰ متر ارتفاع ۱ درجه سانتیگراد از درجه خشک کم و بازاء هر ۲۷۵ متر نیز ۱ درجه سانتیگراد از دمای مرطوب آن کاسته می‌گردد.

جدول (۱۸-۹) شرایط درجه حرارت داخل ساختمان

نوع ساختمان	تابستان				زمستان			
	شرایط لوکس		شرایط اقتصادی		با تنظیم رطوبت		بدون رطوبت	
	D.B	R%	D.B	R%	D.B	R%	D.B	
آپارتمان، منازل، هتل، ادارات، مدرسه و غیره	۲۳-۲۴°C	۵۰-۴۵	۲۵-۲۶°C	۵۰-۴۵	۲۳-۲۴°C	۳۵-۳۰	۲۴-۲۵°C	
سوپرمارکت، بانک، آرایشگاه، مغازه و غیره	۲۴-۲۵°C	۵۰-۴۵	۲۵-۲۷°C	۵۰-۴۵	۲۲-۲۳°C	۳۵-۳۰	۲۳-۲۴°C	
مساجد، کلیسا، تأتر، سینما، رستوران و غیره	۲۴-۲۵°C	۵۵-۵۰	۲۵-۲۷°C	۶۰-۵۰	۲۲-۲۳°C	۴۰-۳۵	۲۳-۲۴°C	
واحدهای صنعتی (بطور کلی)	۲۵-۲۷°C	۵۵-۴۵	۲۷-۲۹°C	۶۰-۵۰	۲۰-۲۲°C	۳۵-۳۰	۲۱-۲۳°C	

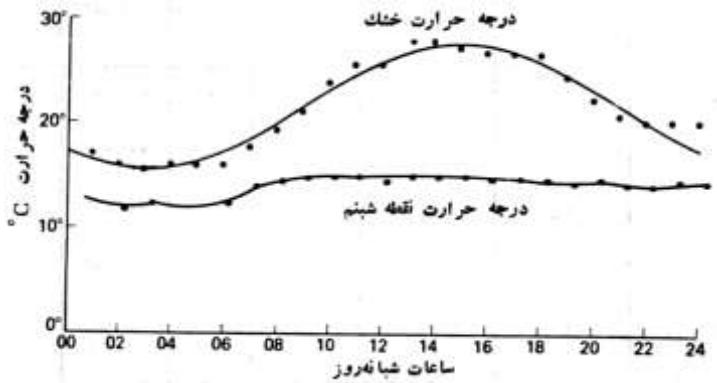
جدول (۱۹-۹) جدول شرایط درجه حرارت خارج ساختما

شهر	عرض جغرافیائی (شمالی)	ارتفاع از سطح دریا	متوسط حداقل مطلق (زمستانی) DB	متوسط حداکثر مطلق (تابستانی) DB	متوسط نم‌نسبی درساعت ۱۲/۵ (تابستانی) RH	متوسط اختلاف حداکثر و حداقل (تابستانی) DR
		m	°C	°C	%	°C
آبادان	۳۰°۲۲'	۳	۲/۵	۴۶	۱۸	۱۶/۴
اراک	۳۴°۰۶'	۱۷۵۳	—۱۳/۱	۳۶	۱۷	۱۶/۸
اصفهان	۳۲°۳۷'	۱۵۹۰	—۹/۹	۳۸/۴	۲۱	۱۶/۱
اهواز	۳۱°۲۰'	۲۰	۲/۶	۴۶/۸	۱۹	۱۹/۷
ابرانشهر	۲۷°۱۲'	۵۶۶	۲/۸	۴۶/۴	۱۴	۱۶/۳
بابلسر	۳۶°۴۳'	—۲۱	—۰/۳	۳۳/۳	۶۵	۸/۵
بم	۲۹°۰۶'	۱۰۶۲	—۱/۸	۴۳/۳	۲۶	۱۴/۲
بندر انزلی	۳۷°۲۸'	—۱۵	—۰/۲	۳۲/۳	۶۵	۸/۳
بندر عباس	۲۷°۱۱'	۹	۹/۵	۴۲/۴	۵۱	۸/۹
بندرلنگه	۲۶°۳۵'	۱۳	۸/۶	۴۳/۶	۵۶	۸/۵
بوشهر	۲۸°۵۹'	۱۴	۶	۳۹/۹	۵۴	۹/۰
بیرجند	۳۲°۵۲'	۱۴۵۵	—۸/۵	۳۹/۴	۱۴	۱۶/۴
تبریز	۳۸°۰۸'	۱۳۶۲	—۱۲/۷	۳۴	۲۶	۱۳/۵
تربت حیدریه	۳۵°۱۶'	۱۳۳۰	—۱۰/۶	۳۷	۲۲	۱۶/۲
تهران	۳۵°۴۱'	۱۱۹۱	—۶/۳	۳۸/۶	۱۶	۱۳/۶
جاه بهار	۲۵°۲۵'	۶	۹/۵	۳۹/۶	۵۸	۶/۸
خرم آباد	۳۳°۲۹'	۱۱۷۱	—۳/۴	۴۰/۸	۲۱	۱۸/۶
خوی	۳۸°۳۳'	۱۱۳۹	—۱۲/۶	۳۵	۳۳	۱۶/۴
دزفول	۳۲°۲۴'	۱۴۳	۱/۶	۴۷/۴	۱۲	۱۷/۴
رامسر	۳۶°۵۴'	—۲۰	—۰/۸	۳۰/۱	۷۰	۷/۴
رشت	۳۷°۱۵'	۰	—۲/۴	۳۳/۴	۶۱	۱۲/۵
ارومیه	۳۷°۳۲'	۱۳۳۲	—۱۲/۷	۳۳/۶	۳۳	۱۵/۰

دنباله جدول (۱۹-۹)

شهر	عرض جغرافیائی (شمالی)	ارتفاع ازسطح دریا	متوسط حداقل مطلق (زمستانی) DB	متوسط حداکثر مطلق (تابستانی) DB	متوسط نم نسبی درساعت ۱۲/۵ (تابستانی) RH	متوسط اختلاف حداکثر و حداقل (تابستانی) DR
		m	°C	°C	%	°C
زابل	۳۱°۰۲′	۴۸۰	۴/۵	۴۶/۵	۱۵	۱۴/۹
زاهدان	۲۹°۲۸′	۱۳۷۰	−۸/۴	۴۰/۴	۱۵	۱۸/۰
زنجان	۳۶°۴۱′	۱۶۴۸	−۱۶/۱	۳۴/۸	۲۵	۱۷/۱
سبزوار	۳۶°۱۳′	۹۴۰	−۸/۸	۳۸/۱	۲۰	۱۷/۰
سقز	۳۶°۱۵′	۱۴۷۱	−۱۷	۳۶	۲۸	۲۰/۸
سمنان	۳۵°۳۳′	۱۱۳۸	−۵	۴۰/۲	۲۵	۱۳/۸
سنندج	۳۵°۲۰′	۱۵۳۸	−۱۲/۷	۳۷/۵	۱۶	۱۸/۶
شاهرود	۳۶°۲۵′	۱۳۷۰	−۹/۲	۳۵/۸	۲۷	۱۵/۵
شهرکرد	۳۲°۱۹′	۲۰۶۶	۱۴/۸	۳۷	۲۵	۲۰/۹
شیراز	۲۹°۳۶′	۱۴۹۱	−۵/۵	۳۹/۵	۲۴	۱۹/۲
طبس	۳۳°۳۶′	۹۰۰	−۴	۴۵	۱۵	۱۸/۴
فسا	۲۸°۵۸′	۱۳۸۲	−۲/۱	۴۰/۵	۱۸	۱۷
قزوین	۳۶°۱۵′	۱۳۰۲	−۸/۳	۳۸/۴	۲۴	۱۷/۳
کاشان	۳۳°۵۹′	۹۵۴	−۴/۲	۴۴	۲۱	۱۶/۲
کرمان	۳۰°۱۵′	۱۷۴۹	−۹/۲	۳۷/۹	۱۱	۱۸/۴
باختران	۳۴°۱۹′	۱۳۲۲	−۱۰/۵	۳۹	۱۸	۲۳/۵
گرگان	۳۶°۵۱′	۱۲۰	−۱	۳۸/۹	۴۸	۱۰/۳
مشهد	۳۶°۱۶′	۹۸۵	−۱۰/۳	۳۷/۶	۲۲	۱۶/۶
همدان	۳۵°۱۲′	۱۶۴۴	−۱۸/۸	۳۶/۳	۲۳	۲۱/۲
یزد	۳۱°۵۴′	۱۲۴۰	−۶/۵	۴۱/۵	۱۲	۱۵/۷

دما در طول روز و در ساعات مختلف متفاوت می‌باشد. این تغییرات دما به جهت تشعشع خورشید و هم به جهت تغییرات بخار آب موجود در هوا انجام می‌گیرد، بنابراین، این تغییرات در روزهای مختلف نیز متفاوت می‌باشد.



شکل (۲۰-۹) نمودار تغییرات درجه حرارت روزانه برحسب ساعات مختلف شبانه‌روز

بنا به تعریف تغییرات درجه حرارت روزانه متوسط اختلاف دمای خشک ماکزیمم و مینیمم هوای خارج در گرمترین روزهای سال است.

$$DR = (DB)\max - (DB)\min \qquad (۹-۲۱)$$

بدلیل همین تغییرات درجه حرارت روزانه است که دمای طرح خارج مندرج در جداول(۱۹-۹) که ثابت در نظر گرفته شده ، براساس تغییرات درجه حرارت روزانه و نسبت به ساعات مختلف در روز تغییر می‌کند. لیکن این تغییر جزئی است و چون محاسبات ما در گرمترین ساعت روز انجام می‌شود، نیازی به تصحیح فوق نیست.

در قسمت‌های بعد نیز اثر تغییرات درجه حرارت روزانه و تصحیحاتی که روی اختلاف دمای معادل باعث می‌شود را مشاهده خواهیم نمود. باید توجه داشت که تغییرات درجه حرارت سالیانه (برای زمان‌های مختلف سال) نیز داریم که چون اساس محاسبات تابستانی ما در تیر ماه می‌باشد لذا برای کشور ما تصحیح دمای سالیانه لازم نیست.

تشعشع خورشیدی

تشعشع خورشیدی مهمترین عامل در بار سرمایی ساختمان‌ها است. شدت حرارت خورشید در خارج از جو زمین و در اول دیماه، هنگامی که خورشید در نزدیک‌ترین فاصله زمین قرار دارد $۱۴۰۰ W/m^2$ و در سی و یکم خرداد ماه وقتی که خورشید بیشترین فاصله را از زمین دارد $۱۳۱۰ W/m^2$ می‌باشد. حرارت خورشید، هنگام رسیدن به جو زمین به دو قسمت می‌شود . قسمتی از آن مستقیماً به سطح زمین می‌رسد که تشعشع مستقیم خوانده می‌شود و قسمت دیگر بعلت گرد و غبار و ذرات موجود در جو زمین پراکنده شده که به آن تشعشع پراکنده یا آسمانی می‌گویند. قسمت ناچیزی ازتشعشع آسمانی نیز بعد از انعکاس، مجدداً به زمین می‌رسد. تشعشع کلی‌ایکه بزمین می‌رسد به دو عامل بستگی دارد:

۱- فاصله و زاویه تابش اشعه خورشید که برای رسیدن به نقطه مورد نظر درون جو زمین طی می‌کند.

۲- مقدار گرد و غبار و آلودگی در هوا

وقتی یکی یا هر دو عامل فوق افزایش یابند، حرارت حاصل از تشعشع خورشید به سطح زمین کاسته می‌گردد.

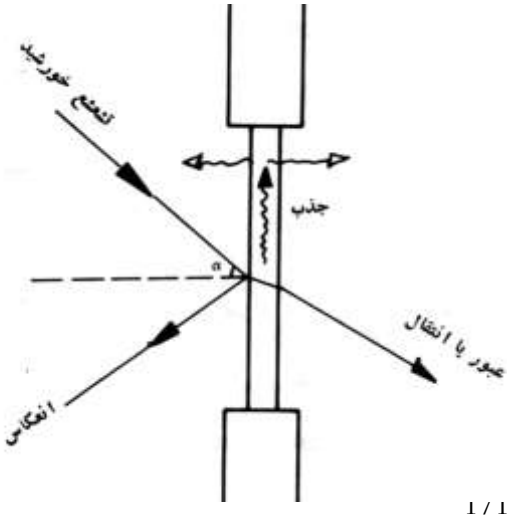
تشعشع خورشیدی بر روی شیشه‌ها (پنجره‌ها):

اشعه تابشی خورشید پس از برخورد به شیشه‌ها و پنجره‌ها دارای سه مولفه می‌گردند.

۱- قسمت اعظم آن از طریق شیشه وارد اطاق می‌شود که به آن اشعه انتقالی می‌گویند.

۲- بخش کوچکی حدود ۵٪ الی ۶٪ را شیشه جذب می‌کند.

۳- بقیه منعکس می‌شود.



شکل (۲۲-۹) مولفه‌های شعاع تابش خورشید بر روی شیشه‌ها

مقدار انعکاس و انتقال بستگی به زاویه تابش (α) دارد. در زوایای برخورد کم حدود ۸۶٪ الی ۸۷٪ از آن عبور کرده و ۸٪ الی ۹٪ منعکس می‌گردد با افزایش زاویه برخورد، حرارت بیشتری منعکس شده و قسمت کمتری از آن عبور می‌نماید. ضمناً تقریباً مقدار ۶٪ جذب می‌شود و حدود ۴۰٪ از حرارت جذب شده بعداً به فضای داخل اطاق اضافه می‌گردد.

محاسبه حرارت تشعشعی بر روی شیشه‌های معمولی (محاسبه بار تشعشعی از طریق پنجره‌های معمولی)

مقدار شدت تشعشع خورشیدی (I) (بطور مستقیم و پراکنده و آن قسمت از حرارت جذب شده در شیشه که بداخل فضای مورد نظر جریان می‌یابد) که توسط شیشه وارد اطاق می‌شود برای عرض جغرافیایی ـ ساعت و جهات مختلف از جداول شماره (۲۳-۹) و (۲۴-۹) که برای شیشه‌های معمولی ارائه گردیده برداشت می‌گردد. جداول فوق در موقعیت و وضعیت و شرایط زیر تنظیم گردیده است:

۱- سطح شیشه ۸۵٪ سطح پنجره با قاب چوبی باشد. ۲- هوا کاملاً صاف باشد. ۳- محل مورد نظر هم سطح دریا باشد.
۴- نقطه شبنم هوای محل $19/4^{o}C$ باشد. ۵- محل فوق در نیمکره شمالی باشد.

حال اگر شرایط بالا برقرار نباشد:

۱- در صورتی که پنجره دارای قاب فلزی بوده و یا اصلاً فاقد قاب باشد اعداد بدست آمده از جدول در فاکتور $\frac{1}{0.85}=1.17$ ضرب می‌شود.

۲ - در حالتی که هوا گرد و غبار داشته و ناصاف باشد بسته به محل تا حداکثر ۱۵٪ از مقدار جدول کم می‌شود.

۳ - برای هر $100m$ بالاتر از سطح دریا ۰/۲۳٪ باید به مقادیر جدول اضافه نمود

۴- برای بالاتر یا پایین‌تر از نقطه شبنم $19/4^{o}C$ از حالت هم سطح دریا ۷٪ برای هر $5/5^{o}C$ کم یا زیاد می‌گردد.

جدول (۲۳-۹) شدت تشعشع خورشید از طریق پنجره‌های معمولی $[w/m^2]$ (عرض جغرافیایی ۳۰ درجه)

زمان	عرض جغرافیائی ۳۰ شمالی موقعیت	صبح 6	7	8	9	10	11	ظهر	بعدازظهر 1	2	3	4	5	6	موقعیت	زمان
۳۱ خردا	شمال	104	91	57	44	44	44	44	44	44	44	51	91	104	جنوب	اول دی
	شمال شرقی	331	438	413	305	173	60	44	44	44	44	38	32	16	جنوب شرقی	
	شرق	340	492	508	451	309	139	44	44	44	44	38	32	16	شرق	
	جنوب شرقی	132	237	284	284	230	139	54	44	44	44	38	32	16	شمال شرقی	
	جنوب	16	32	38	44	44	60	66	60	47	44	38	32	16	شمال	
	جنوب غربی	16	32	38	44	44	44	54	138	230	284	284	237	132	شمال غربی	
	غرب	16	32	38	44	44	44	44	138	309	451	508	492	341	غرب	
	شمال غربی	16	32	38	44	44	44	44	60	173	310	410	438	331	جنوب غربی	
	افقی	60	192	413	568	685	757	789	757	685	568	413	192	60	افقی	
اول مرداد و ۳۱ اردیبهشت	شمال	69	63	76	41	44	44	44	44	44	41	44	63	69	جنوب	اول بهمن و ۳۰آبان
	شمال شرقی	293	413	388	281	145	50	44	44	44	41	38	28	13	جنوب شرقی	
	شرق	315	489	517	457	312	139	41	44	44	41	38	28	13	شرق	
	جنوب شرقی	132	259	315	315	262	167	69	44	44	41	38	28	13	شمال شرقی	
	جنوب	13	28	38	44	63	85	95	85	63	44	38	28	13	شمال	
	جنوب غربی	13	28	38	41	44	44	44	167	262	315	315	259	132	شمال غربی	
	غرب	13	28	38	41	44	44	44	139	312	457	517	489	315	غرب	
	شمال غربی	13	28	38	41	44	44	44	50	145	281	388	413	293	جنوب غربی	
	افقی	47	208	388	535	675	744	776	744	675	555	388	208	47	افقی	

جدول (۲۴-۹) شدت تشعشع خورشیدی از طریق پنجره‌های معمولی [w/m^2] (عرض جغرافیایی ۴۰ درجه)

زمان	موقعیت	بعدازظهر 6	5	4	3	2	1	ظهر	11	10	9	8	7	صبح 6	موقعیت	زمان
اول دی	جنوب	101	63	38	41	44	44	44	44	44	41	38	63	101	شمال شرقی	۳۱ خرداد
	جنوب شرقی	19	32	38	41	44	44	44	44	495	230	353	420	372	شمال	
	شرق	19	32	38	41	44	44	44	139	300	448	511	508	397	شرق	
	شمال شرقی	19	32	38	41	44	44	44	224	312	350	344	278	161	جنوب شرقی	
	شمال	19	32	38	60	110	139	170	139	110	60	38	32	19	جنوب	
	شمال غربی	161	278	344	350	312	224	107	44	44	41	38	32	19	جنوب غربی	
	غرب	397	508	511	448	300	139	44	44	44	41	38	32	19	غرب	
	جنوب غربی	372	420	353	230	495	44	44	44	44	41	38	32	19	شمال غربی	
	افقی	98	259	423	565	662	732	748	732	662	565	423	259	98	افقی	
اول بهمن و ۳۰ آبان	جنوب	76	44	38	41	44	44	44	44	44	41	38	44	76	شمال	اول مرداد و ۳۱ اردیبهشت
	جنوب شرقی	16	32	38	41	44	44	44	44	82	208	331	401	334	شمال شرقی	
	شرق	16	32	38	41	44	44	44	136	309	454	517	508	372	شرق	
	شمال شرقی	16	32	38	41	44	47	132	259	347	394	375	303	170	جنوب شرقی	
	شمال	16	32	41	82	139	199	218	199	139	82	41	32	16	جنوب	
	شمال غربی	16	32	38	41	44	44	44	47	132	259	347	394	170	جنوب غربی	
	غرب	372	508	517	454	309	136	44	44	44	41	38	32	16	غرب	
	جنوب غربی	334	401	331	208	82	44	44	44	44	41	38	32	16	شمال غربی	
	افقی	76	230	397	539	640	710	735	710	640	539	397	230	76	افقی	

فرمول محاسبه بار تشعشعی خورشید از طریق پنجره‌ها

$$Q = A \times I \times f_1 \times f_2 \times f_3 \qquad (۹-۲۵)$$

A= سطح تابش [m^2] I = شدت تابش [W/m^2]

f_1 = ضریب محلی $f_1 = f_4 \times f_5 \times f_6 \times f_7$

f_2 = ضریب سایه‌بان

f_3 = ضریب ذخیره

f_4 = ضریب قاب فلزی = 1.17

f_5 = ضریب غبار = 1- (0.15 – 0.1) $\Rightarrow \begin{cases} \text{ماکزیمم} = 0.15 \\ \text{تهران} = 0.1 \end{cases}$ (۹-۲۶)

f_6 = ضریب نقطه شبنم = $1 + \frac{19.4 - DP}{5.5} \times 0.07$

f_7 = ضریب ارتفاع = ۱ + $\frac{\text{ارتفاع از سطح دریا}}{100} \times 0.0023$

مسئله محاسبه ضریب محلی برای شهر تهران (اگر پنجره فلزی یا بدون قاب باشد): با توجه به جدول طرح هوای خارج برای تهران RH = %16 و DB = 38.6°C و ارتفاع تهران از سطح دریا ۱۱۹۱ متر ، نقطه شبنم هوا از روی منحنی مشخصات هوا 7.2°C بدست می‌آید، اگر ضریب غبار را برای شهر تهران 0.9 یعنی حداکثر در نظر بگیریم.

