پیشنهاد فنی ـ اقتصادی
برای تهویه مطبوع صنعتی

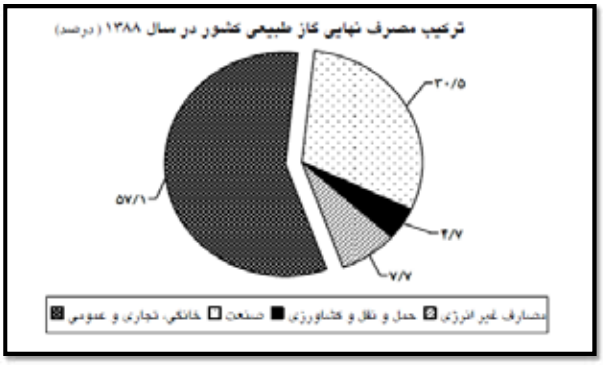
مقدمه

امروز بحث انرژی به عنوان استراتژی سیاست های کلان در بسیاری از کشورها به عنوان شاخص توسعه مطرح می باشد. لذا برای ایجاد توسعه پایدار در بخش صنعت همراه با افزایش مصرف انرژی باید کاهش شدت مصرف انرژی را نیز در نظر داشت که این امر در کشور ما با رویکرد کلان دولت نسبت به مصرف بهینه انرژی و قانون هدفمندی یارانه ها همراه گردید . با توجه به اینکه عمده مصارف انرژی در صنایع مربوط به گاز طبیعی و برق می باشد لذا مطابق با اطلاعات ارایه شده در ترازنامه انرژی وزارت نیرو در سال ۱۳۸۸ مصرف انرژی بخش صنعت برای گاز طبیعی و برق مطابق نمودارهای زیر به ترتیب ۳۰/۵ درصد و ۳۳/۸۳ درصد از کل فروش برق وزارت نیرو میباشد، مصارف بخش برق کشور در سال ۱۳۸۸ ۵۷۵۳۱/۶۶ گیگا وات می باشد.

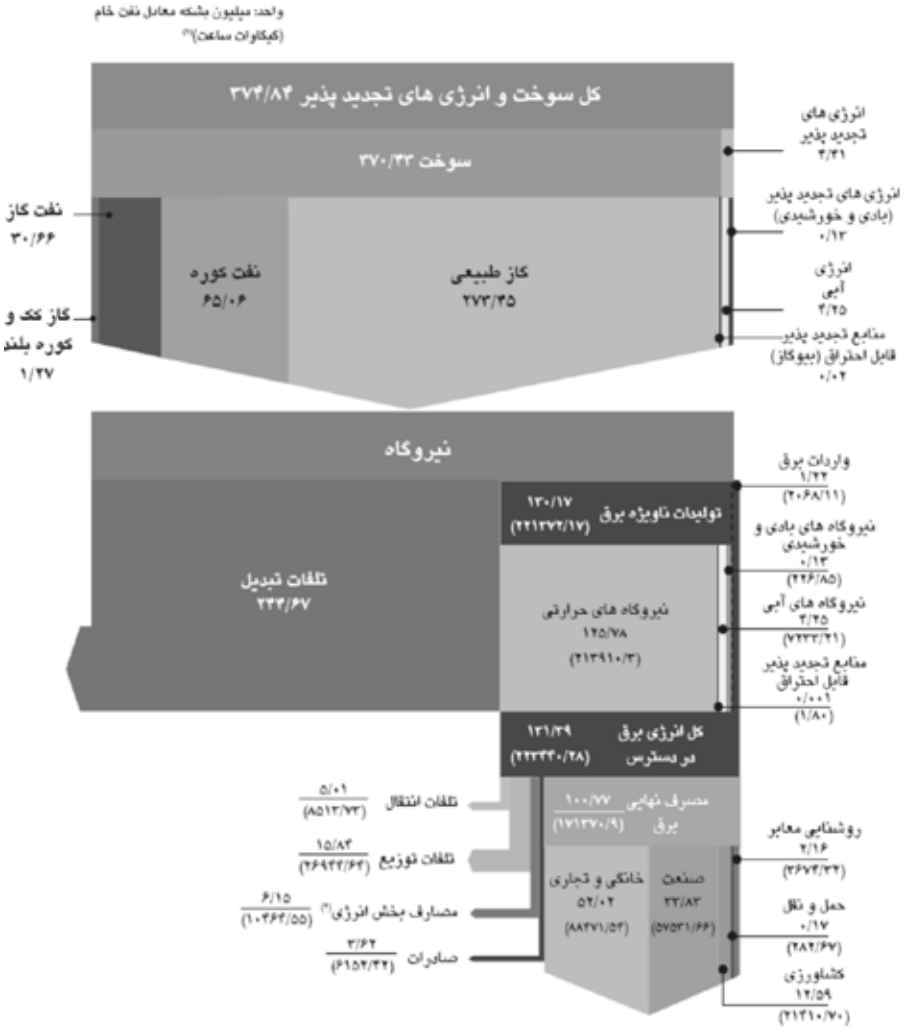
قیمت بالای انرژی از سال ۱۹۷۰ در جهان مساله مهمی در برانگیختن رقابتهای فنی برای یکایک مهندسان بوده است ابداعات جدیدی در مورد بهبود راندمان که زمانی عملی به نظر نمی رسیدندحال به صورت جدی مورد توجه قرار گرفته اند و اغلب از نظر اقتصادی نیز به اثبات رسیده اند. لذا روزهای طراحی سیستمهای با حداقل هزینه اولیه و بدون توجه به هزینه کاری اکنون به پایان رسیده است.

پیشنهاد فنی_ اقتصادی
برای تهویه مطبوع صنعتی

انرژی



جریان منابع و مصارف بخش برق کشور در سال ۱۳۸۸



۱) اعداد داخل پرانتز بر حسب گیگاوات می باشند.

۲) شامل مصارف داخلی نیروگاه ها، پست ها، پالایشگاه ها، واحد های کک سازی و کوره بلند می گردد.

حال با توجه به اینکه اهمیت استفاده بهینه در منابع انرژی کاملا مشخص می باشد و سهم عمده ای از این مصرف انرژی مربوط به تهویه مطبوع فضای صنعتی می باشد لذا ارایه راه حل های اقتصادی بسیار مفید خواهد بود.

در تحلیل حرارتی ساختمان ها ، دو کمیت مهم مورد علاقه عبارتند از :

(۱) اندازه و ظرفیت سیستمهای سرمایشی و گرمایشی

(۲) مصرف انرژی سالانه

اندازه سیستم گرمایش یا سرمایش به وضعیتهای پر تقاضا در طی بدترین شرایط آب و هوایی محتمل بستگی داشته ، در حالی که میانگین مصرف انرژی سالانه به میانگین مصرف در شرایط آب و هوایی متوسط وابسته است .

بنابراین روش محاسبه مصرف انرژی سالانه کاملا متفاوت از محاسبه بارهای حرارتی و برودتی طرح است .

تحلیل مصرف انرژی و هزینه سالانه اغلب به همراه محاسبات بار حرارتی و برودتی طرح صورت گرفته و در انتخاب سیستمهای سرمایشی و گرمایشی نقش عمده ای دارد.

سیستمهایی با بازده های بالا معمولا انرژی کمتری مصرف کرده و هزینه سالانه آنها کمتر است ، اما در عوض قیمت و هزینه نصب آنها بالاتر است.

خرید یک سیستم گرمایشی و سرمایشی با بازده بالا و گران تنها هنگامی از نظر اقتصادی قابل توجیه است که سیستم به مدت طولانی کار کرده تا صرفه جویی صورت گرفته توسط آن بیش از هزینه اولیه آن شود .

میزان تاثیر گذاری بر محیط زیست نیز می تواند عامل مهمی در فرآیند انتخاب باشد.

سیستمی که سوخت کمتری مصرف می کند ، محیط زیست را کمتر آلوده کرده و در نتیجه اثرات منفی ناشی از آلودگی محیط زیست نیز کاهش می یابد.اما ارزیابی میزان تاثیر محیط زیست در تحلیل اقتصادی دشوار است مگر اینکه قیمتی روی آن گذاشته شود .

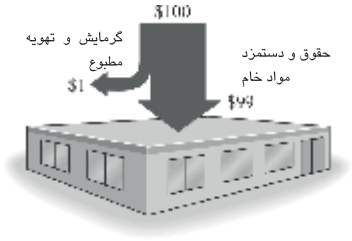
یکی از راه های کاهش هزینه های اولیه وجاری سیستم های گرمایش و سرمایش ، کاستن از آسایش حرارتی ساکنین است .

ولی از این امر باید دوری گزید، زیرا اندکی افت در کارآیی یک فرد شاغل، به‌دلیل عدم آسایش حرارتی، به‌راحتی صرفه‌جویی بالقوه صورت گرفته را از بین می برد.در طراحی سیستم های سرمایش و گرمایش ساختمان های تجاری و صنعتی شرایط آسایش حرارتی به عنوان یک الزام در نظر گرفته شود .

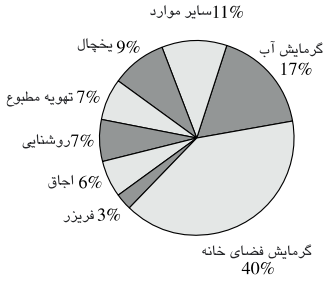
هزینه انرژی در مقایسه با خدمات و کالاهای تولیدی کسر کوچکی بوده و در نتیجه هیچگاه صرفه جویی در انرژی نباید به گونه ای باشد که منجر به کاهش تولید یا سود شود.

در هنگام تلاش به منظور حداقل سازی مصرف انرژی سالانه ، بهتر است بدانید که بیشترین مصرف انرژی در کجاست . تقسیم بندی مصرف انرژی ساختمان های مسکونی یا تجاری در شکل مقابل ارائه شده است .

برای اینکه مراحل انتخاب یک سیستم گرمایش و سرمایش به صورت خلاصه بررسی گردد در شکل صفحه بعد ارایه شده است . در این فلوچارت نحوه شکل گیری و کنترل و ارزیابی مشخص شده است . نکته حایز اهمیت این است که محور تمام مراحل دریافت و درک صحیح الزامات از سوی مشتری یا کارفرما می باشد.

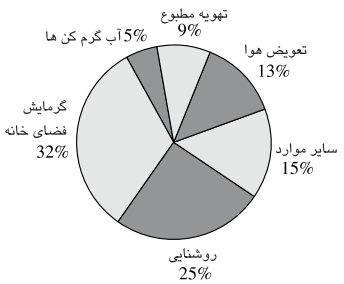


هزینه گرمایش و سرمایش یک ساختمان تجاری حدود یک درصد کل هزینه های آن است. پس بهتراست با صرفه جویی در انرژی میزان آسایش حرارتی و در نتیجه تولید را به خطر نیانداخت



15.3 quads

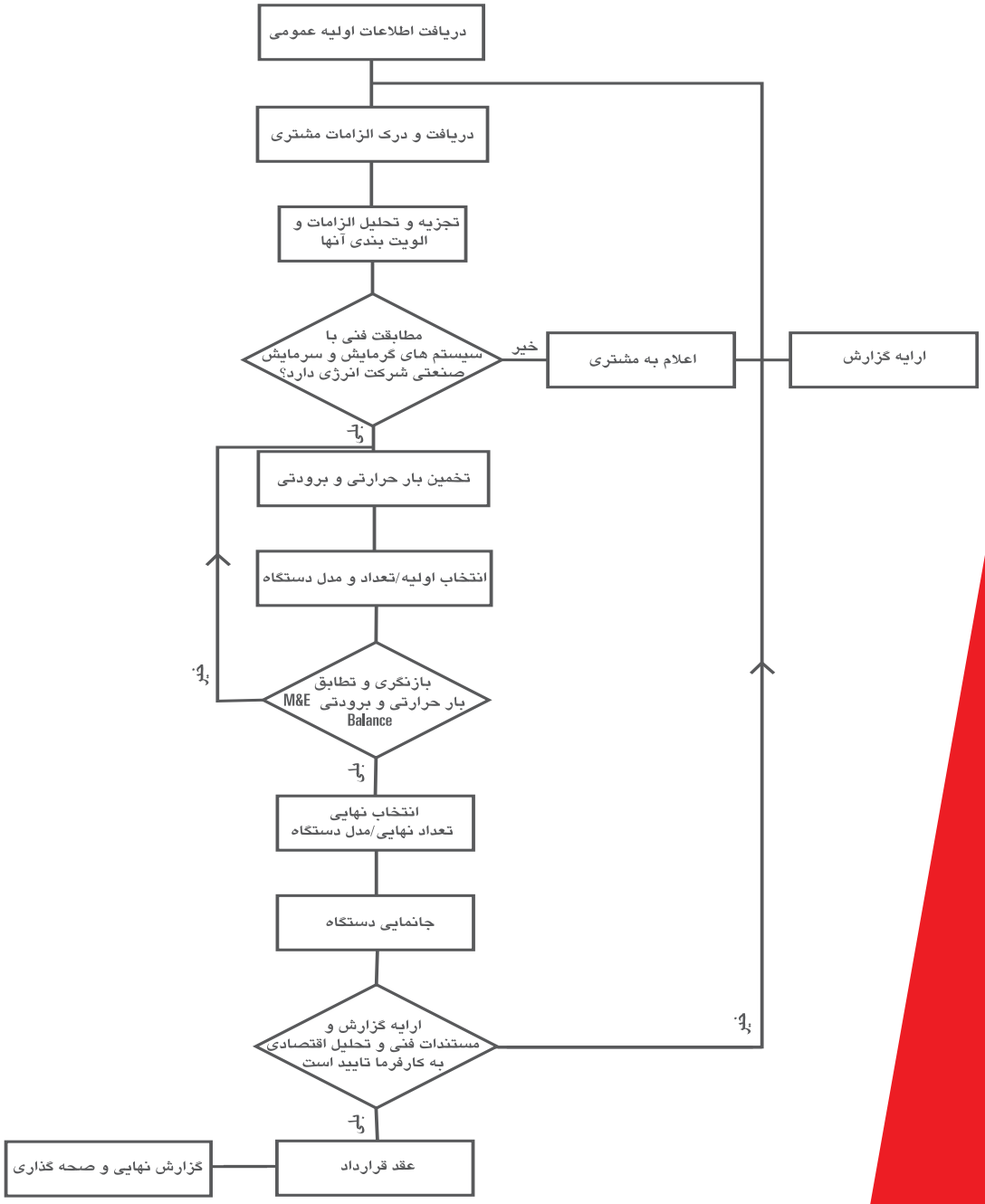
الف)ساختمان های مسکونی



11.7 quads

ب)ساختمانهای تجاری

تقسیم بندی مصرف انرژی درسال۱۹۸٦ درساختمانهای مسکونی و تجاری


دریافت اطلاعات اولیه عمومی
دریافت و درک الزامات مشتری
تجزیه و تحلیل الزامات و الویت بندی آنها
مطابقت فنی با سیستم های گرمایش و سرمایش صنعتی شرکت انرژی دارد؟
خیر
اعلام به مشتری
ارایه گزارش
بلی
تخمین بار حرارتی و برودتی
انتخاب اولیه/تعداد و مدل دستگاه
بازنگری و تطابق بار حرارتی و برودتی M&E Balance
بلی
انتخاب نهایی تعداد نهایی/مدل دستگاه
جانمایی دستگاه
ارایه گزارش و مستندات فنی و تحلیل اقتصادی به کارفرما تایید است
بلی
عقد قرارداد
گزارش نهایی و صحه گذاری

معرفی سیستم های گرمایش و سرمایش صنعتی متداول

قبل از اینکه به معرفی سیستم های گرمایش و سرمایش صنعتی بپردازیم لازم است ابتدا در خصوص ویژگی ها و الزامات فضاهای صنعتی بررسی نمائیم.

