



نویسنده : YUNUS A.CENGEL

مترجم : کوروش امیر اصلانی

گرمایش و سرمایش

در

ساختمان

رویکردی نو



و به نستعین

تقدیم به مردم بم



گرمایش و سرمایش در ساختمان

رویکردی نو

YUNUS A. ÇENGEL

مترجم: کوروش امیر اصلانی

ویژه متخصصین تاسیسات

سنجل ، یونس A. Cengel, Yunus

گرمایش و سرمایش در ساختمان: رویکردی نو /

[یونس سنجل]

مترجم کوروش امیر اصلانی. — تهران: شرکت تولیدی

و صنعتی انرژی کشور، ۱۳۸۴.

[۱۵۱] ص. مصور، جدول.

ISBN 964-06-7828-7 ریال: ۲۴۰۰۰

فهرست نویسی بر اساس اطلاعات فیپا.

کتاب حاضر ترجمه بخشی از کتاب "Heat transfer: a

Practical approach, c2003 تألیف یونس سنجل می باشد.

کتابنامه: ص. [۱۵۱].

۱. گرما — انتقال. ۲. گرما — انتقال — کاربردهای صنعتی،

الف. امیر اصلانی، کوروش، ۱۳۳۹، مترجم. ب. عنوان.

QC ۳۲۰ / چ ۹ گ ۴

۱۳۸۴

م ۸۴-۳۳۳۷۱

کتابخانه ملی ایران

گرمایش و سرمایش در ساختمان - رویکردی نو

مؤلف: Yunus A. Cengel

مترجم: کوروش امیر اصلانی

طراح هنری: محمد کسروی

حروف نگار و صفحه آرایی: محمد کسروی

عکس روی جلد: محمد ابراهیم صافی

لیتوگرافی: عماد

چاپ: آبان

شمارگان: ۵۰۰۰ نسخه

ناشر: شرکت تولیدی و صنعتی انرژی کشور

نشانی: تهران، خیابان جمهوری اسلامی، مقابل ساختمان آلومینیوم شماره ۱۳۴

تلفن ۶۶۷۰۴۴۴۴ نمابر ۶۶۷۰۱۳۷۶

وب سایت: www.energy-ind.com

پست الکترونیک: com@energy-ind.com

شابک: ISBN 964-06-7828-7

(کلیه حق چاپ برای شرکت انرژی محفوظ است)

بها: ۲۴۰۰۰ ریال

بهره‌گیری از تجهیزات تهویه مطبوع، سال‌ها است که در کشور ما انجام می‌گیرد. مهندسان تهویه مطبوع، بر اساس روش‌های رایج، محاسبات مورد نظر را انجام داده و با بهره‌گیری از تجهیزات موجود، تاسیسات ساختمان‌های مسکونی و تجاری را طراحی می‌کنند. با این حال به دلیل ارزانی بهای انرژی در کشور ما، گاه نکاتی نادیده گرفته می‌شود. در صورتی که در زمستان، دمای خانه‌ای حدود 2°C بیش از شرایط آسایش حرارتی باشد، مصرف انرژی می‌تواند حدود ۲۰ درصد افزایش یابد. تعمیم چنین وضعیتی در سطح کشور، نشانگر این است که تا چه حد ممکن است سرمایه ملی، در قالب انرژی، تلف شود.

در کتاب حاضر که برگرفته از کتاب انتقال حرارت Çengel

پیشگفتار مترجم

می‌باشد، نظریاتی مطرح شده که می‌تواند دیدگاه‌نوینی برای بسیاری از متخصصین تاسیسات در برداشته باشد. در این رابطه ضمن بررسی اصول محاسبات گرمایش و سرمایش، نتایج بسیاری از آزمون‌ها و تجربیات ارائه شده تا متخصصین را در اخذ تصمیم، برای جزئیات طرح خود یاری رساند. در این کتاب ضمن ارائه تاریخچه‌ای از تهویه مطبوع، بدن انسان از نظر سوخت و ساز و تبادل حرارت با محیط مورد بررسی قرار گرفته و شرایط مورد نیاز برای آسایش حرارتی وی تشریح شده است. نحوه انتخاب شرایط طرح و اندازه بهینه دستگاه‌ها از دیگر موضوعات کتاب است. قسمت عمده کتاب در رابطه با عوامل ایجاد بارهای حرارتی و برودتی بوده که همراه با مسایل مفهومی، بسیاری از دیدگاه‌های نظری و تجربی را تحت پوشش قرار می‌دهد. همچنین

از روش‌های پیشگیرانه کاهش تلفات بحث شده و در نهایت، با توجه به اهمیت مصرف انرژی و هزینه سالانه آن، نظریه‌هایی ارائه شده، که گاه حتی با کمک یک ماشین حساب ساده، می‌توانند نتایج ارزشمندی در برداشته باشند. امید است که کتاب حاضر بتواند به عنوان یک همراه و مشاور، راه‌گشای متخصصین صنعت تهویه باشد. اگر چه کتاب، غالباً ارتباط یکطرفه‌ای با خواننده خویش دارد، ولی نظرات و راهنمایی‌های خوانندگان محترم می‌تواند موجب ارتقاء آثار آتی گردد.

در پایان جا دارد که از آقای حمیدرضا مهدیان معاونت محترم بازرگانی شرکت انرژی کشور تشکر نمایم. ایشان پشتیبان اصلی در ارائه این کتاب بوده و همگامی علم و توسعه را احساس نموده‌اند. همچنین از آقای مهندس بابک بختی و تلاش‌های بی‌وقفه ایشان قدردانی می‌نمایم. پی‌گیری‌های ایشان در زمینه اجرای اثر و نظریات گرانقدر ایشان در مورد کیفیت مطالب، یکی از مهمترین ارکان پیشبرد کار بود. در نهایت از آقای محمد کسروی که زحمت حروفچینی، طراحی هنری و صفحه‌آرایی را برعهده داشتند، به دلیل حسن سلیقه در چیدمان مطالب، سپاسگزارم.

کوروش امیراصلانی

انسانهای نخستین برای دور ماندن از گزند حوادث و خطرات به دنبال سرپناه بودند. سپس در جستجوی راهی بودند که آنها را از گرمای سوزان تابستان و سرمای گزنده زمستان هم محافظت نماید. اکنون دنیا جهت حفظ محیط زیست و کاهش هزینه مصرف انرژی و از همه مهم تر برای آرامش روانی و سلامتی ساکنین ساختمان به تکاپو و تلاشی چشمگیر دست زده است.

کلام ناشر

ما هم می خواهیم در این کوشش سهیم باشیم و از یاری

بی دریغ همراهان ، سپاسگزاریم:

از آقای مهندس "کوروش امیر اصلانی" به جهت ترجمه کم نظیر و استادانه

از آقای مهندس "بابک بختی" برای اهتمام جدی و پیگیری ها

از آقای "محمد کسروی" به خاطر حسن سلیقه در امور گرافیک

حمیدرضا مهدیان

معاونت بازرگانی شرکت انرژی

عنوان	صفحه
مقدمه	۱
۱- تاریخچه	۲
۲- بدن انسان و آسایش حرارتی	۷
۳- انتقال حرارت از بدن انسان	۱۹
۴- شرایط طرح در گرمایش و سرمایش	۲۷
۱-۴ دمای SOL-AIR	۳۶
۵- حرارت ناشی از افراد، چراغ‌ها و وسایل	۴۳
۶- انتقال حرارت از طریق دیوارها و پشت بام	۵۵
۷- اتلاف حرارتی از دیوارها و کف زیرزمین	۷۱
۱-۷ کف بتونی واقع بر سطح زمین	۷۷
۲-۷ اتلاف حرارت از فضاهاى گریه‌رو	۷۸
۸- انتقال حرارت از طریق پنجره ها	۸۱
۱-۸ ضریب لالبه پنجره	۸۷
۲-۸ ضریب لاقاب	۸۹
۳-۸ ضرایب انتقال حرارت سطوح داخلی و خارجی	۸۹
۴-۸ ضرایب لاکلی پنجره	۹۱
۹- حرارت دریافتی خورشیدی از طریق پنجره ها	۹۹
۱۰- بار حرارتی ناشی از نفوذ هوا و پیشگیری از نفوذ هوا	۱۱۴
۱-۱۰ پیشگیری از نفوذ هوا	۱۲۱
۱۱- مصرف انرژی سالانه	۱۲۴
مسایل تحقیقی	۱۳۸
پیوست :اطلاعات آب و هوایی گزیده‌ای از شهرهای ایران	۱۴۲

فهرست مطالب

در گذشته، خانه‌ها بمنظور حفاظت در برابر باران، برف و سارقین ساخته شده و توجه چندانی به اتلاف حرارتی و حفظ انرژی در آن‌ها نمی‌شد. خانه‌ها بدون عایق بوده، یا عایق بندی ناچیزی داشته و وجود ترک‌های متعدد در آن‌ها موجب نشت هوا می‌شد. به دلیل افزایش آگاهی از وجود محدودیت در منابع انرژی، همراه با بهای افزایش یافته آن و احساس نیاز به سطح آسایش حرارتی بالاتر، از قرن بیستم به بعد، تغییرات جالب توجهی در ساخت ساختمانهای مسکونی و تجاری، مشاهده شده است. امروزه در بسیاری موارد حداقل مقدار عایق در دیوارها و سقف خانه‌های جدید استفاده شده، که اغلب مستلزم استفاده از پنجره‌های دو جداره است. در نهایت باید گفت که خانه‌های امروز به خوبی عایق حرارت و نفوذ هوا بوده و آسایش حرارتی بیشتری را فراهم می‌کنند. کاستی‌ها و موفقیت‌های گذشته، اغلب چراغ‌راه آینده بوده و در نتیجه شروع این کتاب با تاریخچه کوتاهی از سرمایه‌های گرمایش و سرمایش همراه است تا وقایع از دیدگاه تاریخی مشاهده شوند. سپس معیارهای آسایش حرارتی، که دلیل اصلی نصب سیستمهای سرمایش و گرمایش هستند، مورد بحث قرار می‌گیرند. در بقیه کتاب، به کمک آخرین اطلاعات و معیارهای طراحی ارائه شده توسط «انجمن آمریکایی مهندسان گرمایش، تبرید و تهویه مطبوع» (ASHRAE) روشهای محاسبات بارهای حرارتی و برودتی ارائه می‌شود. هدف این کتاب، آشنایی خواننده، با یکی از کاربردهای مورد توجه مبحث انتقال حرارت بوده تا با استفاده از مطالب مربوطه، درک عمیق تری از اصول انتقال حرارت حاصل شود. جهت اطلاعات بیشتر، خوانندگان محترم به هندبوک ASHRAE مراجعه نمایند.

برخلاف جانورانی نظیر روباه یا خرس که با پوست پشم‌دار متولد می‌شوند، انسان، هنگام تولد در مقابل شرایط محیطی نامطلوب حفاظت اندکی دارد (شکل ۱). پس می‌توان گفت تاریخ تحقیق در زمینه آسایش حرارتی به بدو پیدایش انسان برمی‌گردد. انسان اولیه در غارهایی به عنوان پناهگاه زندگی می‌کرده که وی را در مقابل شرایط حرارتی شدید نیز محافظت می‌نموده است. اولین شکل سیستم گرمایش



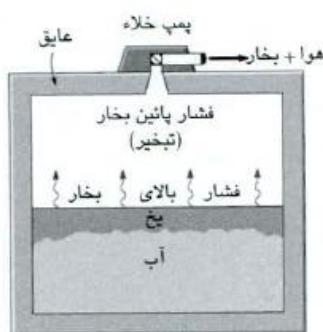
شکل ۱- بیشتر جانوران در هنگام تولد پوشش عایق داشته‌ولی انسان با پوستی نازک به دنیا می‌آید.

مورد استفاده، آتش بوده که استفاده از دودکش باعث دوام آن می‌گشت. مفهوم گرمایش مرکزی به عصر روم باز می‌گردد. آنها کف خانه‌ها را بصورت دو لایه ساخته و بعبور دود آتش از بین این دو لایه خانه‌های خود را گرم می‌کردند. همچنین رومی‌ها اولین کسانی بودند که با استفاده از میکا (طلق) یا شیشه خانه‌های خود را در برابر باد و باران محافظت کرده و در عین حال امکان ورود نور را فراهم ساختند. اولین منابع انرژی چوب و زغال سنگ بوده و از روغن و شمع نیز جهت روشنایی استفاده می‌شد.

خرابه‌های خانه‌های جنوبی نشانگر این است که ارزش گرمایش خورشیدی در گذشته آشکار بوده است. ایجاد اولین سیستم گرمایش بخار توسط جیمز وات به ۱۷۷۰ بر می‌گردد. در هنگام تاسیس انجمن آمریکایی مهندسان گرمایش و تهویه در ۱۸۹۴ در نیویورک، سیستم‌های گرمایش

مرکزی با استفاده از دیگ‌های بخار و کوره‌های هوای گرم چدنی، استفاده رایجی داشتند. در ۱۸۹۹ فن‌ها (fans) به سیستم‌گرمایش اضافه‌شده تا هوا را بطور مکانیکی به جریان‌انداخته و سپس اشتعال خودکار جایگزین اشتعال دستی شد. با ورود تله‌های حرارتی (thermostatic traps) جهت بهبود گردش سیال، در اوایل سال‌های ۱۹۰۰ سیستم‌های گرمایش بخار مقبولیت گسترده‌ای کسب کردند. هم‌زمان سیستم‌های گرمایش آب داغ گرانشی نیز به موازات سیستم‌های بخار توسعه یافتند. یونیت هیترهای (unit heaters) سقفی و زمینی و گرم کن‌های پانلی (panel heaters) در دهه ۱۹۲۰ ارائه شدند. آنها معمولاً از بخار، آب داغ، یا برق به عنوان منبع حرارتی خود بهره می‌گرفتند. در دهه ۱۹۳۰ هدف این بود که رادیاتورها به چشم نیایند و در نتیجه در ۱۹۴۴ رادیاتور پایه‌کوتاه (baseboard radiator) ساخته شد. در حال حاضر از سیستم‌های گرمایش هوا، به همراه کانال، در ساختمانهای مسکونی و تجاری استفاده می‌شود. توسعه سیستم‌های سرمایش دیرتر صورت گرفت، زیرا برای ایجاد سرما، راه سریعی وجود نداشت. بنابراین تلاش‌های اولیه جهت سرمایش، به صورت غیر فعال بوده و روش‌هایی نظیر جلوگیری از تابش مستقیم خورشید و استفاده از دیوارهای سنگی ضخیم جهت ذخیره سرما در هنگام شب بکار گرفته شد. بهره‌گیری از سرمایش تبخیری (evaporative cooling) از طریق جریان آب در سازه، روش پیچیده‌تری بود که در قلعه آلاباما انجام یافت. البته، برف و یخ طبیعی نیز به عنوان مخزن سرما بکار رفته و موجب سرمایش می‌شدند. در ۱۷۷۵ دکتر ویلیام کولن در اسکاتلند با تخلیه هوای درون مخزن آب، یخ تولید کرد (شکل ۲). در آن زمان معلوم شده بود که برخی مواد شیمیایی باعث کاهش دما می‌شوند. برای مثال از اختلاط برف با کلرید کلسیم، دما می‌تواند تا 33°C (-27°F) کاهش یابد. از این فرآیند بصورت گسترده‌ای در ساخت بستنی استفاده می‌شد. در ۱۸۵۱، فردیناند کاره اولین سیستم تبرید جذبی آمونیاکی را ساخته و هم‌زمان دکتر جان گورریه سیکل تبرید هوایی باز را جهت

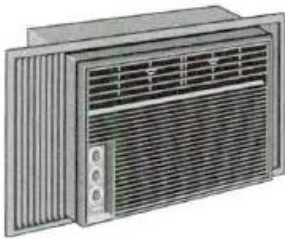
تولید یخ و هوای سرد، به ثبت رساند. در ۱۸۵۳، الکساندر توینینگ، با استفاده از اتر سولفوریک، به عنوان سیال مبرد، ۱۶۰۰ پوند (۷۲۶kg) یخ تولید کرد. در ۱۸۷۲ دیوید بویل، یک ماشین تراکمی آمونیاکی جهت تولید یخ ساخت. در آن دوران از تبرید مکانیکی اساساً به منظور تولید یخ و نگهداری مواد فاسدشدنی نظیر گوشت و ماهی استفاده می‌شد. سرمایه‌ش مطلوب توسط یخ یا چیلرهایی که از یخ استفاده می‌کردند تامین شد. در دهه ۱۸۹۰ سیستم‌های



شکل ۲- در ۱۷۷۵، از تخلیه هوای درون یک مخزن آب، یخ تولید شد.

خنک کن هوا، جهت ایجاد آسایش حرارتی ساخته شدند، ولی تا هنگام توسعه تجهیزات تبرید مکانیکی در اوایل سالهای ۱۹۰۰، بصورت گسترده‌ای استفاده نشدند. در ۱۹۰۵، هر $\frac{Btu}{min}$ ۲۰۰ (یا $\frac{Btu}{h}$ ۱۲۰۰۰) به عنوان «یک تن تبرید» تعریف شد و در ۱۹۰۲ یک سیستم تهویه مطبوع ۴۰۰ تنی در بورس نیویورک نصب شد. این سیستم به مدت ۲۰ سال به خوبی کار کرد. در ۱۹۰۸ یک سیستم تهویه مطبوع مدرن در بیمارستان بوستون نصب شد، که این اولین مورد استفاده تهویه مطبوع در بیمارستان محسوب می‌شود. در سند تاریخی که در ۱۹۱۱ ارائه شد، ویلیس کرییر (۱۸۷۶ - ۱۹۵۰) (معروف به پدر تهویه مطبوع) روابطی در ارتباط با دمای خشک، دمای مرطوب (تر)

نقطه شبنم هوا و همچنین بارهای حرارتی محسوس، نهان و کل ارائه داد. ماشین تبرید گریز از مرکز، که در ۱۹۲۲ توسط کریرارائه شد موجب شد خنک سازی آب در تاسیسات صنعتی و تجاری متوسط و بزرگ، عملی و اقتصادی شود. در ۱۹۲۸ ساختمان میلان در شهر سن آنتونیو ایالت تگزاس اولین ساختمان تجاری بود که با توجه به ویژگی های لازم جهت آسایش از نظر تهویه مطبوع، طراحی و ساخته شد.



شکل ۳ - اولین دستگاه تهویه مطبوع اتاقی (کولر گازی) در اواخر دهه ۱۹۲۰ توسط فریچیدر ساخته شد.

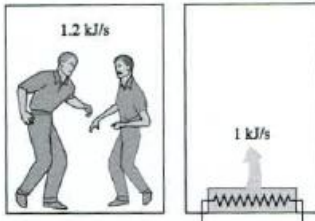
در اواخر دهه ۱۹۲۰، فریچیدر اولین دستگاه تهویه مطبوع اتاقی (کولر گازی) را ساخت (شکل ۳). مبردهای هالوکرین، نظیر فرئون-۱۲، در ۱۹۳۰ ساخته شدند. مفهوم پمپ حرارتی در ۱۸۲۴ توسط سعیدی کارنو تشریح شد و عملکرد آن بنام دستگاه تقویت کننده حرارت در ۱۸۵۲ توسط ویلیام تامسون (لرد کلوین) ارائه شد. در ۱۹۳۰ هالدین یک پمپ حرارتی تحقیقاتی ساخت و فروش پمپ حرارتی در ۱۹۳۳ توسط دلاوارگن انجام شد. در اواسط دهه ۱۹۳۰، جنرال الکتریک پمپ حرارتی خود را ارائه داد، که در ۱۹۵۲ به تولید انبوه رسید. در دهه ۱۹۶۰ نصب سیستمهای تهویه مطبوع مرکزی کاملاً رواج پیدا کرد. بحران انرژی دهه ۱۹۷۰ به مصرف کنندگان و تولید کنندگان تجهیزات مصرف کننده انرژی شوک شدیدی وارد کرده و موجب شد دیدگاه جدیدی

در رابطه با توسعه سیستمهای کم مصرف و مواد عایق تر ارائه شود. امروزه اغلب ساختمانهای مسکونی و تجاری به سیستمهای تهویه مطبوع جدیدی مجهز هستند که می تواند هوا را گرم ، خنک ، خشک ، تمیز و حتی بوزدایی کرده و به بیان دیگر هوا را مطابق با خواسته مردم «تهویه» کند.

واژه «تهویه مطبوع» معمولاً به عنوان سرمایش (خنک سازی) بکار می رود، ولی مفهوم گسترده آن به معنای تهویه و آماده سازی هوا تا سطح مطلوب از نظر گرمایش، سرمایش، رطوبت دهی، رطوبت گیری، پاکسازی و بوزدایی است. هدف سیستم تهویه مطبوع یک ساختمان، ایجاد آسایش حرارتی کامل برای ساکنان آن است. بنابراین لازم است تا جنبه های حرارتی بدن انسان در رابطه با طراحی یک سیستم تهویه مطبوع کارآمد تفهیم شود.