ضریب غبار f_5 = 1-0.1 (حداقل) = 0.9 ضریب قاب فلزی f_4 = 1.17

ضریب ارتفاع $f_7 = 1 + \frac{1191}{100} \times 0.0023 = 1.027$ ضریب نقطه شبنم $f_6 = 1 + \frac{19.4 - 7.4}{5.5} \times 0.07 = 1.5$

ضریب محلی $f_1 = 1.17 \times 0.9 \times 1.15 \times 1.027 = 1.24$ $f_1 = f_4 \times f_5 \times f_6 \times f_7$

مسئله: پنجره فلزی با شیشه‌های معمولی دارای مساحت 1.8× 2.5 مترمربع در قسمت غرب کلاس درسی واقع در تهران قرار گرفته. کل انتقال حرارت تشعشعی را در ساعت۴بعدازظهر حساب کنید. (پنجره بدون پرده است و بدون سایه و ضریب ذخیره را یک بگیرید).

با توجه به عرض جغرافیایی ۴۰° و ساعت ۴ بعدازظهر و ماه جولای (اواخر تیر و اوایل مرداد). و با مراجعه به جدول مقدار $I=517 W/m^2$ بدست می‌آید لذا: $Q = A \times I \times f_1 \times f_2 \times f_3$

$Q = (2.5 \times 1.8) \times 517 \times 1.24 \times 1 \times 1$ $Q = 288.86$ *watt*

ذخیره حرارت در ساختمان

وقتی حرارت تشعشعی از خورشید یا منابع دیگر مانند چراغها- افراد وغیره به سطوح جامد تابید ، مقداری جذب آنها شده و باعث بیشتر شدن دمای سطحی مواد از دمای قسمت داخلی و هوای مجاور آن می‌شود . بنابراین اختلاف دمایی را بین مواد سطحی و مواد داخلی از یک طرف و مواد سطحی و هوای مجاور از جانب دیگر بوجود آورده و باعث جریان حرارت بداخل جسم بوسیله هدایت و ایجاد جریان درهوای مجاور بوسیله جابجایی می‌شود. آن بخش از حرارت که از طریق هدایت بداخل جسم می‌رود ذخیره شده و بعداً رها می‌شود و انتقال حرارت جابجایی بوجود امده، باعث قسمتی از بار سرمایی می‌گردد. آن بخش از گرمای ذخیره شده، بستگی به مقاومت حرارتی جسم و مصالح ساختمان دارد و در بیشتر مصالح ساختمان مقاومت جریان گرما به داخل خیلی کمتر از مقاومت فیلم هوا است. بنابراین بیشتر گرما در آنها ذخیره می‌گردد و بیشترین ذخیره در حدود ساعت حداکثر بار (ساعت پیک) می‌باشد.

بدلیل ذخیره حرارت در ساختمان (دیواره‌ها- سقف- کف و غیره) و با توجه به ثابت در نظر گرفتن دما ، می‌باید ضرایب ذخیره‌ای را در محاسبات دخالت داد.

۱) وزن واحد سطح مواد ساختمانی به صورت زیر تعریف شده است.

اتاقهائیکه یک یا بیشتردیوار مجاور دارند = $\frac{(\text{وزن دیوارهای داخلی . کف و سقف } kgr) + \frac{1}{2}(\text{وزن دیوارخارجی } kg)}{\text{مساحت کف‌اطاق } (m^2)}$

اتاقهائیکه دیوار مشرف به خارج ندارند = $\frac{\frac{1}{2}(\text{وزن دیوارهای داخلی . کف و سقف } kg)}{\text{مساحت کف‌اطاق } (m^2)}$

اتاقهای زیرزمین (کف روی زمین) = $\frac{(\text{وزن دیوارهای داخلی و سقف } kg) + (\text{وزن کف } kg) + \frac{1}{2}(\text{وزن دیوارهای خارجی } kg)}{\text{مساحت کف‌اطاق } (m^2)}$

$$\text{کل ساختمان یا قسمت موردنظر ساختمان} = \frac{\text{(وزن دیوارهای خارجی و دیوارهای داخلی کفها و سقفها کل مصالح بکار رفته} (kg)}{\text{مساحت کف اطاق مورد تهویه} (m^2)}$$

اگر کف اطاق مفروش باشد باید وزن کف را در ضریب «۰/۵۰» ضرب نمود.

۲) در صورتیکه وزن واحد سطح دیواری از $\boldsymbol{kgm^{-2}}$ ۷۵۰ بیشتر باشد دیوار سنگین می‌باشد.

در صورتیکه وزن واحد سطح دیواری معادل $\boldsymbol{kgm^{-2}}$ ۵۰۰ شود دیوار متوسط می‌باشد.

در صورتیکه وزن واحد سطح دیواری معادل یا کمتر از $\boldsymbol{kgm^{-2}}$ ۱۵۰ شود، دیوار سبک می‌باشد.

جدول (۲۷-۹) ضرایب ذخیره از، تشعشع خورشیدی بوسیله پنجره ها (۱۲ ساعته با دمای ثابت هوا)

جهت (عرض جغرافیائی شمالی)	وزن واحد سطح kgm^{-2}	سایه‌بان ازداخل												بدون سایه‌بان یاسایه‌بان ازخارج												جهت (عرض جغرافیائی جنوبی)
		ساعات																								
		صبح							بعدازظهر					صبح							بعدازظهر					
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	
شمال شرقی	750 و بیشتر	59	67	62	49	33	27	25	24	22	21	20	17	34	42	47	45	42	39	36	33	30	29	26	25	جنوب شرقی
	500	59	68	64	52	35	29	24	23	20	19	17	15	35	45	50	49	45	42	34	30	27	26	23	20	
	150	62	80	75	60	37	25	19	17	15	13	12	11	40	62	69	64	48	34	27	22	18	16	14	12	
شرق	750 و بیشتر	51	66	71	67	57	40	29	26	25	23	21	19	36	44	50	53	53	50	44	39	36	34	30	28	شرق
	500	52	67	73	70	58	40	29	26	24	21	19	16	34	44	54	58	57	51	44	39	34	31	28	24	
	150	53	74	82	81	65	43	25	19	16	14	11	09	36	58	71	76	70	54	39	28	23	18	15	12	
جنوب شرقی	750 و بیشتر	20	42	59	70	74	71	61	48	33	30	26	24	34	37	43	50	54	58	57	55	50	45	41	37	شمال شرقی
	500	18	40	57	70	75	72	63	49	34	28	25	21	29	33	41	51	58	61	61	56	49	44	37	33	
	150	09	35	61	78	86	82	69	50	30	20	17	13	14	27	47	64	75	79	73	61	45	32	23	18	
جنوب	750 و بیشتر	28	25	40	53	64	72	77	77	73	67	49	31	47	43	42	46	51	56	61	63	66	65	61	54	شمال
	500	26	22	38	51	64	73	79	79	77	65	51	31	44	37	39	43	50	57	64	68	70	68	63	53	
	150	21	29	48	67	79	88	89	83	56	50	24	16	28	19	25	38	54	68	78	84	82	76	61	42	
جنوب غربی	750 و بیشتر	31	27	27	26	25	27	50	63	72	74	69	54	51	44	40	37	34	36	41	47	54	57	60	58	شمال غربی
	500	33	28	25	23	23	35	50	64	74	77	70	55	53	44	37	35	31	33	39	46	55	62	64	60	
	150	29	21	18	15	14	27	50	69	82	87	79	60	48	32	25	20	17	19	39	56	70	80	79	69	
غرب	750 و بیشتر	63	31	28	27	25	24	22	29	46	61	71	72	56	49	44	39	36	33	31	31	35	42	49	54	غرب
	500	67	33	28	26	24	22	20	28	44	61	72	73	60	52	44	39	34	31	29	28	33	43	51	57	
	150	77	34	25	20	17	14	13	22	44	67	82	85	77	56	38	28	22	18	16	19	33	52	69	77	
شمال غربی	750 و بیشتر	68	28	27	25	23	22	20	19	24	41	56	67	49	44	39	36	33	30	28	26	26	30	37	44	جنوب غربی
	500	71	31	27	24	22	21	19	18	23	40	58	70	54	49	41	35	31	28	25	23	24	30	39	48	
	150	82	33	25	20	18	15	14	13	19	41	64	80	75	53	36	28	24	19	17	15	17	30	50	66	
شمال و سایه	750 و بیشتر	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	73	73	79	83	84	86	88	88	91	92	93	93	جنوب و سایه
	500	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98	81	84	86	89	91	93	93	94	94	95	95	95	
	150	1.00												1.00												

سایبانها

سایبانها بخش عمده‌ای از حرارت خورشید را جذب و منعکس و بخش کوچکی را انتقال می‌دهند، باید دانست سایبانهای خارجی مؤثرتر از سایبانهای داخلی هستند. چون بیشترین حرارت خورشیدی را منعکس و به خارج می‌دهند، در حالیکه سایبانهای داخلی حرارت جذب شده خود را در فضای اطاق آزاد می‌نمایند. ضرایب سایبان از جدول (۲۸-۹) برداشت میگردد.

جدول (۲۸-۹): ضرایب سایبا ن برای شیشه‌هائی که در برابر تشعشع خورشید سایبان دارند

نوع پوشش پنجره	رنگ پوشش	ضریب سایه‌بان
پرده پارچه‌ای داخلی معمولی که دو طرف آن آزاد باشد	رنگ تیره یا متوسط	۰/۲۵
پرده پارچه‌ای داخلی معمولی که بالا و طرفین آن چسبیده به ساختمان باشد	رنگ تیره یا متوسط	۰/۳۵
پرده کرکره در داخل ساختمان با زاویه 45^o	رنگ روشن رنگ متوسط رنگ تیره	۰/۵۶ ۰/۶۵ ۰/۷۵
پرده کرکره در خارج ساختمان با زاویه 45^o	رنگ روشن با پوشش کامل شیشه	۰/۱۵
	رنگ روشن با پوشش $\frac{2}{3}$ شیشه	۰/۴۳
آفتابگیرهای خارجی مانند پرده‌های آلومینی و غیره با زاویه تابش خورشید		
۱۰ درجه	رنگ سیاه رنگ متوسط	۰/۵۲ ۰/۴۶
۲۰ درجه	رنگ سیاه رنگ متوسط	۰/۴۰ ۰/۳۶
۳۰ درجه	رنگ سیاه رنگ متوسط	۰/۲۵ ۰/۲۴
۴۰ درجه	رنگ سیاه رنگ متوسط	۰/۲۲ ۰/۱۵

رنگ روشن= رنگ سفید و کرم وغیره.

رنگ متوسط= رنگ سبز روشن- آبی روشن- خاکستری و غیره

رنگ سیاه= رنگ آبی تیره- قرمز تیره- قهوه‌ای تیره و غیره.

مسئله: مطلوبست بار سرمایی تشعشعی کل کلاس درس مسئله قبل در صورتیکه پنجره دارای پرده کرکره سفید داخلی باشد و مصالح ساختمانی شامل بتون-آجر- گچ و جرم واحد سطح $۸۰۰ kg/m^۲$ باشد.

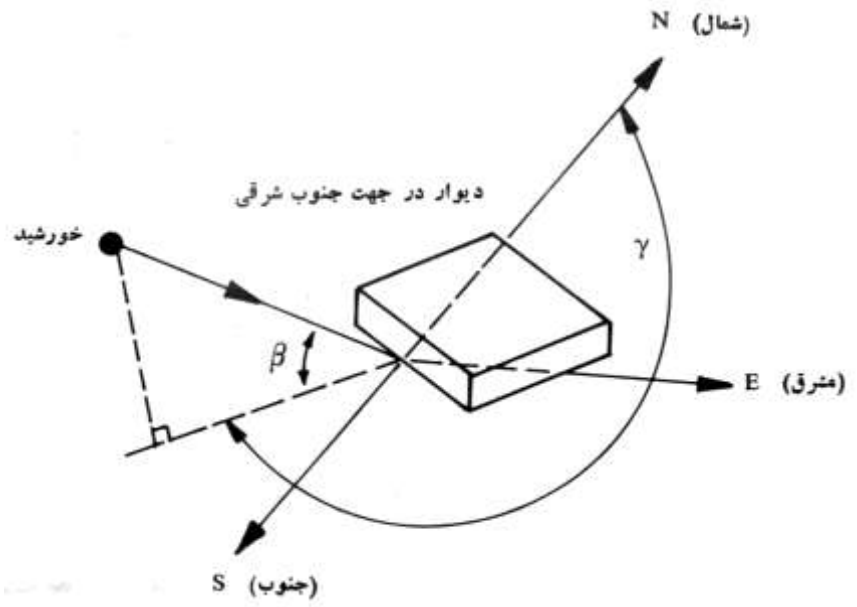
$f_۳ = 0.71$ $\quad Q = 2884.86 \times 0.56 \times 0.71 \quad$ $Q = 114$ watt

$f_۲ = 0.56$

زاویه مداری (زاویه اوج) و نصف‌النهاری(زاویه سمت) خورشید

زاویه مداری (اوج)- زاویه‌ایست در یک صفحه عمودی بین نور مستقیم خورشید و یک صفحه افقی که از نطقه موردنظر روی زمین می‌گذرد. این زاویه را با β نمایش می‌دهند.

زاویه نصف‌التهاری (سمت)- زاویه‌ایست در یک صفحه افقی بین امتداد شمال و صفحه عمودی که از خورشید و نقطه موردنظر روی زمین

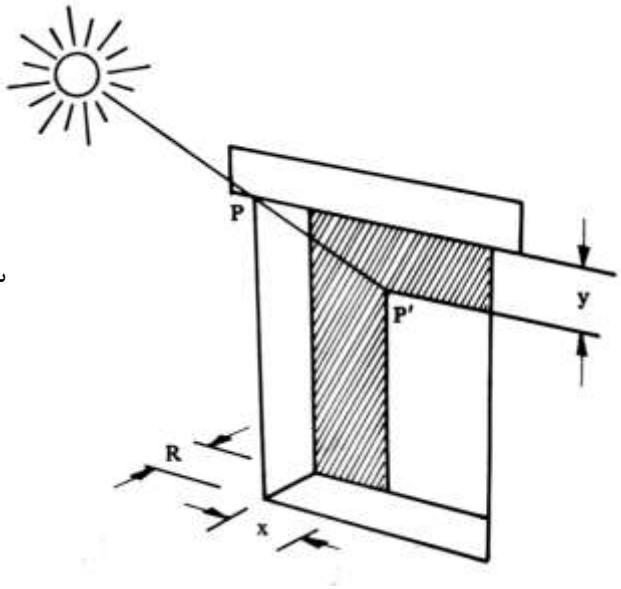


می‌گذرد. این زاویه را با γ نمایش می‌دهند.
محاسبات سایه‌های مصنوعی بستگی به این دو زاویه دارد.

سایه حاصل از حاشیه‌ها- برآمدگی‌ها- پره‌ها- ساختمانهای مجاور (سایه‌های مصنوعی)

تقریباً تمام پنجره‌ها سایه می‌گیرند، این سایه‌ها ممکن است از برآمدگیهای اطراف مانند تراس یا ساختمانهای مجاور باشد. این چنین سایه‌هایی باعث می‌شوند که اشعه مستقیم خورشید درتمام پنجره و یا قسمتی از آن نتابد. در نتیجه مقداری از اتلافات برودتی ساختمان کاسته گردد. این سایه‌ها در ساختمانها که دارای قرنیزها و قابها و درگاههای بزرگ هستند رل بزرگی را بازی می‌نمایند. باید توجه داشت که این نوع سایه‌ها در واقع سایه‌های مصنوعی می‌باشند اما سایه‌های طبیعی (بطور مثال وقتی در شرق آفتاب است درغرب سایه) و غیره قبلا در محاسبات و در جداول منظور شده است.

عمق فرورفتگی= R
سایه عرضی = x
سایه ارتفاعی =y



سایه های مصنوعی به دوفرم است:

الف: سایه‌های عرضی (x)- که از برآمدگیهای قائم کنار پنجره ها حاصل می‌شوند، این نوع سایه‌ها بستگی به زوایای نصف‌النهاری (γ) خورشید دارند.

ب: سایه‌های ارتفاعی (y)- از برآمدگیهای افقی بالای پنجره حاصل می‌گردند، این نوع سایه‌ها بستگی به زوایای مداری (β) خورشید دارند.

شکل (۳۰-۹): ایجاد سایه های عرضی و ارتفاعی از نور خورشید

ترتیب محاسبه سایه از بالا (سایه ارتفاعی) و از کنار (سایه عرضی)

الف: محاسبه سایه کناری (سایه عرضی)

۱- با در دست داشتن عرض جغرافیایی محل و ساعت پیک، زوایای مداری و نصف‌النهاری را از جدول (۳۰-۹) پیدا می‌کنیم.
۲- زاویه نصف‌النهاری را در بالای نمودار شماره (۳۱-۹)، در قسمت (چپ و قائم) جدا می‌نماییم.
۳- از نقطه حاصل خط افقی رسم کرده تا جهت مورد نظر را قطع نماید (اگرقطع نکرد تمام سطح در سایه قرار دارد).
۴- از محل تقاطع خط قائمی به سمت پایین رسم می‌کنیم تا ضریب سایه ایجاد شده از نقاب کنار بدست آید.
۵- از روی نقشه (پلان) میزان عقب‌نشینی از بغل را برداشت می‌نماییم و در ضریب عرضی ضرب نموده تا عرض سایه از کنار بدست آید.