فضاهای صنعتی که میتواند سالن تولید (Manufacturing Plant) ، سالن فرآیند(Processing Plant) باشد باید پارامترهای مهم و تاثیرگذار شرایط مطبوع مانند : دما ، رطوبت ، جابجایی هوا ، تمیزی هوا و کیفیت آن به خوبی در آن با شرایط استاندارد تطبیق داشته باشد .

با توجه به ماهیت فضاهای صنعتی و ابعاد بزرگ سالنهای آنها غالبا نیاز به مقدار انرژی مصرفی زیادی در مقایسه با فضاهای مسکونی و تجاری خواهد داشت بنابر این مسائل عایق بندی و کنترل میزان هوای تهویه و یا بازیافت حرارتی اتلافی (Recovery Of Waste Heat) بسیارمهمتر خواهد بود .

علاوه بر این موارد روش انتخاب و طراحی برای تعیین سیستم سرمایش و گرمایش از اهمیت ویژه ای برخوردار است . در این مساله می توان تامین شرایط آسایش حرارتی را بعنوان یک شمشیر دولبه دانست یعنی اگر تاکید بیش از اندازه به دستیابی شرایط آسایش حرارتی همراه با افزایش میزان مصرف انرژی خواهد بود و همین طور اگر تاکید به میزان مصرف انرژی پرداخته شود و شرایط آسایش تامین نشود می تواند راندمان کاری پرسنل را به طور قابل ملاحظه ای کاهش دهد .

در جدول(۱) شرایط دما و رطوبت نسبی را برای صنایع مختلف ارایه نموده است .برای سیستم های گرمایش و سرمایش صنعتی دسته بندی که متداول می باشد به صورت زیر ارایه می گردد.

Table 1 Temperatures and Humidities for Industrial Air Conditioning

Process	Dry Bulb, °C	rh, %
ABRASIVE		
Manufacture	26	50
CERAMICS		
Refractory	43 to 66	50 to 90
Molding room	27	60 to 70
Clay storage	16 to 27	35 to 65
Decalcomania production	24 to 27	48
Decorating room	24 to 27	48

Use high-efficiency filtration in decorating room. To minimize the danger of silicosis in other areas, a dust-collecting system or medium-efficiency particulate air filtration may be required.

DISTILLING		
General manufacturing	16 to 24	45 to 60
Aging	18 to 22	50 to 60

Low humidity and dust control are important where grains are ground. Use high-efficiency filtration for all areas to prevent mold spore and bacteria growth. Use ultrahigh-efficiency filtration where bulk flash pasteurization is performed.

ELECTRICAL PRODUCTS		
Electronics and x-ray		
Coil and transformer winding	22	15
Semiconductor assembly	20	40 to 50
Electrical instruments		
Manufacture and laboratory	21	50 to 55
Thermostat assembly and calibration	24	50 to 55
Humidistat assembly and calibration	24	50 to 55
Small mechanisms		
Close tolerance assembly	22*	40 to 45
Meter assembly and test	24	60 to 63
Switchgear		
Fuse and cutout assembly	23	50
Capacitor winding	23	50
Paper storage	23	50
Conductor wrapping with yarn	24	65 to 70
Lightning arrester assembly	20	20 to 40
Thermal circuit breakers assembly and test	24	30 to 60
High-voltage transformer repair	26	5
Water wheel generators		
Thrust runner lapping	21	30 to 50
Rectifiers		
Processing selenium and copper oxide plates	23	30 to 40

*Temperature to be held constant.

Dust control is essential in these processes. Minimum control requires medium-efficiency filters. Degree of filtration depends on the type of function in the area. Smaller tolerances and miniature components suggest high-efficiency particulate air (HEPA) filters.

FLOOR COVERING	
Linoleum	
Mechanical oxidizing of linseed oil*	32 to 38
Printing	27
Stoving process	70 to 120

*Precise temperature control required.

Medium-efficiency particulate air filtration is recommended for the stoving process.

Process	Dry Bulb, °C	rh, %
FOUNDRIES*		
Core making	16 to 21	
Mold making		
Bench work	16 to 21	
Floor work	13 to 18	
Pouring	4	
Shakeout	4 to 10	
Cleaning room	13 to 18	

*Winter dressing room temperatures. Spot coolers are sometimes used in larger installations.

In mold making, provide exhaust hoods at transfer points with wet-collector dust removal system. Use 280 to 380 L/s per hood.

In shakeout room, provide exhaust hoods with wet-collector dust removal system. Exhaust 190 to 240 L/s in grate area. Room ventilators are generally not effective.

In cleaning room, provide exhaust hoods for grinders and cleaning equipment with dry cyclones or bag-type collectors. In core making, oven and adjacent cooling areas require fume exhaust hoods. Pouring rooms require two-speed powered roof ventilators. Design for minimum of 10 L/s of floor area at low speed. Shielding is required to control radiation from hot surfaces. Proper introduction of air minimizes preheat requirements.

FUR		
Drying	43	
Shock treatment	–8 to –7	
Storage	4 to 10	55 to 65

Shock treatment or eradication of any insect infestations requires lowering the temperature to –8 to –7°C for 3 to 4 days, then raising it to 16 to 21°C for 2 days, then lowering it again for 2 days and raising it to the storage temperature.

Furs remain pliable, oxidation is reduced, and color and luster are preserved when stored at 4 to 10°C.

Humidity control is required to prevent mold growth (which is prevalent with humidities above 80%) and hair splitting (which is common with humidities lower than 55%).

GUM		
Manufacturing	25	33
Rolling	20	63
Stripping	22	53
Breaking	23	47
Wrapping	23	58

LEATHER		
Drying	20 to 52	75
Storage, winter room temperature	10 to 16	40 to 60

After leather is moistened in preparation for rolling and stretching, it is placed in an atmosphere of room temperature and 95% relative humidity.

Leather is usually stored in warehouses without temperature and humidity control. However, it is necessary to keep humidity sufficiently low to prevent mildew. Medium-efficiency particulate air filtration is recommended for fine finish.

LENSES (OPTICAL)		
Fusing	24	45
Grinding	27	80

سیستم های گرمایش صنعتی :(Industrial Heating systems)

۱- سیستم آبگرم(Hydronic System:Heating With Water)

۲- سیستم هوای گرم (Air Furnace)

۳- هیتر تابشی (Infrared Heater)

۴- گرمایش کفی(Floor Heating)

۱- سیستم آبگرم :

در این سیستم گرمایش آب به دمای زیر دمای جوش حدود ۸۰℃ می رسد و با دمای بین۶۰ ℃ تا ۷۰ ℃ بر می گردد.به طور کلی سیستم حرارت مرکزی با آب گرم به سه نوع است :

سیستم حرارت مرکزی با دمای پایین(Low Temperature Water) (LTW) که در آن دما تا ۱۲۰ ℃ است و سیستم حرارت مرکزی با دمای متوسط(Medium Temperature) (MTW) که دمای آن ۱۲۰ ℃ – ۱۷۵ ℃ است و سیستم حرارت مرکزی با دمای بالا (High Temperature Water) از ۲۳۰ ℃ – ۱۷۶ ℃ می باشد.

از سیستم (HTW) برای ساختمان های مسکونی و تجاری استفاده می شود و از سیستم MTW و HTW اغلب برای محوطه های بزرگ و صنعتی استفاده می گردد. مدار توزیع HTW مداری است بسته و افت دما و انرژی کمی دارد که این از مزایای عمده این سیستم در مقایسه با سیستم بخار است سیستم گرمایش بخار دارای افت انرژی ذاتی است و نمی توان آن را اصلاح کرد. لذا سیستم بخار نیاز به تمهیدات بیشتری برای ایمنی دارد .

۲-سیستم هوای گرم :

در این سیستم هوای گرم که با استفاده از انرژی حاصل از احتراق سوخت مانند گاز طبیعی ، گازوییل، نفت به صورت مستقیم یا غیر مستقیم به هوای عبوری داده می شود تا با استفاده از دمای هوای ورودی به فضا و جبران اتلاف حرارتی بتوان دمای فضای مورد نظر را در شرایط آسایش کنترل نمود.

به طور کلی بار گرمایی لازم برای تهویه مطبوع زمستانی از عوامل زیر تشکیل شده است :

۱- گرمای لازم برای جبران اتلاف گرمای محسوس اتاق

۲- گرمای لازم برای گرم کردن هوای ورودی از بیرون (تهویه و نفوذ هوا)

۳- گرمای لازم برای رطوبت زنی (در صورت نیاز و یا ضرورت)

اجزای اصلی سیستم های هوای گرم شامل ۶ قسمت زیر می باشد :

۱- بدنه (Casing)

۲-مبدل حرارتی (Heat exchanger)

۳- سیستم احتراق

شامل : مشعل (Burner) محفظه احتراق (Combustion chamber)

شیر کنترل گاز (Gas Control Valve)

۴- فن (Fan) که می تواند از نوع سانتریفوژ یا آکسیال باشد .

در کوره هوای گرم غالبا بر اساس راندمان حالت یکنواخت(Steady-State Efficiency)(SSE) بررسی می گردد البته درکشورهای دیگرتعاریف دیگری از راندمان نیز ارایه می شود مانند راندمان سالانه احتراق (Annual fuel utilization efficiency)(AFUE) که هنوز در کشور ما رایج نشده است .

ولی تعریف SSE به صورت زیر است :

$$SSE = \frac{\text{Fuel input} - \text{Flue loss} - \text{Condenstate loss}}{\text{Fuel input}} \times 100$$

عملا در هر کوره هوای گرم به طور مفید حرارتی که می توان بر اساس آن گرمایش فضای مورد نظر را طراحی نمود ، از این رابطه نتیجه می شود .

البته در کوره هوای گرم که در کشور ما رایج است اتلاف ناشی از تقطیر در محصولات احتراق وجود ندارد و عملا رابطه فوق بخش (Condenstate Loss) را نخواهد داشت.

در تصاویر۲ الی ۵ زیر انواع مختلف کوره هوای گرم برحسب نحوه هوادهی را نمایش می دهد :

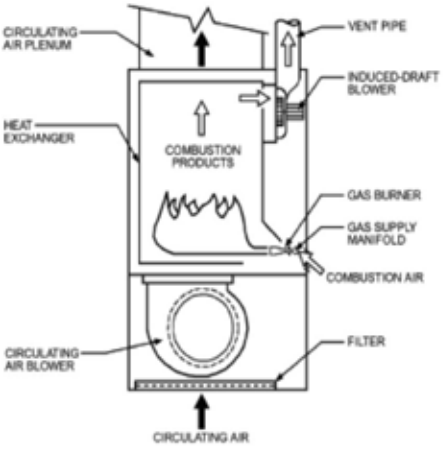


Fig. 2 Upflow Category I Furnace with Induced-Draft Blower

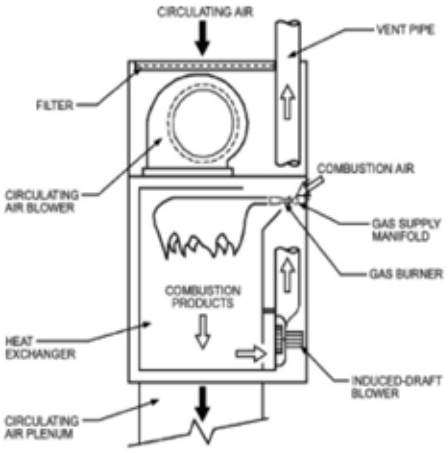


Fig. 3 Downflow (Counterflow) Category I Furnace with Induced-Draft Blower

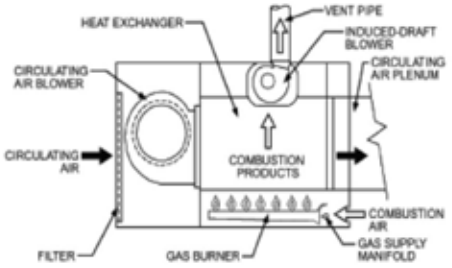


Fig. 4 Horizontal Category I Furnace with Induced-Draft Blower

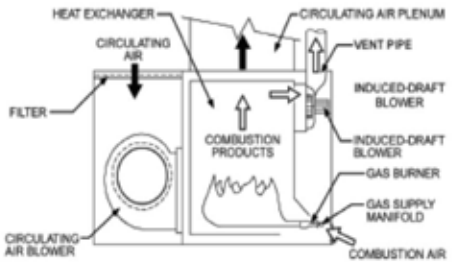


Fig. 5 Basement (Lowboy) Category I Furnace with Induced-Draft Blower

- **Downflow furnace.** In a downflow furnace (Figure 3), the blower is located above the heat exchanger and discharges downward. Air enters at the top and is discharged vertically at the bottom. This furnace is normally used with a perimeter heating system in a house without a basement. It is also used in upstairs furnace closets and utility rooms supplying conditioned air to both levels of a two-story house.
- **Horizontal furnace.** In a horizontal furnace, the blower is located beside the heat exchanger (Figure 4). Air enters at one end, travels horizontally through the blower and over the heat exchanger, and is discharged at the opposite end. This furnace is used for locations with limited head room such as attics and crawl spaces, or is suspended under a roof or floor or placed above a suspended ceiling. These units are often designed so that the components may be rearranged to allow installation with airflow from left to right or from right to left.
- **Multiposition furnace.** A furnace that can be installed in more

۳- هیتر های تابشی (Infrared Heaters)

هیترهای تابشی به طور کلی به سه گروه عمده دسته بندی می شود :

۱- هیتر تابشی با شدت بالا(High Intensity)

۲- هیتر تابشی شدت متوسط (Medium Intensity)