اجزاء سازنده موجودات زنده سلول نام دارند. سلولها مشابه یک کارخانه مینیاتوری هستند که عملیات لازم جهت حیات موجودات زنده را انجام می دهند. بدن انسان دارای حدود یکصد تریلیون سلول با قطر متوسط ۰/۰۱ میلی متر است. در یک نمونه سلول، در هر ثانیه هزاران واکنش شیمیایی انجام یافته که طی آن برخی ملکولها خرد شده و انرژی آزاد می شود و برخی ملکولهای جدید نیز شکل می گیرند. سطح بالای کنش شیمیایی درون سلول که موجب می شود دمای بدن انسان در $37/0^{\circ}\text{C}$ ($98/6^{\circ}\text{F}$) ثابت مانده و همزمان عملیات مورد نیاز بدن نیز انجام گیرد را «سوخت و ساز» (metabolism) گویند. به بیان ساده تر، سوخت و ساز عبارت از سوختن غذاهایی نظیر کربوهیدراتها، چربی و پروتئین است. مقدار انرژی قابل سوختن مواد غذایی، توسط متخصصین تغذیه بنام کالری بزرگ (که به اختصار کالری نامیده می شود) بیان می شود بطوریکه هر کالری بزرگ برابر یک کیلوکالری یا $4/1868$ کیلوژول است. نرخ سوخت و ساز در وضعیت سکون، نرخ سوخت و ساز مبنا نامیده شده، که عبارت است از نرخ سوخت و ساز لازم برای انجام فعالیتهای ضروری بدن، نظیر تنفس و گردش خون، در حالتی که هیچ فعالیت خارجی انجام نمی شود. نرخ سوخت و ساز را می توان به عنوان نرخ انرژی مصرفی بدن نیز تعبیر کرد. برای یک مرد متوسط (به سن ۳۰ سال، وزن 70kg ، قد $1/72\text{m}$ و سطح پوست $1/8\text{m}^2$)، نرخ سوخت و ساز مبنا 84 وات است. به بیان دیگر، بدن انرژی شیمیایی مواد غذایی (یا چربی بدن، در هنگامی که انسان غذا نمی خورد)





شکل ۴- دونفر که فعالیت شدیدی انجام می‌دهند می‌توانند حرارتی بیش از یک بخاری برقی یک کیلو وات تولید کنند.

را با نرخ $\frac{J}{s} - 84$ به حرارت تبدیل کرده، که سپس به محیط اطراف تلف می‌شود. با افزایش فعالیت، نرخ سوخت و ساز افزایش یافته و در هنگام تمرین های شدید می‌تواند تا ۱۰ برابر نرخ سوخت و ساز مینا افزایش یابد. به عبارت دیگر اگر در اتاقی دونفر فعالیت سنگینی انجام دهند انرژی بیش از یک بخاری برقی یک کیلووات ایجاد می‌کنند (شکل ۴). در هنگام خواندن، نوشتن، تایپ یا گوش دادن به مطالب درسی در وضعیت نشسته، یک انسان متوسط ۱۰۸ وات حرارت تولید می‌کند. حداکثر نرخ سوخت و ساز یک مرد در ۲۰ سالگی ۱۲۵۰ وات و در ۷۰ سالگی ۷۳۰ وات است. برای بانوان مقادیر فوق ۳۰ درصد کمتر است. حداکثر نرخ سوخت و ساز یک قهرمان ورزشکار می‌تواند بیش از ۲۰۰۰ وات باشد. مقادیر نرخ سوخت و ساز در وضعیت های مختلف، به ازای واحد سطح، در جدول ۱ ارائه شده است. مقدار سطح یک بدن لخت توسط رابطه دوبرویس که در ۱۹۱۶ ارائه شده عبارتست از:

$$A = 0.21 \cdot m^{0.725} \cdot h^{1.725} \quad (m^2) \quad (1)$$

m جرم بدن بر حسب kg و h ارتفاع (قد) بر حسب متر است. پوشیدن لباس، می‌تواند سطح را تا ۵۰ درصد افزایش دهد. مقادیر نرخ سوخت و ساز ارائه شده در جدول ۱ در بسیاری موارد دقیق است ولی در طی فعالیت های شدید، عدم قطعیت



جدول ۱- نرخهای سوخت و ساز

در طی فعالیتهای گوناگون

نوع فعالیت	نرخ سوخت و ساز* W/m ²
وضعیت سکون:	
خوابیدن	40
خم شدن	45
(آرام) نشستن	60
(بدون حرکت) ایستادن	70
(روی سطح صاف) هنگام حرکت:	
۲ mph (۰/۸۹ m/s)	115
۳ mph (۱/۳۴ m/s)	150
۴ mph (۱/۷۹ m/s)	220
فعالیت‌های اداری:	
(نشسته) خواندن	55
نوشتن	60
تایپ	65
(نشسته) پایگانی	70
(ایستاده) پایگانی	80
حرکت به اطراف	100
بسته بندی/بلندکردن	120
: پرواز/رانندگی	
اتومبیل	60-115
(معمولی) هواپیما	70
خودرو سنگین	185
فعالیت‌های شغلی مختلف:	
آشپزی	95-115
تمیز کردن خانه	115-140
: کار با ماشین آلات	
سبک	115-140
سنگین	235
حمل بسته های ۵۰ کیلویی	235
بیل و کلنگ زنی	235-280
: فعالیت های مربوط به اوقات فراغت	
رقصیدن	140-255
نرمش/ورزشهای سبک	175-235
(انفرادی) تنیس	210-270
بسکتبال	290-440
(فهرمانی) کشتی	410-505

* برای کسب نرخ سوخت و ساز یک انسان متوسط این مقادیر در $1/8 m^2$ ضرب شوند. برای تبدیل به $\frac{Btu}{h \cdot ft^2}$ ، مقادیر جدول در 0.3171 ضرب شوند.

قابل ملاحظه‌ای در این مقادیر وجود دارد. مقادیر دقیق را

می‌توان از طریق اندازه گیری نرخ مصرف اکسیژن در

هنگام تنفس بدست آورد، بطوریکه مقدار آن در وضعیت

سکون یک انسان متوسط 0.25 لیتر در دقیقه و در هنگام

فعالیت شدید 2 لیتر در دقیقه است. کل انرژی آزاد شده در

هنگام سوخت و ساز را می‌توان به عنوان گرما (بصورت

نهان یا محسوس) در نظر گرفت، زیرا کار مکانیکی خارجی

انجام یافته توسط ماهیچه‌ها بسیار کوچک است. به علاوه

کار انجام یافته در طی بسیاری فعالیتها نظیر قدم زدن،

یا دوچرخه سواری در نهایت از طریق اصطکاک به حرارت

تبدیل می‌شود. آسایش بدن انسان اساساً به سه عامل

محیطی بستگی دارد: دما، رطوبت نسبی و حرکت هوا.

دمای محیط مهمترین شاخص آسایش است. تحقیقات زیادی

در رابطه با «ناحیه آسایش حرارتی» (thermal comfort zone)

برای انسان صورت گرفته تا شرایطی که در آن انسان

احساس راحتی می‌کند، تعیین شود. مشاهده شده که اغلب

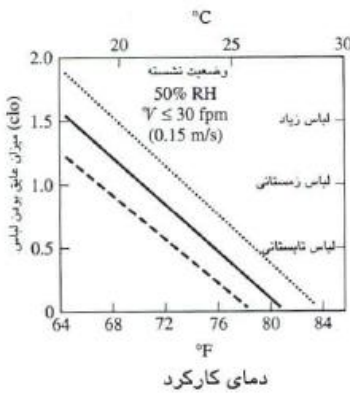
اشخاصی که لباس عادی پوشیده‌و در وضعیت استراحت

بوده یا کار سبک انجام می‌دهند در محدوده دمای کارکرد

(یعنی دمای میانگین تقریبی هوا و سطوح اطراف) $22^{\circ}F (7^{\circ}C)$

تا $27^{\circ}C (80^{\circ}F)$ احساس راحتی می‌کنند (شکل ۵).

برای افراد بدون لباس، این محدوده $29^{\circ}C$ تا $31^{\circ}C$ است. از



..... بالاترین حد قابل قبول
 — بهینه
 --- پائین ترین حد قابل قبول

شکل ۵- تاثیر میزان لباس بر دمای محیطی که انسان در آن احساس راحتی می کند

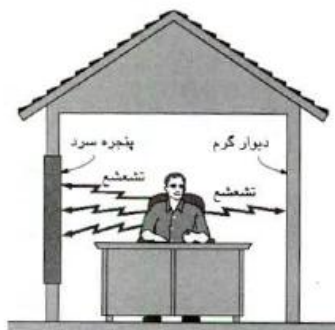
$$i_{clo} = 0.155 \frac{m^2 \cdot C}{W} = 0.188 \cdot \frac{ft^2 \cdot F-h}{Btu}$$



شکل ۶- یک محیط دارای آسایش حرارتی

آنجا که رطوبت نسبی، نشانگر قابلیت هوا جهت جذب رطوبت بوده و در نتیجه بر مقدار حرارت دفع شده بدن از طریق تبخیر اثر می‌گذارد، بنابراین بر احساس آسایش تاثیر زیادی دارد. در رطوبت نسبی بالا، دفع حرارت از طریق تبخیر، به خصوص در صورت بالا بودن دما، کم شده و رطوبت نسبی پائین تاثیر معکوس دارد. محدوده مطلوب رطوبت نسبی ۳۰ تا ۷۰ درصد بوده و بهترین میزان آن ۵۰ درصد است. اغلب افراد در این شرایط احساس سرما یا گرما نکرده و بدن نیازی به انجام مکانیزمهای دفاعی جهت حفظ دمای عادی بدن ندارد (شکل ۶)

عامل دیگری که بر روی آسایش حرارتی تاثیر دارد، «حرکت اضافی هوا» یا «کوران» است، که موجب سرمایش موضعی نامطلوب بدن انسان می‌شود. کوران معمولاً به عنوان یک عامل آزار دهنده در محل کار، اتومبیل یا هواپیما شناخته می‌شود. تجربه ناراحتی ناشی از کوران اغلب در بین افرادی است که لباس مناسب داخل پوشیده‌و در وضعیت نشسته کار سبکی انجام می‌دهند، ولی این احساس در مورد افرادی که فعالیت شدید می‌کنند چندان رایج نیست. توصیه می‌شود جهت حداقل سازی ناراحتی ناشی از کوران، بخصوص در هنگامی که هوا سرد است، سرعت آن در زمستان کمتر از ۹ متر در دقیقه ($30 \frac{ft}{min}$) و در تابستان کمتر از



شکل ۷- سطوح سرد، در اثر تشعشع، موجب اتلاف حرارتی بیش از حد بدن شده و در نتیجه آن سمت بدن احساس عدم آسایش می‌کند.

۱۵ متر در دقیقه ($50 \frac{ft}{min}$) باشد. بمنظور دفع هوای گرم و مرطوب اطراف بدن و جایگزینی هوای تازه، حرکت آرام هوا مطلوب است. بنابر این توصیه می‌شود حرکت هوا آنقدر قوی باشد تا حرارت و رطوبت را از مجاور بدن دفع نموده و در عین حال آنقدر ضعیف باشد که احساس نشود. حرکت سریع هوای خارجی نیز موجب ناراحتی می‌شود. برای مثال در یک محیط $10^{\circ}C$ ($50^{\circ}F$) که بادی با سرعت $48 \frac{km}{h}$ می‌وزد، به دلیل اثر سرد کننده هوای متحرک، احساس سرما مطابق با یک محیط $7^{\circ}C$ ($45^{\circ}F$) است که سرعت باد آن $3 \frac{km}{h}$ است. یک سیستم خوب، سیستمی است که در سراسر فضای زندگی شرایط یکنواختی ایجاد کرده تا از عوامل ناراحت کننده ناشی از غیر یکنواختی، نظیر کوران، تابش حرارتی نامتقارن، داغ یا سرد بودن کف و تغییر دما در جهت عمودی اجتناب شود. «تابش حرارتی نامتقارن» ناشی از سطوح سرد پنجره‌های بزرگ، دیوارهای غیر عایق، محصولات سرد و سطوح گرم بخاریهای برقی یا گازی، دیوارها یا سقف گرم شده در اثر تشعشع خورشیدی و ماشین آلات گرم می‌باشد. در نتیجه تابش حرارتی نامتقارن، بدن در معرض سطوح با دماهای مختلف قرار گرفته و تفاوت در حرارت جذب یا تلف شده در طرفین بدن موجب عدم آسایش می‌گردد.

برای مثال شخصی که سمت چپ وی در مجاور یک پنجره سرد است، احساس می‌کند که حرارت از آن سمت بدن وی خارج می‌شود (شکل ۷). از نظر آسایش حرارتی، در اثر تابش حرارتی نامتقارن نباید عدم تقارن دما در جهت عمودی از 5°C و در جهت افقی از 10°C بیشتر شود. در صورت استفاده از بخاری‌ها و پانلهای حرارتی با اندازه و نصب مناسب، پنجره‌های دو جداره، و عایقکاری کامل دیوارها و سقف، اثر نامطلوب تابش حرارتی نامتقارن به حداقل می‌رسد. تماس مستقیم با سطوح کف داغ یا سرد نیز موجب احساس ناراحتی غیر موضعی در پاها می‌شود. دمای کف به روش ساخت آن (اینکه مستقیماً بر روی زمین ساخته شده یا بر روی یک اتاق گرم واقع شود، چوبی یا بتونی بودن آن، استفاده از عایق و ...) و همچنین پوشش روی آن نظیر موکت، فرش، قالی، کف پوش و ... بستگی دارد. برای اکثر افراد دمای کف 23°C تا 25°C مطلوب است. در صورت استفاده از پاپوش، دمای کف اهمیت چندانی ندارد. یک راه موثر و اقتصادی جهت افزایش دمای کف، استفاده از گرمکن‌های پانلی تشعشعی، بجای بالابردن درجه حرارت ترموستات است. یکی دیگر از وضعیت‌های غیریکنواختی که موجب احساس عدم آسایش می‌شود، لایه لایه بودن دمای اتاق است که باعث می‌شود سر و پاها در معرض دماهای مختلفی قرار گیرند. جهت احساس آسایش حرارتی، اختلاف دمای هوای مجاور سر و پاها نباید بیش از 3°C باشد. با استفاده از فن، این اثر به حداقل می‌رسد. توجه شود که یک محیط حرارتی نمی‌تواند برای همه مطلوب باشد و علیرغم کارهای انجام شده برخی افراد احساس عدم آسایش می‌کنند. ناحیه آسایش حرارتی جایی است که ۹۰ درصد افراد در آن راحت هستند. بر اثر افزایش سن، سوخت و ساز بدن تا حدودی کاهش می‌یابد، ولی این امر تاثیری بر ناحیه آسایش حرارتی ندارد. تحقیقات نشان داده که بین محیط‌های مطلوب از نظر افراد جوان و پیر، تفاوت قابل ملاحظه‌ای وجود ندارد. همچنین مشخص شده که زنان و مردان محیط‌های یکسانی را ترجیح می‌دهند. نرخ سوخت و ساز

زنان کمتر است، ولی در عوض دمای پوست و تعریق آنها (انتقال حرارت تبخیری) نیز کمتر است. همچنین در طول زمستان و تابستان و در هر نقطه از جهان، ناحیه آسایش دچار تغییر چندانی نمی‌شود. بنابراین می‌توان در سراسر جهان و در هر فصل سال از شرایط آسایش حرارتی یکسانی بهره گرفت. علاوه بر این افراد نمی‌توانند، بر حسب شرایط آسایش مختلف، خود را با محیط سازگار کنند. در یک محیط سرد، نرخ اتلاف حرارتی بدن می‌تواند از نرخ حرارت تولیدی ناشی از سوخت و ساز بدن بیشتر شود. گرمای ویژه میانگین بدن انسان $\frac{3/49 \text{ kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$ بوده و در نتیجه هر یک درجه سلسیوس افت بدن دمای انسانی با وزن 70 kg معادل با کاهش 244 kJ از حرارت بدن است. افت دمای میانگین بدن به میزان 0.5°C نیز افت حرارتی زیادی در پی دارد ولی می‌تواند قابل قبول فرض شود. افت دمای بدن به میزان $2/6^\circ\text{C}$ ، ناراحتی شدیدی را موجب می‌شود. یک شخص خواب، هنگامی بیدار می‌شود که میانگین دمای بدن وی $1/3^\circ\text{C}$ (که معادل با 0.5°C افت دما در عمق و 3°C در سطح پوست است) افت کند. افت دمای عمق بدن به کمتر از 35°C ، مکانیزم تنظیم دمای بدن را مختل کرده و افت دما تا زیر 28°C مرگ آوار است. اشخاص، در وضعیت نشسته، در میانگین دمای پوست $33/3^\circ\text{C}$ احساس راحتی، در 31°C احساس ناراحتی، در 30°C احساس لرز و در 29°C احساس سرمای بسیار شدیدی می‌کنند. افرادی که فعالیت شدیدی انجام می‌دهند، در دماهای بسیار پائین‌تر نیز احساس راحتی می‌کنند. این نشان می‌دهد که سطح فعالیت بر عملکرد و راحتی انسان تاثیر می‌گذارد. سطوح منتهی‌الیه بدن نظیر دست‌ها و پاها، سریعتر تحت تاثیر هوای سرد قرار گرفته و دمای آنها معیار بهتری جهت تشخیص احساس راحتی است. اگر دمای پوست دست به 20°C برسد احساس ناراحتی شروع شده، در 15°C شدیداً احساس سرما نموده و در 5°C احساس درد ناشی از سرما ایجاد می‌شود. تا وقتی که دمای انگشتان بالاتر از 16°C باشد، شخص می‌تواند با دست‌ها خود بخوبی کار کند.

اولین خط دفاعی بدن جهت اتلاف حرارتی اضافی در هوای سرد، کاهش دمای پوست بوده که در نتیجه آن رگها منقبض شده و جریان خون به پوست تقلیل می‌یابد. این امر دمای نسوج مجاور پوست را کاهش داده، اما دمای داخل بدن را حفظ می‌کند. کار پیشگیرانه دیگر افزایش نرخ تولید حرارت ناشی از سوخت و ساز از طریق لرزش بدن است، مگر اینکه شخص فعالیت بدنی خود را افزایش داده یا لباس بیشتری بپوشد. لرزش، به آرامی، توسط گروه ماهیچه‌های کوچک آغاز شده و در مراحل اولیه می‌تواند نرخ تولید حرارت ناشی از سوخت و ساز را دو برابر کند. در شدیدترین وضعیت لرزش بدن، نرخ تولید حرارت می‌تواند ۶ برابر وضعیت سکون (در حال استراحت) شود (شکل ۸). اگر شدت لرزش تا حد فوق نیز کفایت نکند، دمای عمق بدن شروع به کاهش می‌کند. اجزایی از بدن، نظیر دست و پا، که دورتر هستند، از نظر آسیب‌بافت‌های مربوطه، در معرض خطر بیشتری قرار دارند. در محیط‌های داغ، نرخ اتلاف حرارتی بدن می‌تواند کمتر از نرخ تولید حرارت ناشی از سوخت و ساز شود. در این زمان، بدن مکانیزم متضادی را فعال می‌سازد. ابتدا جریان خون افزایش یافته و در نتیجه حرارت منتقل شده به پوست، دمای پوست و بافت‌های مجاور آن تا نزدیکی دمای عمق بدن افزایش می‌یابد.



احساس لرز

شکل ۸- در هنگام لرزیدن بدن در هوای سرد نرخ حرارت تولیدی ناشی از سوخت و ساز بدن می‌تواند تا شش برابر مقدار آن در وضعیت سکون باشد.

در طی وضعیت حرارتی شدید، جهت افزایش جریان و تامین خون کافی برای مغز و پوست، ضربان قلب تا ۱۸۰ بار در دقیقه افزایش می‌یابد. در صورت افزایش نرخ حرارت، بازده حجمی جریان خون قلب کاهش یافته و میزان جریان خون به پوست و علی‌الخصوص مغز نیز کاهش می‌یابد. در نتیجه تخلیه حرارت، شخص احساس ضعف می‌کند. کم شدن آب بدن نیز می‌تواند مسئله را پیچیده‌تر کند. وضعیت مشابه در هنگامی رخ می‌دهد که شخصی که به شدت و مدت زمان طولانی کاری کرده، ناگهان متوقف شود. در این حالت خونی که به پوست جاری می‌شود، به سختی به قلب باز می‌گردد، زیرا ماهیچه‌های سست شده، دیگر نیرویی جهت برگشت خون به قلب نداشته و در نتیجه، خون کمتری برای پمپاژ به مغز وجود دارد.



شکل ۹- در محیط‌های داغ، بدن انسان می‌تواند به کمک تعریق مقدار بیشتری از حرارت سوخت و ساز را از دست بدهد زیرا عرق می‌تواند گرمای بدن را جذب کرده و تبخیر شود.

خط دفاعی بعد، رها سازی آب توسط غدد تعریق و «سرمایش تبخیری» ناشی از آن است، مگر اینکه شخص لباسهای خود را درآورده یا فعالیت خود را کم کند (شکل ۹). بدن انسان می‌تواند، به کمک این سرمایش تبخیری، حتی در محیط‌های با دمای بالاتر از بدن (تا 200°C در طی آزمونهای دوام تجهیزات نظامی)، و البته با نوشیدن مایعات جهت حفظ ذخیره آب بدن و نیز به شرطیکه هوا به اندازه کافی خشک بوده تا عرق بدن بتواند تبخیر شود،

دمای هسته داخلی خود را در 37°C حفظ کند. اگر عملیات فوق بصورت غیر کامل انجام شوند، بدن شروع به جذب حرارت ناشی از سوخت و ساز کرده و دمای عمق آن افزایش خواهد یافت. یک شخص می‌تواند افزایش دمای $1/4^{\circ}\text{C}$ را بدون احساس ناراحتی تحمل کند ولی در صورتیکه دما $2/8^{\circ}\text{C}$ افزایش یابد، ممکن است از حال برود. در صورتیکه دمای هسته داخلی بدن به 41°C برسد پروتئین‌های هیپوتالامیک آسیب دیده و در نتیجه تضعیف تعریق بدن، تولید حرارت ناشی از لرزش افزایش یافته، و گرما زدگی با آسیب جانی همراه خواهد بود. در دمای بیش از 43°C مرگ می‌تواند رخ دهد. یک سطح با دمای 46°C موجب درد پوست می‌شود. بنابراین تماس مستقیم با قطعه فلزی به دمای فوق یا بالاتر، دردناک است. با این حال در اثر مقاومت جابجایی (همرفت) سطح پوست و سرمایش تبخیری، یک شخص می‌تواند بدون هیچگونه آسیب یا درد پوستی، به مدت ۳۰ دقیقه در اتاقی به دمای 100°C اقامت کند. انسان می‌تواند حتی برای یک مدت زمان کوتاه، دستان خود را بر روی اجاقی به دمای 200°C گذاشته، بدون اینکه بسوزد.