ب: محاسبه سایه از بالا

۱- از نقطه پیدا شده در قسمت ۴ بطور مایل (خطوط 45^o) حرکت می‌کنیم.
۲- زاویه مداری را از قسمت و سمت چپ خط قائم جدا و از نقطه جدید خطی افقی رسم تا خط قسمت شماره یک را قطع نماید.
۳- از محل تلاقی خطی قائم رسم می‌کنیم تا ضریب سایه از نقاب بالا بدست آید (ضریب سایه ارتفاعی)
۴- از روی نقشه میزان عقب‌نشینی را از بالا برداشت نموده در سایه از نقاب بالا ضرب تا ارتفاع سایه از نقاب بالا بدست آید.

توجه:

۱- برای محاسبه مساحت قسمت سایه، در ابتدا مساحت قسمت آفتابی را محاسبه می‌کنیم و سپس از مساحت کل شیشه کم می‌نماییم.

۲- بعد از بدست آوردن مساحت آفتابی و سایه در برگه محاسباتی قسمت سایه، جداگانه برای جهت شمالی با همان عرض جغرافیایی و قسمت آفتابی مانند گذشته برای همان جهت داده شده محاسبه می‌گردد.

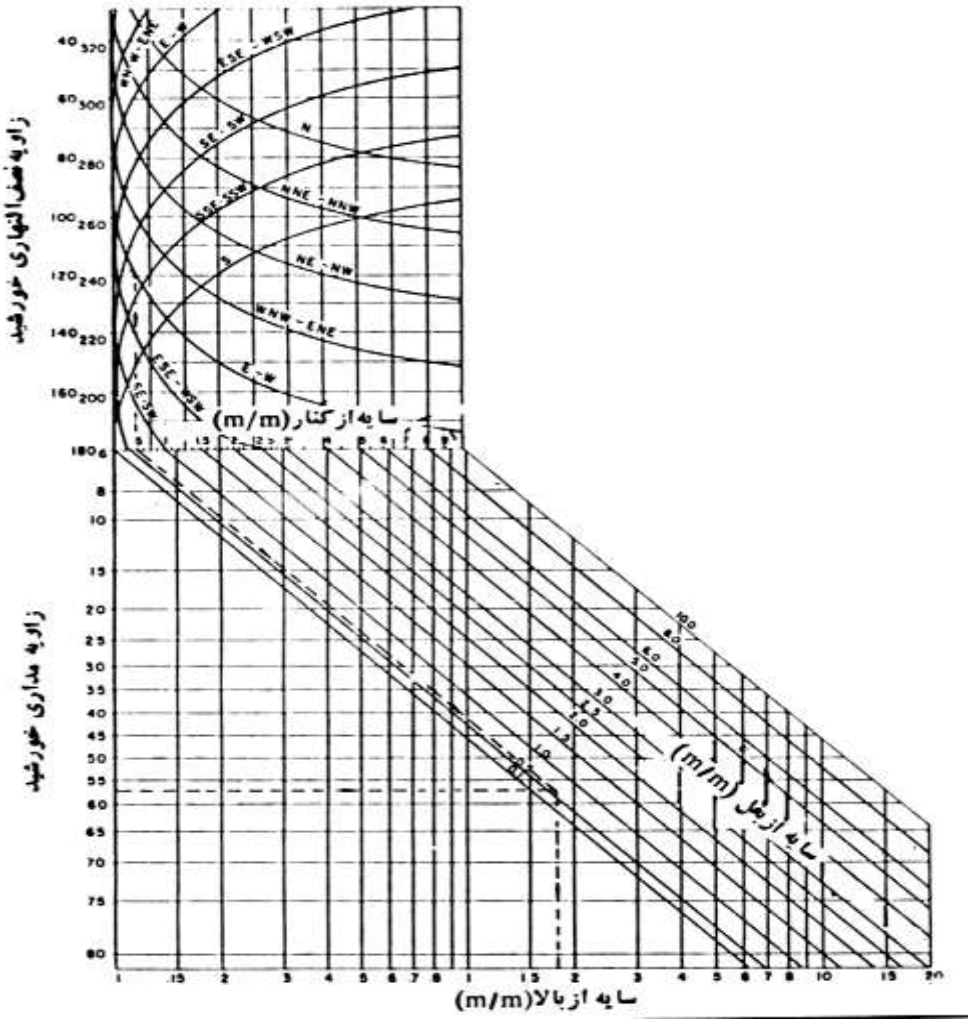
مسئله: پنجره‌ای با قاب فولادی دروجه غربی دیواری واقع در تهران دارای حاشیه ۲۰ سانتیمتر از بالا و کنار است. مطلوبست محاسبه عرض و ارتفاع سایه‌های ایجاد شده در ساعت ۲ بعدازظهر (تاریخ اول مرداد ماه می‌باشد).

جدول (۳۱-۹): زوایای مداری و نصف‌النهاری خورشید

عرض جغرافیائی شمالی	ساعات	۳۱ خرداد		اول‌مرداد		۲ مهر		ساعات
		Alt	Az	Alt	Az	Alt	Az	
عرض ۳۰°	صبح ۶	11	69	10	72	6	80	صبح ۶
	۷	24	76	23	79	19	87	۷
	۸	37	82	35	86	31	95	۸
	۹	49	88	48	93	44	104	۹
	۱۰	62	96	61	103	56	117	۱۰
	۱۱	75	112	73	122	67	140	۱۱
	۱۲	83	180	80	180	71	180	۱۲ N
	بعدازظهر ۱	75	248	73	238	67	220	بعدازظهر ۱
	۲	62	264	61	257	56	243	۲
	۳	49	272	48	267	44	256	۳
	۴	37	278	35	274	31	265	۴
	۵	24	284	23	281	19	273	۵
	۶	11	291	10	288	6	280	۶
عرض ۴۰°	صبح ۶	15	72	13	74	7	81	صبح ۶
	۷	26	80	24	83	19	91	۷
	۸	37	89	35	93	30	102	۸
	۹	49	100	47	104	41	113	۹
	۱۰	60	114	57	118	51	129	۱۰
	۱۱	69	138	66	143	58	151	۱۱
	۱۲	73	180	70	180	61	180	۱۲ N
	بعدازظهر ۱	69	222	66	217	58	209	بعدازظهر ۱
	۲	60	246	57	242	51	231	۲
	۳	49	260	47	256	41	247	۳
	۴	37	271	35	267	30	258	۴
	۵	26	280	24	277	19	269	۵
	۶	15	288	13	286	7	279	۶
عرض ۵۰°	صبح ۶	18	74	15	77	9	83	صبح ۶
	۷	27	85	25	88	18	94	۷
	۸	37	97	34	100	28	106	۸
	۹	46	110	44	114	37	120	۹
	۱۰	55	128	52	131	44	137	۱۰
	۱۱	61	151	58	152	49	157	۱۱
	۱۲	63	180	60	180	51	180	۱۲ N
	بعدازظهر ۱	61	209	58	208	49	203	بعدازظهر ۱
	۲	55	232	52	229	44	223	۲
	۳	46	250	44	246	37	240	۳
	۴	37	263	34	260	28	254	۴
	۵	27	275	25	272	18	266	۵
	۶	18	286	15	283	9	277	۶
عرض جغرافیائی جنوبی	ساعات							ساعات

مداری= اوج= ALT نصف‌النهاری = سمت= AZ

شکل (۳۲-۹): ضرایب سایه عرضی و سایه ارتفاعی



ترجمه:

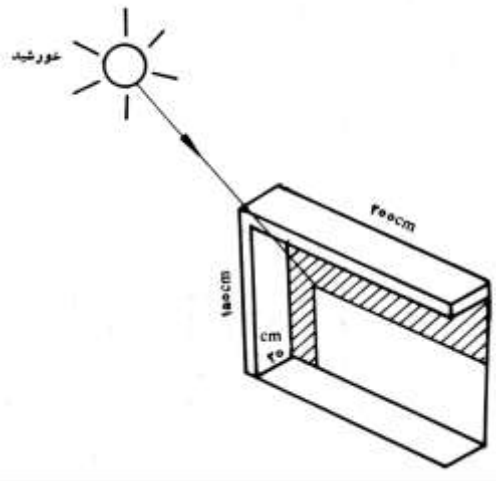
جنوب شرقی از شرق	ESE	شمال	N
جنوب غربی از غرب	WSW	جنوب	S
شمال غربی از غرب	WNW	شرق	E
شمال شرقی از شرق	ENE	غرب	W
شمال شرقی از شمال	NNE	جنوب شرقی	SE
شمال غربی از شمال	NNW	جنوب غربی	SW
جنوب شرقی از جنوب	SSE	شمال شرقی	NE
جنوب غربی از جنوب	SSW	شمال غربی	NW

۲۳July = اول مرداد و ۴۰° عرض جغرافیایی ⇐ (۳۰-۹) جدول شماره ⇐ $A_Z = ۲۴۲^o$ ، $AL = ۵۷^o$

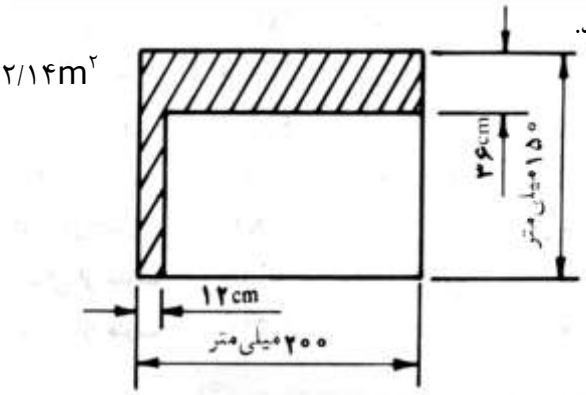
⇐ دیاگرام شماره (۳۱-۹) ضریب سایه عرضی = ۰/۶M/m ، ضریب سایه ارتفاعی = ۱/۸M/m

عرض از بغل = ۰/۶ × ۰/۲ = ۰/۱۲m = ۱۲ cm

ارتفاع سایه از بالا = ۱/۸×۰/۲ = ۰/۳۶m = ۳۶cm



مسئله: در صورتیکه پنجره مسئله بالا دارای مساحت (۱/۵×۲) مترمربع باشد، مساحت آفتابی و سایه ایجاد شده روی پنجره را محاسبه کنید.



سطح آفتابی = (۱/۵-۰/۳۶)(۲-۰/۱۲) =۱/۱۴×۱/۸۸=۲/۱۴m^2

مساحت شیشه =۲×۱/۵ =۳m^2

مساحت کل سایه = ۳-۲/۱۴ =۰/۸۶m^2

توجه:

بعد از بدست آوردن مساحت آفتابی و سایه در برگه محاسباتی قسمت سایه را جداگانه برای جهت شمالی با همان عرض جغرافیایی درهمان ساعت و قسمت آفتابی را برای همان جهت داده شده محاسبه می‌نماییم.

ساعت حداکثر بار برودتی و طریقه تعیین آن (ساعت بار ماکزیمم اتاق)

منظور تعیین ساعتی در روز است که محاسبه بار سرمایی اطاق بیشترین مقدار باشد، ساعت بار ماکزیمم به سه عامل زیر بستگی دارد:

۱ - تشعشع روی شیشه‌ها

۲ - اختلاف دمای معادل

۳ - حرارت داخلی (منابع گرمازای داخلی) که مهمترین آنها عامل تشعشع می‌باشد.

خورشید نسبت به موقعیت تهران کمی متمایل به جنوب از شرق به غرب حرکت می کند. بنابراین اطاقی که دارای شیشه شرقی قابل ملاحظه باشد ممکن است برای ساعت ۸ صبح بیشترین تلفات برودتی را داشته باشدو اطاقی که دارای شیشه جنوبی قابل ملاحظه باشد برای ساعت ۱۲ ظهر و اطاقی که شیشه غربی زیادتری داشته باشد در ساعت ۳ یا ۴ بعدازظهر بیشترین تلفات برودتی را داشته باشد. شیشه‌های شمالی چون همیشه در سایه است اثر تشعشع روی آن کم می‌باشد، بنابراین در طول روز و ساعات مختلف، بار برودتی تشعشع برای دیواره های مختلف و در ساعات مختلف متفاوت می‌باشد. از طرفی در ساعت ۸ صبح که بار تشعشعی روی دیوار شرقی ممکن است ماکزیمم باشد، در همین ساعت درجه حرارت خشک هوای خارج بسیار کمتر از حداکثر آن در طول روز می‌باشد و از طرفی دیگر، طبق جداول، اختلاف درجه حرارت معادل در ساعات مختلف روز متفاوت است. بنابراین سه عامل فوق توأماً در تعیین ساعت بار ماکزیمم مؤثرند. برای تعیین ساعت بار ماکزیمم می‌باید جدولی تنظیم نمود که شامل ساعاتی باشد (که به طور تجربی و تقریبی می‌توان حدس زد) که برای دیوار با موقعیت خاص حداکثر بار برودتی را دارا هستند، و در ساعات فوق بار محسوس موثر اطاق را محاسبه کرد. (بعداً بار محسوس موثر اطاق بررسی خواهد شد). حال ساعتی انتخاب می‌شود که بار محسوس ماکزیمم باشد. در عمل بطور تقریب، جدولی براساس اختلاف دماهای معادل دیوارهای مختلف در ساعات مختلف و جدول دیگری برای تشعشع شیشه‌ها تنظیم کرده، از روی این دو جدول ساعت بار ماکزیمم حدس زده می‌شود و گاهی فقط بار تشعشع شیشه‌ها را در ساعات مختلف روز ملاک انتخاب قرار می‌دهند.

جدول (۳۳-۹): جدول ساعت احتمالی بار ماکزیمم در کشورمان برای اطاقهای مختلف

جهت قرار گرفتن اطاقها	ساعت بار ماکزیمم برودتی احتمالی
۱- اطاقهائیکه در قسمت شرق ساختمان واقع می‌باشند و دارای شیشه و دیوار بیشتری در این جهت می‌باشند.	۸ الی ۱۰ صبح
۲- اطاقهائیکه در قسمت جنوب ساختمان هستند و.....	۱۲ الی ۳ بعدازظهر
۳- اطاقهائیکه در قسمت غربی ساختمان هستند و	۴ الی ۶ بعدازظهر
۴- اطاقهائیکه در قسمت شمالی ساختمان هستند و	۵ الی ۶ بعدازظهر

محاسبه بار ماکزیمم، جهت انتخاب دستگاه خنک‌کننده داخل اطاقها به طور مثال فن‌کوئل‌ها می‌باشد.

انتقال حرارت بوسیله هدایت (محاسبه تلفات برودتی هدایتی سقف- پارتیشن (تیغه)- درها و پنجره‌ها)

انتقال حرارت بوسیله هدایت، بطور کلی در حرارت مرکزی مورد مطالعه قرار گرفت. در تلفات برودتی تابستانی نیز بعلت اختلاف دمای خارج و داخل مقداری حرارت در اثر هدایت به محل وارد می‌شود، جهت جریان گرما برخلاف زمستان از خارج (دمای بیشتر) به داخل (دمای کمتر) است. محاسبات تلفات برودتی هدایت سقف و کف- تیغه (پارتیشن)- درها- پنجره‌ها در تهویه مطبوع از این راه انجام می‌گیرد و بار هدایتی دیواره‌ها و بام از راه دیگری محاسبه می‌گردند.

فرمول انتقال حرارت بوسیله هدایت عبارتست از:

$Q=Au\Delta t$ یا $Q=Au(t_o-t_i)$ (۹-۳۴)

A = سطح تبادل $[m^2]$

Δt = اختلاف دمای خارج و داخل $[^oC]$ t_o = دمای خارج $[^oC]$ t_i = دمای داخل $[^oC]$

u = ضریب کلی انتقال حرارت یا ضریب هدایت سرتاسری $\left[\frac{w}{m^2\times{}^o k}\right]$ یا $\left[\frac{J}{m^2\times Sec\times{}^o k}\right]$

Q = بار سرمایی هدایتی یا انتقال حرارت هدایتی $[w]$

فرمول ضریب کلی انتقال حرارت (u)

$$u=\frac{1}{R} \qquad (۹-۳۵)$$

$$R=\frac{1}{f_o}+\sum\frac{x}{K}+\frac{1}{fi} \qquad (۹-۳۶)$$

R = مقاومت کلی دیوار $\left[\frac{m^2\times{}^o k}{w}\right]$

f_i و f_o = ضرایب سطحی فیلم هوای خارج و داخل یا ضرایب انتقال حرارت فیلم هوای خارج و داخل $\left[\frac{w}{m^2\times{}^o k}\right]$

$\left[\frac{w}{m^2\times{}^o k}\right]$ ضریب هدایت حرارت هر لایه (۹-۳۷)

$$C=\frac{K}{x}$$

x = ضخامت هر لایه $[m]$

K = قابلیت هدایت حرارتی هر لایه $\left[\frac{w}{m^2\times{}^o k}\right]$

توجه:

۱ - واحد دما در تمام فرمولهای بالا میتواند به جای ^oC، درجه کلوین ^oK باشد.

۲- بطور متوسط ضریب سطحی فیلم هوای خارج را در تابستان $f_o = ۲۳/۳ w/m^۲\times^oK$ و همچنین برای تمام دیوارها ضریب فیلم هوای داخل جهت هوای ساکن و آرام $f_i = ۸/۵$ $(w/m^۲\times^oK)$ در نظر می‌گیرند.