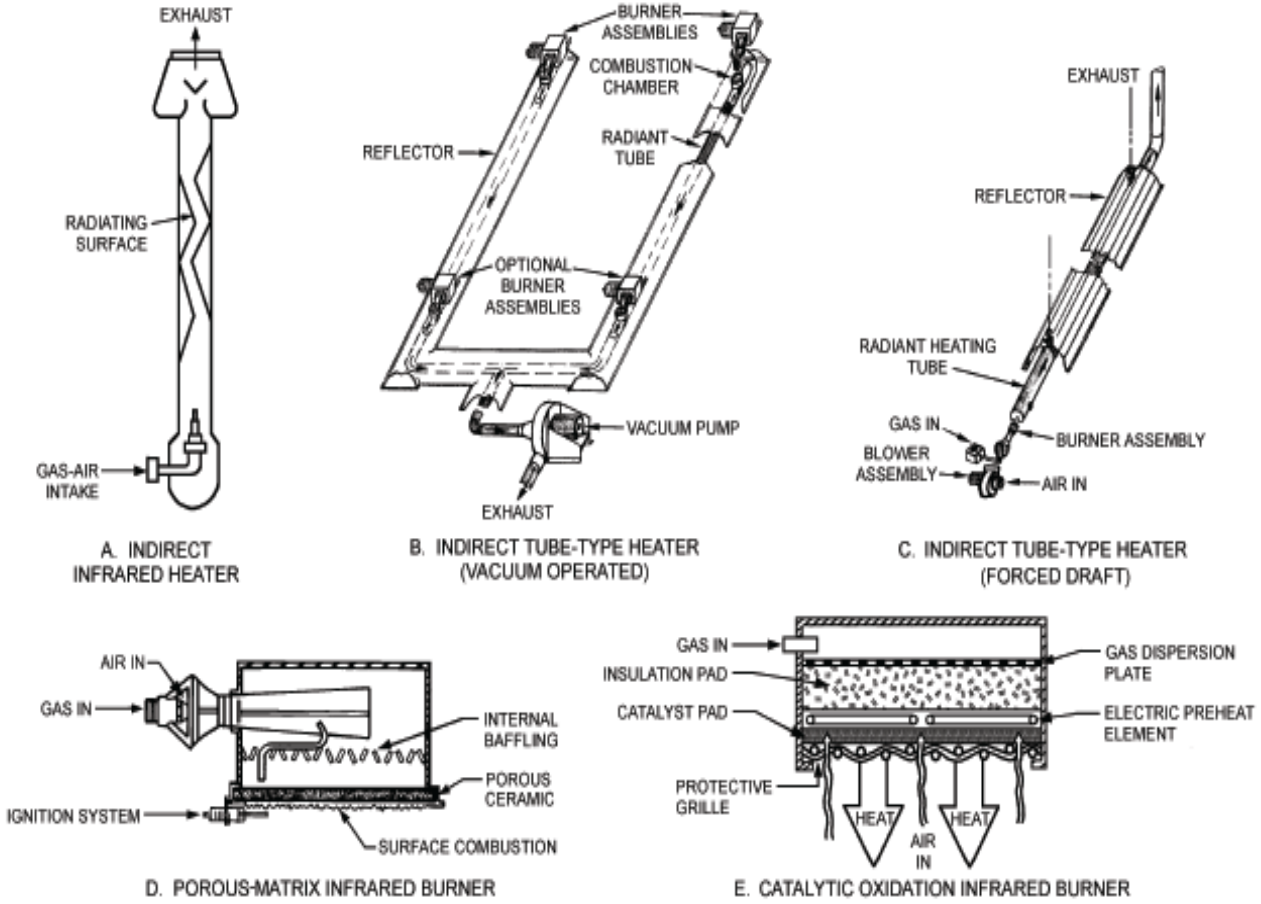
۳- هیتر تابشی شدت کم(Low Intensity)

به طور کلی هیتر تابشی شدت بالا با دمای منبع (Source Temperature) حدود ۲۸۰۰ °C می باشد و هیترهای تابشی شدت متوسط با دمای منبع حدود ۹۸۰ °C و شدت کم نیز با دمای حدود ۶۵۰ °C ارایه می گردد.

در تصاویر(۶) شکل تقریبی این نوع هیترها به تفکیک آمده است که تصاویر A و B و C و E در محدوده هیترهای تابشی شدت کم خواهد بود و تصویر D نیز هیتر تابشی شدت متوسط می باشد .

همانطور که در جدول(۲) ملاحظه می نمایید میزان تابش ساطع شده که به ازای سطح موثر تابش می باشد عملا برای هیتر تابشی با شدت بالا تقریبا چهار برابر هیترهای تابشی با شدت کم می باشد.

نکته حائز اهمیت در بین هیتر تابشی که تصاویر آنها در C و B و A آمده است به نحوه خروج محصولات احتراق بر می گردد یعنی در تصویر A محصولات ناشی از احتراق به صورت طبیعی و در تصویر B به صورت مکش ناشی از فن تخلیه (Vacuum) و در C به صورت تحت فشار ناشی از فن (Forced Draft) می باشد.



Types of Gas-Fired Infrared Heaters

Table 2 Characteristics of Typical Gas-Fired Infrared Heaters

Characteristics	Indirect	Porous Matrix	Catalytic Oxidation
Operating source temperature	Up to 650°C	870 to 980°C	340 to 370°C
Relative heat flux,[a] kW/m^2	Low, up to 24	Medium, 54 to 100	Low, 2.5 to 9.5
Response time (heat-up)	180 *s*	60 s	300 s
Thermal radiation-energy input ratio[b]	0.35 to 0.55	0.35 to 0.60	No data
Thermal shock resistance	Excellent	Excellent	Excellent
Vibration resistance	Excellent	Excellent	Excellent
Color blindness[c]	Excellent	Very good	Excellent
Luminosity (visible light)	To dull red	Yellow red	None
Mounting height	3 to 15 m	4 to 15 m	To 3 m
Wind or draft resistance	Good	Fair	Very good
Venting	Optional	Nonvented	Nonvented
Flexibility	Good	Excellent—wide range of heat fluxes and mounting possibilities available	Limited to low-heat-flux applications

[a]Heat flux emitted at burner surface.
[b]Ratio of thermal radiation to energy output to input.
[c]Color blindness refers to absorptance by various loads of energy emitted by different sources.

۴- سیستم گرمایش کفی (Floor Heating)

در سیستم گرمایش کفی صنعتی که از سال ۱۹۵۰ با استفاده از لوله های استیل و مسی در دنیا آغاز شده است به عنوان تحولی در گرمایش فضاهای مختلف استفاده می شود سیستم گرمایش کفی از اواخر ۱۹۷۰ با رشد لوله های پلاستیکی به صورت رایج ارایه گردید و استانداردهای آن نیز تدوین شده در حال حاضر بیش از همه این نوع سیستم گرمایش برای فضاهای مسکونی و تجاری استفاده می گردد ، در این نوع سیستم گرمایش که از نوع تابشی است دمای عملکرد (Operative Temperature) تعیین کننده شرایط آسایش فضا می باشد در سرعت هوای پایین داخل فضا (سرعت هوای کمتر از $0.2\ \frac{m}{s}$)دمای عملکرد تقریبا برابر میانگین دمای هوا(Air Temperature) و دمای میانگین تابش (Mean Radiant Temp.) است.که این دما برآیند تاثیر تابش و انتقال حرارت جابجایی است .

پارامتر مهم دیگر در خصوص فاکتور دید (Angle Factor) بین افراد و منبع گرمایی (Heat Source) می باشد این فاکتور بستگی به فاصله بین افراد و سطح تابش کل دارد .

به طور عمده این سیستم برای گرمایش افرادی که به کف نزدیکتر هستند و ارتفاع سالن بلند می باشد توصیه می گردد مانند سالن های مونتاژ خودرو ، انبار ، سالن خط تولید ، ... را می توان در این گروه در نظر گرفت .

طبق استانداردهای بین المللی مانند ISO Standard 7730,1944 و ANSI/ASHRAE Standard 55-1992 و EN1264:1994 محدوده دمای کف بین ۲۹ °C - ۱۹ °C برای فردی که در حالت ایستاده با کفش عادی می باشد که بیشترین دمای کف همان ۲۹ °C می باشد.برای ناحیه های پیرامونی بیشترین دمای مجاز کف را می توان ۳۵ °C نیز در نظر گرفت. (طبق استاندارد EN1264) .

مقاومت حرارتی برای سطوح مختلف چنین است:

فرش $0.1-0.15\frac{m^2k}{W}$

آجر ، موزاییک $0.04-0.11\frac{m^2k}{W}$

سنگ $0.01-0.02\frac{m^2k}{W}$

منبع سیستم گرمایش کفی برای آبگرم یا مقاومتهای حرارتی الکتریکی می باشد این سیستم برای ضخامت کف ۱۵ تا ۴۰ سانتیمترغالبا طراحی می گردد تا اثر تابش به طور مفید حاصل شود.

در جدول (۳) برای شار حرارتی مختلف و جنس کف متفاوت دمای سطوح مقایسه شده است .

Average Heating Load Flux W/m²	Required Floor Temperature (at 20°C [68°F] Room Temperature) °C (°F)	Average Temperature of Heating Medium		Decrease of Heat Output by 1 K (1.8°F) Increase of Room Temperature Reference Temperature		
		Tile 0.02 m²-K/W, °C (°F)	Carpet 0.1 m²-K/W, °C (°F)	Floor Surface	Water	
					Tile	Carpet
80	27.3 (81.1)	31.9 (89.4)	38.4 (101.2)	14	8	5
40	23.9 (75.0)	26.2 (79.2)	29.4 (84.9)	26	16	11
20	22.1 (71.8)	23.3 (73.9)	24.9 (76.8)	48	30	20
10	21.1 (70.0)	21.7 (71.1)	22.5 (72.5)	91	59	40

Table 3 : Floor temperature, average temperature of heating medium and the effect of self-control of radiant panel system in percent.

می توان از معایب عمده سیستم گرمایش کفی به الزام ایجاد سیستم گرمایش مرکزی موتورخانه دانست که هزینه های آن در مقایسه با دیگر سیستم های گرمایشی بالاتر است . همینطور هزینه های تعمیرات و نگهداری آن نیز بیشتر خواهد بود از معایب دیگر سیستم گرمایش کفی زمان زیاد برای رسیدن به دمای سطح لوله طراحی شده می باشد به عبارت دیگر Warm-Up Time این سیستم در مقایسه با دیگر سیستم ها زیاد است.همچنین عدم یکنواختی دما در کل سطح بدلیل ایجاد فاصله بین لوله ها نیز از دیگر معایب سیستم گرمایش کفی است .

سیستم های سرمایش صنعتی (Industrial cooling systems)

به طور عمومی در کاربردهای صنعتی سیستمهایی که پیشنهاد میگردند، عبارتند از تجهیزات تبرید تراکمی یا جذبی (Refrigerated Equipment) ، کولرهای تبخیری(Evaporative Cooler) و تهویه با سرعت بالا (High-Velocity Ventitation) از بین این سیستم ها بر حسب نوع اقلیم و نوع فعالیت قابل انتخاب است ولی این انتخاب باید با معیارهای اقتصادی و هزینه های اولیه و جاری نیز تطابق داشته باشد. به طور مثال در کاربری صنعتی که در کنار ناحیه هایی با منبع گرمایی بالا هستند (مانند کوره های پخت) بهترین روش تهویه زیاد می باشد که شرایط آسایش تقریبی را بوجود آورد .

سیستم سرمایش تبریدی (Refrigerated Cooling System)

از انواع مختلف این نوع سیستم سرمایش می توان به نمونه های انبساط مستقیم (Direct-expansion) در ظرفیت های مختلف و برای ظرفیت سرمایش بالاتر از چیلرهای تراکمی یا جذبی نام برد که خود به زیر گروه های مختلف تقسیم می شود، شرح کامل تر این نوع سیستم را می توانید به راهنمای ASHRAE HVAC System and Equipment 2008 مراجعه نمایید .

سیستم سرمایش تبخیری (Evaporative Cooling System)

دسته بندی سیستم سرمایش تبخیری به دو گروه: مستقیم (Direct)، غیر مستقیم (Indirect) تقسیم می شود از نظر نوع سیستم سرمایش ایرواشر را نیز به نوعی می توان در گروه سرمایش تبخیری مستقیم دانست.

در سیستم تبخیری مستقیم با عبور هوای بیرون از روی واسطه تبخیر خیس و با افزایش میزان حرارت نهان هوا و کاهش حرارت محسوس آن با یک نسبت تقریبا یکسان سرمایش فضا تامین نمود .

دمای حباب مرطوب (Wet-Bulb Temperature) به عنوان حد نهایی سرمایش تبخیری مستقیم است یعنی اگر دمای هوای تهران در فصل تابستان دمای حباب خشک ۴۰ °C و ۲۰ °C wb دمای حباب مرطوب باشد در صورتی که بازده تبخیر کولر تبخیری مستقیم ۱۰۰٪باشد دمای خروجی از کولر در نهایت می تواند ۲۰ °C db باشد . در کولر تبخیری غیر مستقیم که دو جریان هوای اولیه و ثانویه داشته و با جریان ثانویه، جریان اولیه خنک می گردد ، که حد نهایی سرمایش براساس دمای حباب مرطوب برای جریان هوای ثانویه کولر تبخیری غیر مستقیم نیز صادق است.

عملا سیستم سرمایش تبخیری باید پتانسیل ایجاد سرمایش را داشته باشد یعنی اختلاف بین دمای حباب خشک و مرطوب باید به اندازه ای باشد که با افزایش میزان رطوبت مطلق هوا کاهش دمای هوا به صورت بی در رو (آدیاباتیک) رخ دهد .

مزایای سیستم تهویه مطبوع تبخیری را می توان به استفاده از هوای تازه و افزایش کیفیت هوای داخل ، صرفه جویی در مصرف انرژی به صورت قابل ملاحظه ، پایین بودن هزینه های اولیه و جاری در مقایسه با سیستم های تراکمی تطابق با اغلب اقلیم کشور و عدم استفاده از مبردهای کلروفلور و کربن(CFC) ، اشاره کرد.

در حال حاضر بیشترین نمونه های موجود در داخل کشور کولرهای تبخیری مستقیم می باشد که با استفاده از تامین حرارت لازم برای تبخیر آب سرمایش هوا را بوجود می آورد.

عملکرد کولرهای تبخیری (آبی) بر اساس پارامتری به نام راندمان تبخیر (اشباع) تعریف می شود که رابطه آن در زیر ارایه می گردد :

$$\varepsilon = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_s'}$$

ε = راندمان تبخیر بر حسب ٪

t_1 = دمای حباب خشک هوای ورودی

t_2 = دمای حباب خشک هوای خروجی

t_s' = دمای حباب مرطوب هوای ورودی

عبارت مخرج کسر فوق که اختلاف بین دمای حباب خشک و مرطوب محیط می باشد عامل تعیین کننده است که به افت دمای مرطوب (Wet-Bulb Depression) موسوم است .

نکته حایز اهمیت این است که سیستم سرمایش تبخیری مستقیم فقط توانایی جذب گرمای محسوس اتاق را دارد.لذا در هنگام طراحی باید تفکیک بین گرمای محسوس و نهان فضا انجام بگیرد .

انواع کولرهای تبخیری مستقیم براساس واسطه تبخیری به طور متداول در ایران به دو گروه : واسطه تبخیری پوشالی و واسطه تبخیری صلب (پد سلولزی) تفکیک می شود.

در بین این دو گروه نمونه های با واسطه تبخیری صلب (پد سلولزی) دارای مزایای زیر می باشد.