یک عامل دیگر موثر بر آسایش حرارتی، سلامتی و کارایی، «تجدید هوا» (تعویض هوا) است. هوای تازه یک ساختمان بصورت طبیعی وبدون انجام کار، یا بصورت اجباری توسط یک سیستم تجدید هوای مکانیکی تامین می‌شود. حالت اول در ساختمان‌های مسکونی معمول بوده و هوای لازم از طریق نفوذ از درزها و منافذ درون محل زندگی و همچنین با گشودن درو پنجره‌ها تامین می‌شود. در حمام و آشپزخانه که به تجدید هوای بیشتری نیاز است از دریچه‌های هوای دارای دمپریا اکوزفن استفاده می‌شود. در این روش، در صورتیکه مقدار هوای تازه تامین شده بسیار زیاد باشد، به دلیل عدم کنترل تجدید هوا اتلاف حرارتی نیز زیاد است و در صورتیکه مقدار هوای تازه کم باشد، کیفیت هوای داخل پائین می‌آید. وضعیت فعلی احتمالاً در مورد ساختمانهای مسکونی تغییر نمی‌کند، زیرا نظریه عمومی

در مورد اتلاف انرژی و کیفیت هوا وجود نداشته و در نتیجه قضاوت در مورد هزینه و پیچیدگی سیستم مکانیکی بسیار دشوار است.

در ساختمان‌های تجاری، سیستم‌های تجدید هوای

مکانیکی، جزئی از سیستم گرمایش و تهویه مطبوع بوده تا هوای تازه مورد نیاز خارجی را تامین کرده و بصورت یکنواخت در داخل ساختمان توزیع کند. بنابراین عدم وجود پنجره در بسیاری از اتاق‌های ساختمان‌های تجاری عجیب نبوده زیرا تجدید هوای آن‌ها بصورت مکانیکی است.

در بسیاری از ساختمان‌ها حتی اتاق‌های پنجره‌دار نیز در وضعیت مشابه هستند، بطوریکه پنجره‌ها کاملاً درزبندی بوده و باز نمی‌شوند. فکر سیستم تجدید هوای بزرگ‌تر از

اندازه (over size) ایده خوبی نیست، زیرا هوای خروجی باعث اتلاف هوای گرم یا خنک شده داخلی می‌شود. از سوی

دیگر باید از کاهش نرخ تجدید هوا، تا کمتر از حداقل مقدار مجاز برای حفظ انرژی اجتناب کرد زیرا کیفیت هوای داخلی

ثابت می‌ماند. حداقل هوای تازه جهت تجدید هوا در جدول ۲ درج شده است. این مقادیر بر اساس کنترل مقدار CO_2 و

دیگر آلاینده‌ها به همراه رعایت کامل محدوده ایمنی بوده و در عین حال برای هر نفر، حداقل به میزان $7/5 \frac{ft^3}{min}$ (۱۵)

هوای تازه در نظر گرفته شده است.

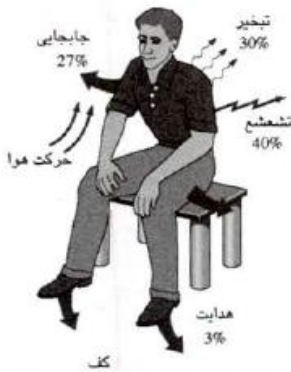
جدول ۲- حداقل هوای مورد نیاز در ساختمان‌ها

محل مورد نظر	مقدار مورد نیاز برای هر نفر	
	$\frac{L}{s}$	$\frac{ft^3}{min}$
کلاس، کتابخانه سوپرمارکت، رختشویخانه	۸	۱۵
اتاق ناهار خوری، اتاق کنفرانس، دفاتر	۱۰	۲۰
اتاق بیمارستان	۱۳	۲۵
اتاق هتل	۱۵ (هر اتاق)	۳۰ (هر اتاق)
اتاق استراحت فرادستیگاری	۳۰	۶۰
فروشگاه کوچک	۱-۱/۵ (هر متر مربع)	۰/۳-۰/۳ (هر فوت مربع)

در هر ساعت ۰/۲۵- هوا تعویض شود
بطوریکه از $7/5 \frac{ft^3}{min}$ (۱۵)
برای هر شخص کمتر نباشد.



وظیفه دیگر سیستم تجدید هوای مکانیکی تنظیف هوای ورودی ساختمان است که با فیلترسازی آن صورت می‌گیرد. برای این منظور فیلترهای مختلفی وجود دارد که انتخاب آنها به الزامات تمیزسازی و افت فشار مجاز بستگی دارد.



شکل ۱۰- مکانیزمهای اتلاف حرارتی از بدن یک انسان و مقادیر نسبی آن برای یک شخص در حال سکون و استراحت

حرارت تولیدی ناشی از سوخت و ساز بدن، از طریق پوست و ریه‌ها به شکل جابجایی و تشعشع (تابش) بصورت گرمای محسوس و از طریق تبخیر بصورت گرمای نهان به محیط بیرون تلف می‌شود (شکل ۱۰). گرمای نهان معرف تبخیر آب درون ریه‌ها و پوست بدن است که طی آن حرارت بدن جذب شده و با تقطیر رطوبت بر روی سطوح سرد، گرمای نهان آزاد می‌شود. گرمای هوای بازدم نشانگر گرمای محسوس منتقل شده از ریه‌ها بوده که با افزایش دمای هوای بازدم متناسب است. نرخ اتلاف حرارتی کل از بدن را می‌توان با رابطه زیر بیان کرد:

$$\text{ریه ها } \dot{Q} + \text{پوست } \dot{Q} = \text{کل بدن } \dot{Q} \quad (۲)$$

$$\text{ریه ها } (\dot{Q} + \text{نهان } \dot{Q} + \text{محسوس } \dot{Q}) + \text{پوست } (\dot{Q} + \text{نهان } \dot{Q} + \text{محسوس } \dot{Q}) =$$

$$\text{ریه ها } (\dot{Q} + \text{نهان } \dot{Q} + \text{جابجایی } \dot{Q}) + \text{پوست } (\dot{Q} + \text{نهان } \dot{Q} + \text{تبخیر } \dot{Q} + \text{جابجایی } \dot{Q}) =$$

بنابراین تعیین حرارت بدن، به تنهایی از طریق تحلیلی مشکل است. پوشش لباس، بررسی تبادل حرارت از بدن را پیچیده‌تر کرده و بنابراین باید از داده‌های تجربی استفاده نمود. در طی شرایط پایدار نرخ انتقال حرارت کل از بدن برابر با نرخ حرارت ناشی از سوخت و ساز بوده که مقدار آن بین $100W$ (برای کار دفتری سبک) تا $1000W$ (برای کار فیزیکی سنگین) متغیر است.

جدول ۲- ضرایب جابجایی یک شخص لباس

پوشیده در فشار ۱۰۱۳۳۰ (سرعت ۷ بر حسب

$\frac{m}{s}$ است)

نحوه فعالیت	$h_{conv},$ $W/m^2 \cdot C$
نشسته با سرعت هوای	
$0 < v < 0.2 \text{ m/s}$	3.1
$0.2 < v < 4 \text{ m/s}$	$8.3 v^{0.6}$
پیاده روی در هوای آرام با سرعت	
$0.5 < v < 2 \text{ m/s}$	$8.6 v^{0.53}$
پیاده روی بر روی تردمیل در هوای آرام با سرعت	
$0.5 < v < 2 \text{ m/s}$	$6.5 v^{0.39}$
ایستاده در هوای با سرعت	
$0 < v < 0.15 \text{ m/s}$	4.0
$0.15 < v < 1.5 \text{ m/s}$	$14.8 v^{0.69}$

در فشارهای غیر اتمسفریک، مقدار ضریب جابجایی فوق در $P^{0.55}$ ضرب شود (P بر حسب اتمسفر است)

تلفات حرارتی محسوس از پوست به دماهای پوست، محیط

و سطوح احاطه کننده و همچنین به حرکت هوا، بستگی دارد.

تلفات حرارتی نهان نیز، به میزان مرطوب بودن پوست و

رطوبت نسبی هوا بستگی دارد. از آنجا که لباس عایق است،

باعث کاهش اتلاف حرارتی محسوس و نهان می شود.

انتقال حرارت از ریه‌های بازدم کاملاً به تواتر (Frequency)

تنفس، حجم ریه‌ها و عوامل محیطی موثر بر انتقال حرارت

از پوست بستگی دارد. حرارت محسوس پوست لباس دار،

ابتدا به لباس و سپس محیط اطراف منتقل می شود. تلفات

حرارتی جابجایی و تشعشعی از سطح بیرونی یک شخص

لباس پوشیده عبارتست از :

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} A_{clothing} (T_{clothing} - T_{ambient}) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{rad} = h_{rad} A_{clothing} (T_{clothing} - T_{surr}) \quad (4)$$

بطوریکه: h_{conv} = ضریب جابجایی ، از جدول ۳

h_{rad} = ضریب تشعشع که بر حسب شرایط داخلی عادی

$$4/7 \frac{W}{m^2 \cdot C} \text{ می باشد. در این رابطه ضریب نشر (گسیل)}$$

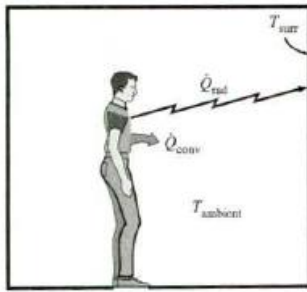
۰/۹۵ فرض شده است.

$A_{clothing}$ = سطح بیرونی یک شخص لباس پوشیده

$T_{clothing}$ = میانگین دمای پوست و لباس در معرض هوا

$T_{ambient}$ = دمای هوای محیط

T_{surr} = میانگین دمای سطوح احاطه کننده



الف) جابجایی و تشعشع بصورت جداگانه

ضرایب جابجایی در هوای یک اتمسفر، در جدول ۳، ارائه شده اند. ضریب جابجایی در فشارهای غیر اتمسفریک P با ضرب مقادیر جدول ۳ در $P^{0.155}$ بدست می آید (بر حسب اتمسفر است). همچنین کشف شده که دمای سطوح مختلف

احاطه کننده یک شخص احتمالاً متفاوت بوده و T_{surr} معرف «دمای میانگین تشعشع» است که عبارت از دمای یک

محفظه دما ثابت (همدما) خیالی است که تبادل تشعشع حرارتی آن بآدم، برابر با تبادل تشعشع با سطوح احاطه کننده واقعی است. توجه شود که جنس بسیاری از لباسها و ساختمان هاسیاه بوده و در نتیجه دمای میانگین تشعشع

N سطح با دماهای مختلف عبارت است از:

$$T_{surr} \cong F_{person-1} T_1 + F_{person-2} T_2 + \dots + F_{person-N} T_N \quad (5)$$

T_i «دمای سطح i » و $F_{person-i}$ ، ضریب شکل (دید)

(view factor) بین شخص و سطح i است.

اتلاف حرارت محسوس کل را می توان به راحتی با ترکیب

اتلافات جابجایی و تشعشعی بدست آورد

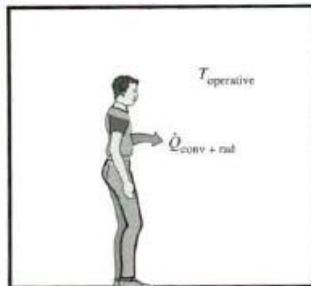
$$\begin{aligned} \dot{Q}_{conv+rad} &= h_{combined} A_{clothing} (T_{clothing} - T_{operative}) \\ &= (h_{conv} + h_{rad}) A_{clothing} (T_{clothing} - T_{operative}) \end{aligned} \quad (6) \text{ و } (7)$$

«دمای کارکرد ($T_{operative}$)» میانگین وزنی دماهای

متوسط تشعشع و محیط، بر حسب ضرایب جابجایی

و تشعشع است که در شکل ۱۱ مشخص شده است.

$$T_{operative} = \frac{h_{conv} T_{ambient} + h_{rad} T_{surr}}{h_{conv} + h_{rad}} \cong \frac{T_{ambient} + T_{surr}}{2} \quad (8)$$



ب) جابجایی و تشعشع بصورت ترکیبی

شکل ۱۱- اتلاف حرارتی جابجایی و تشعشعی

از بدن را می توان با تعریف دمای کارکرد

معادل، در قالب یک عبارت بیان کرد.



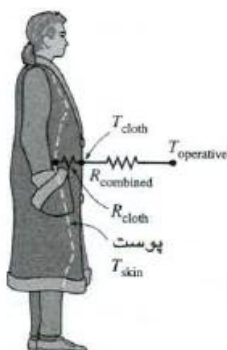
توجه شود که دمای کارکرد، در هنگام برابری ضرایب جابجایی و تشعشع، متوسط حسابی دماهای محیط و سطوح احاطه کننده است. شاخص محیطی دیگری که در تحلیل آسایش حرارتی بکار می‌رود، «دمای موثر» نام دارد، که تاثیر توأم دما و رطوبت را نشان می‌دهد. دو محیط با دمای موثر یکسان، حتی اگر دماها و رطوبتهای متفاوتی داشته باشند پاسخ حرارتی یکسانی را در افراد ایجاد می‌کنند. انتقال حرارت از طریق لباس را می‌توان بصورت زیر بیان کرد:

$$\dot{Q}_{\text{conv} + \text{rad}} = \frac{A_{\text{clothing}} (T_{\text{skin}} - T_{\text{clothing}})}{R_{\text{clothing}}} \quad (9)$$

R_{Clothing} مقاومت حرارتی واحد سطح لباس بر حسب $\frac{\text{m}^2 \cdot \text{C}}{\text{W}}$ بوده، که ترکیب اثرات هدایت (رسانش)، جابجایی و تشعشع، بین پوست و سطح خارجی لباس را بیان می‌کند. مقاومت حرارتی لباس، معمولاً بر حسب Clo بیان می‌شود. بطوریکه $1 \text{ Clo} = 0.155 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{C}}{\text{W}} = 0.18 \frac{\text{ft}^2 \cdot \text{F} \cdot \text{h}}{\text{Btu}}$ است.

لباس های تابستانی نظیر شلوار نازک و پیراهن آستین کوتاه مقاومت 0.5 Clo داشته، درحالیکه لباس های زمستانی نظیر شلوار کلفت و پیراهن آستین بلند همراه با یک عرق گیر یا ژاکت دارای مقاومت 0.9 Clo می باشند.

در نتیجه، اتلاف حرارتی محسوس کل را می‌توان بجای دمای لباس، بر حسب دمای پوست محاسبه کرد (شکل ۱۲)



شکل ۱۲- شبکه ساده مقاومت حرارتی در مورد انتقال حرارت از یک شخص لباس پوشیده

$$\dot{Q}_{\text{conv} + \text{rad}} = \frac{A_{\text{clothing}} (T_{\text{skin}} - T_{\text{operative}})}{R_{\text{clothing}} + \frac{1}{h_{\text{combined}}}} \quad (10)$$

در وضعیت آسایش حرارتی، دمای متوسط پوست بدن 33°C $(91/5^{\circ}\text{F})$ است. در صورت نوسان دما به میزان $\pm 1/5^{\circ}\text{C}$ $(\pm 2/5^{\circ}\text{F})$ هیچ ناراحتی احساس نمی‌شود. این حالت به وضعیت پوشیده یا غیر پوشیده بدن بستگی دارد.

«اتلاف حرارتی نهان» یا «تبخیری» از پوست، به اختلاف فشارهای بخار آب در دماهای پوست و محیط، و میزان مرطوب بودن پوست، که نشانگر مقدار رطوبت موجود روی پوست است، بستگی دارد. مقدار این اتلاف به تاثیر ترکیبی از «تبخیر عرق بدن» و «نفوذ» آب به پوست بستگی داشته و می‌تواند بصورت زیر بیان شود:

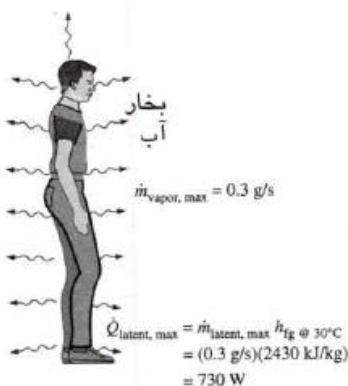
$$\dot{Q}_{\text{latent}} = \dot{m}_{\text{vapor}} h_{\text{fg}} \quad (11)$$

بطوریکه:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \text{نرخ تبخیر از بدن (kg/s)}$$

$$2443 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = h_{\text{fg}} = \text{انتالپی تبخیر آب در } 30^{\circ}\text{C}$$

اتلاف حرارتی ناشی از تبخیر، در هنگامی که پوست کاملاً مرطوب است، به حداکثر می‌رسد. همچنین پوشش لباس باعث ایجاد مقاومت در برابر تبخیر شده و نرخ تبخیر بدن لباس پوشیده بستگی به رطوبت جذب شده توسط لباس دارد. برای

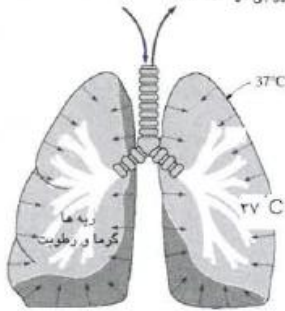


شکل ۱۲- یک شخص متوسط، می‌تواند از طریق تبخیر تا 730 W وات حرارت تلف کند.

یک انسان متوسط، حداکثر نرخ تبخیر $1 \frac{\text{L}}{\text{hr}}$ $(0.3 \frac{\text{g}}{\text{s}})$ بوده، که معرف حد بالای نرخ سرمایش تبخیری به میزان 730 W



هوای سرد محیط 20°C
 هوای گرم و مرطوب
 خروجی در 35°C



شکل ۱۴- قسمتی از حرارت تولیدی ناشی از سوخت و ساز بدن توسط ریه ها، در هنگام تنفس به هوا وارد می شود.

است. در هنگام کار طی یک روز داغ، شخص می تواند تا

2kg/s آب از دست بدهد، اما عرق اضافی بدن، بدون

تبخیر، بر روی پوست بدن سر می خورد (شکل ۱۳). در

طی تنفس، هوای دم در شرایط محیط وارد شده و در هنگام

بازدم بصورت هوای تقریباً اشباع با دمای عمق بدن خارج

می شود (شکل ۱۴) در نتیجه حرارت محسوس ناشی از

جابجایی و گرمای نهان ناشی از تبخیر، از طریق ریه ها

تلف شده که می تواند در قالب روابط ذیل بیان شود:

$$\dot{Q}_{\text{con, lungs}} = \dot{m}_{\text{air, lungs}} C_{p, \text{air}} (T_{\text{exhale}} - T_{\text{ambient}}) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{\text{latent, lungs}} = \dot{m}_{\text{vapor, lungs}} h_{fg} = \dot{m}_{\text{air, lungs}} (w_{\text{exhale}} - w_{\text{ambient}}) h_{fg} \quad (13)$$

بطوریکه:

$$\dot{m}_{\text{air, lungs}} = \text{نرخ هوای ورودی ریه ها (kg/s)}$$

$$C_{p, \text{air}} = \text{گرمای ویژه هوای} = 1/0 \text{ kJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$w = \text{نسبت رطوبت (نسبت جرم رطوبت موجود}$$

در هوا به جرم هوای خشک)

$$T_{\text{exhale}} = \text{دمای هوای بازدم}$$

نرخ هوای ورودی ریه ها، با نرخ سوخت و ساز

$$(\dot{Q}_{\text{met}}) \text{ رابطه مستقیم دارد. نرخ اتلاف حرارتی کل از ریه ها}$$

، توسط تنفس، را می توان از رابطه زیر تعیین نمود:

$$\dot{Q}_{\text{conv+latent, lungs}} = 0.0014 \dot{Q}_{\text{met}} (34 - T_{\text{ambient}}) + 0.0173 \dot{Q}_{\text{met}} (5.87 - P_{v, \text{ambient}}) \quad (14)$$

بطوریکه $P_{v, \text{ambient}}$: فشار بخار موجود در هوای محیط بر

حسب kPa است. نسبت گرمای محسوس از ۴۰ درصد، در هنگام کارهای سنگین، تا ۷۰ درصد، در طی کارهای سبک، تغییر می کند. بقیه انرژی بصورت تعریق و به شکل گرمای نهان تلف می شود.