جدول (۳۸-۹): قابلیت هدایت حرارتی مصالح مختلف

مصالح	قابلیت هدایت حرارتی K	جرم مخصوص ρ
	w/m^oK	kg/m^3
آجر روکار	۱/۳۲	۲۰۰۰
آجر معمولی	۰/۷۷	۱۶۰۰
گچ	۰/۴۷	۹۰۰-۱۱۰۰
گچ خاک	۰/۷۰	۱۴۰۰
خاک خشک	۰/۲۳	۱۵۰۰
خاک مرطوب	۰/۶۴	۱۷۰۰
کاهگل	۰/۳۵	۷۷
ملات یا اندود سیمان	۰/۷۲	-
شفته سیمانی	۱/۱۶	۱۸۰۰-۲۱۰۰
بتن سبک (شن دانه درشت)	۰/۳۵	۱۰۰۰-۱۲۰۰
بتن سبک (شن دانه درشت)	۰/۵۲	۱۴۰۰-۱۶۰۰
بتن سنگین (متراکم)	۱/۴۰	۱۷۰۰-۲۱۰۰
بتن سنگین (متراکم)	۱/۷۵	۲۲۰۰-۲۴۰۰
شن	۰/۴۱	۱۸۰۰
ماسه خشک	۰/۳۵	۱۵۰۰
ماسه مرطوب	۱/۰۰	-
سنگ معملی	۱/۴۰	۲۰۰۰-۲۳۰۰
سنگ مرمر	۲/۹۰	کمتر از ۲۶۰۰
سنگ نما (تراورتن)	۲/۳۳	-
قیر	۰/۲۳	۱۰۰۰
آسفالت	۱/۱۶	۲۱۱۰
کاشی پلاستیک	۰/۲۳	-
کاشی لعابی	۰/۷۰	-
موزائیک	۱/۸۰	۲۲۴۰
شیشه	۰/۸۰	۲۵۰۰-۲۷۰۰
چوب (لایه‌لایه‌ای)	۰/۱	۵۴۴
چوب (نرم)	۰/۱	۵۱۲
چوب (سنگین)	۰/۱۶	۷۲۰
فیبر	۰/۲۳	۱۰۰۰
ذرات چوب فشرده شده (نوپان)	۰/۲۱	۸۵۰-۱۰۰۰
صفحات ایرانیت (سیمان آسیبستوس)	۰/۶۹	۱۹۳۰
بلوک آسبستوس	۰/۱۵	۴۷۰-۵۷۰
لینولئوم	۰/۱۹	۱۲۰۰
فرش چوبی (پارکت)	۰/۱۶	۲۴۰
هوا (۰^oC تا ۱۰۰^oC)	۰/۰۰۲-۰/۰۰۸ (بطور متوسط ۰/۰۰۵)	-

جدول (۳۹-۹) ضرایب هدایت حرارتی بعضی از مصالح

مصالح	ضریب هدایت حرارتی C
	$w/m^{۲}\times^{o}K$
آجر سفالی:	
۱۰ سانتیمتری	۵/۲۳
۲۰ سانتیمتری	۳/۱۴
۳۰ سانتیمتری	۲/۳۳
بلوک بتنی توخالی:	
۱۰ سانتیمتری	۸/۱۴
۲۰ سانتیمتری	۵/۲۳
۳۰ سانتیمتری	۵/۵۴

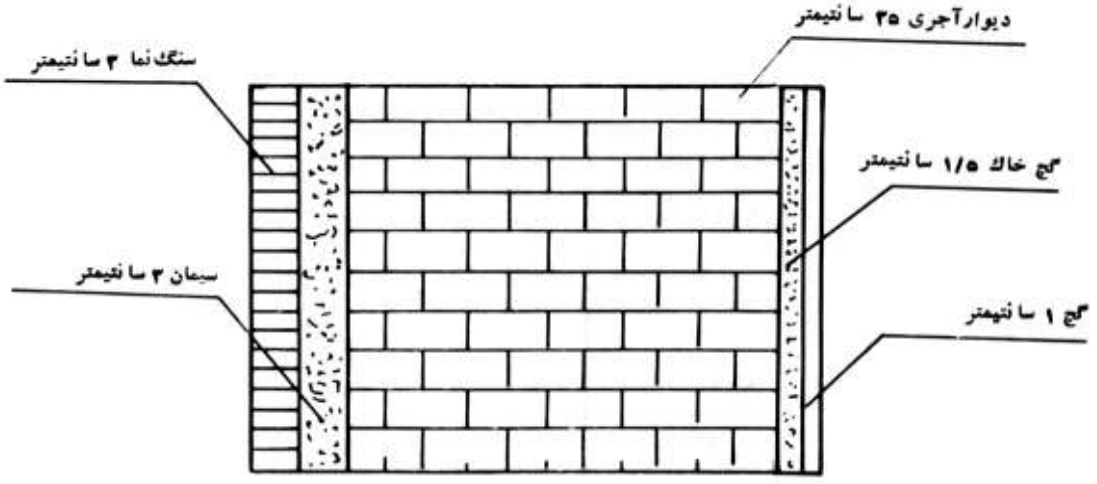
جدول (۴۰-۹): ضرایب کلی انتقال حرارت درها و پنجره‌ها

نوع در و پنجره	ضریب کلی انتقال حرارت u
	$w/m^{2}\times^{o}K$
در چوبی	۳/۵
در فلزی	۵/۸
پنجره چوبی (ساده)	۵/۲
پنجره آهنی (ساده)	۵/۸
پنجره‌های چوبی (مضاعف)	۲/۳
پنجره‌های آهنی (مضاعف)	۳/۳
پنجره‌های چوبی (با شیشه مضاعف)	۳/۵
پنجره‌های فلزی (با شیشه مضاعف)	۳/۷

۳- گاهی مستقیماً از جداول می‌توان با معلوم بودن نوع لایه‌های دیوار مقادیر R یا u را برداشت نمود.

۴-هرگاه مقدار C در دسترس باشد به جای $\frac{X}{K}$ مقدار $\frac{1}{C}$ را در رابطه قرار می‌دهیم.

مسئله: دیواری مطابق شکل زیر مفروض است:



این دیوار تشکیل شده است از: ۳ سانتیمتر سنگ‌نما و ۳ سانتیمتر ملات سیمان و ۳۵ سانتیمتر آجر و ۱/۵ سانتیمتر گچ و خاک و ۱ سانتیمتر گچ.

۱- مقاومت کلی و ضریب کلی انتقال حرارت را پیدا کنید.

۲-اگر ابعاد دیوار ۳ و ۴ متر باشد و اختلاف دمای دو طرف دیوار 10^oC، میزان انتقال حرارت را محاسبه نمایید.

حل: برای جدار خارجی و قائم

$$\frac{1}{fi}+\frac{1}{fo}=\frac{1}{8.5}+\frac{1}{23.3}=0.16 \qquad R=\frac{1}{fi}+\sum\frac{X}{K}+\frac{1}{fo}$$

$$R=0.16+\frac{0.03}{2.33}(\text{سنگ نما})+\frac{0.03}{0.72}(\text{ملات سیمان})+\frac{0.35}{0.77}(\text{آجر})+\frac{0.015}{0.7}(\text{گچ و خاک})+\frac{0.01}{0.47}(\text{گچ})$$

$$R=0.16+0.0129+0.0417+0.4545+0.02143+0.02128=0.71\frac{m^2\times^oC}{w}$$

$$u=\frac{1}{R}=\frac{1}{0.71}=1.4\frac{w}{m^2\times^oK} \qquad Q=Au\Delta t \qquad Q = (3\times 4)\times 1.4\times 10 = 168\ W$$

انتقال حرارت بوسیله هدایت و تشعشع با هم (محاسبات بارهای هدایتی و تشعشعی دیواره‌ها و بام)

فرمول انتقال حرارت $Q=Au\Delta t$ برای دیواره‌هایی است که در مقابل تابش مستقیم خورشید قرار نگرفته باشند و یا بخواهیم در هر حال محاسبات را تقریبی انجام دهیم، لیکن دیواره‌هائیکه در مقابل تابش مستقیم خورشید قرار گرفته باشند تا زمانیکه این تابش وجود دارد، همانطوریکه قبلاً نیز گفته شد بسته به گرمای ویژه آنها مقدار زیادی حرارت جذب و باعث می‌شود درجه حرارت آنها 17^oC الی 22^oC از درجه حرارت هوای خارج بیشتر شود، بهمین دلیل برای انتقال حرارت، متدهای مختلفی وجود دارد که روش تجربی دمای معادل، امروزه بیشتر در تهویه مطبوع به کار می‌رود.

۱) $Q=Au\Delta t$ برای دیواره‌ها و ..... که در معرض نور خورشید نیستند (۴۱-۹)

۲) $Q=Au\Delta t_e$ برای دیواره‌ها و بام و ..... که در معرض نور خورشید هستند (۴۲-۹)

$\Delta t = t_o - t_i$: اختلاف دمای معمولی (خارج و داخل)

Δt_e : اختلاف دمای معادل.

روش اختلاف درجه حرارت معادل تمامی متغیرهای تابشی و ذخیره‌ای دیوار را در خود مستتر دارد و شامل درجه حرارتهای هدایتی و تابشی است، لذا فرمول $Q=Au\Delta t_e$ انتقال حرارت هدایتی و تابشی را توأماً می‌دهد.

اختلاف درجه حرارت معادل برای دیواره‌ها و بام از جداول صفحهٔ بعد برداشت می‌گردد:

این جداول براساس موقعیت‌های زیر ارائه شده است:

۱-برای عرض جغرافیایی 40^oN اواخر تیر یا اوایل مرداد، اما برای عرضهای جغرافیایی (50^oN-۰) نیز مفید است، البته برای گرمترین دوره‌های تابستان.

۲-تغییرات درجه حرارت خشک روزانه $11/1^oC$

۳-اختلاف دمای خارج و داخل $8/3^oC$

۴-برای دیواره‌ها و بامهای تیره رنگ با قابلیت جذب حدود ۰/۹

رنگهای تیره: آبی سیر- قرمز سیر- قهوه‌ای سیر وغیره

رنگهای متوسط: سبز روشن- آبی روشن- خاکستری و غیره

رنگهای روشن: سفید- کرم و غیره

۵- برای گرمای ویژه بنای ساختمانی حدود $1/005\ \frac{KJ}{kg^oK}$

خارج از شرایط بالا بترتیب زیر عمل می‌کنیم:

الف- برای تصحیح تغییرات درجه حرارت روزانه که با $11/1^oC$ متفاوت باشد و اختلاف دمای داخل و خارج که با $8/3^oC$ متفاوت باشد از فرمول زیر استفاده می‌کنیم:

میزان تصحیح اختلاف دمای معادل = $(\Delta t - 8/3) - (DR - 11/1) \times 0/4$*

Δt = اختلاف دمای داخل و خارج $[^oC]$ (۹-۴۳)

DR = تغییرات درجه حرارت روزانه $[^oC]$

* ۱) ضریب ۰/۴ برای رنگهای متوسط است. برای رنگهای روشن و تیره به ترتیب به ۰/۷ و ۰/۲ تغییر می‌کند.

۲) فرمول فوق توسط مؤلف و بنا بر سهولت محاسبه پیشنهاد گردیده است.

جداول (۴۴-۹): اختلاف دمای معادل طرح برای دیواره‌ها (^oC)

جهت	جرم واحد سطح دیوار kg/m^2	صبح							بعد ازظهر					
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6
شرق	106	0.55	9.5	16.7	18.3	20	19.4	17.8	11.1	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8
	319	−0.55	−0.55	0	11.7	16.7	17.2	17.2	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8
	532	2.8	2.8	3.0	4.4	7.8	11.1	13.3	13.9	13.3	11.1	10	8.9	7.8
	744	6.1	5.5	5.5	5.0	4.1	5.0	5.5	8.3	10.0	10.6	10	9.4	8.9
جنوب	106	−0.55	−1.1	−2.2	0.55	2.2	7.8	12.2	15	16.7	15.6	14.4	11.1	8.9
	319	−0.55	1.75	−2.2	−1.17	−1.1	3.9	6.7	11.1	13.3	13.9	14.4	12.8	11.1
	532	2.2	2.2	1.1	1.1	1.1	1.7	2.2	4.4	6.7	8.3	8.9	10.0	10.0
	744	3.9	3.3	3.3	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	3.8	5.5	7.2	7.8
غرب	106	−1.1	−1.7	−2.2	−1.1	0	1.7	3.3	7.7	11.1	17.8	22.2	25.0	26.7
	319	1.1	0.55	0	0	0	1.1	2.2	3.9	5.5	10.6	14.4	18.9	22.2
	532	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.5	6.7	9.4	11.1
	744	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	6.1	6.7
شمال	106	−1.7	−1.7	−2.2	−1.7	−1.1	0.55	2.2	4.4	5.5	6.7	7.8	7.2	6.7
	319	−1.7	−1.7	−2.2	−1.7	−1.1	−0.55	0	1.7	3.3	4.4	5.5	6.1	6.7
	532	0.55	0.55	0	0	0	0	0	0.55	1.1	1.7	2.2	2.8	2.8
	744	0.55	0.55	0	0	0	0	0	0	0	0.55	1.1	1.7	2.2

جدول (۴۵-۹): اختلاف دمای معادل بامها با رنگهای تیره در معرض آفتاب و سایه (^oC)

جهت	جرم واحد سطح سقف	صبح							بعد ازظهر					
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6
در معرض آفتاب	53	−2.2	−3.3	−3.9	−2.8	−0.55	3.9	8.3	13.3	17.8	21.1	23.9	25.6	25.0
	106	0	−0.55	−1.1	−0.55	1.1	5.0	8.8	12.8	16.7	20.0	22.8	23.9	23.9
	212	2.2	+1.7	−1.1	1.7	3.3	5.5	8.8	12.8	15.6	18.3	21.1	22.2	22.8
	319	5.0	4.4	3.3	3.9	4.4	6.1	8.8	12.2	15.0	17.2	19.4	21.1	21.7
	524	7.2	6.7	6.1	6.1	6.7	7.2	8.8	12.2	14.4	15.6	17.8	19.4	20.6
سایه	106	−2.8	−2.8	−2.2	−1.1	0	1.1	3.3	5.0	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7
	212	−2.8	−2.8	−2.2	−1.7	−1.1	0	1.1	2.8	4.4	5.5	6.7	7.2	6.7
	319	−1.7	−1.7	−1.1	−1.1	−1.1	−0.55	0	1.1	2.2	3.3	4.4	5.0	5.5

ب- برای عرض جغرافیائی 30^o (یک یا دو مورد) ۱۰٪ اختلاف دمای معادل برداشته شده از جدول کسر می‌شود.

مسئله: دیواری با آجر معمولی در جهت غربی و در شهرستان تاریخی کرمان ساخته شده است، دمای طرح داخل و خارج تغییرات درجه حرارت روزانه تقریبی به ترتیب 23^oC و 38^oC و 15^oC می‌باشد اختلاف دمای معادل را برای ساعت ۱ بعدازظهر پیدا کنید (جرم واحد سطح دیوار ۷۴۴ کیلوگرم بر مترمربع است).

$$\left\{\begin{array}{l}\text{اختلاف دمای خارج و داخل} = 38 - 23 = 15^oC \\ \text{تغییرات درجه حرارت روزانه} = 15^oC\end{array}\right. \quad \left\{\begin{array}{l}\text{ساعت ۱ بعدازظهر و دیوار غربی} \\ \text{جرم واحد سطح } 744\ kg/m^2\end{array}\right.$$

$$\Rightarrow \text{اختلاف دمای معادل از جدول} = 5^oC$$

الف: مقدار تصحیح برای حالت الف $= (\Delta t - 8/3) - (DR - 11/1) \times 0/4$

مقدار تصحیح برای حالت الف $= (15-8/3) - (15-11/1) \times 0/4$

مقدار تصحیح برای حالت الف $= 5/14$

ب: شهر کرمان در عرض جغرافیائی شمالی 30^o قرار دارد و رنگ دیوار متوسط است.

تصحیح برای حالت (ب) $= 5 \times 0/1 = 0/5$

اختلاف دمای تصحیح شده $= 5 + 5/14 - 0/5 = 9/64^oC$

محاسبه تلفات حرارتی برای دیواره‌های داخلی و تیغه‌ها

جریان حرارتی اصولا از طریق جداره‌های داخلی مانند: کف، سقف و تیغه‌ها، در اثر اختلاف درجه حرارت بین هوای دو طرف آن جداره بوجود می‌آید و این اختلاف درجه حرارت، اساساً در طی روز ثابت است و بنابراین جریان حرارتی را می‌توان یکنواخت فرض کرده واز معادله مربوط به آن استفاده نمود. اختلاف درجه حرارت دو طرف دیوارهای داخلی و تیغه‌ها را معمولا بطریق زیر تعیین می‌کنند:

۱-اختلاف درجه حرارت دو طرف دیوارهای داخلی و تیغه‌هائی که طرف دوم آنها تهویه مطبوع است: دراین حالت درجه حرارت واقعی هر یک از دو طرف جداره بکار می‌رود.

$$\Delta t = \text{درجه حرارت طرف دیگر} - \text{درجه حرارت یک طرف} \qquad (9-46)$$

۲-اختلاف درجه حرارت دو طرف دیوارهای داخلی و تیغه‌هائیکه طرف دوم آنها تهویه مطبوع نیست:

$$\Delta t = (\text{درجه حرارت داخل- درجه حرارت خارج در ساعت محاسبه}) - 3^oC \qquad (9-47)$$

۳-اختلاف درجه حرارت دو طرف دیوارهای داخلی و تیغه‌هائیکه طرف دوم آنها آشپزخانه یا وتورخانه باشد.

$$\Delta t = (\text{درجه حرارت داخل- درجه حرارت خارج در ساعت محاسبه}) + 8/5 \sim {}^oC\ 14^oC \qquad (9-48)$$

توجه: چون تیغه‌ها در معرض نور خورشید نیستند لذا انتقال حرارت تشعشعی نداشته و فقط هدایتی دارند.

$$Q = Au\Delta t \qquad (9-49)$$

نفوذ و تجدید هوا

هوای تازه معمولا دارای محتوای حرارتی متفاوتی نسبت به هوای فضای تهویه می‌باشد. بنابراین ورود آن به اطاق باعث بوجود آمدن اتلاف بار خواهد شد.

هوای خارج به دو طریق زیر بطورطبیعی و یا اجباری وارد اطاق می‌گردد:

الف- بوسیله نفوذ هوا از طریق درها- پنجره‌ها- هواکشها.

ب- بوسیله تجدید هوا

الف- نفوذ هوا: نفوذ هوا بداخل ممکن است توسط وزش باد یا اختلاف جرم مخصوص و یا هر دو صورت گیرد.

وزش باد: در قسمتهایی از ساختمان که در مجاورت با وزش باد هستند، فشار باد باعث می‌شود که مقداری هوا از طریق جداره‌ها واطراف دربها و پنجره‌ها بداخل نفوذ کند و این هوای نفوذی بنوبه خود باعث ایجاد فشار جزئی در داخل ساختمان شده و در نتیجه اختلاف فشار ایجاد شده باعث می شود به همان مقدار که هوا بدرون نفوذ کرده از سمت دیگر که باد نیست ، نشت نماید.

اختلاف جرم مخصوص: اختلاف درجه حرارت و رطوبت بین هوای خارج و داخل ، موجب اختلاف فشاری بین هر دو طرف دیوار، در بالا و پائین دیوار شده و در تابستان در بالای دیوار، نفوذ هوا بداخل و در پائین نفوذ هوا به خارج را به وجود می‌آورد (البته در زمستان برعکس است). هوای ورودی توسط نفوذ هوا باعث افزایش دمای اطاق و احتمالا بالا بردن رطوبت نسبی آن می‌گردد، به همین دلیل باعث بالا رفتن ظرفیت دستگاههای تهویه مطبوع خواهد شد.

ب- تجدید هوا (تهویه هوا): اصولا به لحاظ خارج کردن و یا رقیق کردن بو و دود و همچنین تأمین اکسیژن کافی برای اشخاص، می‌باید مقداری هوای تازه جهت تجدید هوای داخل وارد اطاق نمائیم و هرچقدر تراکم در ساختمان بیشتر باشد نیاز به تجدید هوای بیشتری است.

محاسبه بار سرمایی نفوذ یا تهویه هوای خارج

بار سرمایی نفوذ یا تهویه هوای خارج به دو صورت محسوس (Sensible)و نهان (Latent)صورت می‌گیرد که فرمولهای آنها بقرار زیر است:

الف: بار سرمایی نفوذ یا تهویه از نوع محسوس

$Qs = ۲۰/۴\ (cmm)\Delta t$ $Qs =$ بار سرمایی نفوذ یا تهویه از نوع محسوس [w] (۹-۵۰)

$cmm =$ دبی هوای نفوذی یا تهویه $[m^3/min]$ $\Delta t =$ اختلاف دمای خارج و داخل $[^oC]$

ب: بار سرمایی نفوذ یا تهویه از نوع نهان*

$Q_L = ۵۰۰۰۰\ (cmm)\Delta W$ $Q_L =$ بار سرمایی نفوذ یا تهویه از نوع نهان [w] (۹-۵۱)

cmm : دبی هوای نفوذی یا تهویه $[m^3/min]$ ΔW : تغییرات نسبت رطوبت $[kg/kgd.a]$

توجه: برای محاسبه بار تهویه بای‌پاس شده و بای‌پاس نشده، فرمولهای بالا بترتیب در BF و (۱-BF) ضرب خواهند شد (۹-۵۲).