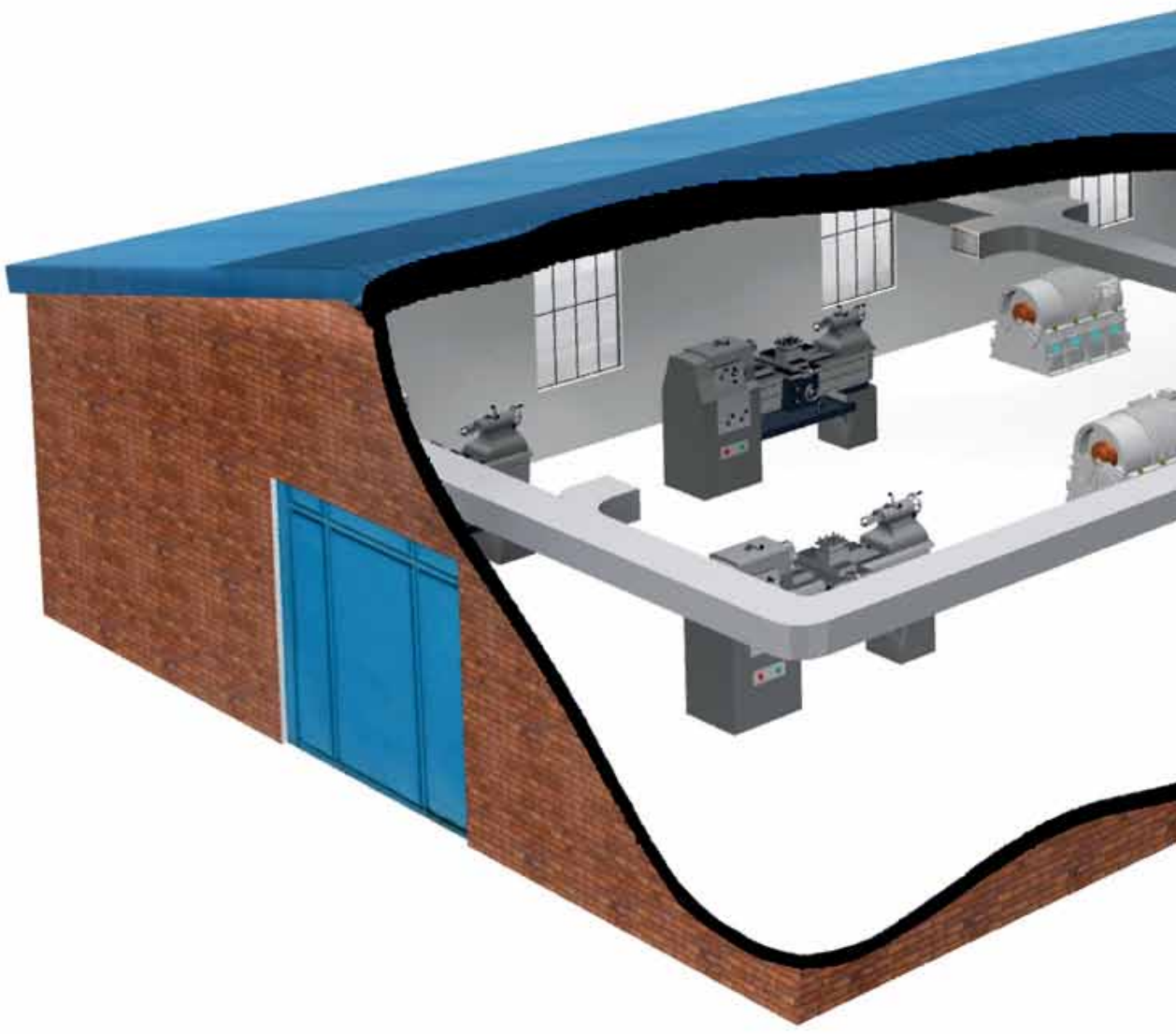
۱- عدم حمل قطرات آب (Carry Over) که در صورت وجود می تواند عامل کاهش کیفیت هوای داخل گردد.

۲- راندمان تبخیر بالاتر و میزان سرمایش بیشتر در مقایسه با نمونه های پوشالی

۳- راندمان تبخیر پایدار که بسیار مهم است یعنی با یک یا دو دوره استفاده میزان سرمایش نسبت به حالت اولیه تغییرکمی می نماید.

۴- عمر مصرف طولانی تر در مقایسه با واسطه های تبخیر دیگر.

Case study (1)



CASE STUDY (1)

سالن نمایشگاهی واقع در شمال تهران (محل دائمی نمایشگاه بین المللی)،
دارای مشخصات زیر می باشد:

ابعاد سالن

طول= 40(m)
عرض= 30(m)
ارتفاع حداقل(دیوار) = 6 (m)
ارتفاع حداکثر(دیوار)= 9 (m)
حجم کل سالن = 9000(m^3)

دمای طرح بیرون زمستان : -8 ℃ دمای طرح بیرون تابستان: 40℃

دمای طرح داخل زمستان : 22 ℃ دمای طرح داخل تابستان: 27℃

نوع سوخت در دسترس: گاز طبیعی و گازوییل

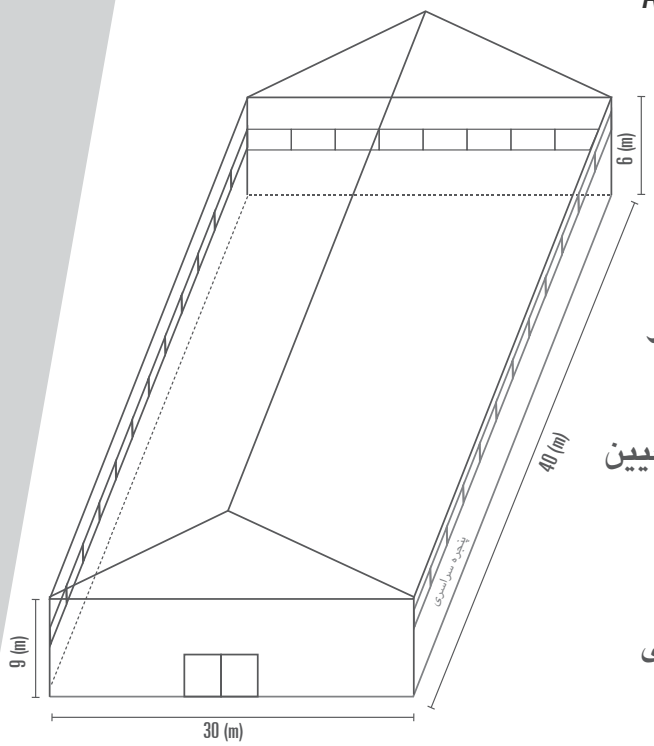
میزان تهویه هوا : ۱/۵بار در ساعت(1.5 ACH)

دیوار : آجر و سیمان (بدون عایق) با سطح کلی : A=840 (m^2)

پنجره : شیشه تک جداره در سه وجه سوله با ارتفاع ۱ متر(سطح کلی): A=110 (m^2)

درب ورودی و خروجی : شیشه دو جداره A=20 (m^2)

سقف : ورق با عایق پشم شیشه A=1224 (m^2)



با توجه به اطلاعات فوق موارد زیر می بایست مشخص گردد.

۱- انتخاب سیستم گرمایش و سرمایش با در نظر گرفتن الزامات مشتری

۲- تخمین بار حرارتی مورد نیاز فضا و تعیین تعداد دستگاه

۳- جانمایی دستگاه

۴- تعیین تعداد و مدل کولر سلولزی صنعتی

الزامات مشتری

۱- دستگاه گرمایشی بدلایل زیر نباید در داخل سالن قرار بگیرد:

* عدم وجود صدای سیستم گرمایش در داخل سالن
* عدم تامین هوای لازم برای احتراق از هوای داخل
* ورود هوای تازه به سالن جهت مطبوع نگه داشتن هوای داخل (Indoor Air Quality)

۲- توزیع مناسب هوای گرم (عدم تمرکز گرما در قسمتی از سالن)

۳- استفاده از کانال برگشت (Return Duct) جهت صرفه جویی در مصرف سوخت

۴- نصب ترموستات محیطی

۵- عدم اشغال فضای داخل سالن

۶- حداقل ظرفیت حرارتی هر دستگاه $100,000(\frac{kcal}{h})$ باشد.

۷- محصول به صورت دوگانه سوز (گاز طبیعی ، گازوییل) ارایه گردد.

حل : ابتدا با در دست داشتن جدول زیر نوع سیستم گرمایشی را از محصولات انرژی انتخاب می نماییم.

الزامات مشتری								
محصول	موقعیت نصب		امکان کانال کشی (کانال رفت و برگشت)	امکان نصب ترموستات محیطی	نوع سوخت			ظرفیت حرارتی بالاتر از $100,000\ \frac{kcal}{hr}$
	داخل فضا	خارج فضا			دوگانه سوز	گاز طبیعی	گازوییل	
هیتر گازی ۰۶۴۰	✓	–	–	✓	–	✓	–	–
هیتر گازی ۰۶۶۱	–	✓	✓	✓	–	✓	–	–
کوره هوای گرم	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
هیتر تابشی	✓	–	–	✓	–	✓	–	✓

*با توجه به جدول فوق تنها با سیستم کوره های هوای گرم ، کلیه الزامات مشتری رعایت می گردد .

تخمین بار حرارتی مورد نیاز

با استفاده از فرم تخمین بار حرارتی که در زیر آمده است مقدار نهایی اتلاف حرارتی فضا با توجه به شرایط طرح داخل و خارج به صورت زیر محاسبه می گردد.

انـرژی

فرم تخمین بار حرارتی

نام محاسب: ـ بـ ـ بـ مشتری: نمایشگاه بین المللی تهران موقعیت پروژه: شمال تهران تاریخ: ----------

کاربری: سالن نمایشگاه دمای خارج: -8°C دمای داخل: 22°C نوع سوخت: گاز شهری

آدرس: ----------

نوع تماس ☐ نماینده فروش ☒ دفتر مرکزی حضوری ☐ فکس شماره تماس و فکس: ----------

ـ اتلاف حرارتی از جداره ها

جدار	سطح (m^2) A	ضریب انتقال حرارت ($\frac{W}{m^2.K}$) B		A × B ($\frac{W}{K}$)
		مقدار	وضعیت	
دیوار خارجی	710	(3.0)	بدون عایق	2130
		2.0	عایق متوسط	
		0.8	عایق عالی	
پنجره	110	(5.8)	فلزی با شیشه یک جداره	638
		3.0	فلزی با شیشه دو جداره	
شیشه	20	5.6	یک جداره	60
		(3.0)	دو جداره	
درب		5.8	فلزی	
		2.3	چوبی	
سقف	1224	(3.8)	بدون عایق	4652
		2.0	عایق متوسط	
		1.0	عایق عالی	
* محیط کف (متر)	140	1.5		210

*برای کف متصل به زمین در معرض هوای بیرون

جمع کل ($\frac{W}{K}$) C 7690

ـ اتلاف حرارتی از هوای تازه

D

	V (m^3)	تعداد تعویض هوا در ساعت		تعداد تعویض هوا در ساعت ($\frac{W}{K}$) × 0.33 × V (m^3)
فضا	9000	کم	0.5	
		متوسط	(1.5)	
		زیاد	2.0	

* اگر فضا مجهز به فن های تخلیه می باشد هوادهی آنها جایگزین هوادهی فوق گردد. (حاصلضرب تعداد تعویض هوا در حجم فضا)

ـ جمع کل اتلاف حرارتی (C + D) × (°C دمای داخل) − (°C دمای خارج)

(7690 + 0) × (22 + 8) = 230700 × 0.86 = 198400 $\left(\frac{kcal}{hr}\right)^E$

* ضریب اطمینان برای ارتفاع سالن تا ۷ متر مقدار ۱۰٪ و ارتفاع ۷ متر تا ۹ متر مقدار ۱۵٪ و ۹ متر به بالا ۲۰٪ به اتلاف اضافه کنید.

ارتفاع سالن = 7.5 (m) (E)198400 × ضریب اطمینان 1.15 = 228160 $\left(\frac{kcal}{hr}\right)$

مقدار نهایی اتلاف حرارتی $\left(\frac{kcal}{hr}\right)$ Q_{LOSS} = 230,000

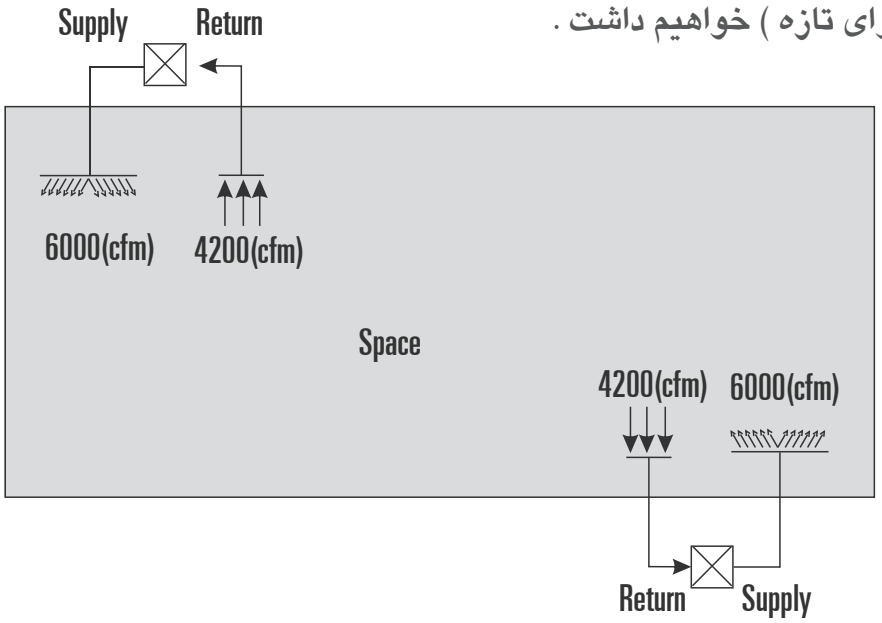
* جهت تعیین اتلاف حرارتی از هوای تازه می بایست موازنه نرخ هوای ورودی و خروجی از فضا (Mass - Blance) بررسی گردد.

$$\text{Ventilation Required} = 1.5(\text{ACH}) \times 9000(m^3) = 13500(\frac{m^3}{h}) = 7940(\text{cfm})$$

* با فرض انتخاب کوره هوای گرم مدل ۱۵۶۰ خواهد داشت .

$$\text{Air Furnace Quantity} = \frac{\text{Total Heat Loss}(\frac{\text{kcal}}{h})}{\text{Heat Iutput } (\frac{\text{kcal}}{h}) \times \text{Eff.}} = \frac{230,000(\frac{\text{kcal}}{h})}{150.000 \times 0.8 \ \frac{\text{kcal}}{h})} = 1.91 \simeq 2$$

از آنجا که هر کوره هوای گرم در حالت آزاد بدون اتصال به کانال(Free) تقریبا 6000 (cfm) هوادهی دارد لذا با در نظر گرفتن ۷۰ درصد هوای برگشتی (۳۰درصد هوای تازه) خواهیم داشت .



حال از آنجا که:

Ventilation Required=7940(cfm)

و از مقدار هوای خروجی که(cfm) 8400 است کمتر می باشد، لذا هیچ گونه نفوذ هوای تازه دیگری به داخل فضا صورت نمی پذیرد و فضا به میزان

12000(cfm)-8400(cfm)=3600(cfm)

فشار مثبت (Pressurised)گردیده یا به عبارت دیگر مقدار اتلاف حرارتی نفوذی (Infiltration Load) برابر صفر می باشد ، البته برای اختلاف دمای داخل و خارج و سرعت باد منطقه میزان تقریبی نفوذ هوا به داخل با این مقدار مقایسه شد که عدم اتلاف حرارت ناشی از نفوذ هوا را تایید می نماید.

حال می بایست موازنه انرژی (Energy Balance) مورد بررسی قرار بگیرد یا به عبارت دیگر میزان حرارت ورودی (Heat Input) از طریق سیستم گرمایش و اتلاف حرارتی کلی از فضا (Total Heat Loss) با هم تطابق داشته باشند.