مثال ۱- اثر لباس بر روی آسایش حرارتی

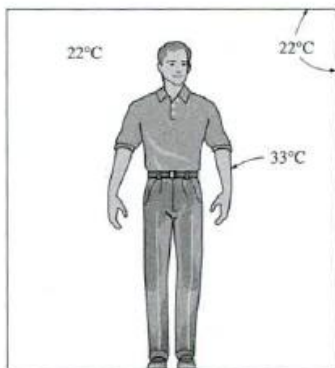
یک شخص لباس پوشیده یا بدون لباس، در هنگامی که دمای پوست بدن وی 33°C است، احساس راحتی می کند. مردی را در نظر بگیرید که دارای اندام متوسط بوده و در تابستان لباسی با مقاومت حرارتی 0.6Clo پوشیده است. در هنگامی که این مرد درون یک اتاق 22°C است، وی احساس راحتی می کند. حرکت هوای درون اتاق ناچیز بوده و دمای سطح داخلی اتاق تقریباً برابر با دمای هوا است. اگر این مرد، بدون لباس در اتاق بایستد، دمایی که اتاق باید داشته باشد تا وی احساس راحتی کند را تعیین کنید.

پاسخ

مردی که لباس تابستانی پوشیده، در اتاق 22°C احساس راحتی می کند. می خواهیم دمای اتاقی که این مرد در وضعیت بدون لباس، در آن احساس راحتی می کند را تعیین کنیم. «مفروضات»: ۱- شرایط پایدار است ۲- اتلاف حرارتی محسوس شخص ثابت می ماند ۳- ضرایب انتقال حرارت ثابت می مانند.

«تحلیل»: بدن شخص بصورت محسوس و نهان حرارت خود را از دست می دهد. گرمای محسوس شامل انتقال حرارت های جابجایی و تشعشعی است. در سرعتهای پائین هوا، ضریب جابجایی یک مرد ایستاده، مطابق جدول ۳، $4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$ است. ضریب تشعشع طی شرایط یک نمونه اتاق $4/7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$ است. بنابراین ضریب جابجایی سطحی یک شخص ایستاده در وضعیت ترکیبی جابجایی و تشعشع عبارتست از:

$$h_{\text{combined}} = h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}} = 4.0 + 4.7 = 8.7 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$



شکل ۱۵- نمودار شماتیک مثال ۱

مقاومت حرارتی لباس عبارتست از:

$$R_{\text{clothing}} = 0.6 \text{ clo} = 0.6 \times 0.155 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W} = 0.093 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$$

سطح بدن یک مرد متوسط $1/8 \text{ m}^2$ بوده و اتلاف گرمای محسوس از این شخص در وضعیت لباس پوشیده (شکل ۱۵)

عبارتست از:

$$\dot{Q}_{\text{sensible, clothed}} = \frac{A(T_{\text{skin}} - T_{\text{ambient}})}{R_{\text{clothing}} + \frac{1}{h_{\text{combined}}}} = \frac{(1.8 \text{ m}^2)(33 - 22)\text{°C}}{0.093 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W} + \frac{1}{8.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}}} = 95.2 \text{ W}$$

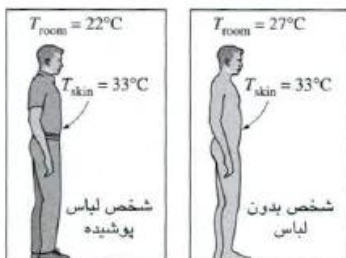
از نقطه نظر انتقال حرارت، در آوردن لباس‌ها، معادل با حذف مقاومت حرارتی آنهاست ($R_{\text{clothing}} = 0$). انتقال حرارت در این حالت عبارتست از:

$$\dot{Q}_{\text{sensible, unclothed}} = \frac{A(T_{\text{skin}} - T_{\text{ambient}})}{\frac{1}{h_{\text{combined}}}} = \frac{(1.8 \text{ m}^2)(33 - T_{\text{ambient}})\text{°C}}{\frac{1}{8.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}}}$$

به منظور حفظ راحتی حرارتی پس از خارج سازی لباس، دمای پوست بدن و انتقال حرارت از شخص باید ثابت بماند. سپس از تساوی رابطه فوق با $95/2 \text{ W}$ داریم:

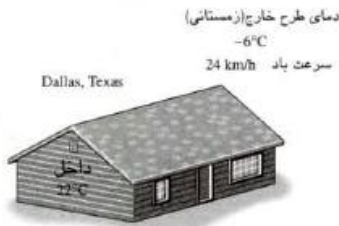
$$T_{\text{ambient}} = 26/9 \text{ °C}$$

در نتیجه لازم است دمای هوا از 22 تا $26/9 \text{ °C}$ افزایش یابد، تا شخص بتواند پس از خارج سازی لباس خود، احساس راحتی کند (شکل ۱۶). توجه شود که تاثیر لباس بر روی گرمای نهان ناچیز فرض شده است. همچنین سطح حرارتی در هر دو حالت مساوی در نظر گرفته شده و می توان گفت که این دو عامل تاثیر یکدیگر را خنثی می کنند.



شکل ۱۶- لباس به عنوان عایق عمل کرده و در صورت حفظ سطح آسایش یکسان، لازم است تا دمای اتاق افزایش یابد.

۴- شرایط طرح در گرمایش و سرمایش



شکل ۱۷- اندازه یک سیستم گرمایش بر اساس اتلاف حرارتی در شرایط طرح داخل و خارج تعیین می شود.

اندازه سیستم گرمایش یا سرمایش یک ساختمان، بر اساس شرایط مطلوب داخلی تعیین می گردد که باید نسبت به شرایط خارجی موجود آن محل، حفظ شود. محدوده های قابل قبول دما، رطوبت و نرخ تجدید هوا (ناحیه آسایش حرارتی) که پیش از این مورد بررسی قرار گرفتند، تشکیل دهنده «شرایط طرح داخل» بوده و باید نسبتاً ثابت بمانند.

برای مثال ، دمای پیشنهادی داخلی جهت حفظ آسایش عمومی ، 22°C (72°F) است . از سوی دیگر ، شرایط خارجی هر محل بطور سالانه، ماهانه و حتی ساعتی می تواند تغییرات زیادی داشته باشد. مجموعه ای از نامطلوب ترین شرایط خارجی، که طی آن سیستم گرمایش یا سرمایش باید قادر به حفظ شرایط طرح داخل باشد را «شرایط طرح خارج» گویند. (شکل ۱۷)

در هنگام طراحی سیستم های گرمایش ، تجدید هوا و تهویه مطبوع (HVAC)، اولین چیزی که ممکن است به ذهن خطور کند این است که سیستمی انتخاب شود که به اندازه کافی بزرگ بوده تا شرایط داخلی را همواره ، حتی در بدترین وضعیت آب و هوایی ، در شرایط مطلوب ثابت نگه دارد.

اما انتخاب اندازه یک سیستم HVAC بر اساس بدترین وضعیت آب و هوایی ثبت شده عملی نیست ، زیرا چنین

سیستم بزرگتر از اندازه‌ای، قیمت اولیه بالاتری داشته، فضای بیشتری را اشغال کرده و به خاطر اینکه تجهیزات این سیستم اغلب در بار جزئی کار می‌کند، هزینه عملیاتی بالاتر و بازده کمتری نیز دارد. بهترین وضعیت هنگامی است که سیستم گرمایش و سرمایش با هزینه‌های اولیه و جاری پائین‌تر به نحوی انتخاب شود که اغلب افراد، در طی شرایط آب و هوایی نامطلوب، احساس ناراحتی نکنند. سئوالی که پیش می‌آید این است که چگونه می‌توان شرایط مطلوبی را از هردو نظر اقتصادی و آسایش ایجاد نمود؟

جهت پاسخ به این سؤال، لازم است بدانیم که آب و هوا در آینده چگونه خواهد بود. ولی حتی بهترین پیش‌بینی کنندگان هوا نیز نمی‌توانند پاسخگو باشند. بنابر این بهتر است بجای آینده، به گذشته رجعت نمود و فکر کرد متوسط اطلاعات آب و هوایی چند سال گذشته، معرف وضعیت آب و هوایی آینده است. اطلاعات آب و هوایی جداول ۴ و ۵ مبتنی بر نتایج ثبت شده ایستگاه‌های هواشناسی متعددی در ایالات متحده آمریکا است که در ساعات مختلف ثبت شده‌اند. ^(۱) در ساختمانهای معمول، مشخص شده که در زمستان می‌توان تا سطح ۵/۹۷٪ به شرایط مورد نظر اقتصادی و راحتی دست یافت. این بدین معنا است که سیستم گرمایش در ۵/۹۷٪ اوقات آسایش مورد نظر را تامین کرده ولی می‌تواند در ۵/۲٪ مواقع ناتوان باشد (شکل ۱۸). برای مثال دمای طرح زمستانی برای ۵/۹۷ درصد مواقع در شهر دنور ایالت کلرادو 17°C - بوده، یعنی در ۵/۲ درصد مواقع ممکن است دمای دنور، در فصل زمستان، به زیر 17°C - برسد. در کاربردهای حساس نظیر بیمارستانها و برخی صنایع ممکن است لازم باشد که سطح مزبور تا ۹۹ درصد برسد.

جدول ۴، فهرست شرایط طرح خارج زمستانی و تابستانی را نشان می‌دهد. درصدهای زمستانی، به ماههای دسامبر، ژانویه و فوریه (معادل ماههای آذر تا اوایل اسفند) بستگی داشته در حالیکه درصدهای تابستانی به ماههای ژوئن تا سپتامبر (معادل ماههای خرداد تا اوایل

مهر) بستگی دارد. سه ماه زمستانی مذکور برابر $28+31+31=90$ روز یا ۲۱۶۰ ساعت است. بنابراین شرایط خانه ای که سیستم گرمایش آن بر این اساس کار می کند که در ۹۷/۵٪ مواقع در وضعیت مناسب کار کند، در $5/2 \times 2160 = 54$ ساعت از فصل زمستان در پایین تر از حد آسایش کار می کند. البته اغلب مردم، این فاصله زمانی را متوجه نمی شوند، زیرا به محض اینکه دما به کمتر از مقدار تنظیم شده تنزل می یابد حرارت موجود در وسایل خانه آزاد می شود. این امر بخصوص در ساختمانهای با جرم حرارتی بالا، بیشتر مشهود است. معمولاً حداقل دما در فاصله ۶ تا ۸ صبح رخ داده و در نتیجه سیستم گرمایش ساختمانهای تجاری که دیرتر باز می شوند (نظیر مراکز خرید) به دقت کمتری جهت مطابقت با شرایط طرح خارج نیاز دارند (در حد مقدار ۹۵ درصد). این موضوع در مورد سیستمهای سرمایش مسافرخانهها، که در طی ساعات ۲ تا ۴ بعد از ظهر (که دما حداکثر است) خالی هستند نیز صادق است.

بارهای حرارتی و برودتی یک ساختمان نشانگر مقدار حرارتی می باشد که باید به درون ساختمان وارد یا از آن خارج شود تا شرایط آن حفظ شود. بهتر است که بین بار طراحی و بار واقعی تفاوتی قائل شد.



شهر سانت لیک سیتی، ایالت یوتا: -13°C دمای طرح زمستانی ۹۷/۵٪
 تعداد ساعت در طی زمستان (ماههای دسامبر، ژانویه و فوریه) = $90 \times 24 = 2160$ ساعت
 $T_{\text{outdoor}} \begin{cases} > -13^{\circ}\text{C} & \text{(در طول 2106 ساعت)} \\ < -13^{\circ}\text{C} & \text{(در طول 54 ساعت)} \end{cases}$

شکل ۱۹- بار حرارتی طرح یک ساختمان نشانگر اتلاف حرارتی یک ساختمان در طی شرایط طرح داخل و خارج است.

شکل ۱۸- شرایط طرح زمستانی ۹۷/۵٪ نشانگر این است که دمای خارج در ۹۷/۵٪ اوقات بیش از دمای طرح است.

بار حرارتی طرح (یا حداکثر اوج بار))، معمولاً از طریق تحلیل حالت پایدار و با استفاده از شرایط طرح داخل و خارج تعیین می‌شود تا بتوان اندازه سیستم گرمایش را تعیین نمود (شکل ۱۹). در نتیجه این امر، اطمینان حاصل می‌شود که سیستم ظرفیت مورد نیاز جهت انجام وظایف در بدترین شرایط مورد انتظار را دارد. اما مصرف انرژی یک ساختمان در طی فصول گرم یا سرد بر اساس بار برودتی یا حرارتی واقعی، که در طول ساعات شبانه روز تغییر می‌کند، تعیین می‌گردد.

در تعیین بار حرارتی طرح معمولاً «بار حرارتی داخلی» (حرارت مربوط به افراد، چراغ‌ها و دستگاه‌های درون ساختمان) در نظر گرفته نمی‌شود ولی این بار در تعیین بار برودتی طرح محسوب می‌شود. دلیل این امر، اطمینان از سیستم گرمایش انتخابی است تا حتی در غیاب افراد یا عدم کارکرد دستگاه‌ها نیز قادر به گرمایش ساختمان بوده و از طرف دیگر سیستم سرمایش نیز باید بتواند حتی در صورت صدور گرمای حداکثر از افراد و دستگاه‌ها قادر به خنک سازی باشد.

وجود باد، بدلیل افزایش ضریب جابجایی و همچنین افزایش نفوذ هوا، موجب افزایش انتقال حرارت با دیوارها، سقف و پنجره‌های ساختمان می‌شود. بنابراین در تعیین بارهای حرارتی و برودتی، «سرعت باد» نیز باید در نظر گرفته شود. مقادیر سرعت باد توصیه شده برای فصل زمستان ۱۵mph (۶/۷m/s) و در فصل تابستان ۷/۵mph (۲/۴m/s) است. مقادیر طرح توصیه شده توسط ASHRAE برای ضریب انتقال حرارت ترکیبی جابجایی و تشعشع در سطح خارجی یک ساختمان عبارتند از:

$$\begin{aligned} h_{o, \text{زمستانی}} &= 34.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} = 6.0 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F} \\ h_{o, \text{تابستانی}} &= 22.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} = 4.0 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F} \end{aligned}$$

مقدار پیشنهادی ضریب انتقال حرارت مربوط به سطوح داخلی یک ساختمان در زمستان

جدول ۴- اطلاعات آب و هوایی گزیده ای از شهرهای ایالات متحده

ایالت	شهر	ارتفاع از سطح دریا		زمستان				تابستان					
		ft	m	99%		97 ¹ %		دمای خشک، 2 ¹ %		دمای مرطوب، 2 ¹ %		تغییر دمای روزانه	
				°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C
Alabama	Birmingham AP	610	186	17	-8	21	-6	94	34	75	24	21	12
Alaska	Anchorage AP	90	27	-23	-31	-18	-28	68	20	58	14	15	8
Arizona	Tucson AP	2584	788	28	-2	32	0	102	39	66	19	26	14
Arkansas	Little Rock AP	257	78.3	15	-9	20	-7	96	36	77	25	22	12
California	San Francisco AP	8	2.4	35	2	38	3	77	25	63	17	20	11
Colorado	Denver AP	5283	1610	-5	-21	1	-17	91	33	59	15	28	16
Connecticut	Bridgeport AP	7	2.1	-6	-21	9	-13	84	29	71	22	18	10
Delaware	Wilmington AP	78	24	10	-12	14	-10	89	32	74	23	20	11
Florida	Tallahassee AP	58	18	27	-3	30	-1	92	33	76	24	19	11
Georgia	Atlanta AP	1005	306	17	-8	22	-6	92	33	74	23	19	11
Hawaii	Honolulu AP	7	2.1	62	17	63	17	86	30	73	23	12	7
Idaho	Boise AP	2842	866	3	-16	10	-12	94	34	64	18	31	17
Illinois	Chicago O'Hare AP	658	201	-8	-22	-4	-20	89	32	74	23	20	11
Indiana	Indianapolis AP	793	242	-2	-19	2	-17	90	32	74	23	22	12
Iowa	Sioux City AP	1095	334	-11	-24	-7	-22	92	33	74	23	24	13
Kansas	Wichita AP	1321	403	3	-16	7	-14	98	37	73	23	23	13
Kentucky	Louisville AP	474	144	5	-15	10	-12	93	34	75	24	23	13
Louisiana	Shreveport AP	252	76.8	20	-7	25	-4	96	36	76	24	20	11
Maryland	Baltimore AP	146	44.5	10	-12	13	-11	91	33	75	24	21	12
Massachusetts	Boston AP	15	4.6	-6	-14	9	-13	88	31	71	22	16	9
Michigan	Lansing AP	852	260	-3	-19	1	-17	87	31	72	22	24	13
Minnesota	Minneapolis/St. Paul	822	251	-16	-27	-12	-24	89	32	73	23	22	12
Mississippi	Jackson AP	330	101	21	-6	25	-4	95	35	76	24	21	12
Missouri	Kansas City AP	742	226	2	-17	6	-14	96	36	74	23	20	11
Montana	Billings AP	3567	1087	-15	-26	-10	-23	91	33	64	18	31	17
Nebraska	Lincoln CO	1150	351	-5	-21	-2	-19	95	35	74	23	24	13
Nevada	Las Vegas AP	2162	659	25	-4	28	-12	106	41	65	18	30	17
New Mexico	Albuquerque AP	5310	1618	12	-11	16	-9	94	34	61	16	30	17
New York	Syracuse AP	424	129	-3	-19	2	-17	87	31	71	22	20	11
North Carolina	Charlotte AP	735	224	18	-8	22	-6	93	34	74	23	20	11
Ohio	Cleveland AP	777	237	1	-17	5	-15	88	31	72	22	22	12
Oklahoma	Stillwater	884	269	8	-13	13	-11	96	36	74	23	24	13
Oregon	Pendleton AP	1492	455	-2	-19	5	-15	93	34	64	18	29	16
Pennsylvania	Pittsburgh AP	1137	347	1	-17	5	-15	86	30	71	22	22	12
South Carolina	Charleston AFB	41	12	24	-4	27	-3	91	33	78	26	18	10
Tennessee	Memphis AP	263	80.2	13	-11	18	-8	95	35	76	24	21	12
Texas	Dallas AP	481	147	18	-8	22	-6	100	38	75	24	20	11
Utah	Salt Lake City	4220	1286	3	-16	8	-13	95	35	62	17	32	18
Virginia	Norfolk AP	26	7.9	20	-7	22	-6	91	33	76	24	18	10
Washington	Spokane AP	2357	718	-6	-21	2	-17	90	32	63	17	28	16



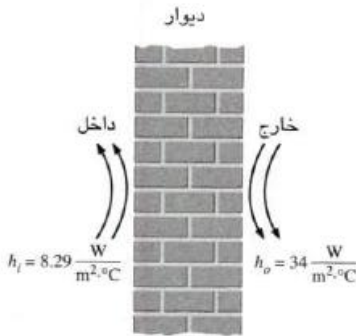
جدول ۵- دماهای میانگین زمستانی و تعداد درجه - روز کزیده ای از شهرهای ایالت متحده

ایالت - شهر	دمای میانگین زمستانی		*F-day درجه - روز												مجموع سالانه
	*F	*C	July	Aug.	Sep.	Oct.	Nov.	Dec.	Jan.	Feb.	March	April	May	June	
	Alabama, Birmingham	54.2	12.7	0	0	6	93	363	555	592	462	363	108	9	
Alaska, Anchorage	23.0	5.0	245	291	516	930	1284	1572	1631	1316	1293	879	592	315	10,864
Arizona, Tucson	58.1	14.8	0	0	0	25	231	406	471	344	242	75	6	0	1800
California, San Francisco	53.4	12.2	82	78	60	143	306	462	508	395	363	279	214	126	3015
Colorado, Denver	37.6	3.44	6	9	117	428	819	1035	1132	938	887	558	288	66	6283
Florida, Tallahassee	60.1	15.9	0	0	0	28	198	360	375	286	202	86	0	0	1485
Georgia, Atlanta	51.7	11.28	0	0	18	124	417	648	636	518	428	147	25	0	2961
Hawaii, Honolulu	74.2	23.8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Idaho, Boise	39.7	4.61	0	0	132	415	792	1017	1113	854	722	438	245	81	5809
Illinois, Chicago	35.8	2.44	0	12	117	381	807	1166	1265	1086	939	534	260	72	6639
Indiana, Indianapolis	39.6	4.56	0	0	90	316	723	1051	1113	949	809	432	177	39	5699
Iowa, Sioux City	43.0	1.10	0	9	108	369	867	1240	1435	1198	989	483	214	39	6951
Kansas, Wichita	44.2	7.11	0	0	33	229	618	905	1023	804	645	270	87	6	4620
Kentucky, Louisville	44.0	6.70	0	0	54	248	609	890	930	818	682	315	105	9	4660
Louisiana, Shreveport	56.2	13.8	0	0	0	47	297	477	552	426	304	81	0	0	2184
Maryland, Baltimore	43.7	6.83	0	0	48	264	585	905	936	820	679	327	90	0	4654
Massachusetts, Boston	40.0	4.40	0	9	60	316	603	983	1088	972	846	513	208	36	5634
Michigan, Lansing	34.8	1.89	6	22	138	431	813	1163	1262	1142	1011	579	273	69	6909
Minnesota, Minneapolis	28.3	-1.72	22	31	189	505	1014	1454	1631	1380	1166	621	288	81	8382
Montana, Billings	34.5	1.72	6	15	186	487	897	1135	1296	1100	970	570	285	102	7049
Nebraska, Lincoln	38.8	4.11	0	6	75	301	726	1066	1237	1016	834	402	171	30	5864
Nevada, Las Vegas	53.5	12.28	0	0	0	78	387	617	688	487	335	111	6	0	2709
New York, Syracuse	35.2	2.11	6	28	132	415	744	1153	1271	1140	1004	570	248	45	6756
North Carolina, Charlotte	50.4	10.56	0	0	6	124	438	691	691	582	481	156	22	0	3191
Ohio, Cleveland	37.2	3.22	9	25	105	384	738	1088	1159	1047	918	552	260	66	6351
Oklahoma, Stillwater	48.3	9.39	0	0	15	164	498	766	868	664	527	189	34	0	3725
Pennsylvania, Pittsburgh	38.4	3.89	0	9	105	375	726	1063	1119	1002	874	480	195	39	5987
Tennessee, Memphis	50.5	10.6	0	0	18	130	447	698	729	585	456	147	22	0	3232
Texas, Dallas	55.3	13.3	0	0	0	62	321	524	601	440	319	90	6	0	2363
Utah, Salt Lake City	38.4	3.89	0	0	81	419	849	1082	1172	910	763	459	233	84	6052
Virginia, Norfolk	49.2	9.89	0	0	0	136	408	698	738	655	533	216	37	0	3421
Washington, Spokane	36.5	2.83	9	25	168	493	879	1082	1231	980	834	531	288	135	6655

*مقادیر بر حسب درجه فارنهایت است. با تقسیم این مقادیر بر ۱/۸ به درجه سانتیگراد تبدیل می شوند. بر طبق این عمل ۱۸ °C معادل با ۶۵ °F است.