محاسبه دبی هوای نفوذی

۱-روش درزی (Crack Method)

در این روش مقدار υ^o برحسب طول درزهای درها و پنجره‌هایی که هوای خارج از طریق آنها وارد اطاق می‌گردد ، محاسبه می‌شود.

$$cmm = \frac{\upsilon^o \times l}{60} \qquad (۹-۵۳)$$

$\upsilon^o =$ مقدار هوایی که بازاء واحد طول درز، وارد می‌گردد $\left[\frac{m^3}{hr \times m}\right]$

از جدول (۹-۵۴) l : طول درزها [m] cmm : دبی هوای نافذ درزی [m۳/min]

جدول (۵۴-۹): مقدار هوای نفوذی بازاء واحد طول درز دربها و پنجره‌ها

نوع درب یا پنجره	سرعت باد برحسب km/hr				
	۸	۱۶	۲۴	۳۲	۴۰
درب معمولی چوبی یا فلزی					
از نظر نفوذ مطمئن	۲/۴	۳/۶	۴/۸	۷/۲	۹/۶
از نظر نفوذ غیرمطمئن	۴/۸	۱۲/۶	۲۰/۴	۲۸/۸	۳۶/۶
پنجره ساده فلزی					
با نفوذ معمولی	۴/۵	۱۰	۱۶	۲۶	۳۰
پنجره دو لنگه فلزی					
از نظر نفوذ مطمئن	۲	۶	۱۰	۱۵	۲۰
از نظر نفوذ غیرمطمئن	۷	۱۵	۲۳	۳۲	۴۵
پنجره دو لنگه چوبی					
از نظر نفوذ مطمئن	۲	۳	۱۱	۱۷	۲۴
از نظر نفوذ غیرمطمئن	۹	۲۳	۳۷	۵۱	۶۶

مسئله: محاسبه کنید مقدار دبی هوای نفوذی را برای اطاقی که دارای یک درب فلزی به ابعاد ۱×۲/۲ مترمربع و دو پنجرهٔ ساده فلزی به ابعاد ۱×۱/۲ روبه هوای خارج دارد (سرعت باد ۱۶km/hr)

پنجره $l = 2(1+1.2) \times 2 = 4 \times 2.2 = 8.8$ متر در $l = 2(1+2.2) = 2 \times 3.2 = 6.4$ متر

پنجره $\upsilon^o = 10$ در $\upsilon^o = 3.6$

پنجره $cmm = \frac{10 \times 8.8}{60} = 1.47$ کل $cmm = 0.38 + 1.47 = 1.85$ در $cmm = \frac{3.6 \times 6.4}{60} = 0.38$

$$cmm = \frac{\upsilon^o \times l}{60}$$

۲-روش حجمی (حجم هوای نفوذی)- در این روش، حجم هوای نفوذی براساس مقدار تعویض هوای نفوذی است، این روش ساده‌تر از روش درزی بوده، لکن دارای دقت کمتری است. (طراحان معمولا روش درزی و حجمی را محاسبه کرده بزرگترین cmm را انتخاب می‌کنند).

(۵۵-۹) n : تعداد تعویض در ساعت از جدول زیر [۱/hr] V : حجم اطاق [m^3]

$$cmm = \frac{V \times n}{60}$$

جدول (۵۶-۹): جدول تعداد تعویض در ساعت براساس موقعیت اطاق

N = تعداد تعویض در ساعت [۱/hr]	موقعیت
$\frac{1}{2}$	اطاقهائیکه بدون در و پنجره رو به خارج می‌باشند مانند راهرو یا هال که در وسط ساختمان هستند یا اطاقهائیکه در و پنجره رو به خارج ندارند
1	اطاقهائیکه از یک دیوار در و پنجره روبه خارج دارند
$1\frac{1}{2}$	اطاقهائیکه از دو دیوار در و پنجره رو به خارج دارند
2	اطاقهائیکه از سه یا چهار دیوار در و پنجره رو به خارج دارند
2	راهروهای ورودی

توجه:
۱-برای اطاقهائیکه درب و پنجره خیلی خوبی داشته باشند که نفوذ از آنها خیلی کم باشد، معمولا ۵۰٪ مقادیر جدول قابل قبول است.
۲-برای ساختمانهای تجارتی (فروشگاه- بانک و ....) که در آنها غالباً باز است. اگر عرض درب حداقل ۹۰cm باشد ۳cm٪ به مقدار cm حاصل اضافه می‌کنیم.

مسئله: اطاقی به ابعاد ۲/۸×۴×۳/۲ مترمکعب دارای یک درب رو به هال و دو پنجره رو به خارج است، مقدار دبی هوای نفوذی آنرا از روش حجمی بیابید.

$V = 3.2 \times 4 \times 2.8 = 35.84$ مترمکعب $n = 1\frac{1}{2} = 1.5$ از جدول

$$cmm = \frac{V \times n}{60} \qquad cmm = \frac{35.84 \times 1.5}{60} = 0.9$$

۳- روش دربی- این روش بیشتر برای اماکن عمومی واقتصادی مانند رستورانها- مغازه‌ها- بانکها و غیره بکار می‌رود. درهای این ساختمانها غالباً بر دو نوع است: ۱- نوسانی، ۲- گردون.

N_P = تعداد نفرات عبوری [Person] (۹-۵۷)

$$cmm = N_P \times \upsilon \times N$$

υ مقدار هوای تازه به ازائ هر نفر باری یک در از جدول زیر: $\left[\frac{cmm}{Person \times 1Door}\right]$

N : تعداد دربها cmm : دبی هوای نفوذی دربی

جدول (۵۸-۹): مقدار هوای تازه از میان دربهای گردان و نوسانی

محل	دربهای گردان	دربهای نوسانی
بانک	۰/۲۰	۰/۲۸
بیمارستان	-	۰/۱۰
رستوران	۰/۰۶	۰/۰۷
سالن نهارخوری	۰/۱۴	۰/۱۸
آرایشگاه	۰/۱۰	۰/۱۳
ادارات	۰/۰۷	۰/۰۹
فروشگاه عمومی	۰/۲۸	۰/۳۷
فروشگاه کفش	۰/۱۰	۰/۱۳
فروشگاه لباس	۰/۰۶	۰/۰۷

مسئله: محاسبه کنید مقدار هوای نفوذی از طریق درهای آرایشگاهی که دارای دو درب ورودی گردان می‌باشد، تعداد افراد حاضر در سالن در گرمترین ساعت استفاده از آن بطور متوسط ۱۰ نفر می‌باشد.

جدول (۵۹-۹) $\Rightarrow \upsilon = 0.1\frac{cmm}{\Pr \times door}$ $cmm = 10 \times 0.1 \times 2 = 2$

$$cmm = N_P \times \upsilon \times N$$

محاسبه دبی هوای تهویه (cmm)

۱-روش نفری- براساس مقدار هوای لازم و اکسیژن لازم نسبت به تعداد نفرات در وضع و حالت مختلف آنها محاسبه شده است.

$$cmm = \frac{N_P \times \upsilon_1}{60} \qquad (۹-۶۰)$$

N_P = تعداد نفرات در اطاق

υ_1 = مقدار هوای لازم برای هر نفر برحسب $\left[\frac{cm.h}{Person}\right]$ از جدول (۶۱-۹)

۲-روش سطحی- در صورتیکه تعداد اشخاص و ساکنین اطاق معلوم نباشد در اینصورت می‌توان دبی هوای تهویه لازم را برای سطح اطاق بطریق زیر بدست آورد. (۹-۶۲)

$$cmm = \frac{A \times \upsilon_2}{60}$$

υ_2 = حجم هوای تهویه نسبت به هر مترمربع سطح در ساعت از جدول $\left[\frac{m^3}{hr \times m^2} = \frac{cm.h}{m^2}\right]$

A = سطح اطاق $[m^2]$

cmm = دبی هوای تهویه

مسئله: محاسبه کنید دبی هوای تهویه را برای سالن سینمائی به ابعاد ۴۵×۲۰ مترمربع تعداد افراد بطور متوسط در سالن ۶۰۰ نفر می‌باشد.

جدول (۹-۶۳) $\Rightarrow \upsilon_1 = 20 cmh/Pr$ و $\upsilon_2 = 40 cmh/m^2$

$$cmm = \frac{N_P \times \upsilon_1}{60} = \frac{600 \times 20}{60} = 200$$ نفری

$$cmm = \frac{A\upsilon_2}{60} = \frac{900 \times 40}{60} = 600$$ سطحی

$600 > 200 \Rightarrow$ جواب cmm = 600

جدول (۹-۶۴): دبی هوای تهویه نفری و سطحی

نوع محل	وضع کشیدن سیگار	$\upsilon_1 [cmh/Person]$		υ_2 $[cmh/m^2]$
		حداقل	معمولی	
آپارتمان	گاهی	۲۰	۴۰	۵
دفتر خصوصی	گاهی	۲۰	۳۰	۵
دفتر خصوصی	زیاد	۵۰	۶۰	۵
دفتر عمومی	گاهی	۲۰	۳۰	-
اطاق جلسات	زیاد	۶۰	۱۰۰	۲۵
راهرو	-	-	-	۵
اطاق عمل	-	-	-	۴۰
بخش	-	۲۰	۴۰	-
لابراتوار	بعضی	۳۰	۹۰	-
اطاق بیمار	-	۵۰	۶۰	۶
رستوران	زیاد	۲۰	۲۴	۸۰
نهارخوری	زیاد	۲۴	۳۰	۸۰
مغازه	-	۱۵	۲۰	۲
اطاق هتل	-	-	-	۴۰
تئاتر	-	۱۵	۱۵	-
سینما	گاهی	۱۵	۲۰	۴۰
توالت	- گاهی	-	-	۴۰
سالن بانک	-	-	۲۰	۴۰
کارخانه	-	۱۵	۲۰	۲
سالن انتظار	-	-	-	۲۰
استخر سرپوشیده	-	-	-	-
حمام	-	-	-	-
ازمایشگاه	-	-	-	-
آشپزخانه کوچک	-	-	-	-
آشپزخانه بزرگ	-	-	-	-
آشپزخانه متوسط	-	-	-	-

دریافت حرارت داخلی (بارهای داخلی)

گرمای حاصل از منابع داخلی (مانند افراد- چراغها- ماشین‌آلات- وسایل برقی- لوله‌ها) که بصورت محسوس و نهان تولید می‌شود، می‌باید در بار سرمایی منظور گردند.

۱-دریافت حرارت ناشی از افراد- هر فرد مقداری حرارت بصورت محسوس و نهان به محیط خود می‌دهد (هم باعث تغییر دمای محیط می‌شود و هم بدلیل تعرق، رطوبت را تغییر می‌دهد) که مقدار آن بستگی به نوع فعالیت شخص و درجه حرارت اطاق دارد.

$$Q_s = N_p \times q_s \qquad Q_L = N_p \times q_l \qquad (۹-۶۵) \text{ و } (۹-۶۶)$$

q_s = مقدار حرارت محسوس برای یک نفر جدول (۹-۶۶) [w / Person]

q_l = مقدار حرارت نهان برای یک نفر جدول (۹-۶۶) [w / Person]

N_p = تعداد نفرات [Person]

Q_s = گرمای محسوس انتقالی [W]

Q_L = گرمای نهان انتقالی [W]

جدول (۹-۶۷): مقدار گرمای محسوس (q_s) و نهان (q_1) انتقالی برای یک نفر برحسب $\left[\frac{Watt}{Person}\right]$

نوع فعالیت	درجه حرارت خشک اطاق							
	۲۵		۲۴		۲۳		۲۲	
	q_s	q_l	q_s	q_l	q_s	q_l	q_s	q_l
نشسته در حال استراحت	۶۱	۴۲	۶۵	۳۸	۶۹	۳۴	۷۳	۳۰
نشسته با کار ملایم	۶۴	۵۳	۶۸	۴۹	۷۲	۴۵	۷۶	۴۱
کار دفتری و اداری	۶۸	۶۴	۷۲	۶۰	۷۶	۵۶	۸۰	۵۲
ایستاده و کار ملایم	۶۹	۷۸	۷۳	۷۴	۷۷	۷۰	۸۱	۶۴
کار سبک پای میز	۷۷	۱۴۳	۸۴	۱۳۶	۹۲	۱۲۸	۹۹	۱۲۱
در حال قدم زدن	۱۰۳	۱۹۱	۱۱۱	۱۸۳	۱۱۹	۱۷۵	۱۲۷	۱۶۷

(۱	**نشسته در حال استراحت**	(خانه- آپارتمان- هتل- سینما- و تئاتر.....)
(۲	نشسته با کار ملایم	(اداره- آپارتمان- هتل- رستوران و....)
(۳	کار دفتری و اداری	(اداره- دفاتر و.....)
(۴	ایستاده و کار ملایم	(مغازه- فروشگاه و....)
(۵	کار سبک پای میز	(خیاطی- کارخانه (سری سازی) و.....)
(۶	در حال قدم زدن	(کارخانه- فروشگاه- هتل- رستوران و....)

۲-دریافت حرارت ناشی از چراغها-چراغها بر اثر تبدیل انرژی الکتریکی به حرارتی روشنایی محیط را تأمین می‌نمایند و به همین دلیل دمای محیط خود را تغییر می‌دهند، لذا این گرما از نوع محسوس است، بار چراغها به‌خصوص در کارخانجات حائز اهمیت است.

الف: در صورتیکه مقدار کل وات چراغها معلوم باشد:

در مورد لامپ‌های فلورسنت (۹-۶۸) Q_s = Watts× ۱/۲۵

در مورد لامپ‌های ملتهب شونده مانند مقاومتی (۹-۶۹) Q_s = Watts

دریافت حرارت ناشی از چراغهای روشنائی برحسب Q_s = Watts

ب: در صورتیکه وات چراغها یا نوع آنها معلوم نباشد، از جدول زیر استفاده می‌کنیم:

جدول (۹-۷۰): حرارت حاصل از لامپ‌های روشنائی بازاء واحد سطح کف

نوع ساختمان	دریافت حرارت از لامپ‌های روشنائی برحسب وات بازاء یک مترمربع مساحت کف $q\left[w/m^2\right]$
اداری	۵۳/۸
فروشگاه و مغازه	۳۲/۲
مسکونی	۱۰/۸

$$Q_s = q \times A \qquad (۹-۷۱)$$

q = دریافت حرارت ناشی از لامپ‌ها بازاء یک مترمربع از کف $\left[w/m^2\right]$

A = مساحت کف $\left[m^2\right]$ Q_s = بار روشنایی $\left[W\right]$

مسئله: فروشگاهی دارای مساحت ۳۲ × ۲۴ مترمربع می‌باشد. بار روشنائی تقریبی این فروشگاه را برحسب کیلووات محاسبه کنید.

مساحت کف برحسب مترمربع $A = 24 \times 32 = 768$ از جدول $q = 32.2 w/m^2$

$Q_s = 24729.6 \div 1000 = 24.7 kw$ $Q_s = 32.2 \times 768 = 24729.6 w$ $Q_s = q \times A$

۳- دریافت حرارت ماشین‌آلات و موتورهای الکتریکی- موتورهای الکتریکی برای به حرکت درآوردن و یا گرداندن بعضی از وسائل و دستگاهها بکار می‌روند. این موتورها تولید گرما می‌نمایند مثلاً موتور فن‌ها- موتور یخچال و غیره. این نوع اتلاف نیز از نوع محسوس است. (۹-۷۲) و (۹-۷۳)

$$Q_s = \frac{Watts}{\eta} \quad \text{یا} \quad Q_s = \frac{HP \times 736}{\eta}$$

[W] بار موتورها = Q_s قدرت کل خروجی موتور = HP یا W راندمان موتور = η

توجه: ۱HP = ۷۳۶watt می‌باشد.

با استفاده از جدول زیر و داشتن قدرت خروجی موتور راندمان را می‌توان پیدا کرد.

جدول (۹-۷۴): جدول تعیین راندمان با در دست داشتن قدرت خروجی موتور

قدرت خروجی موتور برحسب Kw	راندمان $[\eta]$
۰/۱ – ۰/۵	٪۶۰
۰/۵ – ۲	٪۷۰
۲ – ۱۵	٪۸۷

۴- دریافت حرارت حاصل از وسائل الکتریکی و گازی و بخارزا- در ساختمانهای صنعتی و رستورانها و در آشپزخانه‌ها و آبدارخانه‌ها وسایل به کار می‌برند که یا فقط تولید حرارت می‌نمایند و یا تولید حرارت و رطوبت با هم. مانند اطو- وسائل پخت‌وپز- سماور و غیره. بنابراین بعضی از این وسایل فقط گرمای محسوس به محیط می‌دهند و بعضی گرمای محسوس و نهان با هم که می‌توان از جدول صفحهٔ بعد مستقیماً این بار را برحسب وات خواند.

جدول (۷۵-۹): حرارت تولید شده توسط وسایل مولد حرارت و بخارزا

وسایل مولد حرارت و رطوبت	مقدار حرارت تولید شده Watt	
	محسوس	نهان
آبگرمکن	۹۲۳	۱۱۲۳
اجاق گاز	۱۰۱۲	۴۹۸
فر گاز خانگی	۲۳۷۳	۱۱۷۵
قوری برقی یا قهوه‌جوش برقی یا سماور برقی برای هر ۴ لیتر ظرفیت	۲۹۸	۲۹۸
قوری گازی یا قهوه‌جوش گازی یا سماور گازی برای هر ۴ لیتر ظرفیت	۲۳۳	۲۳۳
غذا گرمکن برقی یا توستر برای هر کیلووات	۷۹۴	۱۹۹
اتو	۲۴۹	-
وسایل طباخی با بخار برای هر مترمربع سطح عایق شده	۲۲۱	-
وسایل طباخی با بخار برای هر مترمربع سطح ناصاف	۹۳۰	-
وسایل طباخی با بخار برای هر مترمربع سطح صاف	۳۷۲	-
در رستورانها بازاء هر پرس غذا	۸۷	-
میز بخار جهت گرم کردن غذا و غیره بازاء هر مترمربع سطح	۵۴۵	۲۹۳
تخم‌مرغ پز	۳۲۲	۲۲۰
سشوار	۷۳۳	۱۰۳

مسئله: در اطاقی که دفتر کار است ۲۰ نفر کار می‌کنند. حجم این اطاق ۴ × ۶ × ۵ مترمکعب است. در این اطاق چند دستگاه موتور الکتریکی که قدرت آنها جمعاً ۵ اسب و همچنین یک سماور برقی ۴ لیتری وجود دارند در صورتیکه دمای اطاق $۲۲^{o}C$ باشد محاسبه کنید:

الف: دریافت حرارت (بار سرمائی) از افراد.

ب: دریافت حرارت از موتورهای الکتریکی.

ج: دریافت حرارت از وسائل الکتریکی.