با فرض در نظر گرفتن افت فشار استاتیکی ناشی از کانال کشی هوای رفت و برگشت(Total Pressure Drop) به میزان 100(pa) از روی مشخص هوادهی- افت فشار(H-Q Curve) محصول کوره H 1560 میزان هوادهی واقعی این محصول 5300(cfm) می باشد . از طرفی با فرض میزان ۷۰٪ هوای برگشت(۳۰٪هوای ورودی) دمای هوای خروجی از کوره (Supply Temp) بصورت زیر تعیین می گردد:

$$T_{Mix} = \left(\%\,\text{Retun Air} \times T_{\text{Return or Room}}(°C)\right) + \left(\%\,\text{Fresh Air} \times T_{\text{Fresh or Outdoor}}(°C)\right)$$

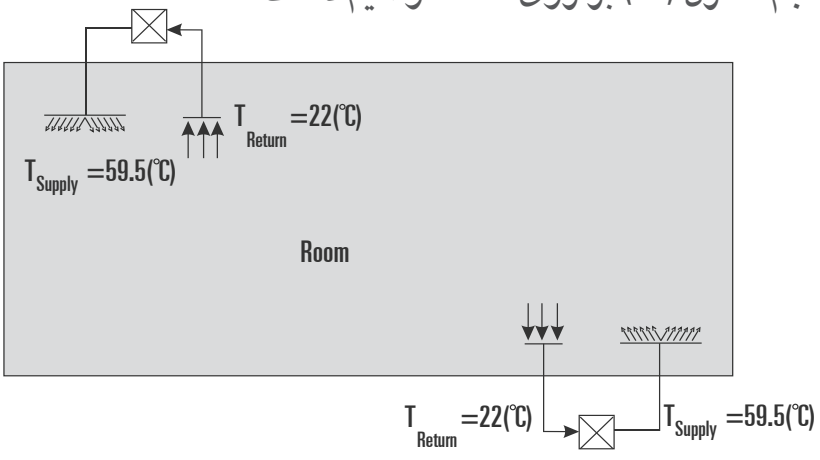
$$T_{Mix} = \left(0.7 \times 22\right) + \left(0.3 \times -8\right) = 13(°C)$$

حال با در نظر گرفتن حجم کنترل (C.V) بر روی کوره دمای هوای خروجی (Supply Temp) به صورت زیر تعیین می گردد:

$$T_{Supply} = \frac{\text{Heat Input}_{Sys} \times \text{EFF.}}{0.286 \times \text{cfm} \times 1.7} + T_{Mix}$$

$$T_{Supply} = \frac{150,000 \times 0.8}{0.286 \times 5300 \times 1.7} + 13 = 59.5\,(°C)$$

این بار با در نظر گرفتن حجم کنترل (C.V) بر روی فضا خواهیم داشت .



$$\dot{Q}_{Loss} + \dot{Q}_{Infiltration} + \dot{Q}_{Return} = \dot{Q}_{Input,Sys}$$

Or

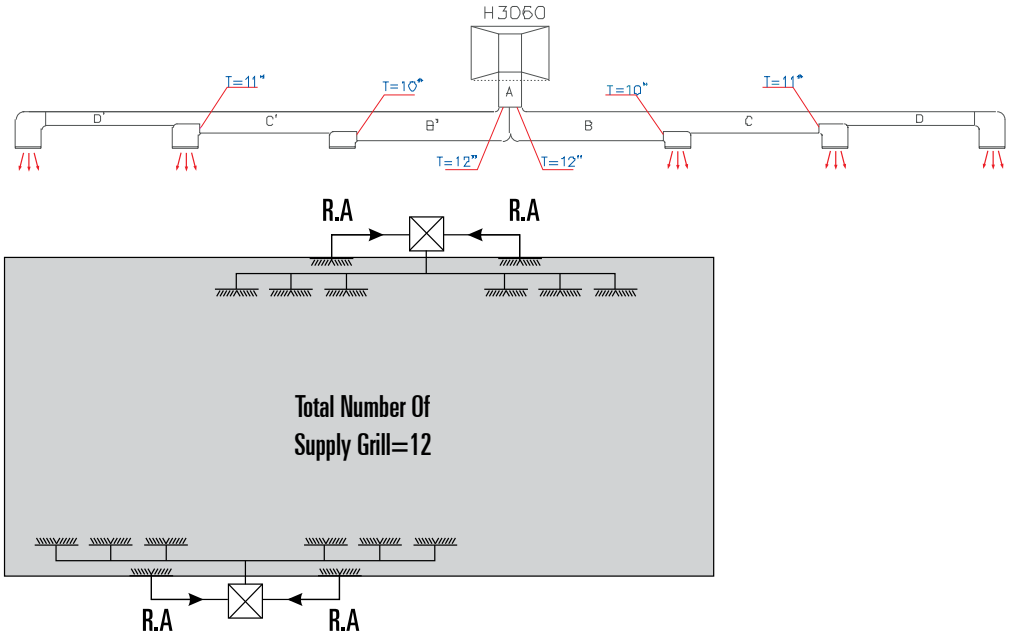
$$\dot{Q}_{Loss} + \dot{m} \times Cp \times T_{Outdoor} + \dot{m} \times Cp \times T_{Return} = \dot{m} \times Cp \times T_{Supply}$$

$$230,000(\frac{kcal}{h}) + 0 + (2 \times 0.7 \times 5300 \times 1.7 \times 0.286 \times 22) = (2 \times 5300 \times 1.7 \times 0.286 \times 59.5)$$

$$309,367(\frac{kcal}{h}) \simeq 306,646(\frac{kcal}{h})$$

از آنجا که معادله موازنه انرژی نیز در این انتخاب ارضا گردید، لذا پیشنهاد ۲ دستگاه کوره هوای گرم GF 1560درست بوده است.

طرح شماتیک کانال کشی فضای مذکور نیز بصورت زیر ارائه می گردد.



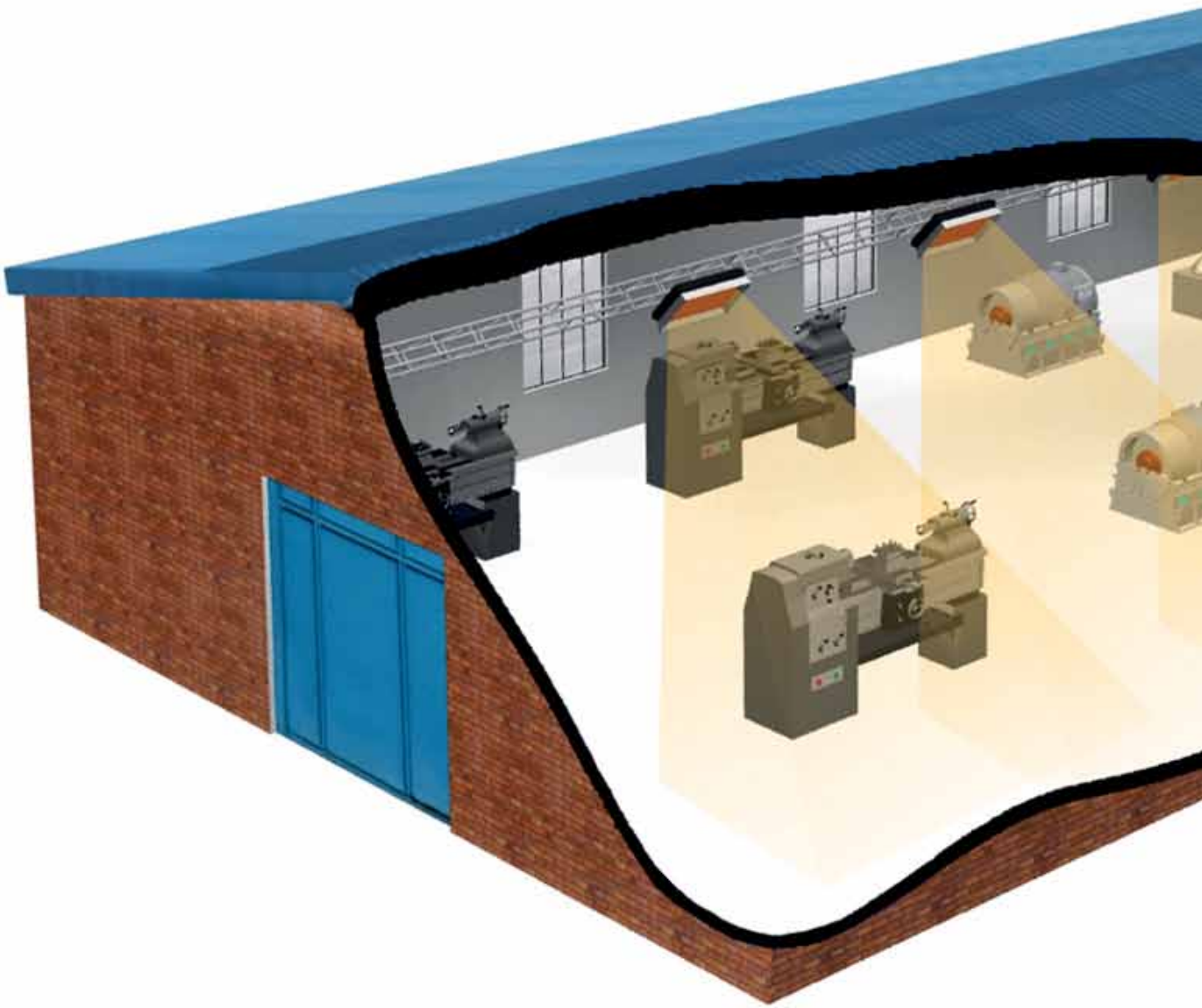
تعیین تعداد و مدل کولر سلولزی صنعتی

با توجه به فضای نمایشگاهی با توجه به شرایط طرح خارج ذکرشده مراحل محاسبه دقیق کولر سلولزی صنعتی در case study 4 اشاره شده است لذا در اینجا فقط به نتیجه نهایی میزان هوادهی مورد نیازاشاره می نماییم .لازم به ذکر است شرایط طرح داخل 27°c db در نظر گرفته شد بنابراین :

Air flow requirment : 15ACH X 9000 (m^3) = 135000 ($\frac{m^3}{hr}$) = 79400 cfm ≃ 80,000 cfm

با توجه به افت فشار استاتیکی کل(70pa)هوادهی واقعی هر دستگاه کولر سلولزی صنعتی EC1800،معادل 10200cfmخواهد بود لذا هشت دستگاه از این نوع کولر سلولزی مورد نیاز است.

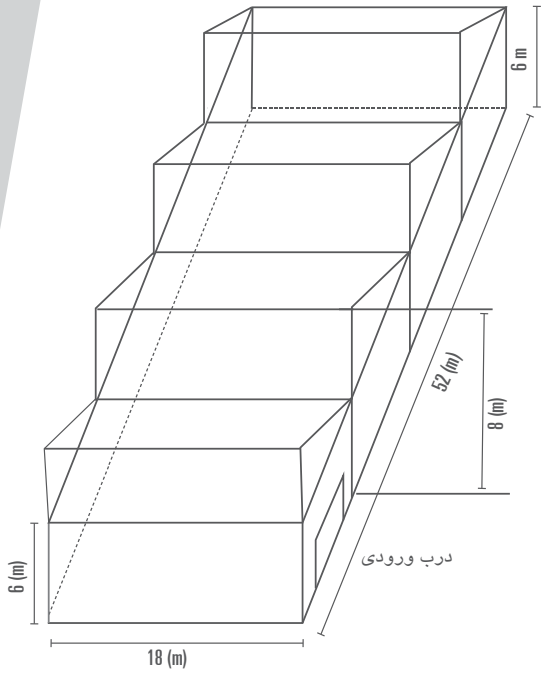
Case study (2)



CASE STUDY (2)

کارگاه تولیدی واقع در شهریار با کاربری تولید پیچ و مهره دارای مشخصات زیر می باشد .

ابعاد سالن



دمای طرح بیرون :(℃) -8

دمای عملکرد یا موثر محیط : (℃) 22 (دمای هوا =℃ 18)

نوع سوخت در دسترس: گاز طبیعی

میزان تهویه هوا : ۱/۵ بار در ساعت (1.5 ACH)

میزان اتلاف حرارتی از دیواره ، پنجره ، سقف و درب ($165,000\left(\frac{kcal}{h}\right)$) تخمین زده شده است .

لازم به ذکر است فضا فاقد جرثقیل سقفی بوده و مواد اشتعال زا در سالن وجود ندارد.

میزان ورود جسم سرد به سالن (مواد خام پیچ و مهره (فولاد) روزانه ۵ تن می باشد.

مطلوبست :

۱ : انتخاب سیستم گرمایش با در نظر گرفتن الزامات مشتری

۲ : محاسبات بار حرارتی کل

۳ : جانمایی دستگاه

الزامات مشتری

۱- تمرکز گرما در نقاط نزدیک به کف سالن می باشد(جاییکه کارگران مشغول کار هستند)

۲- بدلیل وجود گرد و غبار در سالن ترجیحا جابجایی هوای داخل سالن حداقل باشد .

۳- فاصله زمانی روشن شدن سیستم گرمایشی تا گرم شدن سالن حداقل باشد(Low Warm -up Time)

۴- بدلیل هزینه های بالای کانال کشی ، قصد استفاده از کانال را ندارند.

۵- راندمان احتراق سیستم گرمایشی می بایست بالاتر از ۹۰٪ باشد و نیاز به تعمیر و نگهداری حداقل باشد.

۶- میزان برق مصرفی سیستم گرمایش بسیار پایین باشد. (سیستم گرمایشی فاقد فن باشد.)

۷- دمای مواد خام ورودی به سالن در عرض ۴ ساعت هم دما با محیط داخل سالن شود.

الزامات مشتری						
محصول	تمرکز گرما در نقاط نزدیک به کف	عدم جابجایی هوا	Low Warm-Up Time	عدم کانال کشی	راندمان احتراق بالاتر از ۹۰٪	فاقد فن
هیتر گازی ۰۶۴۰	–	–	–	✓	–	–
کوره هوای گرم	–	–	–	–	–	–
هیتر گازی ۰۶۶۱	–	–	–	–	–	–
هیتر سرامیکی	✓	✓	✓	✓	✓	✓

*با توجه به جدول فوق در سبد گرمایشی محصولات انرژی ، بهترین انتخاب هیتر سرامیکی می باشد.

محاسبه بار حرارتی کل

پیش از محاسبه بار حرارتی فضا تعریف چند واژه در سیستم های تابشی لازم به نظر می رسد:

در سیستم تابشی سه دما وجود دارد که هر یک از آنها در زیر تعریف شده اند.

۱- دمای هوای داخل (Air Temp.) :

دمایی است که توسط ترموستات محیطی اندازه گیری می شود

۲- دمای میانگین تابشی (Mean Radiant Temp. or MRT) :

امواج ساطع شده از منبع گرمایشی(هیتر تشعشعی) در فضای محصور ، به اجسام داخل فضا از جمله دیواره ها، سقف و... دریافت و میزانی از آن مجدداً بازتاب می شود ، بطوریکه آن اجسام نیز به نوعی به عنوان منبع تابشی (با دمای پائینتر) عمل می نمایند که مجموع میانگین دماهای ساطع شده در محیط را دمای میانگین تابشی (MRT) می نامند.

۳- دمای عملکرد یا موثر (Operative Temp. or Effective Temp.) :

دمایی است که بدن انسان آنرا حس می کند که متاثر از عواملی همچون نوع پوشش نوع فعالیت انسان و میزان جابجایی هوا(سرعت هوا) و ... می باشد که تمام طراحی سیستم های تابشی برای رسیدن به محدوده مشخصی از دمای عملکرد می باشد .

نکات

۱- در سیستم های گرمایشی تابشی هوای محیط مستقیماً گرم نمی شود و از طریق گرم شدن اجسام و جابجایی طبیعی هوای از روی آنها ، هوای محیط گرم خواهد شد.

۲- دمای عملکرد (Operative Temp.) تقریباً میانگین دمای هوا (Air Temp.) و دمای میانگین تابشی (MRT) می باشد .

این بدان معنی است که در طراحی شرایط آسایش انسان،(Air Temp.)دمای هوا معمولاً ۱۵الی ۱۰درصد پایینتر از دمای هوا در سیستم های هوای گرم در نظر گرفته می شود و این در حالی است که دمای عملکرد(Operative Temp.) در محدوده دمای آسایش قرار می گیرد .