و تابستان عبارتست از (شکل ۲۰):

$$h_i = 8.29 \text{ W/m}^2\text{°C} = 1.46 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-°F}$$



شکل ۲۰- مقادیر توصیه شده ضرایب انتقال حرارت ترکیبی جابجایی و تشعشع در سطوح داخلی و خارجی یک ساختمان

در ساختمانهای با عایقکاری خوب، ضرایب جابجایی سطوح، جزء کوچکی از ضریب انتقال حرارت کلی را تشکیل داده و در نتیجه اثرات انحراف از مقادیر فوق معمولاً ناچیز است.

در تابستان، «مقدار رطوبت» هوای خارج بسیار بیشتر از هوای داخل است. بنابراین لازم است تا رطوبت اضافی که از طریق نفوذ هوا وارد ساختمان شده، توسط سیستم سرمایش چگالیده دفع شود. ولی این امر مستلزم دفع گرمای نهان ناشی از رطوبت نیز می شود که در نتیجه سیستم سرمایش باید آنقدر بزرگ باشد که بتواند این بار برودتی اضافی را انتقال دهد. جهت انتخاب اندازه مناسب اجزاء سیستم سرمایش، لازم است تا مقدار رطوبت هوای خارج در شرایط طرح معلوم باشد. این امر معمولاً با تعیین دمای مرطوب (تر) انجام شده، که شاخص خوبی برای تعیین مقدار رطوبت هوا است. مقدار رطوبت هوای سرد خارج، در زمستان بسیار پائین بوده و طبیعتاً تاثیری بر بار حرارتی ساختمان ندارد.

«تشعشع خورشیدی» نقش مهمی در بارهای حرارتی و برودتی داشته و ممکن است پنداشته شود که در نظرگیری

آن در تعیین این بارها اهمیت زیادی دارد. روشن شده که حداکثر بارهای حرارتی معمولاً در بامداد و درست پیش از طلوع خورشید رخ می‌دهد. بنابراین تشعشع خورشیدی تأثیری بر بار حرارتی طرح یا حداکثر (اوج بار) و اندازه سیستم گرمایش ندارد. البته تشعشع خورشیدی بر بار حرارتی واقعی تأثیر داشته و می‌تواند مصرف انرژی حرارتی سالانه یک ساختمان را به میزان قابل ملاحظه‌ای کاهش دهد.

مثال ۲: شرایط طرح زمستان و تابستان در آتلانتا
شرایط طرح خارج شهر آتلانتا در ایالت جورجیا را برای سطح ۲/۵ درصد در تابستان و سطوح ۹۷/۵ درصد و ۹۹ درصد در زمستان تعیین کنید.

پاسخ

شرایط آب و هوایی شهرهای عمده ایالات متحده در جدول ۴ درج شده و برای سطوح طرح مشخص شده از این جدول داریم:

در سطح ۹۷/۵ درصد) $T_{\text{outdoor}} = -2^{\circ}\text{C}$: زمستان

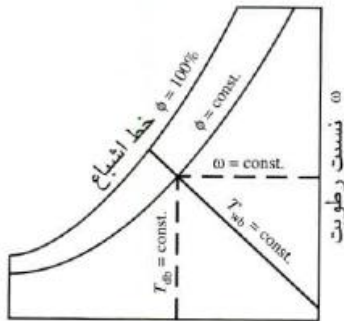
در سطح ۹۹ درصد) $T_{\text{outdoor}} = -8^{\circ}\text{C}$: زمستان

تابستان) $T_{\text{outdoor}} = 32^{\circ}\text{C}$

در سطح ۲/۵ درصد) $T_{\text{wet-bulb}} = 22^{\circ}\text{C}$

بنابر این سیستم‌های سرمایش و گرمایش معمول

را می‌توان برای چنین شرایط خارجی انتخاب نمود. توجه

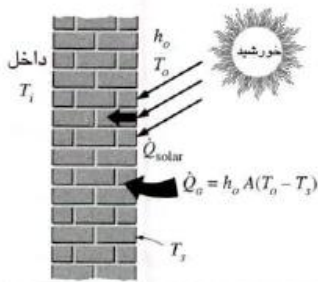


دمای خشک

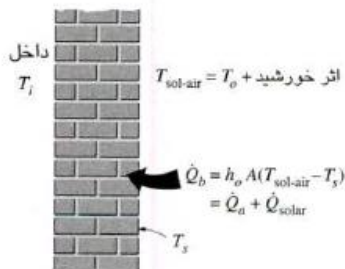
شکل ۲۱- نحوه تعیین رطوبت نسبی و نسبت رطوبت هوا، به کمک نمودار سایکرومتریک، در هنگامی که دماهای مرطوب و محیط معلوم است.

شود که در صورت موجود بودن دماهای مرطوب و محیط، مقادیر رطوبت نسبی و نسبت رطوبت را می‌توان از نمودار سایکرومتریک (شکل ۲۱) تعیین کرد.

منبع حرارتی اصلی زمین ، خورشید است که در صورت عدم وجود آن ، دمای محیط از دمای 270°C - ، مربوط به اعماق فضا، چندان بیشتر نخواهد بود. انرژی خورشیدی ذخیره شده در هوای جو، زمین و سازه‌هایی نظیر ساختمانها در طی ساعات روز، به آرامی در طی شب آزاد شده و در نتیجه تغییر دمای خارج تحت تاثیر تابش خورشیدی رسیده شده و اینرسی حرارتی زمین می‌باشد. حرارت حاصل از خورشید ، دلیل اصلی نصب سیستمهای سرمایش بوده و در نتیجه تشعشع خورشیدی تاثیر زیادی بر روی بار برودتی طرح یا حداکثر ساختمانها دارد. بار برودتی طرح معمولاً در اوایل بعدازظهر و در نتیجه تابش خورشیدی مستقیم ورودی از پنجره ها و تشعشع جذب شده توسط پشت بام و دیوارها روی می‌دهد. تاثیر تابش خورشیدی از شیشه‌ها و پنجره‌ها بر حسب « ضریب حرارت خورشیدی دریافتی » (SHGF) (Solar heat gain factor) بیان شده، که بعداً مورد بررسی قرار می‌گیرد. در مورد سطوح کدر نظیر پشت بام و دیوارها معمولاً تاثیر تابش خورشیدی، با در نظرگیری مقدار بالاتر برای دمای خارج، به میزان معادل با اثر تابش خورشیدی، محسوب می‌شود. این امر با جایگزینی «دمای Sol-Air»، در رابطه انتقال حرارت از پشت بام و دیوارها به جای دمای محیط انجام می‌شود.



(الف) حالت واقعی



(ب) حالت ایده آل (بدون خورشید)
شکل ۲۲-دمای Sol-Air با توجه به تعریف ارائه شده در متن

دمای Sol-Air عبارت از دمای معادل هوای خارج است که با استفاده از آن، نرخ انتقال حرارت از سطح معادل با مجموعه مقادیر تابش خورشیدی رسیده شده، جابجایی با هوای محیط و تبادل تشعشع با آسمان و سطوح احاطه کننده خواهد بود. (شکل ۲۲).

جریان حرارت به سطوح خارجی ساختمانی که در معرض تابش خورشیدی است (\dot{Q}_{surface}) عبارتست از:

$$(۱۵)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{surface}} &= \dot{Q}_{\text{conv} + \text{rad}} + \dot{Q}_{\text{solar}} - \dot{Q}_{\text{radiation correction}} \\ &= h_o A (T_{\text{ambient}} - T_{\text{surface}}) + \alpha_s A \dot{q}_{\text{solar}} - \varepsilon A \sigma (T_{\text{ambient}}^4 - T_{\text{surr}}^4) \\ &= h_o A (T_{\text{sol-air}} - T_{\text{surface}}) \end{aligned}$$

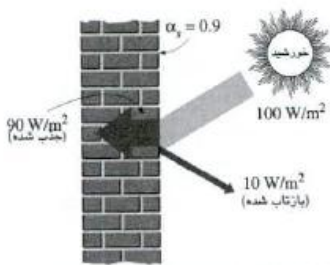
بطوریکه α_s ضریب جذب خورشیدی، ε ضریب نشر سطح، h_o ضریب انتقال حرارت ترکیبی جابجایی و تشعشع، و \dot{q}_{solar} تابش خورشیدی رسیده شده به سطوح (برحسب

$$\frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2} \text{ یا } \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \text{) بوده و در نتیجه دمای Sol-Air عبارتست از:}$$

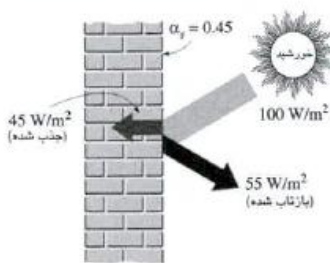
$$(۱۶)$$

$$T_{\text{sol-air}} = T_{\text{ambient}} + \frac{\alpha_s \dot{q}_{\text{solar}}}{h_o} - \frac{\varepsilon \sigma (T_{\text{ambient}}^4 - T_{\text{surr}}^4)}{h_o}$$

جمله اول معادله (۱۵)، نشانگر انتقال حرارت جابجایی و تشعشعی با سطح ساختمان است، بطوریکه طی آن دمای میانگین سطح و آسمان با دمای محیط برابر بوده ($T_{\text{surr}} = T_{\text{ambient}}$) و جمله آخر معرف تصحیح برای تشعشع حرارتی در هنگامی است که $T_{\text{surr}} \neq T_{\text{ambient}}$. جمله آخر در معادله (۱۶) نشانگر مقدار تغییر دمای محیط است که معادل با



(الف) دیوار با رنگ تیره



(ب) دیوار با رنگ روشن

شکل ۲۳- ساختمانهای تیره رنگ اغلب تابش خورشیدی رسیده شده را جذب کرده در حالیکه ساختمانهای با رنگ روشن بیشتر آن را بازتاب می نمایند.

تأثیر تشعشع حرارتی مزبور بوده و مقدار آن از حدود صفر برای سطوح دیوارهای عمودی، تا 4°C (7°F) برای سطوح افقی یا شیب دار پشت بام، تغییر می کند. دمای Sol-Air یک سطح، کاملاً تابع ضریب جذب سطح (جدول ۶) می باشد.

با استفاده از $h_o = 17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} = 3 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}}$ مقدار طرح تابستانی

نسبت $\frac{\alpha_s}{h_o}$ برای سطوح روشن (Light) و تیره (Dark)

عبارتند از: (به شکل ۲۳ نیز رجوع گردد)

$$\left(\frac{\alpha_s}{h_o}\right)_{\text{light}} = \frac{0.45}{17 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} = 0.026 \text{ m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/W} = 0.15 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F/Btu}$$

$$\left(\frac{\alpha_s}{h_o}\right)_{\text{dark}} = \frac{0.90}{17 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} = 0.052 \text{ m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/W} = 0.30 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F/Btu}$$

مقادیر ضریب جذب سطوح روشن و تیره، به ترتیب و بطور

ثابت برابر $0.45/0.9$ و $0.9/0.45$ فرض شده اند. در جدول ۷ دمای

Sol-Air روشن و تیره در عرض جغرافیایی 40° در

نیمکره شمالی، در روز ۲۱ ژوئیه (July) بر حسب زمان

خورشیدی (Solar time) درج شده است. برای سایر تاریخها

و عرضهای جغرافیایی، با استفاده از مقادیر مربوطه دما

و تابش خورشیدی رسیده شده، در معادله (۱۶)، دمای Sol-Air

تعیین می شود. در صورت دسترسی به دمای Sol-Air، انتقال

حرارت از طریق دیوار (یا پشت بام) عبارتست از:

$$\dot{Q}_{\text{wall}} = UA(T_{\text{sol-air}} - T_{\text{inside}}) \quad (17)$$

جدول ۶- ضریب بازتاب (P_e) و ضریب جذب (α_s)

نوع سطح	P_e	α_s
سطوح طبیعی :		
برف تازه	0.75	0.25
(...باغچه، برسی) خاک سطحی	0.14	0.86
آب	0.07	0.93
سطوح مصنوعی :		
پشت بام از جنس مخلوط قیرو شن	0.13	0.87
مواد قیری آسفالت (کهنه)	0.10	0.90
سطوح تیره ساختمانی		
(آجر قرمز، رنگهای تیره...)	0.27	0.73
سطوح روشن ساختمانی (آجر روشن،		
رنگهای روشن ...)	0.60	0.40
بتون تازه	0.35	0.65
بتون کهنه	0.25	0.75
سطوح پوشیده از سنگ خرد شده	0.20	0.80
جاده ها خاکی	0.04	0.96
گیاهان :		
جنگل درختان سوزنی (در زمستان)	0.07	0.93
برگهای خشک	0.30	0.70
نهال درختان جنگل پاییزی،		
محصولات کشاورزی رسیده شده ،		
علف سبز	0.26	0.74
علف خشک	0.20	0.80

بطوریکه A سطح و U ضریب انتقال حرارت کلی دیوار است. بنابراین به ازاء هر درجه افزایش دمایی معادل خارج (ناشی از تابش خورشیدی) ، نرخ انتقال حرارت متناسب با UA افزایش می یابد. افزایش دمایی ناشی از تابش خورشیدی نیز عبارتست از :

$$\Delta T_{\text{solar}} = \frac{\alpha_s \dot{q}_{\text{solar}}}{h_o} \quad (18)$$

نرخ دریافت حرارت اضافی از دیوار عبارتست از :

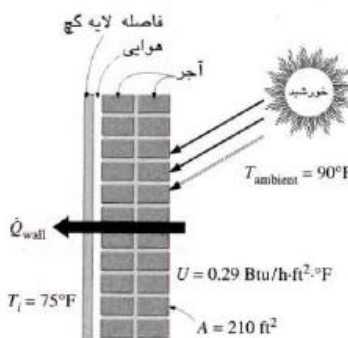
$$\dot{Q}_{\text{wall, solar}} = UA \Delta T_{\text{solar}} = UA \frac{\alpha_s \dot{q}_{\text{solar}}}{h_o} \quad (19)$$

کل تابش خورشیدی رسیده شده به دیوار عبارت از $\dot{Q}_{\text{solar}} = A \dot{q}_{\text{solar}}$ است. بنابراین کسری از تابش خورشیدی رسیده شده که به داخل خانه انتقال می یابد عبارتست از:

$$(20)$$

$$\text{کسر انتقال یافته تابش خورشیدی} = \frac{\dot{Q}_{\text{wall, solar}}}{\dot{Q}_{\text{solar}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{wall, solar}}}{A \dot{q}_{\text{solar}}} = U \frac{\alpha_s}{h_o}$$

مثال ۳- تاثیر دیوارهای گرم شده از تابش خورشید بر بار حرارتی طرح



شکل ۲۴- نمودار شماتیک مسئله ۳

ضخامت دیوار غربی خانه ای از 4 in آجرنمای

قرمز 4 in آجر معمولی ، $3/4 \text{ in}$ فاصله هوایی و $1/4 \text{ in}$ اینچ گچ تشکیل شده و در صورت در نظر گیری جابجایی حرارتی از دو طرف آن ، دارای ضریب انتقال حرارت کل $0.29 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$ است (شکل ۲۴) . این خانه در عرض جغرافیایی شمالی 40° واقع بوده و اندازه سیستم سرمایش آن بر اساس حرارت دریافتی در ساعت ۳ بعد از ظهر

جدول ۷- دمای Sol-Air در ۲۱ ژوئیه و عرض جغرافیایی ۴۰°
(الف) سیستم SI

دمای هوا زمان خورشیدی °C	سطوح بارنگ روشن $\alpha/h_0 = 0.026 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$										دمای هوا زمان خورشیدی °C	سطوح با رنگ تیره $\alpha/h_0 = 0.052 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$									
	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	Horiz.	N		NE	E	SE	S	SW	W	NW	Horiz.		
5	24.0	24.1	24.2	24.2	24.1	24.0	24.0	24.0	24.0	20.1	5	24.0	24.2	24.4	24.3	24.1	24.0	24.0	24.0	24.0	20.2
6	24.2	27.2	34.5	35.5	29.8	25.1	25.1	25.1	25.1	22.9	6	24.2	30.2	44.7	46.7	35.4	26.0	26.0	26.0	26.0	25.5
7	24.8	27.3	38.1	41.5	35.2	26.5	26.4	26.4	26.4	28.1	7	24.8	29.7	51.5	58.2	45.6	28.2	28.0	28.0	28.0	35.4
8	25.8	28.1	38.0	43.5	38.9	28.2	28.0	28.0	28.0	33.8	8	25.8	30.5	50.1	61.2	52.1	30.7	30.1	30.1	30.1	45.8
9	27.2	29.9	35.9	43.1	41.2	31.5	29.8	29.8	29.8	39.2	9	27.2	32.5	44.5	58.9	55.1	35.8	32.3	32.3	32.3	55.1
10	28.8	31.7	33.4	40.8	41.8	35.4	31.8	31.7	31.7	43.9	10	28.8	34.5	38.0	52.8	54.9	42.0	34.7	34.5	34.5	62.8
11	30.7	33.7	34.0	37.4	41.1	39.0	34.2	33.7	33.7	47.7	11	30.7	36.8	37.2	44.0	51.5	47.4	37.7	36.8	36.8	68.5
12	32.5	35.6	35.6	35.9	39.1	41.4	39.1	35.9	35.6	50.1	12	32.5	38.7	38.7	39.3	45.7	50.4	45.7	39.3	38.7	71.6
13	33.8	36.8	36.8	36.8	37.3	42.1	44.2	40.5	37.1	50.8	13	33.8	39.9	39.9	39.9	40.8	50.5	54.6	47.1	40.3	71.6
14	34.7	37.6	37.6	37.6	37.7	41.3	47.7	46.7	39.3	49.8	14	34.7	40.4	40.4	40.4	40.6	47.9	60.8	58.7	43.9	68.7
15	35.0	37.7	37.6	37.6	37.6	39.3	49.0	50.9	43.7	47.0	15	35.0	40.3	40.1	40.1	40.1	43.6	62.9	66.7	52.3	62.9
16	34.7	37.0	36.9	36.9	36.9	37.1	47.8	52.4	46.9	42.7	16	34.7	39.4	39.0	39.0	39.0	39.6	61.0	70.1	59.0	54.7
17	33.9	36.4	35.5	35.5	35.5	35.6	44.3	50.6	47.2	37.2	17	33.9	38.8	37.1	37.1	37.1	37.3	54.7	67.3	60.6	44.5
18	32.7	35.7	33.6	33.6	33.6	33.6	38.3	44.0	43.0	31.4	18	32.7	38.7	34.5	34.5	34.5	43.9	55.2	53.2	34.0	34.0
19	31.3	31.4	31.3	31.3	31.3	31.3	31.4	31.5	31.5	27.4	19	31.3	31.5	31.3	31.3	31.3	31.4	31.4	31.6	31.7	27.5
20	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	25.9	20	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	25.9
میانگین	29.0	30.0	32.0	33.0	32.0	31.0	32.0	33.0	32.0	32.0	میانگین	29.0	32.0	35.0	37.0	37.0	34.0	37.0	37.0	35.0	40.0

(ب) سیستم انگلیسی

دمای هوا زمان خورشیدی °F	سطوح بارنگ روشن $\alpha/h_0 = 0.15 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F/Btu}$										دمای هوا زمان خورشیدی °F	سطوح با رنگ تیره $\alpha/h_0 = 0.30 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F/Btu}$									
	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	Horiz.	N		NE	E	SE	S	SW	W	NW	Horiz.		
5	74	74	74	74	74	74	74	74	74	67	5	74	74	75	75	74	74	74	74	67	
6	74	80	93	95	84	76	76	76	76	72	6	74	85	112	115	94	77	77	77	77	77
7	75	80	99	106	94	78	78	78	78	81	7	75	84	124	136	113	81	81	81	81	94
8	77	81	99	109	101	82	81	81	81	92	8	77	85	121	142	125	86	85	85	85	114
9	80	85	96	109	106	88	85	85	85	102	9	80	90	112	138	131	96	89	89	89	131
10	83	88	91	105	107	95	88	88	88	111	10	83	94	100	127	131	107	94	94	94	145
11	87	93	93	99	106	102	93	93	93	118	11	87	98	99	111	125	118	100	98	98	156
12	90	96	96	96	102	106	102	96	96	122	12	90	101	101	102	114	123	114	102	101	162
13	93	99	99	99	99	108	112	105	99	124	13	93	104	104	104	106	124	131	117	105	162
14	94	99	99	99	99	106	118	116	102	122	14	94	105	105	105	105	118	142	138	111	156
15	96	100	100	100	100	103	121	124	111	117	15	96	105	104	104	104	111	146	153	127	146
16	94	98	98	98	98	99	118	126	116	109	16	94	102	102	102	103	142	159	138	131	131
17	93	98	96	96	96	96	112	124	117	99	17	93	102	99	99	99	99	131	154	142	112
18	91	97	93	93	93	93	101	112	110	89	18	91	102	94	94	94	94	111	132	129	94
19	87	87	87	87	87	87	87	87	87	80	19	87	87	87	87	87	87	87	88	88	80
20	85	85	85	85	85	85	85	85	85	78	20	85	85	85	85	85	85	85	85	85	78
میانگین	83	86	88	90	90	87	90	90	88	90	میانگین	83	89	94	99	97	93	97	99	94	104

یادآوری: دمای Sol-Air بر مبنای تصحیح تشعشعی F_v ($2/9 \text{ °C}$) برای سطوح افقی و F_h (0 °C) برای سطوح عمودی محاسبه شده است.