حل الف:

$$Q_s = N_p \times q_s = 20 \times 80 = 1600W$$ جدول (۶۷-۹)

$$Q_L = N_p \times q_L = 20 \times 52 = 1040W$$ جدول (۶۷-۹)

$$Q = Q_s + Q_L = 1600 + 1040 = 2640W$$

حل ب:

$$Q_s = \frac{HP \times 736}{\eta} = \frac{5 \times 736}{0.87} = 4929.88W$$ جدول (۷۴-۹)

حل ج:

$Q_s = 298W$ و $Q_L = 298W$ جدول (۷۶-۹)

$$Q = Q_s + Q_L = 298 + 298 = 596W$$

فصل دهم

محاسبات بار برودتی ساختمان و انتخاب دستگاهها

در این فصل با چگونگی محاسبات بار برودتی و انتخاب دستگاهها برطبق روش و اسلوب جدید، آشنا می‌شویم.

محاسبات بارهای برودتی:

الف: بار محسوس اطاق:

۱- بار تابش پنجره و شیشه‌های خارجی.

۲- بار تابش و هدایتی دیواره‌های خارجی و بام.

۳- بار هدایتی قسمت‌های دیگر [لپو تیشن‌ها (دیوارهای داخلی)- سقف- کف- درها- پنجره‌ها]

۴- بار محسوس نفوذ.

۵- بارهای داخلی (افراد- روشنائی- موتورها- وسائل الکتریکی و بخارزا و غیره).

* جمع موارد بالا **بار سرمائی محسوس** اطاق است.

۶- بار محسوس هوای خارج بای پاس شده.

* جمع بار سرمائی محسوس اتاق و بار محسوس هوای خارج بای پاس شده را کل بار محسوس اطاق نامند.

ب: بار نهان اطاق:

۱- بار نهان نفوذ.

۲- بار نهان داخلی (افراد- وسایل الکتریکی و بخارزا و غیره).

* جمع موارد بالا بار سرمائی نهان اطاق است.

۳- بار نهان هوای بای پاس شده خارج.

* جمع موارد بالا را کل بار نهان اطاق گویند.

ج: بار سرمائی کل اطاق: مجموع کل بار محسوس اطاق و کل بار و نهان اطاق است.

د: محاسبه بار هوای خارج بای پاس نشده (محسوس و نهان).

ه : بار کل دستگاه (جمع کل بارها)- جمع کل موارد بالا است.

و: ضریب حرارت محسوس اطاق- حاصل تقسیم کل بار محسوس اطاق به بار کلی اطاق است.

محاسبات بار سرمائی سیستم فن کوئل

حالت اول: فن کوئل دارای دریچه تهویه با هوای خارج است.

در حالت کلی تذکر زیر رعایت شود:

تذکر: در این حالت به علت بوجود آمدن فشار داخلی بیشتر از خارج ، نفوذ صورت نمی‌گیرد. بنابراین بندهای (۴- الف) و (۱- ب) صفر است و هم‌چنین در این حالت BF را با توجه به تعداد ردیف‌های کو یل فن کوئل ، از کاتالوگ آن برداشت می‌نمائیم.

حالت دوم: فن کوئل بدون دریچه تهویه با هوای خارج و فاقد سیستم تهویه جداگانه است (هوای تهویه با باز کردن پنجره و یا بکار بردن فن تأمین می‌شود).

در حالت کلی تذکر زیر رعایت شود:

تذکر: در رابطه با بارهای نفوذی و تهویه و مقایسه cmm این دو، اگر مقدار cmm تهویه بیشتر بود مانند حالت اول عمل می‌کنم و اگر مقدار cmm نفوذی بیشتر بود، بندهای (۴- الف) و (۱- ب) منظور خواهد شد و چون مقدار BF = ۰ است بندهای (۶- الف) و (۳- ب) صفر می‌شوند. در این حالت بار سرمائی محسوس اطاق با بار سرمائی کل محسوس اطاق و هم‌چنین بار سرمائی نهان اطاق با بار سرمائی کل نهان اطاق برابر است.

تعریف واحد تبرید

واحد معمولی تبرید، تن تبرید (TR) می‌باشد و یک تن تبرید عبارت است از مقدار گرمائی که یک تن یخ (۲۰۰۰ پاند معادل ۹۰۷ کیلوگرم) در مدت ۲۴ ساعت از محیط جذب می‌کند تا کاملاً ذوب شود. تن تبرید مقیاسی است جهت مقایسه قدرت سرمایی ماشین‌های مولد سرما.

$$1TR = 3.517kw = 12000BTu/hr$$

تعیین بار برودتی کل ساختمان و تعیین ساعت بار حداکثر ساختمان

برای انتخاب دستگاه سرد کننده مرکزی (مانند چیلر) جهت سرمایش کل ساختمان، می‌بایستی ساعت بار حداکثر ساختمان و بار کل ساختمان معلوم باشد تا با استفاده از کاتالوگ دستگاه مرکزی انتخاب گردد. برای تعیین بار کلی ساختمان، جمع بارهای سرمائی اطاقها را محاسبه نمی‌نمایند. زیرا ظرفیت دستگاه مرکزی و به تبع، هزینه آن بالا می‌رود. برای این کار کل ساختمان را مانند یک اطاق بزرگ در نظر گرفته، بطوریکه دیوارهای داخلی بطور فرضی وجود نداشته باشند، سپس با استفاده از جدول و اوراق محاسباتی، محاسبات را تا مرحله بار کل دستگاه انجام می‌دهند و از روی آن ساعت بار حداکثر ساختمان و بار کل برودتی ساختمان را محاسبه می‌کنند.

انتخاب دستگاهها

انتخاب فن کوئل

فن کوئل دستگاهی است که هم برای گرمایش در زمستان و هم برای سرمایش در تابستان بکار می‌رود. آب سرد چیلر و یا آب گرم دیگ، توسط پمپ به فن کوئل رسیده با عبور از کوئل آن بوسیله وزش اجباری هوا، سرما یا گرما را به محیط می‌دهد. محل نصب فن کوئل‌ها معمولاً در زیر پنجره‌ها می‌باشند.

این دستگاه در ساختمانهائی مورد استفاده قرار می‌گیرد که درجه حرارت هر یک از اطاقها را بخواهند مستقلاً کنترل نمایند.

بوسیله فن کوئل نمی‌توان کنترلی روی رطوبت هوا داشت و این مطلب عیب این سیستم نسبت به دستگاه هواساز است.

فن کوئل‌ها را می‌توان از کاتالوگ کارخانه سازنده انتخاب نمود.

مشخصات لازم جهت استفاده از کاتالوگ برای کارخانه‌های مختلف کمی متفاوت است، لیکن بطور کلی مشخصاتی که کمابیش لازم است عبارت است از:

۱ - بار کل اطاق (دستگاه)

۲ - کل بار محسوس اطاق.

۳ - درجه حرارت آب ورودی به کویل فن کوئل (معمولاً $45^oC = 7.2^oC$ می‌گیرند).

۴ - درجه حرارت مرطوب هوای ورودی به فن کوئل.

۵ - درجه حرارت خشک هوای ورودی به فن کوئل.

توجه:

۱- معمولاً درجه حرارت آب ورودی به کویل را $7.2^oC = 45^oF$ و درجه حرارت آب خروجی را $10^oF = 5.56^oC$ بیشتر از دمای آب ورودی می‌گیرند.

۲- بار کل دستگاه پارامتر مهمتری نسبت به بار محسوس مؤثر اطاق در انتخاب فن کوئل است. از روی مشخصات فوق ، مدل فن کوئل مشخص می‌گردد و از روی آن مشخصات دیگر مانند CFM و GPM و افت فشار PD و کلیه مشخصات فیزیکی و غیره برداشت می‌گردد.

مسئله: اطاقی دارای بار کلی $13200 \boldsymbol{BTu/hr}$ و بار محسوس $10400 \boldsymbol{BTu/hr}$ می‌باشد. می‌خواهیم در این اطاق ۲ عدد فن کوئل کار بگذاریم. دمای خشک و مرطوب هوای ورودی به فن کوئل به ترتیب $78^{o}\boldsymbol{F}$ و $65^{o}\boldsymbol{F}$ است. مدل فن کوئل و دبی آب جریانی آن را مشخص کنید.

$13200 \div 2 = 6600 \boldsymbol{BTu/hr}$ $10400 \div 2 = 5200 \boldsymbol{BTu/hr}$

جدول (۱-۱۰): نمونه‌ای از کاتالوگ انتخاب فن کوئل

مدل	دمای آب ورودی °F	دبی GPM	افت فشار Ftw	دمای هوای ورودی DB=۷۸°F و WB=۶۵°F					
				بارکلی Btu/hr			بارمحسوس Btu/hr		
				سرعت زیاد	سرعت متوسط	سرعت کم	سرعت زیاد	سرعت متوسط	سرعت کم
AFC-200	40	1.0	0.50	5530	4980	4480	4530	3990	3490
		1.5	1.00	6500	5850	5260	4950	4360	3810
		2.0	1.70	7140	6430	5780	5220	4590	4020
		2.5	2.70	7580	6820	6140	5390	4740	4150
	45	1.0	0.50	4470	4020	3620	3990	3510	3070
		1.5	1.00	5270	4740	4270	4350	3830	3350
		2.0	1.70	5820	5240	4710	4570	4020	3520
		2.5	2.70	6190	5570	5010	4720	4150	3610
	50	1.0	0.50	3370	3030	2730	3450	3030	2660
		1.5	1.00	4000	3600	3240	3740	3290	2880
		2.0	1.70	4430	3990	3590	3920	3450	3020
		2.5	2.70	4730	4260	3830	4040	3550	3110
AFC-300	40	1.5	1.40	9080	8170	7260	7100	6320	5610
		2.0	2.40	10110	9100	8090	7540	6710	5960
		2.5	3.70	10860	9770	8690	7860	6990	6210
		3.0	5.10	11430	10290	9140	8080	7190	6380
	45	1.5	1.40	7350	6610	5880	6250	5560	4940
		2.0	2.40	8210	7390	6570	6620	5890	5230
		2.5	3.70	8850	7960	7080	6880	6120	5430
		3.0	5.10	9320	8390	7450	7070	6290	5580
	50	1.5	1.40	5550	4990	4440	5410	4810	4270
		2.0	2.40	6240	5620	4990	5700	5070	4510
		2.5	3.70	6730	6060	5380	5910	5260	4670
		3.0	5.10	7110	6400	5690	6070	4500	4790
AFC-400	40	2.0	2.60	12440	10570	9330	9560	8120	7070
		3.0	5.60	14340	12190	10750	10340	8790	7650
		4.0	9.40	15510	13180	11630	10820	9200	8000
		5.0	14.20	16310	13860	12230	11150	9480	8230
	45	2.0	2.60	10070	8560	7530	8420	7160	6230
		3.0	5.60	11680	9930	8760	9070	7710	6710
		4.0	9.40	12660	10760	9490	9470	8050	7010
		5.0	14.20	13340	11340	10000	9750	8290	7210
	50	2.0	2.60	7640	6490	5730	7290	6200	5390
		3.0	5.60	8890	7560	6670	7810	6640	5780
		4.0	9.40	9670	8220	7250	8130	6910	6010
		5.0	14.20	10210	8680	7660	8340	7090	6170
AFC-600	40	3.0	6.40	17900	15210	13070	13470	11050	9020
		4.0	10.80	19590	16650	14300	14190	11630	9510
		5.0	16.20	20790	17670	15180	14680	12040	9830
		6.0	22.50	21630	18380	15790	15050	12340	10080
	45	3.0	6.40	14530	12350	10600	11850	9720	7940
		4.0	10.80	15960	13560	11650	12440	10200	8330
		5.0	16.20	16970	14420	12390	12850	10540	8610
		6.0	22.50	17690	15040	12910	13160	10790	8820
	50	3.0	6.40	11030	9370	8050	10240	8400	6860
		4.0	10.80	12150	10330	8870	10710	8780	7170
		5.0	16.20	12940	11000	9450	11040	9030	7390
		6.0	22.50	13540	11510	9880	11270	9240	7550

با انتخاب دمای آب ورودی $45^{o}F$ و سرعت متوسط با مراجعه به کاتالوگ مدل فن کوئل AFC-۳۰۰ مناسب است . دبی آب جریانی آن ۱/۵GPM می‌باشد.

انتخاب دستگاه سردکننده (چیلر)

چیلر دستگاه سرد کننده مرکزی است که آب سرد را جهت فن کوئل‌ها (یا هواساز و ...) تهیه می‌نماید. محل نصب چیلر در موتورخانه می‌باشد.

برای انتخاب چیلر همانطوریکه قبلاً اشاره گردید کل ساختمان را باید مانند اطاقی بدون دیوارهای داخلی درنظر گرفته و بار سرمائی آن را در یک برگه محاسباتی (Sheet) در ساعت پیک ساختمان محاسبه کنیم تا مقدار GTH مشخص گردد.

مشخصات لازم جهت استفاده از کاتولوگ کارخانه سازنده عبارتند از:

۱- تناژ ساختمان ۲-دمای آب خروجی از چیلر

با توجه به مشخصات فوق مدل چیلر مشخص می‌گردد و از روی آن مشخصات اواپراتور و کندانس ور و دمای آب خروجی از کندانسور و مشخصات فیزیکی و غیره برداشت می‌گردد.

مسئله: بعد از محاسبات بارهای سرمایی ساختمانی، تناژ برودتی ۳۰/۲ بدست آمده است. با انتخاب مناسب درجه حرارت آب خروجی از اواپراتور مدل چیلر را بیابید.

حل: با انتخاب دمای آب خروجی از اواپراتور $45^{o}F$ و با مراجعه به کاتالوگ، چیلر SLCH-۳۵-۱W با تناژ ۳۰/۴ مناسب است.

انتخاب برج خنک‌کن

برج خنک‌کن دستگاهی است که آب گرم شده در کندانسور چیلر را خنک می‌کند. معمولا برج خنک‌کن را در پشت بام و درغیر اینصورت در محوطه باز ودر جهت وزش باد نصب می‌کنند. مشخصات لازم جهت استفاده از کاتولوگ کارخانه سازنده عبارتند از:

۱-دمای مرطوب هوای خارج.

۲-دمای آب ورودی به برج یا خروجی از کندانسر چیلر.

۳-دمای آب خروجی از برج.

توجه: اختلاف دمای آب ورودی به برج و خروجی از برج را ده درجه فارنهایت $10^{\circ}F$ می‌گیرند.

۴-ظرفیت برج (بازاء هر تن ۳GPM در نظر می‌گیرند ۳GPM= Tons)

براساس این مشخصات مدل برج خنک‌کن مشخص می‌گردد و مشخصات دیگر نظیر ظرفیت برج انتخابی و هد پمپ و وزن و مشخصات فیزیکی دیگر از روی کاتالوگ برج، برداشت می‌گردد.

جدول (۲-۱۰) نمونه‌ای از کاتالوگ انتخاب چیلر

WATER COOLED

SLCH–25–1W

دمای آب خروجی از کندانسور	دمای آب ورودی از اواپراتور	تناژ	KW	اواپراتور		کندانسور	
				دبی GPM	افت Ftw	دبی GPM	افت Ftw
85	42	19.0	15.6	45.7	5.5	56.4	14.2
	44	19.8	15.8	47.6	6.0	58.4	15.2
	45	20.3	15.9	48.7	6.3	59.6	15.8
	46	20.8	16.0	49.9	6.6	60.8	16.5
90	42	18.4	16.2	44.1	5.2	55.2	13.6
	44	19.1	16.4	45.8	6.6	57.0	14.5
	45	19.5	16.5	46.9	5.8	58.2	15.1
	46	20.0	16.6	48.0	6.1	59.3	15.7
95	42	17.7	16.8	42.4	4.8	53.8	12.9
	44	18.4	17.0	44.1	5.2	55.7	13.8
	45	18.8	17.1	45.1	5.4	56.8	14.4
	46	19.2	17.2	46.1	5.6	57.9	14.9
100	42	16.9	17.3	40.6	4.4	52.5	12.3
	44	17.7	17.6	42.4	4.8	54.4	13.2
	45	18.1	17.7	43.3	5.0	55.4	13.7
	46	18.5	17.8	44.3	5.2	56.5	14.2
105	42	16.2	17.9	38.9	4.1	51.1	11.6
	44	16.9	18.2	40.6	4.4	53.0	12.5
	45	17.3	18.3	41.5	4.6	54.0	13.0
	46	17.7	18.4	42.5	4.8	55.0	13.5

SLCH–35–1W

دمای آب خروجی از کندانسور °F	دمای آب خروجی از اواپراتور °F	تناژ	KW	اواپراتور		کندانسور	
				دبی Gpm	افت Ftw	دبی Gpm	افت Ftw
85	42	28.7	23.1	68.9	13.4	84.7	9.8
	44	29.8	23.2	71.6	14.5	87.5	10.5
	45	30.4	23.3	73.0	15.0	88.9	10.8
	46	31.0	23.4	74.4	15.6	90.3	11.2
90	42	27.7	24.0	66.5	12.5	82.9	9.4
	44	28.8	24.2	69.1	13.5	85.6	10.0
	45	29.4	24.2	70.4	14.0	87.0	10.4
	46	29.9	24.3	71.7	14.5	88.4	10.7
95	42	26.6	24.9	63.9	11.5	80.9	9.0
	44	27.7	25.1	66.5	12.5	83.6	9.6
	45	28.3	25.2	67.8	13.0	85.0	9.8
	46	28.8	25.3	69.1	13.5	86.4	10.2
100	42	25.5	25.7	61.3	10.6	78.9	8.5
	44	26.6	26.0	63.9	11.5	81.6	9.1
	45	27.2	26.2	65.2	12.0	83.1	9.5
	46	27.7	26.3	66.5	12.5	84.5	9.8
105	42	24.5	26.6	58.9	9.8	77.1	8.1
	44	25.8	27.0	61.9	10.8	80.4	8.9
	45	26.3	27.2	63.0	11.2	81.6	9.1
	46	26.7	27.3	64.1	11.6	82.7	9.4

توجه: اختلاف بین درجه حرارت آب خروجی از برج خنک‌کن و درجه حرارت مرطوب هوای خارج را Approach (اپروچ) می‌گویند. این مقدار بطور متوسط ^{o}F ۱۰ انتخاب می‌شود و نهایتاً نباید از ^{o}F ۶ کمتر شود.

جدول (۳-۱۰) براساس شرایط زیر تنظیم شده است (شرایط نرمال):

۱-درجه حرارت مرطوب محیط ^{o}C ۲۱ = ^{o}F ۷۰

۲-دمای آب ورودی به برج ^{o}C ۳۵ =^{o}F ۹۵ = EWT

۳-دمای آب خروجی از برج ^{o}C ۲۹/۴ = ^{o}F ۸۵

در صورتیکه این شرایط برقرار نباشد برای محاسبه تناژ می‌باید ضریب تصحیح در نظر گرفته شود یعنی:

$$Tons = \frac{GPM}{3} \times \text{ضریب تصحیح}$$

حال جهت بدست آوردن **ضریب تصحیح** بترتیب زیر عمل می‌نمائیم:

۱-اختلاف دمای آب ورود به برج و خروج از برج (Range) (رنج) را محاسبه می‌کنیم.

۲-اختلاف دمای آب خروج از برج و درجه حرارت مرطوب هوای ورودی (Approach) (اپروچ) را بدست می‌آوریم.