بنابر این در محاسبات اتلاف بار حرارتی ناشی از جداره ها $\dot{Q}_{Loss}$ و تهویه $\dot{Q}_{Ventilation}$ این نکته لحاظ می گردد.

۳- تمام تعاریف فوق در ضریبی بنام ضریب تصحیح گرمایش تشعشعی(Infrared Compensation Factor) گنجانده می شود که در بار حرارتی کل فضا ضرب می گردد.

با در نظر گرفتن تعاریف فوق بار حرارتی کل فضا با محاسبه موارد زیر مشخص خواهد شد.

۱- $\dot{Q}_{loss}$ اتلاف حرارتی از دیوار ،سقف ، پنجره و درب

۲- $\dot{Q}_{ventilation}$ (اتلاف ناشی از تهویه) یا $\dot{Q}_{Infitration}$ (اتلاف ناشی از نفوذ هوای سرد از طریق درزها)

از دو مورد فوق هر کدام که بیشتر بود ، در بار حرارتی کل لحاظ می گردد.

۳- $\dot{Q}_{Cold\ mass}$ اتلاف حرارتی ناشی از ورود جسم سرد همدما با محیط بیرون

مورد ۱:

قبلا محاسبه گردیده است و مقدار آن $175,000(\frac{kcal}{h})$ می باشد.

مورد ۲:

$$\text{Required Ventilation} = 1.5\ (ACH)$$

$$\dot{Q}_{Ventilation} = \text{Suggested Air Change} \times V(m^3) \times 0.286 \times (T_{Air} - T_{Outdoor})$$

$$\dot{Q}_{Ventilation} = 1.5 \times 6552 \times 0.286 \times (18 - (-8)) = 73,081(\frac{kcal}{h})$$

برای محاسبه $\dot{Q}_{Infitration}$ می توان از جدول زیر برای کاربردهای صنعتی استفاده نمود.

Natural Infiltration Air Change Based On Building Volume

Building Volume(m^3)	Infiltration Air Change
140	1
280	0.9
570	0.8
1130	0.7
2270	0.6
2830	0.55
5670	0.5
14170	0.35
28340	0.25
56680	0.15
141700	0.1

با درون یابی از جدول فوق برای حجم سالن $V=6552(m^3)$ میزان Air Change برابر با 0.48 خواهد شد :

بنابراین :

از آنجا که این میزان تعویض هوا از میزان تعویض هوای ناشی از تهویه (1.5ACH) کمتر می باشد، لذا $\dot{Q}_{ventilation}$ در محاسبات بار حرارتی کل لحاظ خواهد شد.

مورد ۳ :

طبق ورودیهای هوا در میزان ورود جسم سرد به سالن (از جنس فولاد) روزانه تن می باشد که طبق الزامات مشتری می بایست این میزان فولاد در عرض ۴ساعت به دمای (°C) 18 برسد که با فرمول زیر میزان این اتلاف محاسبه می گردد. (طبق جدول زیر).

$$\dot{Q}_{Cold\ Mass} = Material\ (kg) \times Specific\ Heat^{*}\left(\frac{kJ}{kg\ K}\right) \times \left(T_{Material\ or\ Outdoor} - T_{Indoor}\right) \times 860 \div Warm\ Time\ (Sec)$$

$$\dot{Q}_{Cold\ Mass} = 5000 \times 0.5 \times \left(18 - (-8)\right) \times 860 \div \left(4 \times 3600\right) = 3880\left(\frac{kJ}{kg\ K}\right)$$

* مقدار از جدول صفحه بعد مشخص می شود.

MATERIAL	SPECIFIC HEAT(kJ/kg.K)	MATERIAL	SPECIFIC HEAT(kJ/kg.K)
Aluminum	0.84	Cast Iron	0.46
Cement	0.79	Copper	0.38
Concrete	0.67	Glass	0.67
Steel	0.50	Wood	2.13

بنابراین از مجموع مورد های ۱و۲و۳ خواهیم داشت :

$$\dot{Q}_{Total} = \dot{Q}_{Loss} + \dot{Q}_{Ventilation} + \dot{Q}_{Cold\ Mass}$$

$$\dot{Q}_{Total} = 165,000 + 73,081 + 3880 = 242000\left(\frac{k\,cal}{h}\right)$$

با در نظر گرفتن ضریب اطمینان ۱۰ درصد خواهیم داشت :

$$\dot{Q}_{Total} = 1.1 \times 242,000\left(\frac{k\,cal}{h}\right) = 266000\left(\frac{k\,cal}{h}\right)$$

حال با در اختیار داشتن میزان اتلاف حرارتی کل و در نظر گرفتن ارتفاع مجازنصب ابتدا تعداد و مدل هیترهای سرامیکی با توجه به جدول صفحه بعد حدس زده می شوند .

ارتفاع نصب پیشنهادی

با رفلکتور استاندارد زاویه 30°	با رفلکتور استاندارد نصب افقی	ظرفیت ورودی x 1000 Btu /hr
۳/۰–۳/۷	۳/۴–۴/۰	۳۰
۳/۵–۴/۱	۳/۷–۴/۴	۴۰
۳/۸–۴/۴	۴/۱–۴/۷	۵۰
۴/۰–۴/۶	۴/۴–۵/۰	۶۰
۴/۱–۴/۷	۴/۶–۵/۲	۷۰
۴/۳–۵/۰	۴/۷–۵/۵	۸۰
۴/۴–۵/۲	۴/۹–۵/۶	۹۰&۹۰/۴۵
۴/۶–۵/۳	۵/۲–۵/۹	۱۰۰&۱۰۰/۵۰
۴/۶–۵/۵	۵/۲–۶/۱	۱۱۰
۴/۷–۵/۶	۵/۳–۶/۴	۱۲۰&۱۲۰/۸۰
۴/۹–۵/۸	۵/۵–۶/۴	۱۲۰
۵/۰–۶/۱	۵/۶–۶/۹	۱۵۰&۱۵۰/۱۰۰
۵/۲–۶/۲	۵/۸–۷/۰	۱۶۰&۱۶۰/۸۰
۵/۳–۶/۴	۵/۹–۷/۲	۱۷۵
۵/۶–۶/۹	۶/۲–۷/۶	۲۰۰&۲۰۰/۱۰۰

* از آنجا که ارتفاع در تاج سوله ۸ متر می باشد با نصب افقی محصول مدل GR 100 در ارتفاع 5.2(m) موارد زیر را خواهیم داشت.

در این مرحله می بایست مقدار Infrared Compensation Factor (ضریب تصحیح بار حرارتی در مدلهای تابشی) را طبق جدول صفحه بعد محاسبه گردد.

BUILDING HEIGHT .FT	HEATER HEIGHT .FT.																					
	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	
50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	.77	.81	.84	.87	.89	.91	.93	.95	.96	.98	.99	1.0	
48	-	-	-	-	-	-	-	-	.75	.79	.83	.86	.88	.91	.93	.95	.96	.98	.99	1.0	-	
46	-	-	-	-	-	-	-	-	.77	.81	.85	.88	.90	.92	.94	.96	.97	.99	1.0	-	-	
44	-	-	-	-	-	-	-	.75	.80	.83	.87	.89	.92	.94	.96	.97	.99	1.0		-	-	
42	-	-	-	-	-	-	-	.78	.82	.85	.89	.91	.93	.95	.97	.99	1.0	-	-	-	-	
40	-	-	-	-	-	-	.75	.80	.84	.88	.90	.93	.95	.97	.99	1.0	--	-	-	-	-	
38	-	-	-	-	-	-	.78	.83	.87	.90	.92	.95	.97	.99	1.0	-	-	-	-	-	-	
36	-	-	-	-	-	.75	.81	.85	.89	.92	.94	.96	.98	1.0	-	-	-	-	-	-	-	
34	-	-	-	-	-	.78	.83	.86	.91	.94	.96	.98	1.0	-	-	-	-	-	-	-	-	
32	-	-	-	-	.75	.81	.86	.90	.93	.96	.98	1.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
30	-	-	-	-	.79	.84	.89	.93	.96	.98	1.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
28	-	-	-	.75	.82	.88	.92	.95	.98	1.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
26	-	-	-	.79	.88	.91	.95	.98	1.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
24	-	-	.75	.83	.89	.94	.97	1.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
22	-	-	.80	.88	.93	.97	1.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
20	-	.75	.85	.92	.97	1.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
18	-	.81	.90	.95	1.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
16	.75	.87	.95	1.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
14	.83	0.94	1.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
12	.91	1.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

* از آنجا که Avg Building Height=7(m)=23(Ft) و ارتفاع نصب هیتر 5.2 (m)=17 (Ft) میباشد میزان CP(Compensation Factor) 0.94 خواهد شد، لذا خواهیم داشت:

$$\text{Total Net Heat Loss} = \text{C.F} \times \text{Heat Loss}$$

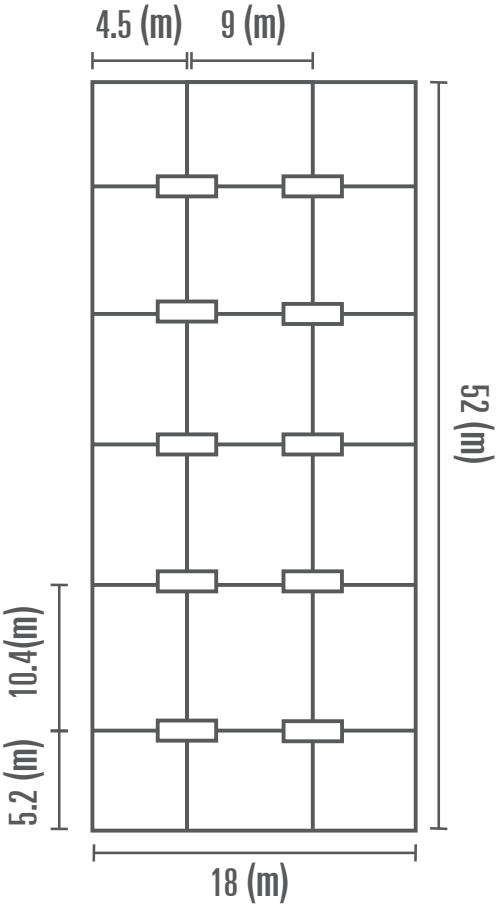
$$\text{Total Net Heat Loss} = 0.94 \times 266000\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right) = 250{,}000\ \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

لذا برای مدل GR100 خواهیم داشت :

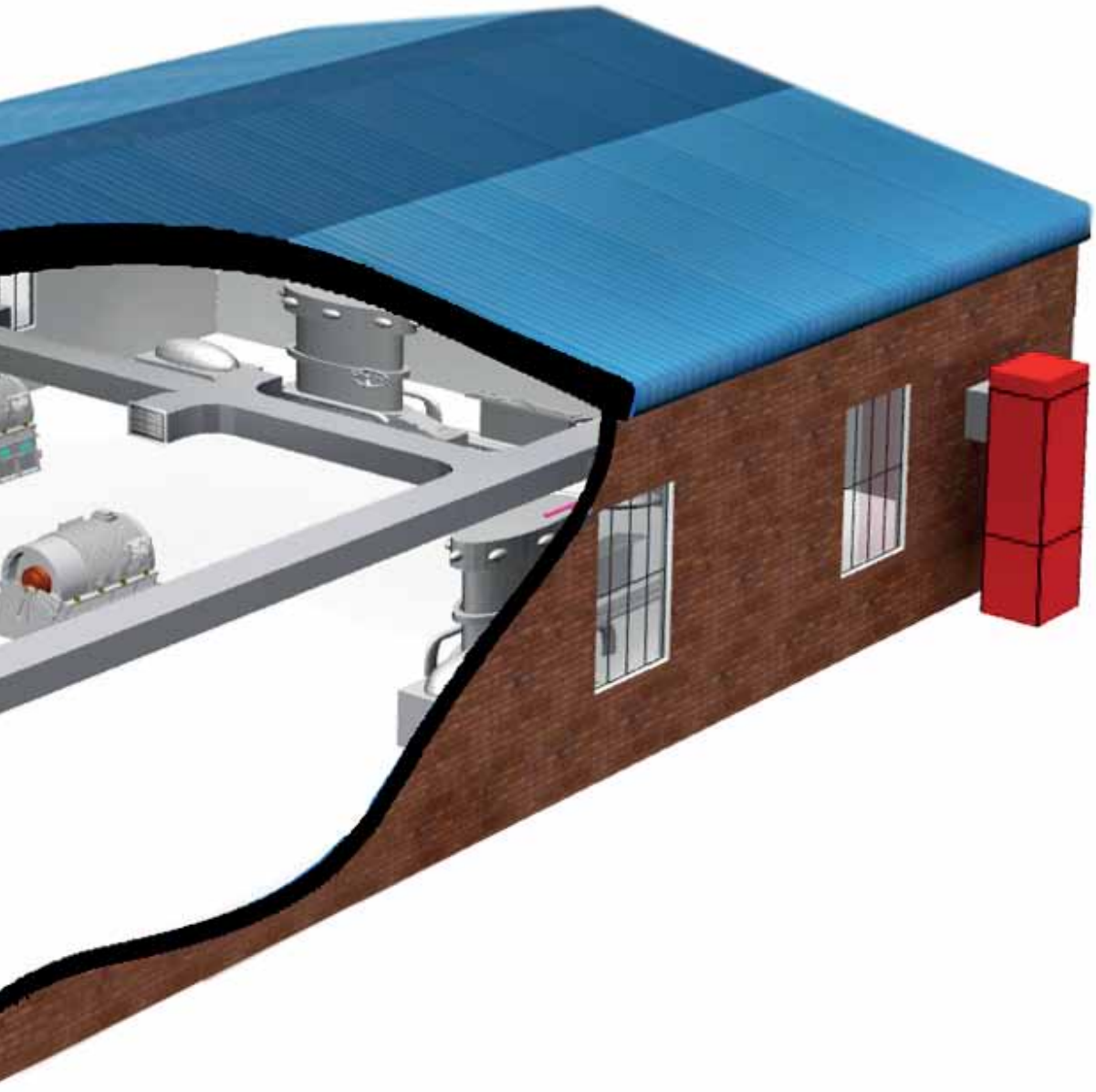
$$\text{Quantity} = \frac{\text{Total Net Heat Loss}\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right)}{\text{Heat Input}\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right)}$$

$$\text{Quantity} = \frac{250{,}000\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right)}{25{,}000\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right)} = 10 \times \text{GR100}$$