(ساعت خورشیدی) در روز ۲۱ ژوئیه انتخاب شده است. دمای داخل‌خانه باید در 75°F ثابت مانده و سطح حرارتی دیوار 21.0ft^2 است. اگر دمای طرح هوای محیط در زمان ذکر شده 90°F باشد مطلوب است:

(الف) حرارت دریافتی طرح از طریق دیوار (ب) کسری از این حرارت دریافتی که ناشی از گرمایش خورشیدی است و (پ) کسر تابش خورشیدی انتقال یافته از طریق دیوار به خانه

پاسخ

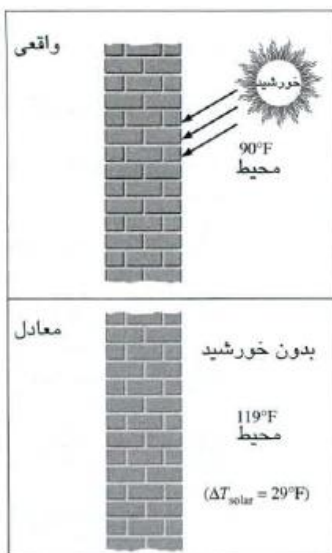
دیوار غربی‌خانه در معرض تشعشع خورشیدی در شرایط طرح تابستانی است. هدف تعیین خواسته های (الف) (ب) و (پ) است.

«مفروضات»: ۱- شرایط پایدار است ۲- خصوصیات دیوار و ضرایب انتقال حرارت ثابت است.

«خواص»: ضریب انتقال حرارت کل، $\frac{\text{Btu}}{\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{F}}$ ، 0.29 است.

«تحلیل»: (الف): این خانه در عرض جغرافیایی 40°N

واقع بوده و مستقیماً می‌توان دمای SOL-Air را از جدول ۷ تعیین کرد. در ساعت ۳ بعد از ظهر، از جدول مزبور دمای هوا 95°F بوده، که از دمای صورت مسئله ۵ درجه بیشتر است. ولی می‌توان از اطلاعات این جدول همچنان استفاده کرد به شرطیکه از تمامی دماها ۵ درجه کسر شود.



شکل ۲۵- اختلاف دماهای محیط و Sol-Air
 نشانگر افزایش دمای معادل محیط ناشی از گرمایش خورشیدی است.

بنابراین دمای Sol-Air دیوار غربی در این مسئله

$119^{\circ}\text{F} - 5^{\circ}\text{F} = 124^{\circ}\text{F}$ بوده و حرارت دریافتی از طریق دیوار

عبارتست از :

$$\dot{Q}_{\text{wall}} = UA(T_{\text{sol-air}} - T_{\text{inside}}) = (0.29 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F})(210 \text{ ft}^2)(119 - 75)^{\circ}\text{F} = 2680 \text{ Btu/h}$$

(ب) انتقال حرارت با اختلاف دما متناسب بوده و اختلاف

دمای کل $119 - 75 = 44^{\circ}\text{F}$ است. همچنین اختلاف دماهای

Sol-Air و هوای محیط (شکل ۲۵) عبارتست از:

$$\Delta T_{\text{solar}} = T_{\text{sol-air}} - T_{\text{ambient}} = (119 - 90)^{\circ}\text{F} = 29^{\circ}\text{F}$$

که عبارت از افزایش دمای معادل هوای محیط در اثر

گرمایش خورشیدی است. نسبت حرارت دریافتی ناشی از

گرمایش خورشیدی برابر با نسبت اختلاف دمای خورشیدی

به اختلاف دمای کلی بوده و برابر است با :

$$\text{نسبت حرارت خورشیدی} = \frac{\dot{Q}_{\text{wall, solar}}}{\dot{Q}_{\text{wall, total}}} = \frac{UA\Delta T_{\text{solar}}}{UA\Delta T_{\text{total}}} = \frac{\Delta T_{\text{solar}}}{\Delta T_{\text{total}}} = \frac{29^{\circ}\text{F}}{44^{\circ}\text{F}} = 0.66 \text{ (یا 66\%)}$$

بنابر این، تقریباً دو سوم حرارت دریافتی از دیوار غربی،

ناشی از گرمایش خورشیدی دیوار است. (پ) لایه خارجی

دیوار از آجر قرمز ساخته شده، که رنگ آن تیره محسوب

می شود. پس مقدار $\frac{\alpha_s}{h_o}$ برابر $\frac{0.30 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}}{\text{Btu}}$ است. کسر انرژی

خورشیدی انتقال یافته به داخل خانه مستقیماً از

معادله (۲۰) تعیین می گردد.

$$= \text{نسبت انرژی خورشیدی منتقل شده} = \frac{\alpha_s}{h_o} = (0.29 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F})(0.30 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}/\text{Btu}) = 0.087$$

بنابراین کمتر از ۱۰ درصد از انرژی خورشیدی رسیده شده به سطح، به خانه منتقل می شود.

توجه شود که یک دیوار شیشه‌ای ۱۰ برابر انرژی بیشتر، به داخل خانه منتقل می کند.

۵- حرارت ناشی از افراد ، چراغ‌ها و وسایل



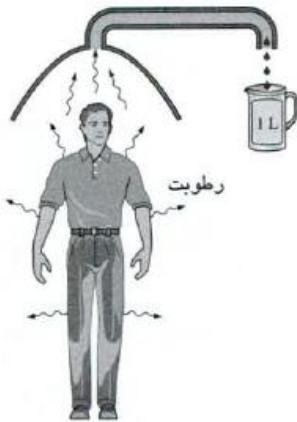
شکل ۲۶- حرارت ناشی از افراد ، چراغ‌ها و وسایل نشانگر حرارت داخلی دریافتی یک ساختمان است.

تبدیل انرژی شیمیایی یا الکتریکی درون یک ساختمان

به انرژی حرارتی، نشانگر وجود «حرارت دریافتی داخلی» یا «بار داخلی» ساختمان است. منابع اصلی حرارت دریافتی داخلی عبارتند از افراد، چراغ‌ها، وسایل و تجهیزات متفرقه نظیر کامپیوتر ، چاپگر و دستگاه کپی (شکل ۲۶). بمنظور اطمینان از اینکه سیستم گرمایش، حتی در صورت عدم وجود حرارت دریافتی داخلی، قادر به انجام وظیفه خود می باشد در محاسبات بار حرارتی طرح از آن صرف نظر شده ولی این بار داخلی در محاسبه بار بروی طرح در نظر گرفته می شود زیرا قسمت عمده ای از بار بروی ، شامل بار داخلی است .

افراد

مقدار میانگین حرارت خروجی هر فرد، به سطح فعالیت وی بستگی داشته که می تواند از $100W$ برای وضعیت سکون تا $500W$ در طی فعالیت فیزیکی شدید فرق کند. گزیده ای از نرخ حرارت دفع شده از افراد، در طی وضعیت های مختلف فعالیت ، در جدول ۸ ارائه شده است . لازم به ذکر است که در طی وضعیت سکون (استراحت) حدود یک سوم حرارت دفع شده کل بصورت گرمای نهان است، در حالیکه در طی فعالیت فیزیکی شدید مقدار آن به دو سوم حرارت کل می رسد. همچنین حدود ۳۰ درصد گرمای محسوس



شکل ۲۷- در صورت جمع آوری رطوبت خروجی یک انسان متوسط ساکن در طول یک روز و تقطیر آن یک ظرف یک لیتری پر می‌شود.

بطریق جابجایی و ۷۰ درصد بقیه به طریق تشعشع تلف می‌شود. اتلافات حرارتی نهان و محسوس جابجایی، نشانگر بار حرارتی لحظه‌ای افراد بوده که لازم است به سرعت دفع شوند. از سوی دیگر، بار محسوس تشعشعی، ابتدا توسط سطوح احاطه کننده جذب شده و سپس به تدریج و با تاخیر آزاد می‌شود. جالب است بدانیم که یک فرد متوسط در وضعیت سکون، حداقل با نرخ ۳۰ W گرمای نهان خود را از دست می‌دهد. با توجه به اینکه انتالپی تبخیر آب $^{\circ}\text{C} 23$ برابر $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ ۲۴۲۳ است، مقدار آبی که یک فرد متوسط، در طول روز، از طریق تبخیر از پوست و ریه‌ها از دست می‌دهد (شکل ۲۷) عبارتست از:

$$\text{تلفات گرمای نهان روزانه} = \frac{\text{گرمای تبخیر}}{\text{آب از دست داده شده روزانه}}$$

$$= \frac{(0.030 \text{ kJ/s})(24 \times 3600 \text{ s/day})}{2423 \text{ kJ/kg}} = 1.07 \text{ kg/day}$$

برای همین است که هر فرد باید حداقل روزانه یک لیتر آب بنوشد. بنابراین یک خانواده چهار نفره در وضعیت سکون، روزانه ۴ لیتر آب وارد هوای خانه کرده که در طی فعالیت سنگین مقدار آن می‌تواند افزایش یابد.

حرارت ناشی از افراد، غالباً درصد مهمی از گرمای نهان و محسوس یک ساختمان را تشکیل داده و در مورد ساختمانهای با ظرفیت بالا نظیر سالنهای تئاتر و کنسرت، مهمترین بار برودتی می‌باشد. نرخ حرارت دریافتی از

افراد که در جدول ۸ ارائه شده کاملاً دقیق است، ولی در مورد بار داخلی، به دلیل دشواری پیش‌بینی تعداد افرادی که در هر زمان ساختمان را اشغال می‌کنند، تردیدهایی وجود دارد. در صورت عدم وجود اطلاعات دقیقتر، تعداد افراد اشغال‌کننده بصورت تخمینی برای تالارهای سخنرانی به ازاء هر متر مربع، مدارس به ازاء هر $2/5m^2$ ، فروشگاههای کوچک به ازاء هر $3-5m^2$ و ادارات به ازاء هر $15-10$ ، یک نفر در نظر گرفته می‌شود.

چراغ‌ها

چراغ‌ها ۷ درصد مصرف انرژی کل ساختمانهای مسکونی و ۲۵ درصد مصرف ساختمان‌های تجاری را تشکیل می‌دهند. بنابراین چراغ‌ها قسمت عمده‌ای از بارهای حرارتی و برودتی ساختمان را شامل می‌شوند. اگر شمع یا چراغ نفتی (یا گازی) را، که در موارد خاص یا اضطراری بکار می‌روند، در نظر نگیریم تمام چراغهای جدید برقی هستند. مقدار حرارت صادره به ازاء هر لوکس نور چراغ، برحسب نوع چراغ بسیار متفاوت بوده و بنابراین باید بمنظور پیش‌بینی دقیق بار حرارتی داخلی چراغ‌ها، نوع چراغ‌های نصب‌شده معلوم باشد. درجه تاثیر انواع معمول چراغ‌ها از نظر میزان روشنایی در جدول ۹ ارائه شده است.

جدول ۸- حرارت دریافتی از افراد در فضاهای تهویه شده

میزان فعالیت	محل	W* حرارت کل		گرمای W* محسوس	گرمای W* نهان
		مرد بزرگسال	M/F/C ¹		
نشسته در تئاتر	جشن عصرانه-تئاتر	115	95	65	30
نشسته در تئاتر(شب)	برنامه شبانه-تئاتر	115	105	70	35
کار خلی سبک ، نشسته	آپارتمان ها، هتل ها، دفاتر	130	115	70	45
کار اداری ملایم	آپارتمان ها، هتل ها، دفاتر	140	130	75	55
قدم زنان، کار سبک، ایستاده	فروشگاههای کوچک	160	130	75	55
ایستاده ، قدم زنان	بانکها ، داروخانه ها	160	145	75	70
کار نشسته	رستوران ها	145	160	80	80
کار سبک بر روی نیمکت	کارخانه ها	235	220	80	80
حرکات موزون ملایم؛ قدم زدن با سرعت: 4.8 km/h (3 mph)	تالارها	265	250	90	90
کار سبک با ماشین آلات بولینگ ^(۳)	کارخانه ها	295	295	110	110
کار سنگین	خط بولینگ	440	425	170	255
بلند کردن اشیاء، کار سنگین بر روی ماشین آلات ورزش قهرمانی	کارخانه ها	440	425	170	255
	کارخانه ها	470	470	185	285
	سالن ورزش	585	525	210	315

یادآوری: مقادیر جدول بر حسب دمای اتاق °C ۲۴ (°F ۷۵) است. در دمای اتاق °C ۲۷ (°F ۸۰) مقدار حرارت دریافتی کل تغییر نکرده، ولی گرمای محسوس می تواند حدود ۲۰ درصد کاهش یافته و گرمای نهان نیز به همان نسبت افزایش یابد. تمام مقادیر بر حسب نزدیکترین عدد مضرب ۵W گرد شده اند. کسری از گرمای محسوس که تشعشعی است در شرایط هوای آرام ($v < 0/2 \text{ m/s}$) در محدوده ۵۴ تا ۶۰ درصد و در شرایط هوای متحرک ($0/2 < v < 4 \text{ m/s}$) بین ۱۹ تا ۲۸ درصد است.

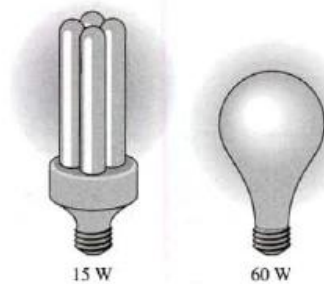
زیرنویس:

* برای تبدیل به $\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$ در $\frac{2}{412}$ ضرب شود.

(۱) حرارت دریافتی تنظیمی براساس درصد معمول مرد، زن و کودک موجود در محل های ذکر شده است. فرض می شود که حرارت دریافتی از یک زن بزرگسال ۸۵ درصد و حرارت دریافتی از یک کودک، ۷۵ درصد یک مرد بزرگسال است.

(۲) حرارت دریافتی تنظیمی شامل $118 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$ (۶۰) برای غذای هر نفر است (۹W محسوس و ۹W نهان)

(۳) در هر خط بولینگ یک نفر در حال فعالیت و انجام بولینگ در نظر گرفته شده و بقیه افراد نشسته (۱۱۷W)، ایستاده و یا به آرامی راه می روند (۲۳۱W).



شکل ۲۸- یک لامپ فلورسنت فشرده ۱۵ وات به اندازه یک لامپ رشته‌ای ۶۰ وات نور تولید می‌کند

قابل ذکر است که لامپهای رشته‌ای بازده نوری کمتری داشته و فرض می‌شود که آنها بار بیشتری بر سیستمهای سرمایش وارد می‌کنند (شکل ۲۸) پس تعجبی ندارد که چرا در تمامی ساختمانهای اداری، غیرمهمزینه اولیه بالاتر، از لامپهای فلورسنت با بازده بالا استفاده می‌شود. قابل ذکر است که ائتلاف انرژی در اثر استفاده از لامپهای رشته‌ای، ناشی از عوامل زیر است:

(۱) مصرف برق بیشتر جهت تامین نور مورد نظر

(۲) کارکرد شدیدتر و طولانی‌تر سیستم سرمایش جهت دفع حرارت. فضاهاى اداری غالباً پرنور بوده و مصرف انرژی لامپهای ساختمان‌های اداری بر حسب سطح کف،

$$\text{حدود } 20-30 \frac{W}{m^2} \text{ (} 2-3 \frac{W}{ft^2} \text{) است.}$$

انرژی مصرفی لامپ‌ها، بطریق جابجایی و تشعشع

دفع می‌شود. در مورد لامپ‌های فلورسنت حدود ۴۰ درصد حرارت بصورت جابجایی دفع شده، که نشانگر بار لحظه‌ای برودتی ناشی از لامپ است. بقیه انرژی که تشعشعی است توسط دیوارها، کف، سقف، میل و اثاث و ... جذب شده و سپس مجدداً بصورت تشعشع از آنها صادر شده و بصورت تاخیری بر بار برودتی اثر می‌گذارد. بنابراین حتی پس از خاموشی چراغ‌ها نیز، بار آنها بصورت تشعشع مجدد بر روی بار برودتی اعمال می‌شود و گاه لازم است

جدول ۹- مقایسه انواع سیستمهای روشنایی

نوع چراغ	درجه تاثیر lumens/W	(ساعت) عمر	ملاحظات
احتراقی: شمع	0.2	10	با کارآیی پایین، برای موارد اضطراری مناسب است
رشته ای: معمولی	5-20	1000	قیمت اولیه کم، بازده پایین
هالوژن	15-25	2000	بازده بالاتر، ارائه رنگ بهتر
فلورسنت: معمولی	40-60	10,000	در حال جایگزینی توسط انواع پر بازده
پربازده	70-90	10,000	بطور رایج در ادارات و کارخانجات استفاده می شود
فشرده	50-80	10,000	در سریچ لامپهای رشته ای نصب می شود
هالید فلزی	55-125		بازده بالا، ارائه رنگ خوب
تخلیه گازی: بخار جیوه	50-60	10,000	مناسب برای استفاده در داخل و خارج ساختمان
سدیم پرفشار	100-150	15,000	ارائه رنگ خوب، قابل استفاده در داخل و خارج
سدیم کم فشار	up to 200		رنگ زرد مشخص، مناسب برای استفاده خارجی

تاخیر زمانی مربوطه را در تعیین بار برودتی طرح در نظر گرفت.

نسبت مقدار وات لامپهای مورد استفاده به مقدار وات نصب شده، «ضریب استفاده»

(Usage factor) نام دارد. در هنگام تعیین حرارت ناشی از لامپها در یک زمان معین باید این

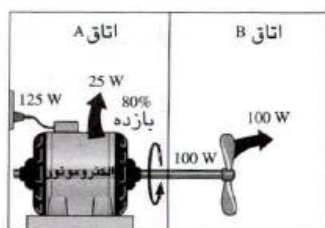
ضریب در نظر گرفته شود، زیرا تا هنگام خاموشی لامپهای نصب شده هیچ حرارتی از آنها

صادر نمی شود. در مورد کاربردهای تجاری نظیر سوپر مارکتها و مراکز خرید، ضریب

استفاده واحد در نظر گرفته می شود.

تجهیزات و وسایل

اغلب تجهیزات و وسایل دارای موتور محرک برقی بوده و در نتیجه حرارت صادره از یک وسیله در وضعیت پایدار، به سادگی از طریق توان مصرفی موتور آن تعیین می‌شود. برای مثال، در یک فن، قسمتی از توان مصرفی موتور جهت چرخاندن آن بکار رفته و بقیه بدلیل عدم بازدهی کامل موتور، به حرارت تبدیل می‌شود. پروانه فن انرژی را به ملکولهای هوا انتقال داده و انرژی جنبشی آن را افزایش می‌دهد ولی در اثر متوقف شدن ملکولهای سریعتر توسط سایر ملکولها و اصطکاک، این انرژی به حرارت تبدیل می‌شود. بنابراین می‌توان گفت که کل انرژی مصرفی موتور یک فن درون اتاق، نهایتاً به حرارت تبدیل می‌شود.



اگر موتور فن در یک اتاق (مثلاً اتاق A) و پروانه آن در اتاق دیگر (مثلاً اتاق B) باشد، حرارت دریافتی اتاق B تنها برابر با توان منتقل شده به پروانه بوده، در صورتیکه حرارت دریافتی اتاق A ناشی از حرارت تولیدی موتور به دلیل عدم بازدهی کامل آن است (شکل ۲۹).

شکل ۲۹- یک الکتروموتور با بازده ۸۰ درصد که یک فن ۱۰۰ وات را به حرکت می‌اندازد ۲۵ وات بار حرارتی ناشی از موتور و ۱۰۰ وات بار حرارتی ناشی از پروانه ایجاد می‌کند.