با در دست داشتن اعداد قسمت ۱ و ۲ و با مراجعه به شکل (۴-۴) ابتدا عدد قسمت ۱ را در محور افقی و سمت چپ جدا نموده خطی قائم رسم می‌کنیم تا خطوط مورب سمت چپ را که نمایش دهنده عدد قسمت ۲ است، قطع کند. از محل تلاقی خطی افقی رسم کرده تا منحنی درجه حرارت مرطوب محیط را قطع کند از محل تلاقی جدید خط قائم دیگری رسم تا اعداد ضریب تصحیح واقع در سمت راست محورافقی را جدا نماید. عدد بدست آمده ضریب تصحیح است.

مسئله: مدل برج خنک‌کنی را پیدا کنید که در محیطی با درجه حرارت مرطوب ۷۵°F کار گذاشته شده باشد دبی آب جریانی آن ۲۴۰GPM و دمای آب ورودی به برج ۹۵°F باشد.

اختلاف دمای آب ورودی و خروجی ۹۵-۸۵ =۱۰°F

اختلاف دمای آب خروجی و درجه حرارت مرطوب هوای ورودی ۸۵-۷۵ = ۱۰°F

با مراجعه به شکل (۴-۴) ضریب تصحیح ۱/۳۳ می‌باشد. $\text{تناژ تصحیح شده} = \frac{240}{3} \times 1.33 = 106.8$

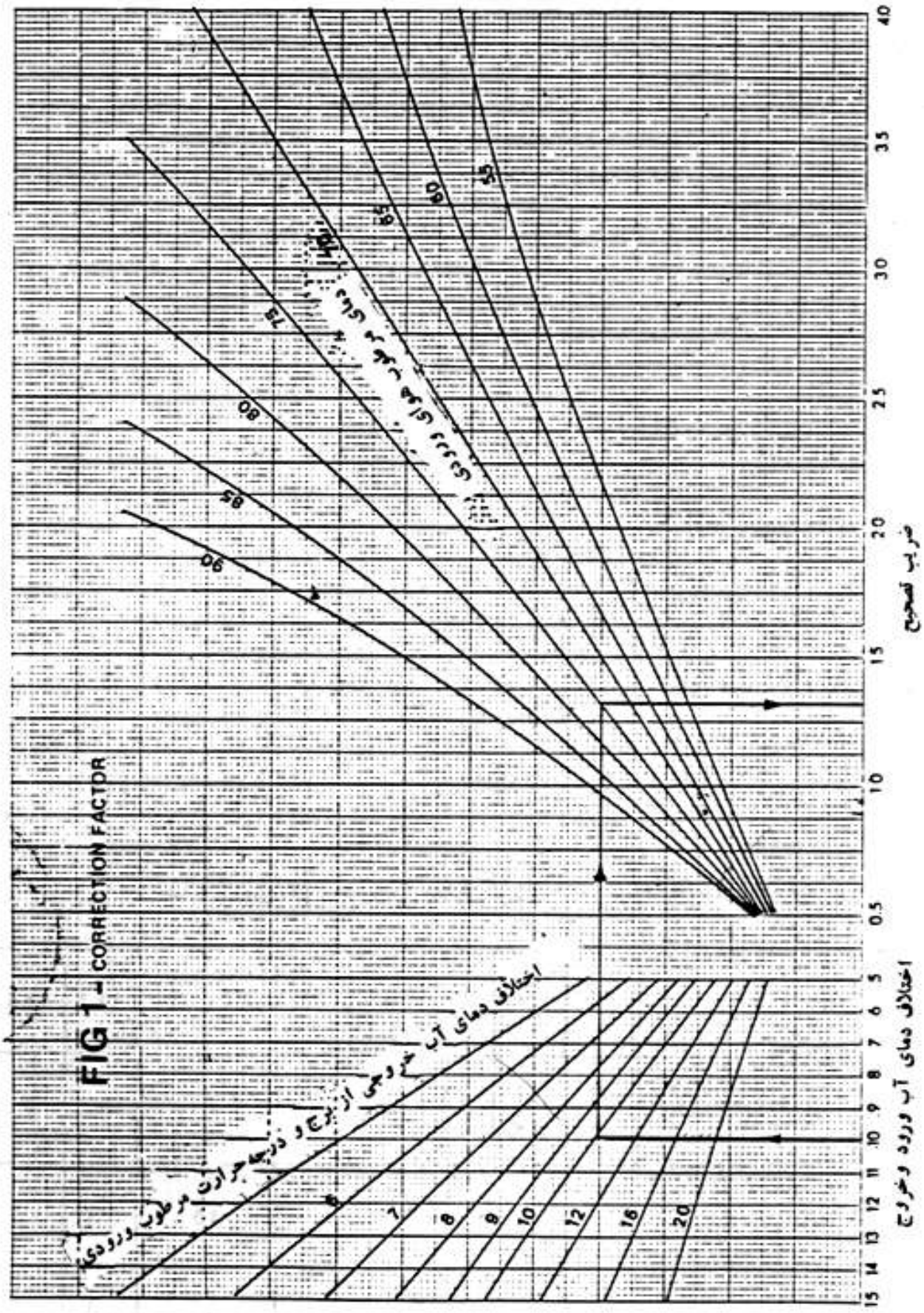
بنابراین مدل برج ، ۳-۱-۱۲۰ SCT با تناژ ۱۲۰ تن می‌باشد.

محاسبات سریع ظرفیت کولرهای آبی و گازی :

کولر گازی (Btu/hr.)		کولر آبی (m^3/hr)		شیشه خارجی در معرض آفتاب	شیشه خارجی سایه	دیوار در معرض خورشید	سقف در معرض تابش
حداکثر به ازای هر m^2	حداقل به ازای هر m^2	حداکثر دفعات تعویض هوا	حداقل دفعات تعویض هوا				
۳۰۰	۲۰۰	۱۵	۱۰	ندارد	ندارد	ندارد	ندارد
۴۰۰	۳۰۰	۲۲	۱۵	ندارد	دارد	دارد	ندارد
۶۰۰	۴۰۰	۳۰	۲۰	ندارد	ندارد	ندارد	دارد
۷۵۰	۵۰۰	۳۷	۲۵	ندارد	دارد	دارد	دارد
۸۶۰	۶۰۰	۴۴	۳۰	دارد	دارد	دارد	ندارد
۱۰۰۰	۷۰۰	۵۰	۳۵	دارد	دارد	دراد	دارد

جدول (۳-۱۰): نمونه‌ای از جدول انتخاب مدل برج خنک‌کن

مدل	تناژ	دبی	هد پمپ	فن		موتور	وزن	
MODEL	Tons Nom.	Gpm Nom.	PUMP Head Ft.of W.	BLOWER No	Wheel Dia.in.	MOTOR No. x HP	WEIGHT Kg. Net	Oper
SCT- 10-1- 1	10	30	22	1	14	1 x ¾	350	440
SCT- 15-1- 1	15	45	22	1	16	1 x 1½	430	550
SCT- 20-1- 1	20	60	22	1	17	1 x 2	510	670
SCT- 25-1- 1	25	75	22	1	19	1 x 3	610	810
SCT- 30-1- 1	30	90	22	1	22	1 x 3	700	1050
SCT- 35-1- 1	35	105	22	1	22	1 x 4	820	1250
SCT- 40-1- 1	40	120	22	1	22	1 x 5.5	890	1370
SCT- 50-1- 1	50	150	23	1	22	1 x 5.5	1050	1670
SCT- 60-1- 1	60	180	23	1	22	1 x 5.5	1200	2000
SCT- 75-1- 2	75	220	23	2	22	1 x 10	1500	2500
SCT- 90-1- 2	90	270	23	2	22	1 x 10	1650	2800
SCT- 105-1- 2	105	315	23	2	22	1 x 10	1750	3150
SCT- 120-1- 3	120	360	23	3	22	1x10,1x5.5	2500	4150
SCT- 140-1- 3	140	420	23	3	22	1x10,1x5.5	3000	5000
SCT- 160-1- 4	160	480	23	4	22	2 x 10	3500	5800
SCT- 180-1- 4	180	540	23	4	22	2 x 10	3550	5850
SCT- 220-1- 5	220	660	23	5	22	2x10,1x5.5	4200	7000
SCT- 260-1- 6	260	780	23	6	22	3 x 10	5000	8500
SCT- 300-1- 7	300	900	23	7	22	3x10,1x5.5	5600	9500
SCT- 340-1- 8	340	1020	23	8	22	4 x 10	6400	10800
SCT- 340-2- 4	340	1020	23	8	22	4 x 10	6500	11000
SCT- 400-2- 5	400	1200	23	10	22	4x10,2x5.5	7000	12500
SCT- 450-2- 6	450	1350	23	12	22	6 x 10	9000	15800
SCT- 500-2- 6	500	1500	23	12	22	6 x 10	9500	16000
SCT- 580-2- 7	580	1740	23	14	22	6x10,2x5.5	10000	17500
SCT- 660-2- 8	660	1980	23	16	22	8 x 10	12500	21500
SCT- 740-2- 9	740	2220	23	18	22	8x10,2x5.5	14000	24000
SCT- 820-2-10	820	2460	23	20	22	10 x 10	15500	26500
SCT- 900-2-11	900	2700	23	22	22	10x10,2x5.5	17000	29500
SCT- 980-2-12	980	2940	23	24	22	12 x 10	17500	31000
SCT-1060-2-13	1060	3180	23	26	22	12x10,2x5.5	20000	35000
SCT-1140-2-14	1140	3420	23	28	22	14 x 10	22000	37500



شکل (۴-۱۰) دیاگرام پیدا کردن ضریب تصحیح در شرایط خارج از وضع نرمال برج خنک‌کن

محاسبه و انتخاب قطر لوله‌های آبی مدار تهویه مطبوع

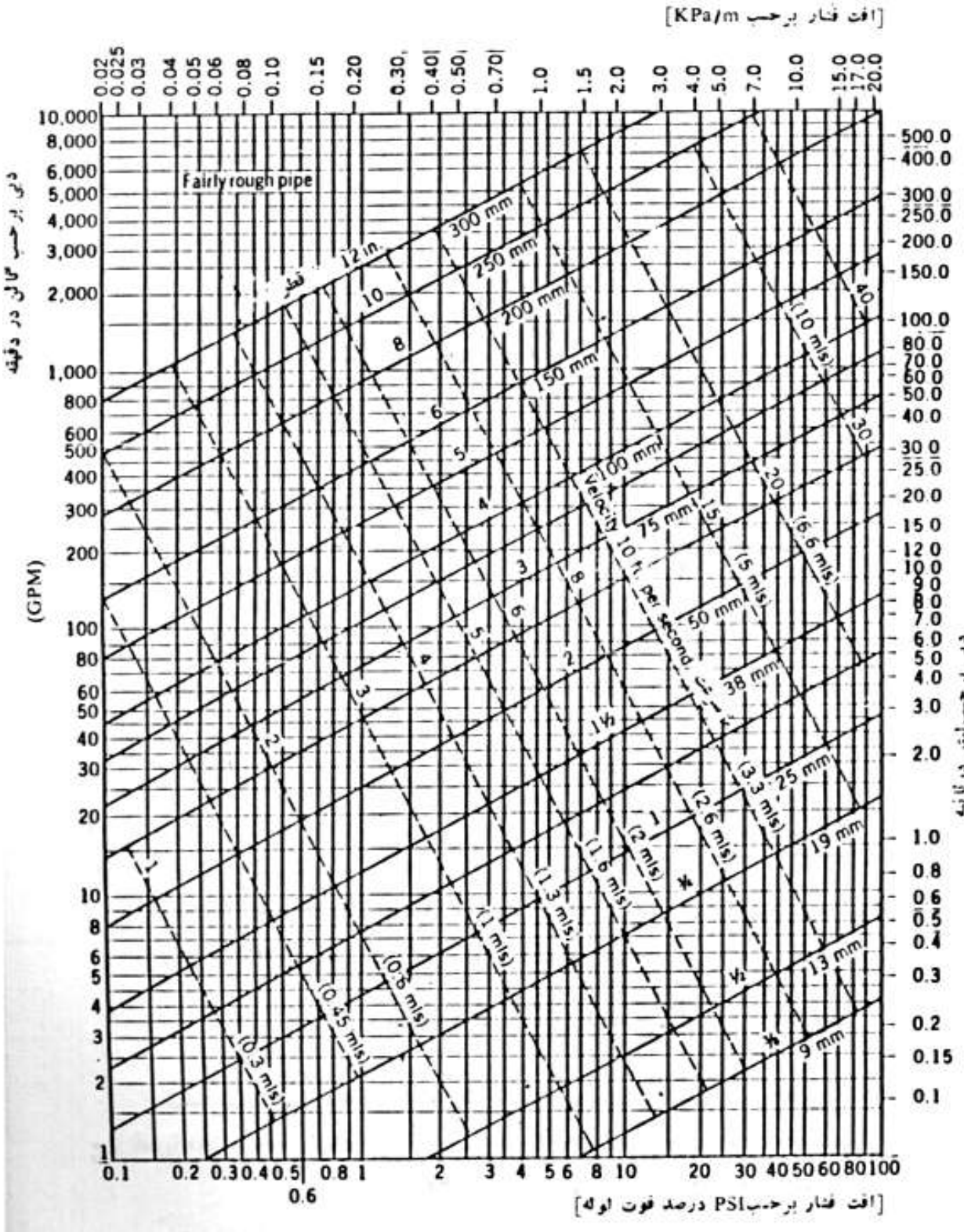
با مشخص شدن محل نصب فن‌کوئل‌ها و محاسبه بار برودتی آنها ابتدا قطر انشعابات لوله‌کشی و سپس قطر لوله‌های اصلی را پیدا می‌کنیم. بدین ترتیب که با داشتن مقدار دبی جریانی و انتخاب مقدار ($۰/۲۵-۰/۳ \frac{Kpa}{m}$) معادل ۲/۵-۳ متر در صدمتر طول لوله در سیستم متریک و ۳ft درصد فوت طول لوله در سیستم انگلیسی) مقدار قطر از دیاگرام شکل (۶-۱۰) معین می‌شود. این طریق محاسبه را روش افت فشار ثابت گویند که برای محاسبه قطر لوله‌های شوفاژ و یا تهویه مطبوع بکار می‌رود. مقدار دبی جریانی لوله مورد نظر از روی کل بار سرمایی اطاقهائی است که از آن لوله تغذیه می‌شود.

$$m^3/hr = \frac{Watt[\text{برودتي}\quad]}{4786} \qquad Lit/soc = \frac{Watt[\text{برودتي}\quad]}{17230} \qquad GPM = \frac{Btu/hr[\text{برودتي}\quad]}{5000}$$

در پروژه‌هائی که از فن‌کوئل استفاده می‌شود، لوله سومی برای تخلیه آب تقطیر شده در فن‌کوئل وجود دارد. قطر این لوله با توجه به قطر لوله اصلی متصل به دستگاه فن‌کوئل از جدول (۵-۱۰) معین می‌گردد.

جدول (۵-۱۰): جدول پیداکردن قطر لوله تخلیه (درین)

قطر لوله انتخابی متصل به دستگاه فن‌کوئل	mm	۱۳	۱۹	۲۵	۳۲	۳۸	۵۰	۶۳	۷۵	۸۸	۱۰۰	۱۲۵	۱۵۰
	In	$\frac{۱}{۲}$	$\frac{۳}{۴}$	۱	$۱\frac{۱}{۴}$	$۱\frac{۱}{۲}$	۲	$۲\frac{۱}{۲}$	۳	$۳\frac{۱}{۲}$	۴	۵	۶
قطر لوله تخلیه	mm	۱۳			۱۹				۲۵		۳۲	۳۸	۵۰
	In	$\frac{۱}{۲}$			$\frac{۳}{۴}$				۱		$۱\frac{۱}{۴}$	$۱\frac{۱}{۲}$	۲

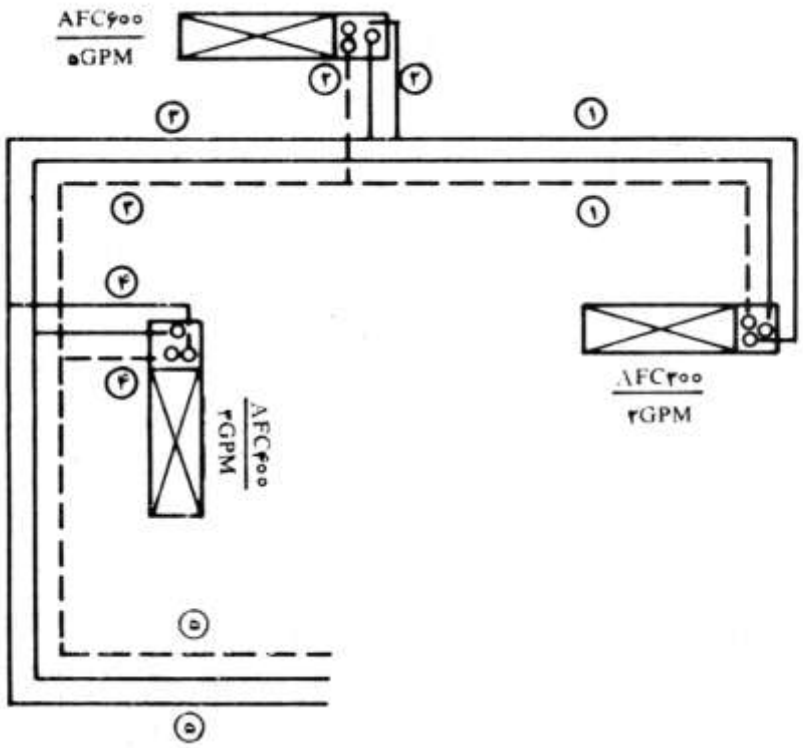


شکل (۶-۱۰): دیاگرام پیداکردن قطر لوله‌ها

افت فشار در اتصالات لوله‌کشی

در عمل برای افت فشار در اتصالات وغیره، معادل ۵۰٪ یعنی برابر نصف طول کلی لوله در طولانی‌ترین مسیر را در نظر گرفته و به طول کلی لوله می‌افزایند.

مسئله: مدار لوله‌کشی فن‌کوئل‌های ساختمانی، مطابق شکل زیر طراحی شده است. مطلوبست محاسبه و انتخاب قطر لوله‌های رفت و برگشت و تخلیه.