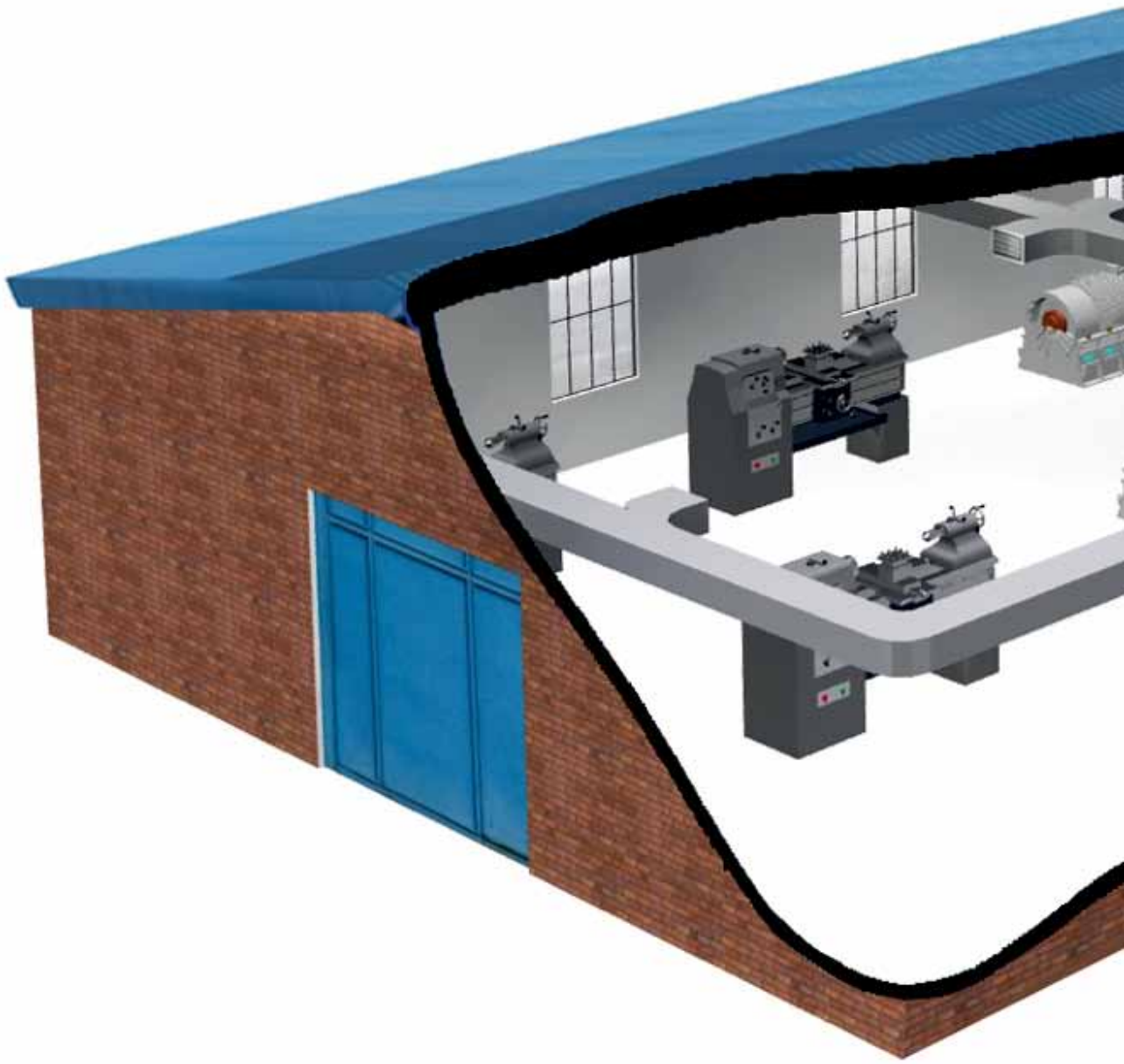
حال با مشخص شدن تعداد دستگاه ، جانمایی دستگاهها را بسته به شکل هندسی فضا و رعایت فواصل مجاز هیتر تا مواد اشتعال زا (از جمله سقف سوله) تعیین می کنیم.



A
B
C
D
E
F
G



Case study (3)



Case Study (3)

گرمخانه ای با کاربری خشک کن قند با مشخصات زیر وجود دارد .

موقعیت جغرافیایی : جنوب تهران

ابعاد گرمخانه :

طول= 17 (m)

عرض= 10 (m)

ارتفاع = 2.75 (m)

جنس دیوار و سقف گرمخانه: آجر ، عایق حرارتی و کاشی

میزان قند ورودی در هر نوبت : 4 تن با میزان آب موجود حدود 10 درصد در قند

دمای قند ورودی به گرمخانه : $30^{0}C$

گرمخانه دارای 2 فن تخلیه می باشد که مجموعا 5800 (cfm) تخلیه هوا دارد

دمای سالنی که گرمخانه در آن قرار دارد $30^{0}C$ می باشد(محل استقرار سیستم گرمایشی)

میزان اتلاف حرارتی از دیواره ها و سقف گرمخانه $Q_{Loss} = 40,000(\frac{kcal}{h})$ تخمین زده شده است.

مطلوبست :

۱- تعیین سیستم گرمایشی

۲- تخمین بار حرارتی کل

۳- تعیین مدل و تعداد سیستم گرمایشی

الزامات مشتری

۱- مدت دمای خشک شدن قند در هر نوبت : ۱۰ ساعت

۲- دمای هوای گرمخانه می بایست حدود ۶۰ °C باشد .

۳- هوای گرم از طریق کانال به داخل گرمخانه هدایت شود.

۴- بدلیل وجود رطوبت در مسیر کانال برگشت مبدل حرارتی دستگاه از جنس استنلس استیل باشد تا در برابر پوسیدگی محافظت گردد.

۵- توزیع دمای هوای داخل گرمخانه تا حد امکان یکنواخت باشد .

حل : ابتدا با در اختیار داشتن الزامات مشتری ، نوع سیستم گرمایشی از محصولات انرژی را انتخاب می کنیم .

الزامات مشتری			
محصول	موقعیت نصب در بیرون فضا و امکان کانال کشی	قابلیت تامین هوای رفت تا دمای 80°C به منظور دسترسی به دمای مورد نظر	مقاوم در برابر رطوبت (مبدل حرارتی از جنس استنلس استیل)
هیتر گازی ۰۶۴۰	–	–	–
کوره هوای گرم	✓	✓	✓
هیتر گازی ۰۶۶۱	✓	✓	–
هیتر سرامیکی	–	–	–

* از جدول فوق مشخص می گردد که تنها کوره هوای گرم می تواند الزامات مشتری را تامین نماید.

تخمین بار حرارتی کل

در گرمخانه ها برای تخمین بار حرارتی کل ، محاسبه موارد زیر مورد نیاز می باشد .

۱- میزان گرمای نهان آب (با تعیین میزان تبخیر آب موجود در ماده مورد نظر) (Latent Heat Of Evaporation)

۲- گرمای محسوس ماده خشک شونده (Sensible Heat Of Material)

۳- گرمای محسوس آب (Sensible Heat Of Water)

۴- اتلاف حرارتی از دیوار، سقف و جداره ها $\dot{Q}_{Loss}$

۵- اتلاف حرارتی ناشی از تهویه $\dot{Q}_{Ventilation}$

حال به محاسبه ۵ مورد فوق می پردازیم:

۱- میزان آب تبخیر شده در هر نوبت بصورت زیر محاسبه می گردد. $\dot{m}_{Water}$

وزن ماده خشک شونده در هر نوبت x درصد رطوبت در ماده خشک شونده =

$$\dot{m}_{Water} = 0.1 \times 4000(kg) = 400(kg)$$

با فرمول زیر میزان گرمای نهان آب تعیین می گردد.($\dot{Q}_1$)

$$\dot{Q}_{latent\ Heat\ Of\ Water}\left(\frac{kcal}{h}\right) = \frac{\dot{m}_{Water}(kg) \times h_{fg}\left(\frac{kJ}{kg}\right)}{Time\ Of\ Drying\ (s)} \times 860 = \frac{400 \times 2454}{10 \times 3600} \times 860 = 23,500\left(\frac{kcal}{h}\right)$$

۲- گرمای محسوس ماده خشک شونده ($\dot{Q}_2$)

$$\dot{Q}_{\text{Sensible Heat Of Material}}\left(\frac{\text{kcal}}{\text{hr}}\right)=\dot{m}_{\text{Material}}(\text{kg})\times C_{P,\text{Material}}\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right)\times(T_{\text{Room}}-T_{\text{in(Material)}})(^{\circ}\text{C})\times 860\div \text{Time Of Drying (s)}$$

$$\dot{Q}_{\text{Sensible}}=\frac{(4000-400)\times 1.245\times(60-30)\times 860}{10\times 3600}=3214\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right)$$

۳- گرمای محسوس آب :($\dot{Q}_3$)

$$\dot{Q}_{\text{Sensible Heat Of Water}}\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right)=\dot{m}_{\text{Water}}(\text{kg})\times C_{P,\text{Water}}\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg k}}\right)\times(T_{\text{Room}}-T_{\text{in(Water)}})\times 860\div \text{Time Of Drying (s)}$$

$$\dot{Q}_{\text{Sensible}}=\frac{400\times 4.18\times(60-30)\times 860}{10\times 3600}=1198\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right)$$

۴- اتلاف حرارتی از دیواره ها ، سقف و جداره ها که قبلا تخمین زده شده است .($\dot{Q}_4$)

$$\dot{Q}_{\text{Loss}}=40,000\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right)$$

۵- اتلاف حرارتی ناشی از تهویه : ($\dot{Q}_5$)

جهت محاسبه این بخش ابتدا باید با موازنه جرمی هوا (Air-Mass Balance) با فرض چگالی هوا $\rho=1\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$ کنترل گردد.

با انتخاب کوره مدل ۱۵۶۰ و میزان ۳۰ درصد هوای برگشت خواهیم داشت :

Air - Mass Balance			
Input (cfm)		Output (cfm)	
Fresh Air	0.7 x 6000=4200	0.3 x 6000=1800	Return Air
		5800	Exhaust Fan
Total	4200	7600	Total

از جدول فوق مشخص می شود که میزان هوای تازه ورودی به گرمخانه (cfm) 7600-4200=3400 می باشد لذا خواهیم داشت :

$$\dot{Q}_{Ventilation} = 0.286 \times \frac{m^3}{hr}(T_{Outdoor} - T_{Indoor})$$

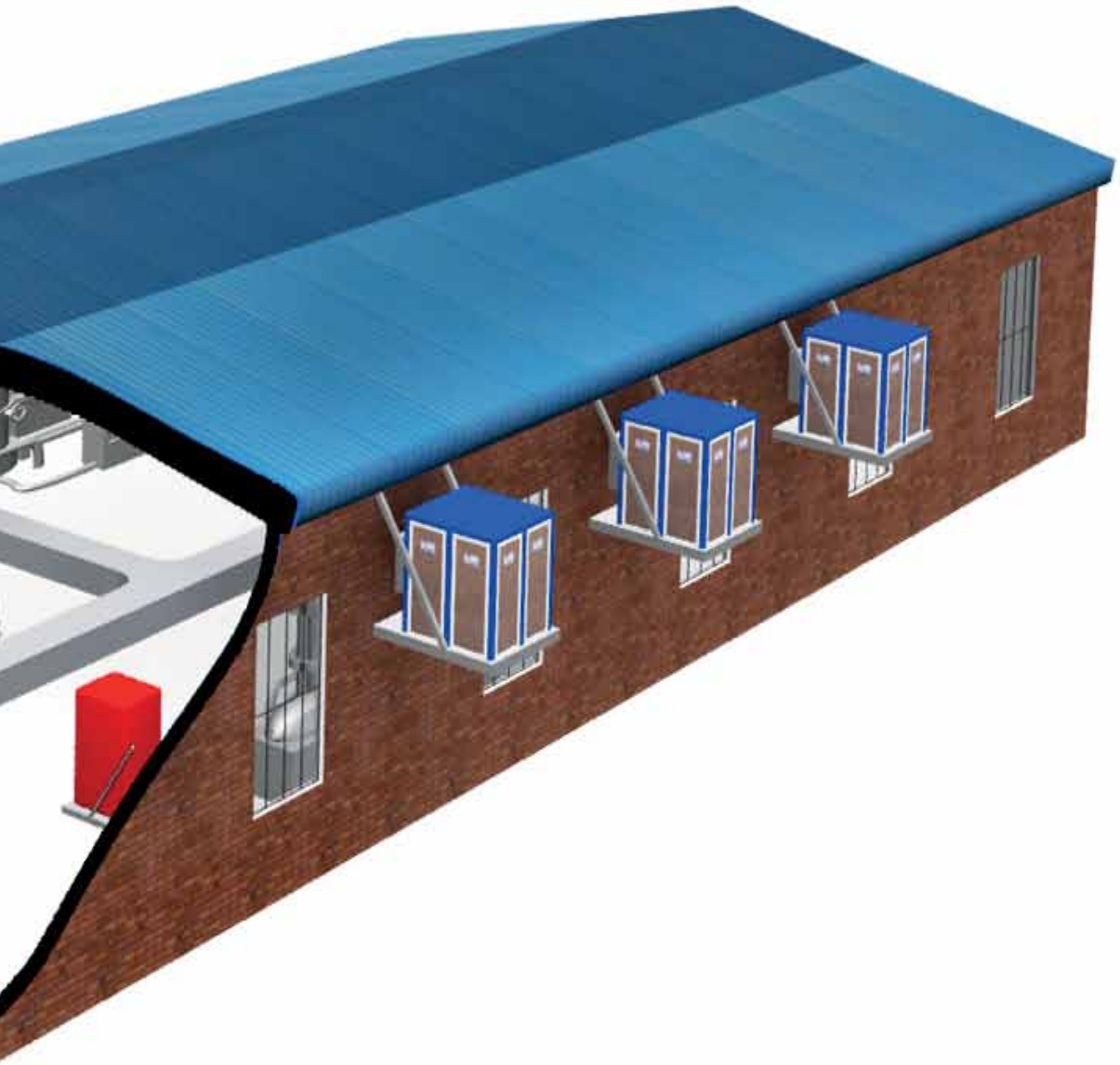
$$= 0.286 \times 3400 \times (60 - 30) \times 1.7 = 49,600(\frac{kcal}{h})$$

بنابر این میزان اتلاف حرارتی کل بصورت زیر محاسبه می گردد.