ظرفیت توان موتور (\dot{W}_{motor}) که بر روی پلاک آن درج می‌شود، نشانگر توانی است که موتور در تحت شرایط بار کامل تامین می‌کند. اما غالباً یک موتور در بار جزئی، در محدوده ۳۰ تا ۴۰ درصد، کار کرده و در نتیجه مصرف و خروجی توان

آن بسیار کمتر از مقدار روی پلاک است. این امر توسط «ضریب بار» (f_{load}) (load factor) موتور در طی کارکرد مشخص می‌شود، بطوریکه $f_{load} = 1/0$ برای وضعیت بار کامل است. همچنین به دلیل تبدیل انرژی الکتریکی به انرژی مکانیکی چرخشی مقداری افت بازده وجود دارد. این امر توسط «بازده موتور» (η_{motor}) مشخص شده، که در صورت کاهش ضریب بار، مقدار آن نیز کاهش می‌یابد. بنابراین استفاده از یک موتور بزرگتر مناسب نیست، زیرا این موتور با ضریب بار کوچکی کار کرده و در نتیجه بازده کمتری دارد. عامل دیگری که بر مقدار حرارت تولیدی موتور تاثیر دارد، مدت زمان کارکرد واقعی آن است. این امر نیز توسط «ضریب استفاده» (f_{usage}) مشخص می‌شود، بطوریکه $f_{usage} = 1/0$ مربوط به کارکرد پیوسته است. موتورهای با ضریب استفاده بسیار کوچک، مثل موتور درب‌های کشویی برقی، را می‌توان در محاسبات نادیده گرفت. در نهایت حرارت دریافتی از موتور در یک فضای تهویه شده عبارتست از:

$$\dot{Q}_{motor, total} = \dot{W}_{motor} \times f_{load} \times f_{usage} / \eta_{motor} \quad (21)$$

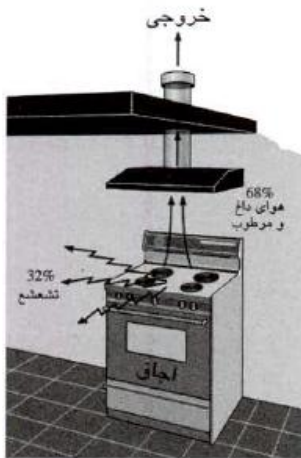
حرارت ناشی از وسایل برقی، گازی و بخاری درون فضاهای تهویه شده، نظیر یخچال، فریزر، تلویزیون، ماشین لباسشویی، ماشین ظرفشویی، ماشین خشک کن، کامپیوتر، چاپگر و دستگاه‌های کپی می‌تواند قابل ملاحظه بوده و در نتیجه باید هنگام تعیین حداکثر بار برودتی یک ساختمان در نظر گرفته شوند. بدلیل تنوع وسایل و تفاوت در زمانهای استفاده، تخمین حرارت دریافتی از آنها با عدم قطعیت قابل ملاحظه‌ای صورت می‌گیرد. همچنین برخی تجهیزات اداری نظیر چاپگر و دستگاه کپی، در وضعیت آماده به کار (stand by) نیز توان زیادی مصرف می‌کنند. برای مثال، در وضعیت آماده به کار، یک چاپگر لیزری ۳۵۰ وات برابر ۱۷۵ وات و یک کامپیوتر ۶۰۰ وات برابر ۵۳۰ وات مصرف دارند.

حرارت دریافتی از تجهیزات اداری، درحالتی که اغلب میزها دارای کامپیوتر هستند

می تواند تا $47 \frac{W}{m^3}$ برسد. این مقدار در مورد مراکز کامپیوتری که دارای کامپیوترهای بزرگ (main frame) هستند می تواند تا ۱۰ برابر افزایش یابد. در صورت معلوم بودن تجهیزات موجود درون یک ساختمان، حرارت ناشی از آنها را می توان به کمک اطلاعات هندبوک ASHRAE، به دقت تعیین کرد. وجود کنترل کننده های ترموستاتی و نحوه استفاده عادی از وسایل معمولاً به گونه ای است که تمامی این وسایل در وضعیت بار کامل بصورت همزمان عمل نمی کنند. در یک تقریب دقیق ۵۰ درصد مقدار ظرفیت کل درج شده روی پلاک شناسایی وسایل را می توان نشانگر حداکثر استفاده آنها دانست بنابراین حداکثر حرارت دریافتی از وسایل عبارتست از:

$$Q_{\text{ورودی وسیله}} = 0.15 Q_{\text{وسيله بدون هود}}$$

در این رابطه نوع انرژی یا سوخت مصرفی در نظر گرفته نشده است. در تخمین بار برودتی، حدود ۳۴ درصد حرارت دریافتی بصورت نهان و ۶۶ درصد باقیمانده بصورت محسوس فرض می شود. در وسایل دارای هود (Hood)، هوای گرم شده بطریق جابجایی و رطوبت تولیدی، از طریق هود خارج می شوند. بنابراین تنها حرارت تشعشعی وجود داشته، که مقدار آن ۳۲ درصد انرژی مصرفی وسیله می باشد (شکل ۳۰). پس در هنگام طراحی، مقدار

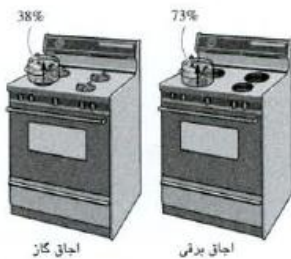


شکل ۳۰- در وسایل دارای هود، حدود ۶۸ درصد حرارت تولیدی همراه با هوای داغ و مرطوب خارج می شود.

حرارت دریافتی از وسایل برقی یا بخاری دارای هود ،
نصف این ۳۲ درصد است.

مثال ۴- مصرف انرژی اجاقهای برقی و گازی

بازده تجهیزات پخت و پز بر حرارت دریافتی



اجاق گاز

اجاق برقی

داخلی از آنها تاثیر دارد، زیرا یک وسیله ناکارآمد برای
یک منظور مشابه باید انرژی بیشتری مصرف کرده، که
این انرژی مصرفی اضافی بصورت حرارت وارد فضای
زیست می شود. بازده اجاق های برقی ۷۳ درصد و اجاقهای

گازی ۳۸ درصد است. (شکل ۳۱). یک اجاق برقی بدون
هود ۲kW را در نظر بگیرید. قیمت واحد مصرف برق و گاز

طبیعی در منطقه مورد نظر به ترتیب $\frac{\$}{kWh}$ ۰/۰۹ و $\frac{\$}{therm}$ ۰/۵۵

است. مقدار انرژی الکتریکی که مستقیماً برای پخت و پز
مصرف می شود ، هزینه انرژی هر کیلو وات ساعت
بهره برداری شده (utilized) و مقدار تاثیر این اجاق بر
روی باربرودتی طرح را تعیین کنید. محاسبات را در مورد
اجاق گازی تکرار کنید.

پاسخ

بازده اجاق برقی ۷۳ درصد است . پس اجاقی که ۲kW
برق مصرف می کند، انرژی مفیدی به میزان زیر را تامین می کند:

$$Q_{utilized} = (\text{انرژی ورودی}) \times (\text{بازده}) = 2 \times 0.73 = 1.46 \text{ kW}$$

هزینه واحد انرژی بهره برداری شده، با بازده نسبت

معکوس داشته و از رابطه زیر تعیین می شود:

$$\text{هزینه انرژی ورودی} = \frac{\text{هزینه انرژی بهره برداری شده}}{\text{بازده}} = \frac{0.09 \frac{\$}{\text{kWh}}}{0.73} = 0.123 \frac{\$}{\text{kWh}}$$

حرارت دریافتی طرح، از وسیله بدون هود، نصف ظرفیت مصرف انرژی آن فرض می شود

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{ورودی وسیله}} &= 0.5 \dot{Q}_{\text{وسيله بدون هود}} \\ \text{(اجاق برقی)} &= 0.5 (2\text{KW}) = 1\text{KW} \end{aligned}$$

بازده اجاق گازی ۲۸ درصد بوده و در نتیجه انرژی ورودی یک اجاق گازی که همان انرژی

بهره برداری شده را تامین می کند (۱/۴۶KW) عبارتست از:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{ورودی گاز}} &= \frac{\dot{Q}_{\text{utilized}}}{\text{بازده}} = \frac{1/46}{0.28} = 3/84 \text{ KW} \quad (= 13100 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}) \\ \text{(یادآوری)} &: 1\text{KW} = 3412 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \end{aligned}$$

پس ظرفیت اجاق گاز باید حداقل ۱۳۱۰۰ $\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$ باشد تا همچون اجاق برقی عمل کند. از آنجا که

۱ therm = ۲۹/۳KW است، پس هزینه انرژی بهره برداری شده در مورد اجاق گازی عبارتست از:

$$\text{هزینه انرژی بهره برداری شده} = \frac{\text{هزینه انرژی ورودی}}{\text{بازده}} = \frac{0.55}{0.28} \frac{29/3}{\text{kWh}} = 0.49 \frac{\$}{\text{kWh}}$$

که تقریباً یک چهارم هزینه واحد انرژی بهره برداری شده اجاق برقی است. پس علیرغم

بازده بالاتر، پخت و پز با اجاق برقی، در مقایسه با اجاق گاز، چهار برابر بیشتر هزینه دارد.

به همین دلیل مشخص می شود که چرا مصرف کنندگانی که هزینه ها را در اولویت قرار

می دهند، همواره اجاق گازی را انتخاب می کنند و استفاده از اجاق برقی برای مقاصد حرارتی

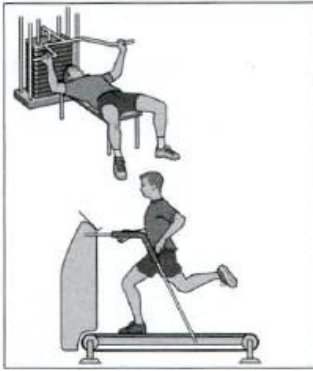
توصیه نمی شود.

در نهایت، حرارت دریافتی طرح از این اجاق بدون هود، عبارتست از:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{ورودی وسیله}} &= 0.5 \dot{Q}_{\text{وسيله بدون هود}} \\ &= 0.5 (3/84\text{KW}) \\ &= 1/92 \text{ KW} \end{aligned} \quad \text{(اجاق گازی)}$$

که ۹۲ درصد بیش از مقدار اجاق برقی است. بنابراین از مقایسه این دو اجاق دیده می‌شود که اجاق گاز حرارت بیشتری تولید می‌کند.

مثال ۵



شکل ۳۲- نمودار شماتیک مثال ۵

یک سالن تمرین دارای ۱۰ ماشین وزنه‌زنی بدون موتور و ۷ تردمیل (tread mill) با موتور ۲hp است (شکل ۳۲). موتورهای ضریب بار ۰/۶ و بازده ۰/۷۵ کار می‌کنند. در طی ساعات اوج عصر، هر ۱۷ وسیله بصورت مداوم استفاده شده و همچنین چهار نفر در حالیکه تمرینات سبکی انجام می‌دهند منتظر خالی شدن یکی از وسایل هستند. نرخ حرارت دریافتی سالن تمرین که ناشی از وجود افراد و تجهیزات است را در طی شرایط بار حداکثر تعیین کنید. چه مقدار از این حرارت دریافتی به شکل نهان است؟

پاسخ

۱۰ ماشین وزنه‌زنی موتورنداشته و مستقیماً در حرارت دریافتی داخلی نقشی ندارند. ضرایب استفاده موتور تردمیل‌هایک فرض می‌شود، زیرا در طی زمان اوج بصورت مداوم کار می‌کنند. از آنجا که $1\text{hp} = 746\text{W}$ است، حرارت تولیدی موتورهای عبارتست از:

$$\dot{Q}_{\text{موتورها}} = (\text{تعداد موتورها}) \times \dot{W}_{\text{motor}} \times f_{\text{load}} \times f_{\text{usage}} / \eta_{\text{motor}}$$

$$= 7 \times (2 \times 746\text{ W}) \times 0.60 \times 1.0 / 0.75 = 8355\text{ W}$$

نرخ متوسط دفع حرارت افراد در سالن تمرین، بر طبق

جدول ۸، برابر ۵۲۵ وات بوده که ۳۱۵ وات آن بصورت گرمای نهان است. پس حرارت دریافتی از ۲۱ نفر عبارتست از:

$$\dot{Q}_{\text{افراد}} = (\text{تعداد افراد}) \times \dot{Q}_{\text{شخص}} = 21 \times 525 = 11025 \text{ W}$$

نرخ حرارت دریافتی کل (یا بار حرارتی داخلی) سالن تمرین در طی زمان اوج عبارتست از:

$$\dot{Q}_{\text{کل}} = \dot{Q}_{\text{موتورها}} + \dot{Q}_{\text{افراد}} = 8355 + 11025 = 19380 \text{ W}$$

کل حرارت صادره موتورها بصورت محسوس است. پس گرمای نهان فقط از طریق افراد بوده که عبارتست از:

$$\dot{Q}_{\text{نهان}} = (\text{تعداد افراد}) \times \dot{Q}_{\text{نهان هر فرد}} = 21 \times (315 \text{ W}) = 6615 \text{ W}$$

و ۱۲۷۶۵ وات باقیمانده، به شکل گرمای محسوس است.

۶- انتقال حرارت از طریق دیوارها و پشت بام

در طی شرایط پایدار، نرخ انتقال حرارت از هر بخش از دیوار یا پشت بام را می توان از رابطه زیر تعیین کرد:

$$\dot{Q} = UA(T_i - T_o) = \frac{A(T_i - T_o)}{R} \quad (23)$$

بطوریکه T_i و T_o به ترتیب دماهای هوای داخل و خارج، A سطح حرارتی، U ضریب انتقال حرارت کلی و $R = \frac{1}{U}$ مقاومت حرارتی کلی می باشد. دیوارها و پشت بام ساختمانها از لایه ها و جنس های مختلفی تشکیل شده و شرایط ساخت و ساز و کارکرد آنها می تواند در ساختمانهای گوناگون، از هم متفاوت باشد. پس نمی توان مقدار R (یا U) دیوارها و پشت بامهای گوناگون را در طی شرایط مختلف فهرست نمود. ولی می توان به کمک شبکه مقاومت حرارتی، مقدار کلی R را بر اساس مقاومت های جداگانه اجزاء متشکله تعیین کرد. در یک آزمایشگاه، می توان مقاومت حرارتی سازه رابه دقت از طریق ساختن و آزمون آن تعیین کرد. استفاده از روش تحلیلی تشریح شده در اینجا سریع و راحت بوده و اغلب نتایج آن توافق خوبی با نتایج تجربی

دارد. مقاومت حرارتی دیواره مسطحی به ضخامت L و ضریب هدایت k بصورت $R = \frac{L}{k}$ است. ضریب هدایت و سایر خواص مواد معمول ساختمانی در کتاب‌ها وجود دارد. مقادیر مقاومت حرارتی واحد سطح مصالح مورد استفاده در ساخت و ساز، در جدول ۱۰ ارائه شده است. انتقال حرارت از دیوار یا پشت بام تحت تاثیر ضرایب جابجایی و تشعشع سطوح مربوطه نیز می‌باشد. تاثیر جابجایی و تشعشع بر روی سطوح داخلی و خارجی دیوارها و پشت بام، اغلب بصورت ضریب انتقال حرارت ترکیبی جابجایی و تشعشع (یا قابلیت هدایت سطحی) h_i (برای سطوح داخلی) و h_o (برای سطوح خارجی) ارائه می‌شود. برای سطوح معمولی ($\varepsilon = 0.9$) و سطوح بازتابنده (0.05 یا 0.2) مقادیر در جدول ۱۱ ارائه شده است. قابل ذکر است که سطوح با قابلیت نشر پائین، دلیل کاهش انتقال حرارت تشعشعی، قابلیت هدایت سطحی پائینی نیز دارند. مقادیر ارائه شده در جدول بر اساس دمای سطح 21°C (70°F) و اختلاف دمای $5/5^\circ\text{C}$ (10°F) بین سطح و هوا می‌باشد. همچنین دمای معادل سطح برابر با دمای هوای محیط فرض شده است. علیرغم سادگی حاصل، فرض اخیر از دقت کافی برخوردار نبوده که علت آن اتلاف حرارتی تشعشعی اضافی است که از سطح به آسمان صاف صورت می‌گیرد. تاثیر تشعشع به آسمان، با فرض دمای خارج بصورت میانگین دماهای هوای خارج و آسمان، تقریب می‌شود.

ضریب انتقال حرارت سطح داخلی (h_i) در طول سال نسبتاً ثابت است، اما مقدار h_o ، به دلیل وابستگی به جهت و سرعت باد که در طول سال در محدوده بین $1 - 40 \text{ km/h}$ تغییر می‌کند، متفاوت است. نمونه مقادیر رایج h_i و h_o برای محاسبات بار حداکثر عبارتست از:

$$h_i = 8.29 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 1.46 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \quad (\text{تابستان و زمستان})$$

$$h_o = \begin{cases} 34.0 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 6.0 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} & (\text{زمستان}) \\ 22.7 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 4.0 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} & (\text{تابستان}) \end{cases}$$

جدول ۱۰- مقاومت حرارتی واحد سطح (R) برخی مصالح مورد استفاده در ساختمانها

نوع مصالح	R-value		نوع مصالح	R-value	
	$m^2 \cdot ^\circ C/W$	$ft^2 \cdot h \cdot ^\circ F/Btu$		$m^2 \cdot ^\circ C/W$	$ft^2 \cdot h \cdot ^\circ F/Btu$
سطح خارجی (زمستان)	0.030	0.17	ستون (تیر) چوبی، با اندازه اسمی		
سطح خارجی (تابستان)	0.044	0.25	۶ in x ۶ in (یا پهنای ۵/۵ in یا ۱۴۰ mm)	0.98	5.56
سطح داخلی، یا هوای ساکن	0.12	0.68	کاشی لعابی ۱۰۰ میلی متری (۴ in)	0.18	1.01
فاصله هوایی تخت، در			کاشی جاذب صدا	0.32	1.79
سطوح عمودی معمول			پشت بام با آسفالت و توپال	0.077	0.44
(۸۲٪ = ۰/۸۲):			کاغذ ساختمانی	0.011	0.06
۱۲ mm (۱/۲ in)	0.16	0.90	(۴ in): بلوک بتونی		
۲۰ mm (۳/۴ in)	0.17	0.94	سبک	0.27	1.51
۴۰ mm (۱/۵ in)	0.16	0.90	سنگین	0.13	0.71
۹۰ mm (۳/۵ in)	0.16	0.91	اندود گچ یا دیوار گچی		
عایق به ضخامت ۲۵ mm (۱ in)			به ضخامت ۱۲ mm (۱/۲ in)	0.079	0.45
الیاف شیشه	0.70	4.00	۱۲ mm (۱/۲ in) ورق فیبر چوب	0.23	1.31
الیاف معدنی تخته ای	0.66	3.73	(۱/۲ in) ۱۲ mm چوب چند لا	0.11	0.62
اورتان صلب اسفنجی	0.98	5.56	(۵/۸ in): ۲۰ mm بتون		
ندرد گچ و سیمان (گچ تراشیده) به ضخامت ۱۹ mm (۳/۴ in)	0.037	0.21	سبک	1.17	6.67
آجر نما به ضخامت ۱۰۰ mm (۴ in)	0.075	0.43	سنگین	0.12	0.67
آجر معمولی به ضخامت ۱۰۰ mm (۴ in)	0.12	0.79	(۱/۲ in) ۱۲ mm ملات سیمان	0.018	0.10
ورق نازک فولادی	0.00	0.00	الوار چوبی با مقطع مخروطی،		
شلاکه به ضخامت ۱۲ mm (۱/۲ in)	0.067	0.38	۲۰ mm x ۱۲ mm		
چوب به ضخامت ۲۵ mm (۱ in)	0.22	1.25	(۱/۲ in x ۵/۸ in)	0.14	0.81
ستون (تیر) چوبی، با اندازه اسمی ۲ in x ۴ in					
(یا پهنای ۲/۵ in یا ۹۰ mm)	0.63	3.58			

جدول ۱۱- ضریب انتقال حرارت ترکیبی تشعشع و جابجایی در سطح پنجره، دیوار یا پشت بام

موقعیت	جهت جریان حرارت	$h_c, W/m^2 \cdot ^\circ C^*$		
		ضریب نشر سطح (E)		
		۰/۹۰	۰/۲۰	۰/۰۵
افقی	↑ بالا	۹/۲۶	۵/۱۷	۴/۳۲
افقی	↓ پائین	۶/۱۳	۲/۱۰	۱/۲۵
شیب ۴۵°	↑ بالا	۹/۰۹	۵/۰۰	۴/۱۵
شیب ۴۵°	↓ پائین	۷/۵۰	۳/۴۱	۲/۵۶
عمودی	→ افقی	۸/۲۹	۴/۲۰	۳/۳۵

هوای متحرک (در هر جهت و موقعیت):

شرایط زمستانی

(باد با سرعت ۱۵ mph یا ۲۴ km/h) ۳۴/۰

شرایط تابستانی

(باد با سرعت ۷/۵ mph یا ۱۲ km/h) ۲۲/۷

برای تبدیل به $F - f t^2 - Btu/h$ در 0.176 ضرب شود. مقاومت سطحی از رابطه $R=1/h$ تعیین می شود.

جدول ۱۲- ضرایب نشر سطوح مختلف و ضریب نشر موثر فاصله هوایی

نوع سطح	ε	ضریب نشر موثر فاصله هوایی	
		$\varepsilon_1 = \varepsilon$ $\varepsilon_2 = 0.9$	$\varepsilon_1 = \varepsilon$ $\varepsilon_2 = \varepsilon$
ورقه آلومینیومی (ایراق)	0.05*	0.05	0.03
ورق آلومینیوم	0.12	0.12	0.06
کاغذ با روکش آلومینیومی (مسطوح)	0.20	0.20	0.11
فولاد گالوانیزه (ایراق)	0.25	0.24	0.15
رنگ آلومینیوم	0.50	0.47	0.35
: مواد ساختمانی			
چوب			
کاغذ			
و رنگهای			
غیر متالیک	0.90	0.82	0.82
شیشه معمولی	0.84	0.77	0.72

در صورت تقطیر ناچیز بر روی ورقه آلومینیومی ضریب نشر آن به ۰/۳۰ در صورتیکه تقطیر کاملاً قابل رویت باشد به ۰/۷۰ افزایش می یابد.