با انتخاب افت فشار معادل PD=۰/۳Kpa/m =۰/۰۳m/m و مشخص نمودن دبی جریان در هر لوله قطر لوله‌ها از شکل (۶-۱۰) بدست می‌آید.

$$2GPM \text{ و } 0.3\frac{KPa}{m} \Rightarrow d_1 = \frac{3''}{4} = 19mm \qquad 5GPM \text{ و } 0.3\frac{KPa}{m} \Rightarrow d_2 = 1'' = 25mm$$

$$7GPM \text{ و } 0.3\frac{KPa}{m} \Rightarrow d_3 = 1\frac{1''}{4} = 32mm \qquad 3GPM \text{ و } 0.3\frac{KPa}{m} \Rightarrow d_4 = 1'' = 25mm$$

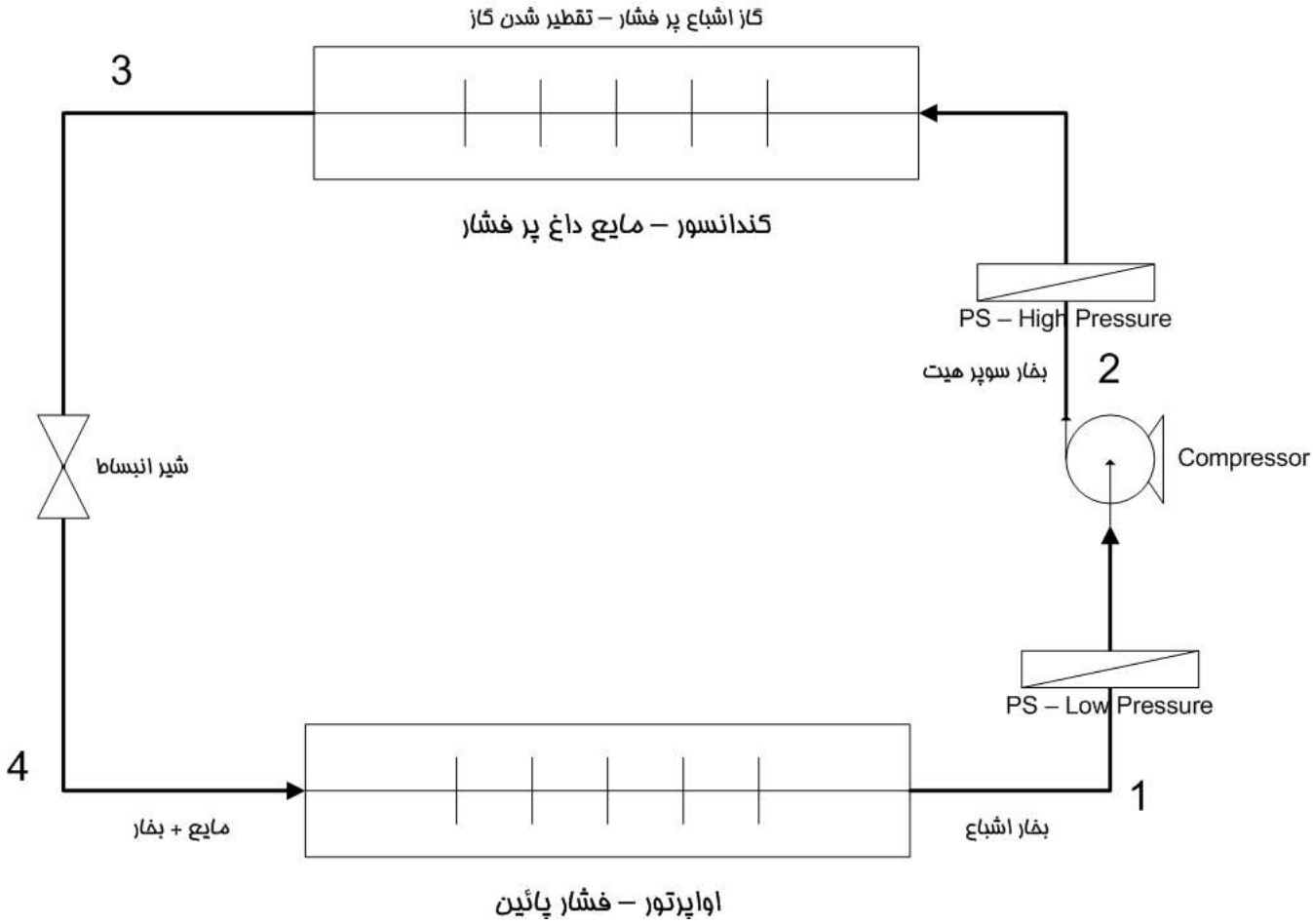
$$10GPM \text{ و } 0.3\frac{KPa}{m} \Rightarrow d_5 = 1\frac{1''}{2} = 38mm$$

با توجه به قطر لوله‌ها و با مراجعه به جدول شماره (۵-۱۰) قطر لوله‌های درین بدست می‌آید.

$$DR_1 = \frac{1''}{2} = 13mm \qquad DR_2 = \frac{1''}{2} = 13mm \qquad DR_3 = \frac{3''}{4} = 19mm$$

$$DR_4 = \frac{1''}{2} = 13mm \qquad DR_5 = \frac{3''}{4} = 19mm$$

چرخه چیلر های تراکمی :



توان مصرفی / توان سرمایش = میزان توان کمپرسور / میزان برودت = COP

میزان COP در مقیاس آزمایشگاهی تا عدد ۵ بدست آمده است ولی در صنعت حدود ۳.۵ – ۴ قابل تولید است .

مثال : یک کولر گازی ۱۸۰۰۰ با برق مصرفی ۲.۲ کیلو وات. مطلوب است مقدار COP ؟

18000 Btu/hr = 5.275 KW

COP = 5.275/2.2 = 2.4

تعریف تن تبرید :

مقدار حرارتی که ۹۰۷ کیلوگرم یخ صفر درجه از دست میدهد تا تبدیل به آب صفر درجه شود.

مثال : کولر گازی با COP = 3.5 و ظرفیت ۴۸۰۰۰
الف) چه مقدار برق مصرف میکند ؟
ب) با COP = 3 چطور ؟
ج) با COP = 2.5 چطور ؟

الف)
48000 Btu/hr = 14.068 KW

COP = 3.5 = 14 / W ---------- W = 4 KW مقدار برق مصرفی

ب)
COP = 3 = 14 / W ---------- W = 4.7 KW

ج)
COP = 2.5 = 14 / W ---------- W = 5.6 KW

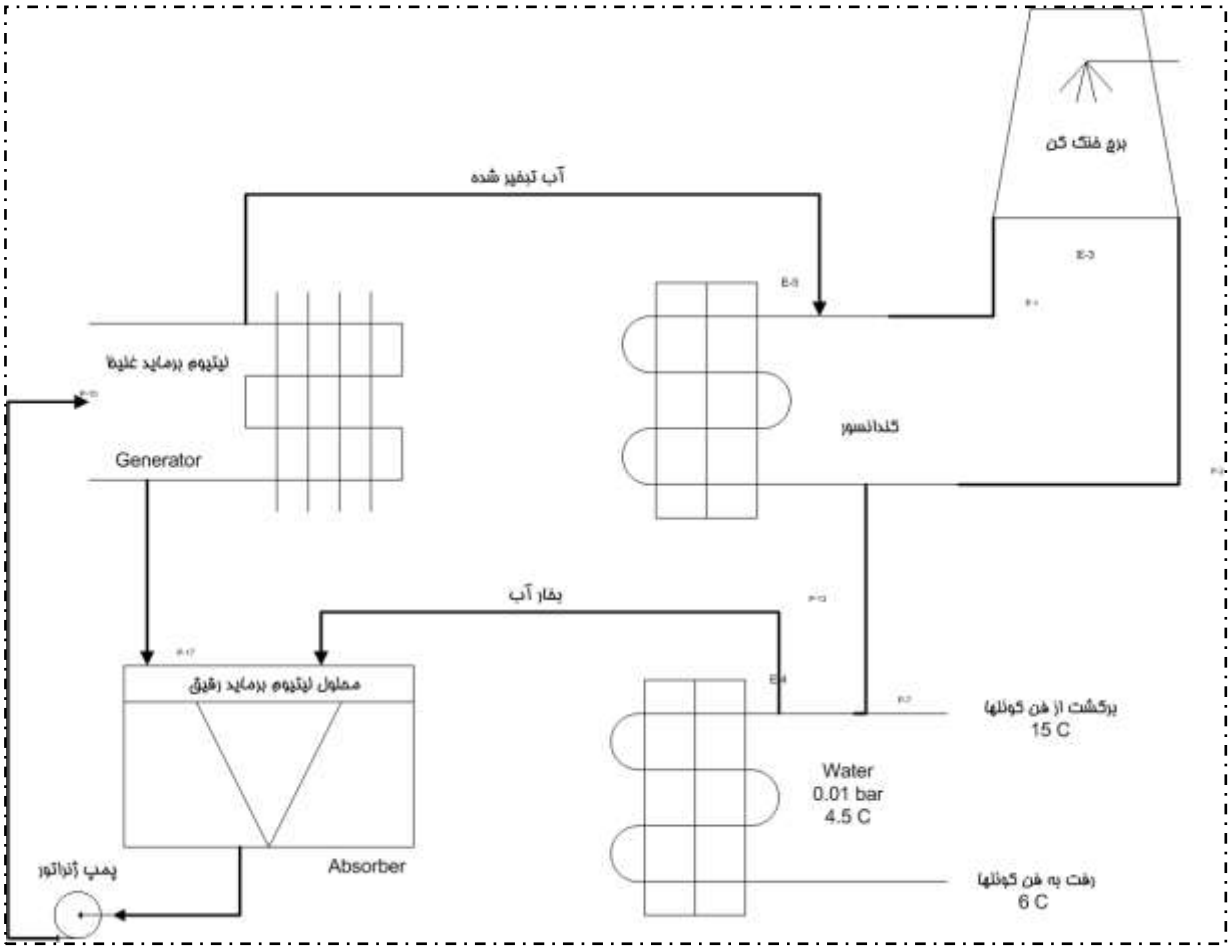
پس ملاحظه میشود که مقدار COP در انتخاب دستگاه مهم است .

مثال : در یک مجتمع ۴۸ واحدی که هر واحد آن ۱۰۰ متر است در شهر تبریز مطلوب است :
الف) محاسبه بار برودتی
ب) میزان برق مصرفی در صورتی که چیلر تراکمی با COP = 3.5
ج) میزان گاز مصرفی در صورتی که چیلر جذبی با COP = 1.2 در شهرستان بابلسر

حل الف و ب) برای شهر تبریز از جدول بالا ۴۰ متر را انتخاب میکنیم :
48 * 100 = 4800 m^2
4800 / 40 = 120 TR
120 TR = 120 * 3.517 = 422 KW
COP = 3.5 = 422 / W = 120 KW توان برق مصرفی

حل ج) برای شهر بابلسر ۳۰ متر انتخاب میکنیم
4800 / 30 = 160 TR
160 TR = 160* 3.517 = 562.7 KW
COP = 1.2 = 562 / W = 470 KW توان مصرفی
G = (470 * 3600) / (37600 / 0.9) = 52 m^3/h گاز مصرفی

چرخه کار چیلرهای جذبی :



با کاهش فشار به ۰.۰۱ بار ، آب در دمای ۴.۵ درجه به جوش آمده تا آب فن کوئلها را از ۱۵ درجه به ۶ درجه برسانیم .
سپس این بخار ۴.۵ درجه به محلول لیتیوم برماید رقیق اضافه میشود (به عنوان جاذب بخار) و توسط پمپ به ژنراتور میرود که در اصل یک گرمکن است که گرمای خود را از آب داغ ، مشعل ، یا شعله گاز و بخار گرم بدست می آورد .
این گرما سبب تبخیر آب محلول لیتیوم برماید شده و این بخار به مسیر برج خنک کن و کندانسور میرود .
محلول لیتیوم برماید نیز غلیظ شده و به Absorber منتقل میشود .
چیلرهای ۲ اثره دارای دو ژنراتور و ۳ اثره دارای سه ژنراتور میباشد .
در سیستمهائی که بخار وجود دارد بهتر است که از چیلرهای بخار استفاده کنیم تا هزینه چیلرهای شعله مستقیم را متحمل نشویم و هم عمر سیستم بدلیل جلوگیری از اثر خوردگی بیشتر است .

انواع چیلر های جذبی:

- تک اثره : COP = 0.7
- دو اثره : COP = 0.7 – 1.2
- سه اثره : COP = 1.2 – 1.7

چیلرهای جذبی هزینه تعمیر و نگهداری بالائی دارند از این رو هر چه تناژ بالا تری داشته باشیم توجیه اقتصادی آن بیشتر است و زیر ۴۰ تن اصلا توجیهی برای استفاده ندارد.

بزرگترین مزیت چیلرهای جذبی استفاده از گاز به جای برق است و بنابراین حتی با راندمان (COP) پایین نیز، استفاده از آن قابل توجیه اقتصادی میباشد . زیرا در تابستان ظرفیت خالی برای مصرف گاز داریم .

متراژ برای هر تن تبرید بار سرمایش (m^2)	منطقه آب و هوائی
۳۵ – ۴۵	سرد و خشک
۲۵ – ۳۵	گرم و خشک – معتدل و مرطوب
۱۵ – ۲۵	گرم و مرطوب

محاسبه افت فشار کلی مدارآب چیلر و فن‌کوئل و تعیین پمپ مناسب

این پمپ جهت ارسال آب سرد شده توسط چیلر به فن‌کوئل‌ها است، بطوریکه دورترین فن‌کوئل تغذیه گردد.
مشخصات لازم جهت مراجعه به کاتولوگ کارخانه سازنده عبارتند از:

۱-افت فشار طولانی‌ترین مسیر یا هد پمپ برحسب متر یا فوت آب یا پاسکال.

$$PD = PD_1 + PD_2 + PD_3 \qquad (۱۰-۷)$$

افت در نامطلوب‌ترین مسیر از چیلر تا فن‌کوئل برحسب متر $PD_1 = L \times 1.5 \times 0.03$

افت در فن‌کوئل برحسب متر= PD_3 افت در اواپراتور چیلر برحسب متر $=PD_2$ طول رفت و برگشت برحسب متر = L

۲-دبی آب عبوری از اواپراتور برگشت برحسب m^3/hr . براساس این مشخصات مدل پمپ مشخص می‌گردد.

محاسبه افت فشار مدار آب چیلر و برج خنک‌کن و تعیین پمپ مناسب

این پمپ در مسیر برگشت برج و کندانسور چیلر قرار می‌گیرد تا آب سرد شده توسط برج را به کندانسور چیلر برساند.
مشخصات لازم جهت مراجعه به کاتولوگ کارخانه سازنده عبارتند از:

۱-افت فشار از کندانسور تا برج.

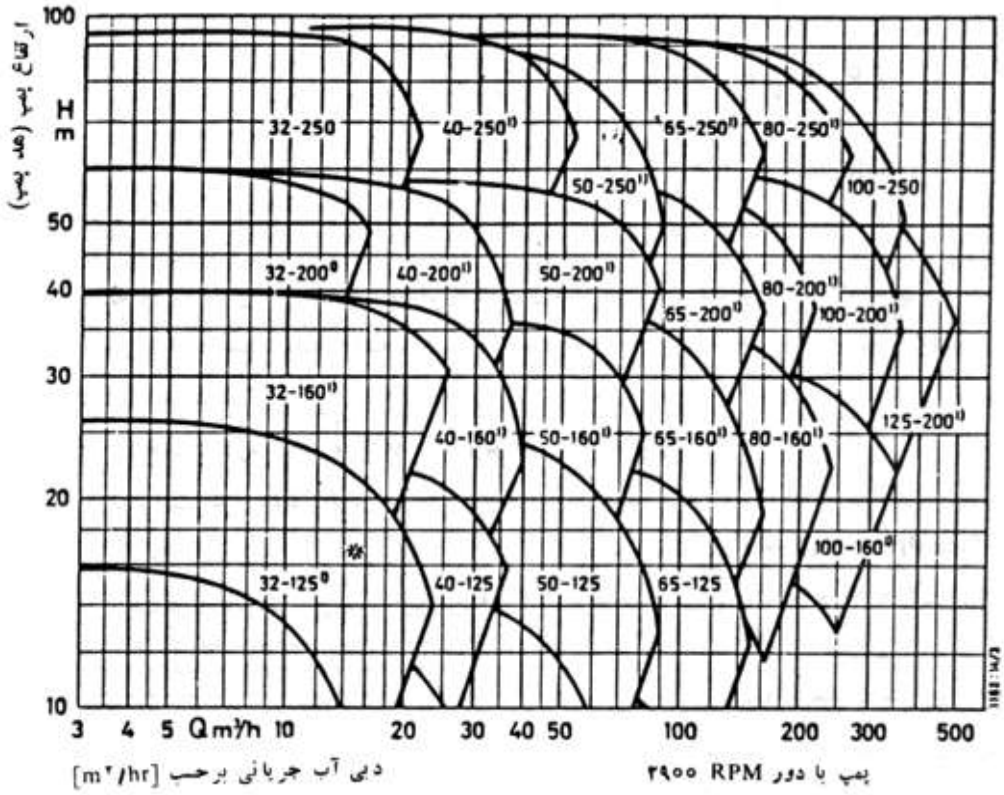
$$\boldsymbol{PD = PD_1 + PD_2 + PD_3} \qquad (۱۰-۸)$$

افت از کندانسور تا برج برحسب متر $PD_1 = L \times 1.5 \times 0.03$

افت در کندانسور چیلر برحسب متر= PD_3 افت در برج خنک‌کن برحسب متر $=PD_2$ طول رفت و برگشت برحسب متر = L

۲-دبی آب عبوری کندانسور برحسب m^3/hr

براساس این مشخصات مدل پمپ مشخص می‌گردد.



شکل (۹-۱۰): نمونه‌ای از کاتالوگ انتخاب پمپ ksb

مسئله: از روی کاتولوگ‌های چیلر و برج خنک‌کن مناسب آن. افت‌های زیر بدست آمده است.

$$\begin{cases} Q\ (\text{برج}) = ۹۰\,GPM & PD\ (\text{کندانسور چیلر})\ \text{فوت آب}\ ۱۰/۸ \\ PD\ (\text{برج})\ \text{فوت آب}\ ۲۲ \end{cases}$$

مشخصات پمپ مورد نیاز مابین چیلر و برج خنک‌کن آنرا بیابید در صورتیه طول لوله مابین آنها ۱۰/۵ متر باشد.

دبی برحسب مترمکعب در ساعت $\frac{5.68\times 3600}{1000} = 20.45 m^3/hr$ $\qquad \frac{90\times 3.785}{60} = 5.68 Lit/sec$

افت طولی و اتصالات $PD_1 = L\times 1.5 = (2\times 10.5)\times 1.5\times 0.03 = 0.945$

افت در کندانسور $PD_3 = 10.8\times 0.3 = 3.24$ $\qquad$ افت در برج $PD_2 = 22\times 0.3 = 6.6m$

افت کل $PD = 0.945 + 6.6 + 3.24 = 10.78m$ $\qquad PD = PD_1 + PD_2 + PD_3$

$$\begin{cases} PD = 10.78m \\ Q = 20.45 m^2/hr \end{cases}$$

با مراجعه به کاتولوگ پمپ مدل آن (۱۲۵-۳۲)- KSB با دور ۲۹۰۰RPM انتخاب می‌شود.

*توجه آنکه عدد اول در مدل پمپ قطر دهانه و عدد دوم قطر پروانه پمپ می‌باشد.

مثال: مطلوب است توان پمپ‌های برج در مثال چیلر با فرض اینکه راندمان موتور 0.95 و راندمان پمپم 0.8 می‌باشد و هد پمپ برج 20 متر و هد پمپ سیرکولاتر 30 متر باشد.

$$P_{(W)} = \frac{9806\times \frac{360}{60}\times \frac{3.785}{1000}\ \frac{m^3}{s}\times 20}{0.25\times 0.8} = 5860\,Watt$$

البته لازم به ذکر است این پمپ در بازار نیست و باید پمپ استاندارد انتخاب شود که در زیر نمونه‌ای از آن آمده است.

چیلر $P = \frac{9806 \times \frac{288}{60} \times \frac{3.785}{1000} \times 30}{0.25 \times 0.8} = 7032\ Wat$