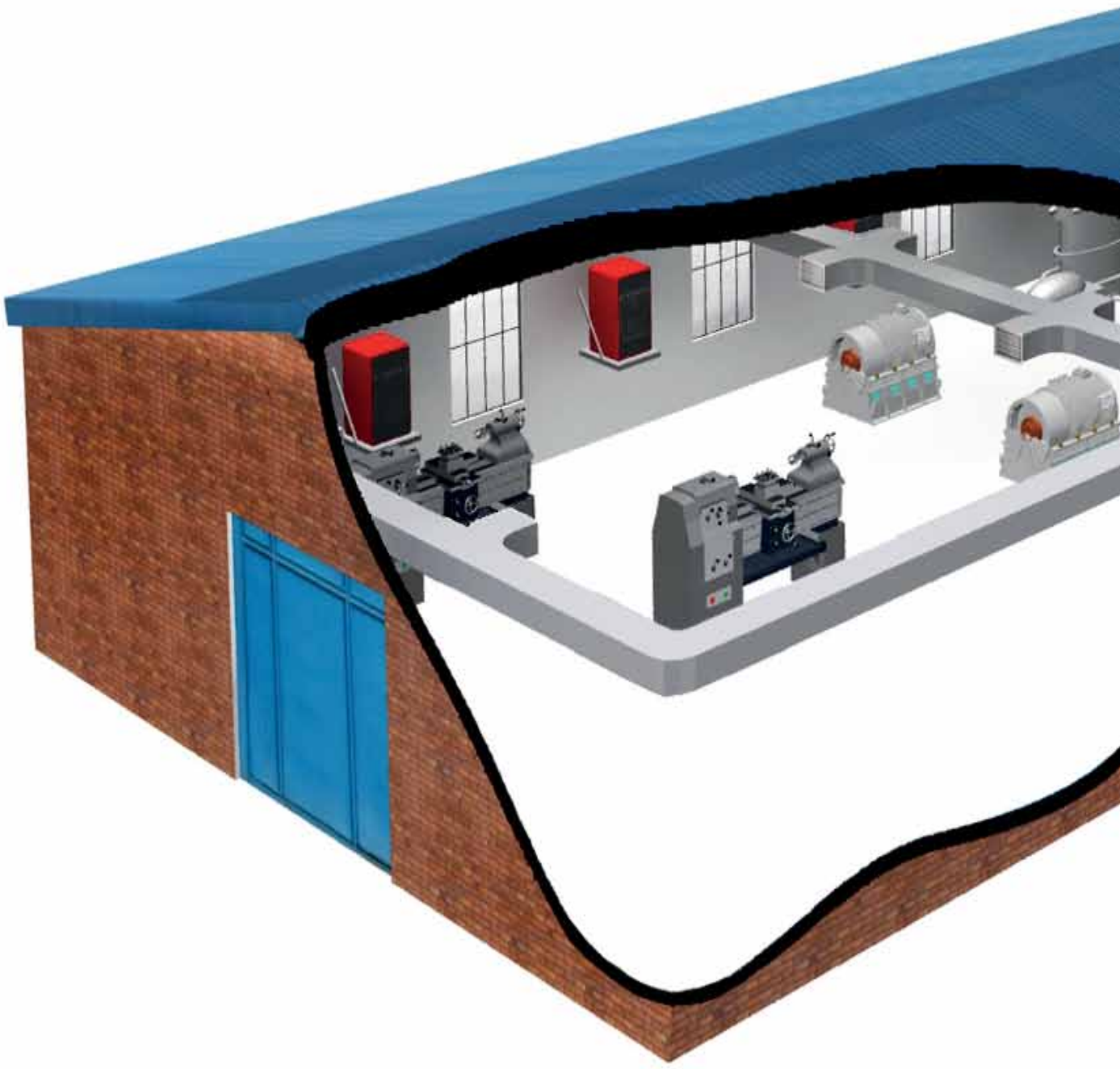
$$\dot{Q}_{Total} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5$$

$$= 23,500 + 3214 + 1198 + 40,000 + 49,600 = 117,500(\frac{kcal}{h})$$

در مرحله آخر می بایست موازنه انرژی (Energy Balance) نیز بررسی گردد، اما از آنجا که این قسمت همانند Case study 1 می باشد،پس از بررسی آن در انتخاب کوره ۱۵۶۰ صحه گذاشته می شود ویک دستگاه کوره هوای گرم GF1560 مناسب است.
نصب فیلترهای مناسب در مسیر هوای برگشت نیز پیشنهاد می گردد.



Case study (4)



Case Study (4)

واحد صنعتی در شهر رباط کریم با کاربری بسته بندی مواد غذایی، با مشخصات زیر وجود دارد .

ابعاد سالن :

طول= 42 (m)

عرض= 40 (m)

ارتفاع = 4 (m)

ارتفاع تاج سوله 8(m) و ارتفاع دیواره های آن 6(m) می باشد ولی به منظور کاهش اتلاف حرارتی و برودتی سالن یک سقف به ارتفاع 4(m) اجرا گردیده است.

دمای خشک طرح بیرون در تابستان : $DB_{Out}=40(^{\circ}C)$

دمای مرطوب طرح بیرون در تابستان : $WB_{Out}=19(^{\circ}C)$

میزان بار سرمایش محسوس بصورت جدول زیر می باشد:

بار سرمایش محسوس(kW)

دیوار ، درب ، سقف	58
پنجره	35.6
افراد	10.52
روشنایی	15.8
مجموع	120

لازم به ذکر است کل بار حرارتی سالن به صورت محسوس می باشد.

برق در دسترس سه فاز می باشد.

کانال کشی هوا در۶ مسیر صورت پذیرفته و طول تقریبی هر مسیر کانال 35(m) بوده و از هر مسیر ۸ دریچه اخذ گردیده است وعایق بندی شده که افت فشار استاتیکی حاصل از کانال کشی 90(Pa) می باشد.با توجه به اطلاعات فوق مطلوبست:

۱- میزان هوادهی لازم جهت سرمایش فضا در تابستان

۲- تعداد و نوع کولر سلولزی صنعتی

۳- تعیین ظرفیت حرارتی مورد نیاز و تعداد محصول گرمایشی

الزامات مشتری

بدلیل کاربری این سالن (بسته بندی مواد غذایی) دمای حباب خشک طرح داخل (DB_{in}) می بایست کمتر از $28(^{\circ}C)$ و رطوبت نسبی بیشتر از ٪۶۰ گردد.

حل: با توجه به موقعیت جغرافیایی و شرایط طرح خارج ، مقدار حاصلضرب چگالی هوا در ظرفیت گرمایی ویژه هوا (Cp) ، $1\ (\frac{kJ}{m^3.^{\circ}C})$ می باشد.

با در نظر گرفتن راندمان تبخیر ۸۰درصد برای کولر سلولزی انرژی دمای هوای خروجی از کولر را با توجه به فرمول زیر محاسبه می کنیم:

$$\eta = \frac{DB_{Out} - DB_{Supply}}{DB_{Out} - WB_{Out}} \Rightarrow$$

$$0.8 = \frac{40 - DB_{Supply}}{40 - 19} \Rightarrow DB_{Supply} = 23.2(^{\circ}C)$$

با فرض اختلاف $4\ (^{\circ}C)$ بین دمای خروجی از دریچه کولرسلولزی و دمای طرح داخل خواهیم داشت.

$$\dot{Q}(\frac{m^3}{s})(\text{میزان هوادهی لازم}) = \frac{q_s(kw)(\text{بار سرمایش محسوس})}{\rho \times C_p \times (T_{\text{داخل}} - T_{\text{دریچه}})(^{\circ}C)}$$

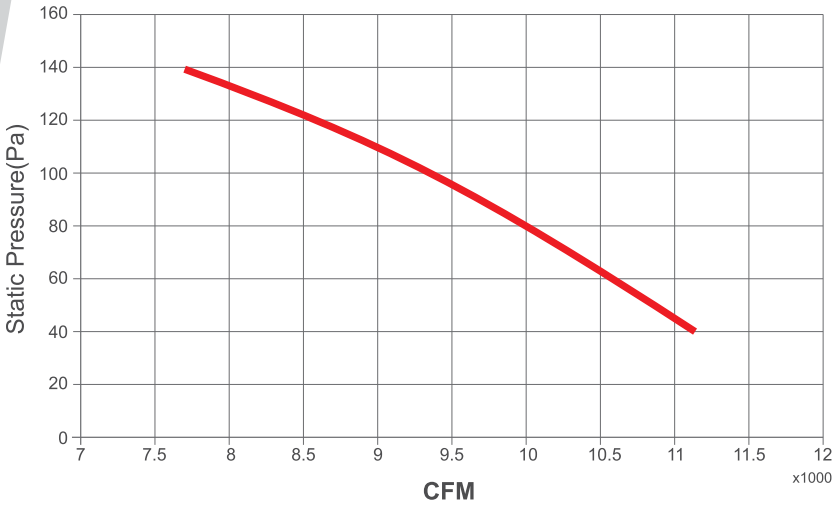
$$\frac{m^3}{s} = \frac{120(kW)}{1 \times 4} = 30(\frac{m^3}{s}) = 108000(\frac{m^3}{h})$$

در این مرحله با در نظر گرفتن افت فشار استاتیکی حاصل از کانال کشی ، $90(pa)$ و با مراجعه به منحنی افت فشار هوادهی (HQ) کولر EC1800 میزان هوادهی واقعی هر کولر $16575\ (\frac{m^3}{h})$ خواهد بود.

لذا برای تعیین تعداد کولر خواهیم داشت:

$$\text{تعداد کولر} = \frac{\text{هوادهی مورد نیاز } (cfm)}{\text{هوادهی کولر با احتساب افت فشار حاصل از کانال}}$$

$$\text{Quantity} = \frac{108000}{16575} \simeq 6 \times EC1800$$



EC 18

در این مرحله برای کنترل کردن الزام مشتری ($T_{DB\ in} \leq 28(^{o}C)$)می بایست موازنه انرژی (Energy Balance) بررسی گردد.

با فرض فضای مورد نظر بعنوان حجم کنترل (C.V) خواهیم داشت .

$$T_{Room}(^{o}C) = T_{Supply}(^{o}C) + \frac{\dot{q}_s\,(kW)}{\rho \times C_p \times \frac{m^3}{s}\,(\text{Evaporative Cooler})}$$

$$T_{Room}(^{o}C) = 23.2 + \frac{120}{1 \times 27.62} = 27.5(^{o}C)$$

از آنجا که دمای طرح داخل کمتر از می باشد ، لذا الزام مشتری رعایت گردیده است.

با توجه به حجم هوادهی محاسبه شده ، میزان تعویض هوا حدود ۱۶بار در ساعت خواهد بود که برای کاربری صنعتی مناسب است .

با توجه به اینکه مشتری درخواست نصب هیترگازی در داخل سالن را دارند به همین دلیل اتلاف حرارتی ناشی از نفوذ هوای بیرون به داخل باید لحاظ گردد با این موارد طبق محاسبات انجام شده میزان اتلاف حرارتی کل $235200(\frac{kcal}{hr})$ برآورده شده است.

با توجه به هیتر گازی GH 0640 (راندمان ۸۰ ٪) تعداد هیتر بصورت زیر محاسبه می گردد.

$$\text{تعداد هیتر مورد نیاز} = \frac{\text{میزان اتلاف حرارتی کل فضا}}{\text{میزان حرارت واقعی هیتر}} = \frac{235200\ (\frac{kcal}{hr})}{0.8 \times 45000} = 6.53$$

با این شرایط انتخاب ۶ دستگاه هیتر گازی GH 0640 و یک دستگاه GH 0620 مناسب خواهدبود.

با توجه به اینکه میزان گاز مصرفی GH 0640 و GH 0620 به ترتیب $4.8(m^3)$ و $2.7(m^3)$ می باشد.

سایز لوله کشی گاز مناسب (با فشار گاز18 m bar)طبق مقررات ملی ساختمان مبحث ۱۷ (جداول سایز لوله گاز و دود کش) انتخاب می گردد.

گزارش مقایسه فنی و اقتصادی بین دو سیستم ایرواشر و کولر صنعتی انرژی

جهت گرمایش و سرمایش سالن واقع در استان تهران شهرک صنعتی پرند ارزیابی دو نوع سیستم ارایه می شود. سیستم پیشنهادی اول ایرواشر و کویل آبگرم بوده و سیستم پیشنهادی دوم کولر سلولزی صنعتی و کوره هوای گرم می باشد. شرایط که در این بررسی ها در نظر گرفته شده است به صورت زیر بوده و برای هر دو سیستم یکسان در نظر گرفته شده است.

Outdoor Design Condition (Winter):-8(°C) db,74%RH
Outdoor Design Condition (Summer):40(°C) db,19° cwb
Indoor Design Condition:27(°C) db,50%RH
Air Flow (Cooling Load):110000 to 120000 cfm@0.7in.wg total external pressure
Heating load (kcal/hr):480000 to 500000

معیار های مقایسه :
۱- دستیابی به شرایط مطلوب داخل
۲- سرمایه گذاری اولیه
۳- نگهداری و تعمیرات
۴- مصرف انرژی
۵- نصب و راه اندازی
۶- اشغال فضای مفید
۷- امکان کنترل ناحیه ای
۸- راندمان محصول
۹- مصرف آب
۱۰- تاثیر در معماری

این معیارها عملا به دو دسته فنی و اقتصادی می توان تقسیم می شود که به صورت زیر می باشد:

۱- معیارهای فنی:
- دستیابی به شرایط مطلوب داخل
- نگهداری و تعمیرات
- مصرف انرژی برق
-امکان کنترل ناحیه ای
-راندمان محصول
- مصرف آب

۲- معیارهای اقتصادی:
- سرمایه گذاری اولیه
- نصب و راه اندازی
- اشغال فضای مفید
- تاثیر در معماری

مقایسه فنی بین این دو سیستم در جدول زیر ارایه می گردد:

معیار		ایرواشر		کولر سلولزی صنعتی انرژی
		Class8	Class6	
بازده تبخیر٪		93	69	82
مصرف برق با پمپ(kW)		21	16	9
مصرف آب$\left(\frac{l}{hr}\right)$		573	430	483
سرمایش محسوس دستگاه	ton	122	90	109
بازده مصرف انرژی دستگاه	EER	20.43	19.78	42
ظرفیت سرمایش فضا برای $27^{\circ}c$	ton	38.60	6.44	25.70
راندمان مصرف انرژی فضا $27^{\circ}c$	EER	6.46	1.41	10.04

.

*** میزان هوادهی 40000cfm با افت فشار 0.7inwg در نظر گرفته شده است.**

*** فشار آب در نازلها 30psi در نظر گرفته شده است.**

جدول مقایسه معیارهای فنی اقتصادی بین این دو سیستم به صورت زیر ارایه میشود:

ردیف	معیار	کولرسلولزی+ کوره هوای گرم			ایرواشر= کویل آبگرم		
		امتیاز (۱۰-۰)	وزن	امتیاز* وزن	امتیاز (۱۰-۰)	وزن	امتیاز* وزن
۱	دستیابی به شرایط طرح	۸	۱	۸	۸	۱	۸
۲	سرمایه گذاری اولیه	۹	۰.۵	۴.۵	٦	۰.۵	۳
۳	نگهداری و تعمیرات	۸	۰.۷	۵.۶	٦	۰.۷	۴.۲
۴	مصرف انرژی برق	۸	۱	۸	۵	۱	۵
۵	نصب و راه اندازی	۷	۰.۵	۳.۵	۷	۰.۵	۳.۵
۶	اشغال فضا	۵	۰.۲	۱	۷	۰.۲	۱.٤
۷	کنترل ناحیه	۸	۱	۸	٦	۱	٦
۸	EER	۷	۰.۸	۵.۶	٤	۰.۸	۳.۲
۹	مصرف آب	۸	۰.۸	٦.٤	۵	۰.۸	٤
۱۰	تاثیر در معماری	۵	۱	۵	۸	۱	۸
	جمع کل نهایی			۵۵.۶			۴۶.۳

پس از بررسی انجام شده تعداد و مدل کولر های صنعتی سلولزی بر اساس نقشه ارسالی به صورت زیر می باشد:

ردیف	نام فضا	تعداد	مدل
۱	کارگاه نت	۱	EC11
۲	کارگاه نمونه سازی	۱	EC11
۳	مدل سازی	۱	EC11
۴	آزمایشگاه	۱	EC11
۵	اتاق تمیز	۱	EC5.5
۶	خدمات پس از فروش	۱	EC11
۷	کارگاه نیمه ساخته	۱و۲	EC18,EC11
۸	کارگاه قالب سازی	۱و٤	EC18,EC11
۹	کارگاه تحقیق و توسعه	۱	EC7.0

مجموع کولر پیشنهادی: هفت دستگاه EC11 ، شش دستگاه EC18 ،یک دستگاه EC7.0 ویک دستگاه EC5.5

مبلغ کل کولر سلولزی پیشنهادی(ریال): ۲۰۵۰۴۰۰۰۰

جهت گرمایش فضا نیز دو دستگاه کوره هوای گرم مدل GF 3060 پیشنهاد می گردد که بوسیله کانال، هوای گرم به داخل فضا وارد می شود، می توان این کانالها برای هر دو سیستم سرمایش و گرمایش مورد استفاده قرار گیرد.

مبلغ کل کوره هوای گرم(ریال): ۱۱۷۳۷۴۴۰۰

مبلغ کل سیستم سرمایش و گرمایش (ریال): ۳۲۲۴۱۴۴۰۰

لازم به ذکر است این هزینه ها بدون احتساب هزینه کانال هوا و لوله کشی گاز می باشد.