این مقادیر بر حسب سرعت باد 24 km/h (15 mph) در زمستان و 12 km/h (7.5 mph) در تابستان است. مقادیر

مقاومت حرارتی سطحی آنها بصورت $R_o = \frac{1}{h_o}$ و $R_i = \frac{1}{h_i}$ تعیین می شود. در هنگامیکه هوای بیرون ساکن و آرام است می توان از مقادیر قابلیت هدایت سطحی هوای داخل استفاده کرد.

در اجزاء ساختمان، اغلب لازم است که فضاهای مربوط به هوای محبوس شده در بین لایه های مختلف را در نظر گرفت. مقاومت حرارتی این فاصله هوایی به ضخامت لایه، اختلاف دمای طرفین لایه، دمای متوسط هوا، ضریب نشر هر سطح، جهت قرارگیری لایه هوا و جهت انتقال حرارت بستگی دارد. ضریب نشر سطوح مورد استفاده در ساختمان در جدول ۱۲ درج شده است. «ضریب نشر موثر» یک فاصله هوایی مابین دو صفحه مسطح و موازی عبارتست از:

$$\frac{1}{\varepsilon_{\text{موثر}}} = \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \quad (24)$$

بطوریکه ε_1 و ε_2 ضرایب نشر سطوح طرفین فاصله هوایی می باشد. در جدول ۱۲ ضرایب نشر موثر فواصل هوایی

مربوط به موارد ذیل نیز فهرست شده است: (۱) و قتیکه ضریب نشر سطح یک طرف فاصله هوایی ε بوده و ضریب نشر طرف دیگر (ماده ساختمانی) 0.9 است و (۲) و قتی

ضریب نشر هر دو سطح 8 است. قابل ذکر است که ضریب نشر موثر فاصله‌هوایی واقع در بین سطوحی از جنس مواد ساختمانی $27 = \frac{0.82}{0.03}$ برابر ضریب نشر فاصله هوایی واقع در بین سطوحی است که با ورقه آلومینیومی (Aluminium foil) پوشیده شده‌اند. به ازاء دماهای سطحی معین، انتقال حرارت تشعشعی از یک فاصله هوایی، با ضریب نشر موثر متناسب بوده و در نتیجه نرخ انتقال حرارت تشعشعی در مورد یک سطح معمولی 27 برابر یک سطح بازتابنده است.

در جدول ۱۳ مقاومت حرارتی فاصله‌های هوایی با ضخامت 20، 40، و 90 میلی متر (0.75، 1/5، و 2/5 اینچ) در شرایط گوناگون ارائه شده است. این مقادیر برای فاصله‌های هوایی با ضخامت یکنواختی قابل کاربرد است که توسط سطوح موازی صاف و مسطح احاطه شده و از آنها هیچ نشست هوایی وجود ندارد. مقادیر مقاومت‌های حرارتی بر حسب سایر دماها، ضرایب نشر یا ضخامت‌های فاصله هوایی را می‌توان از طریق درونیابی یا برونیابی تعیین کرد. قابل ذکر است که وجود سطوح با ضریب نشر پایین در طرفین یک فاصله هوایی موجب کاهش تشعشع حرارتی و افزایش قابل ملاحظه مقاومت حرارتی می‌شود. در صورتیکه در اثر عواملی نظیر چگالش، اکسیدشدگی سطح و تجمع گرد و خاک شرایط سطح تغییر کند، میزان تاثیر گذاری سطوح دارای ضریب نشر پائین، کاهش می‌یابد.

برای تعیین مقدار R یک دیوار یا پشت بام، که از لایه‌های با ضخامت یکنواخت تشکیل شده است، کافی است به سادگی مقاومت‌های واحد سطح لایه‌هایی که بصورت سری هستند را با هم جمع کرد. البته در صورت استفاده از بست و اتصالات فلزی یا الوارهای چوبی، قضیه پیچیده شده و شبکه مقاومت حرارتی بصورت سری - موازی در آمده که می‌تواند بصورت دو بعدی عمل کند. در این حالت مقدار کل R را می‌توان به کمک یکی از دو فرض زیر تعیین کرد:

جدول ۱۳- مقاومت حرارتی واحد سطح (R) فواصل هوایی کاملاً درزبندی شده

(الف) سیستم SI ($m^2 \cdot \dot{C}/w$)

موقعیت فاصله هوایی	جهت جریان حرارت	اختلاف دمای میانگین °C	فاصله هوایی 20-mm				فاصله هوایی 40-mm				فاصله هوایی 90-mm				
			ضریب نشر موثر				ضریب نشر موثر				ضریب نشر موثر				
			0.03	0.05	0.5	0.82	0.03	0.05	0.5	0.82	0.03	0.05	0.5	0.82	
افقی	↑ بالا	32.2	5.6	0.41	0.39	0.18	0.13	0.45	0.42	0.19	0.14	0.50	0.47	0.20	0.14
		10.0	16.7	0.30	0.29	0.17	0.14	0.33	0.32	0.18	0.14	0.27	0.35	0.19	0.15
		10.0	5.6	0.40	0.39	0.20	0.15	0.44	0.42	0.21	0.16	0.49	0.47	0.23	0.16
		-17.8	11.1	0.32	0.32	0.20	0.16	0.35	0.34	0.22	0.17	0.40	0.38	0.23	0.18
شیب ۴۵°	↑ بالا	32.2	5.6	0.52	0.49	0.20	0.14	0.51	0.48	0.20	0.14	0.56	0.52	0.21	0.14
		10.0	16.7	0.35	0.34	0.19	0.14	0.38	0.36	0.20	0.15	0.40	0.38	0.20	0.15
		10.0	5.6	0.51	0.48	0.23	0.17	0.51	0.48	0.23	0.17	0.55	0.52	0.24	0.17
		-17.8	11.1	0.37	0.36	0.23	0.18	0.40	0.39	0.24	0.18	0.43	0.41	0.24	0.19
عمودی	→ افقی	32.2	5.6	0.62	0.57	0.21	0.15	0.70	0.64	0.22	0.15	0.65	0.60	0.22	0.15
		10.0	16.7	0.51	0.49	0.23	0.17	0.45	0.43	0.22	0.16	0.47	0.45	0.22	0.16
		10.0	5.6	0.65	0.61	0.25	0.18	0.67	0.62	0.26	0.18	0.64	0.60	0.25	0.18
		-17.8	11.1	0.55	0.53	0.28	0.21	0.49	0.47	0.26	0.20	0.51	0.49	0.27	0.20
شیب ۴۵°	↓ پائین	32.2	5.6	0.62	0.58	0.21	0.15	0.89	0.80	0.24	0.16	0.85	0.76	0.24	0.16
		10.0	16.7	0.60	0.57	0.24	0.17	0.63	0.59	0.25	0.18	0.62	0.58	0.25	0.18
		10.0	5.6	0.67	0.63	0.26	0.18	0.90	0.82	0.28	0.19	0.83	0.77	0.28	0.19
		-17.8	11.1	0.66	0.63	0.30	0.22	0.68	0.64	0.31	0.22	0.67	0.64	0.31	0.22
افقی	↓ پائین	32.2	5.6	0.62	0.58	0.21	0.15	1.07	0.94	0.25	0.17	1.77	1.44	0.28	0.18
		10.0	16.7	0.66	0.62	0.25	0.18	1.10	0.99	0.30	0.20	1.69	1.44	0.33	0.21
		10.0	5.6	0.68	0.63	0.26	0.18	1.16	1.04	0.30	0.20	1.96	1.63	0.34	0.22
		-17.8	11.1	0.74	0.70	0.32	0.23	1.24	1.13	0.39	0.26	1.92	1.68	0.43	0.29

(ب) سیستم انگلیسی ($h-ft^2 - \dot{C}/Btu$)

موقعیت فاصله هوایی	جهت جریان حرارت	اختلاف دمای میانگین °F	فاصله هوایی 0.75-in.				فاصله هوایی 1.5-in.				فاصله هوایی 3.5-in.				
			ضریب نشر موثر				ضریب نشر موثر				ضریب نشر موثر				
			0.03	0.05	0.5	0.82	0.03	0.05	0.5	0.82	0.03	0.05	0.5	0.82	
افقی	↑ بالا	90	10	2.34	2.22	1.04	0.75	2.55	2.41	1.08	0.77	2.84	2.66	1.13	0.80
		50	30	1.71	1.66	0.99	0.77	1.87	1.81	1.04	0.80	2.09	2.01	1.10	0.84
		50	10	2.30	2.21	1.16	0.87	2.50	2.40	1.21	0.89	2.80	2.66	1.28	0.93
		0	20	1.83	1.79	1.16	0.93	2.01	1.95	1.23	0.97	2.25	2.18	1.32	1.03
شیب ۴۵°	↑ بالا	90	10	2.96	2.78	1.15	0.81	2.92	2.73	1.14	0.80	3.18	2.96	1.18	0.82
		50	30	1.99	1.92	1.08	0.82	2.14	2.06	1.12	0.84	2.26	2.17	1.15	0.86
		50	10	2.90	2.75	1.29	0.94	2.88	2.74	1.29	0.94	3.12	2.95	1.34	0.96
		0	20	2.13	2.07	1.28	1.00	2.30	2.23	1.34	1.04	2.42	2.35	1.38	1.06
عمودی	→ افقی	90	10	3.50	3.24	1.22	0.84	3.99	3.66	1.27	0.87	3.69	3.40	1.24	0.85
		50	30	2.91	2.77	1.30	0.94	2.58	2.46	1.23	0.90	2.67	2.55	1.25	0.91
		50	10	3.70	3.46	1.43	1.01	3.79	3.55	1.45	1.02	3.63	3.40	1.42	1.01
		0	20	3.14	3.02	1.58	1.18	2.76	2.66	1.48	1.12	2.88	2.78	1.51	1.14
شیب ۴۵°	↓ پائین	90	10	3.53	3.27	1.22	0.84	5.07	4.55	1.36	0.91	4.81	4.33	1.34	0.90
		50	30	3.43	3.23	1.39	0.99	3.58	3.36	1.42	1.00	3.51	3.30	1.40	1.00
		50	10	3.81	3.57	1.45	1.02	5.10	4.66	1.60	1.09	4.74	4.36	1.57	1.08
		0	20	3.75	3.57	1.72	1.26	3.85	3.66	1.74	1.27	3.81	3.63	1.74	1.27
افقی	↓ پائین	90	10	3.55	3.29	1.22	0.85	6.09	5.35	1.43	0.94	10.07	8.19	1.57	1.00
		50	30	3.77	3.52	1.44	1.02	6.27	5.63	1.70	1.14	9.60	8.17	1.88	1.22
		50	10	3.84	3.59	1.45	1.02	6.61	5.90	1.73	1.15	11.15	9.27	1.93	1.24
		0	20	4.18	3.96	1.81	1.30	7.03	6.43	2.19	1.49	10.90	9.52	2.47	1.62

(۱) مسیر جریان انتقال حرارت در مورد نواحی با ساختار متفاوت بصورت موازی است یا
(۲) صفحات عمود بر جهت انتقال حرارت همدم هستند. فرض اول معمولاً مقدار مقاومت
حرارتی کل را بیش از اندازه مربوط نشان می‌دهد در حالیکه فرض دوم این مقدار را کمتر
از اندازه محتمل بیان می‌کند. روش مسیرجریان حرارت موازی برای دیوارها و بامهای با
قاب چوبی مناسب بوده، در حالیکه روش همدم در مورد دیوارهای معمولی یا با قاب فلزی
مناسب تر است. مقاومت تماس بین اجزاء مختلف سازه های ساختمان بین ۰/۰۱ تا
 $0.1 \text{ m}^2 \cdot \text{C}/\text{W}$ بوده که قابل صرف نظر است. البته در مورد اجزاء فلزی ساختمان نظیر قابهای
فولادی مقدار این مقاومت قابل ملاحظه است.

مثال ۶- مقدار R دیوار با قاب چوبی (wood frame wall)

مقادیر مقاومت حرارتی کل (R) و ضریب انتقال حرارت کل (U) واحد سطح دیواری با قاب
چوبی را تعیین کنید. دیوار بر روی ستونهای چوبی با سطح مقطع $28 \text{ mm} \times 90 \text{ mm}$ ، که در
فواصل مرکز تا مرکز ۴۰۰ میلی متر از هم قرار دارند، ساخته شده است. طرفین عرض
۹۰ میلی متری بین ستونها توسط عایق فیبرشیشه پر شده است. سمت داخل دیوار از یک
لایه گچ به ضخامت ۱۳ میلی متر و سمت خارج آن از یک لایه ورق فیبر چوب به ضخامت
۱۳ میلی متر همراه با الوارهای چوبی با مقطع مخروطی به ابعاد $13 \text{ mm} \times 200 \text{ mm}$ تشکیل شده
است. سطح مربوط به قسمت عایق ۷۵ درصد سطح تبادل حرارتی را اشغال کرده و ستونها
، ورقها و قرنیز ۲۱ درصد این سطح را تشکیل می‌دهند. لوله‌ها نیز ۴ درصد سطح را اشغال
کرده‌اند که جزء ستونهای چوبی در نظر گرفته می‌شوند.

محیط دیوار ۵۰ متر و ارتفاع آن ۲/۵ متر بوده و در شهر لاس وگاس ایالت نوادا قرار داشته
، که دمای طرح زمستانی آن 2°C - است. اتلاف حرارتی از دیوار را نیز حساب کنید. دمای طرح
داخل را 22°C در نظر گرفته و فرض کنید که ۲۰ درصد سطح دیوار توسط شیشه‌ها اشغال شده است.

هدف تعیین مقادیر U, R و اتلاف حرارتی از دیوار است.

«مفروضات»: ۱- شرایط پایدار است ۲- انتقال حرارت از دیوار یک بعدی است ۳- خواص حرارتی دیوار و ضرایب انتقال حرارت ثابت هستند.

«خواص»: مقادیر R مواد مختلف در جدول ۱۰ ارائه شده‌اند.

«تحلیل»: نمودار شماتیک دیوار به همراه اجزاء مختلف آن در شکل نشان داده شده است. انتقال حرارت از عایق و ستون‌ها از طریق مقاومت‌های مختلفی بوده و باید مقاومت حرارتی هر مسیر بطور جداگانه مورد تحلیل قرارگیرد. هنگامی که مقاومت‌های حرارتی و ضرایب U بخش‌های عایق و ستون تعیین شد، مقاومت حرارتی کل دیوار از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$R_{\text{کل}} = 1/U_{\text{کل}}$$

$$U_{\text{کل}} = (U \times f_{\text{سطح}})_{\text{ستون}} + (U \times f_{\text{سطح}})_{\text{عایق}}$$

مقدار نسبت سطح (سطح f) برای بخش عایق 0.75 و برای بخش ستون 0.25 می‌باشد زیرا لوله‌ها نیز که قسمت کوچکی از دیوار را تشکیل می‌دهند به عنوان ستون فرض شده‌اند. با استفاده از مقادیر R موجود در جدول ۱۰ و محاسبه بقیه آنها، مقادیر R کل برای هر بخش مطابق با جدول زیر تعیین می‌شود.

ملاحظه می‌شود که مقاومت حرارتی کل واحد سطح دیوار $\frac{\text{m}^2 \cdot \text{C}}{\text{W}}$ $2/23$ بوده که طی آن اثرات ستون‌ها و لوله‌ها نیز در نظر گرفته شده‌اند. در سیستم انگلیسی مقدار R برابر با $12/7 = 2/23 \times 5/68$ (یا بطور تقریبی ۱۳) است. لازم به ذکر است که اگر هیچ ستون یا لوله‌ای در دیوار نباشد مقاومت حرارتی کل $\frac{\text{m}^2 \cdot \text{C}}{\text{W}}$ $3/05$ بوده که ۳۷ درصد بیشتر از مقدار $\frac{\text{m}^2 \cdot \text{C}}{\text{W}}$ $2/23$ است.

بنابر این ستون‌های چوبی و لوله‌ها به عنوان پل‌های حرارتی درون دیوارهای با قاب

چوبی عمل کرده و باید اثر آنها در تحلیل ساختمان در نظر گرفته شود.

ساخاتار	R (m ² -°C/W)	
	ستون ها	بین ستون ها
۱- (سرعت باد ۲۴km/h) سطح خارجی-۱	۰/۰۳۰	۰/۰۳۰
۲- الوارهای چوبی با مقطع مخروطی	۰/۱۴	۰/۱۴
۳- (به ضخامت ۱۲mm) ورق فیبر چوب	۰/۲۲	۰/۲۲
۴a- (به ضخامت ۹۰mm) عایق فیبر شیشه	۲/۴۵	—
۴b- ستون چوبی (۲۸mm x ۹۰mm)	—	۰/۶۳
۵- (به ضخامت ۱۲mm) لایه گچ روی دیوار	۰/۰۷۹	۰/۰۷۹
۶- (هوای ساکن) سطح داخلی	۰/۱۲	۰/۱۲
مقاومت حرارتی کل واحد سطح هر بخش، R (بر حسب m ² -°C/W)	۳/۰۵	۱/۲۳
ضریب U هر بخش، $U = \frac{1}{R}$ (بر حسب W/m ² -°C)	۰/۳۲۸	۰/۸۱۳
نسبت سطح هر بخش (f)	۰/۷۵	۰/۲۵
ضریب U کل = $0.75 \times 0.328 + 0.25 \times 0.813$	= ۰/۴۴۹	W/m ² -°C
مقاومت حرارتی کل واحد سطح	$R = \frac{1}{U} = 2.23$	m ² -°C/W

محیط دیوار ۵۰ متر و ارتفاع آن ۲/۵ متر است. ۲۰ درصد دیوار از شیشه پوشیده شده است. سطح کل دیوار عبارتست از:

$$A_{\text{دیوار}} = 0.80 \cdot (\text{ارتفاع}) = 0.80 \cdot (50) = 100 \text{ m}^2$$

پس نرخ اتلاف حرارت از دیوار، در شرایط طرح، عبارتست از:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{دیوار}} &= (UA)(T_i - T_o) \\ &= (0.449)(100)[22 - (-2)] \\ &= 1078 \text{ W} \end{aligned}$$

«بحث»: ملاحظه می شود که یک بخاری برقی یک کیلووات در این خانه می تواند اتلاف حرارتی از دیوارها، به استثناء درها و پنجره ها را، در حالتی که دمای هوای بیرون تا ۲°C- تنزل می کند، تامین نماید.

مثال ۷- مقدار R دیوار دارای عایق اسفنجی صلب اگر بجای ورق فیبر چوب دیوار مثال قبل، از عایق اسفنجی صلب به ضخامت ۲۵ میلی متر استفاده شود، مقدار درصد افزایش R دیوار چقدر است؟

پاسخ

در مثال ۶، مقدار مقاومت کل $\frac{m^2 \cdot C}{W}$ $\frac{2}{23}$ تعیین شد. مقادیر R ورق فیبر و عایق اسفنجی صلب به ترتیب $\frac{m^2 \cdot C}{W}$ $\frac{0.23}{}$ و $\frac{m^2 \cdot C}{W}$ $\frac{0.98}{}$ بوده و جابجایی این مقاومتها، مربوط به مقاومت‌های سری است. تغییر مقدار R دیوار پس از این جابجایی عبارتست از:

$$\begin{aligned} R_{\text{جدید}} &= R_{\text{برداشته شده}} + R_{\text{قدیم}} \\ &= \frac{2}{23} - \frac{0.23}{} + \frac{0.98}{} \\ &= \frac{2}{98} \frac{m^2 \cdot C}{W} \end{aligned}$$

که نشانگر افزایش ۰/۳۴ $= \frac{2/98 - 2/23}{2/23}$ یا ۳۴ درصد در مقدار R دیوار است. این مثال نشان می‌دهد که چگونه می‌توان در صورت افزودن یا کاستن اجزایی به سازه، مقدار R آن سازه را ارزیابی کرد.

مثال ۸- مقدار R دیوار ساخته شده از مصالح ساختمانی

مقادیر مقاومت حرارتی کل (R) و ضریب انتقال حرارت کل (U) واحد سطح دیوار ساختمانی را تعیین کنید که بر روی بلوکهای بتونی به ضخامت ۶ اینچ، از مصالح سبک، ساخته شده است. هر بلوک دارای سه حفره است که توسط پرلیت ($R = \frac{4}{2} \frac{h \cdot ft^2 \cdot F}{BTU}$) پر شده است. سطح خارجی دیوار از آجرنمای ۴ اینچی تشکیل شده که بین آن و بلوکهای بتونی، ملات سیمان به ضخامت $\frac{1}{4}$ اینچ وجود دارد. سطح داخلی دیوار از لایه گچی به ضخامت $\frac{1}{4}$ اینچ تشکیل شده که به کمک تخته های عمودی $1 \text{ in} \times 2 \text{ in}$ ($R = \frac{4}{2} \frac{h \cdot ft^2 \cdot F}{BTU}$) کوبیده شده، با فاصله مرکز تا مرکز ۱۶ اینچ از هم، از بلوکهای بتونی به اندازه $\frac{3}{4}$ اینچ فاصله دارد، هر دو طرف فاصله

هوایی بین بلوکهای بتونی و لایه گچی از ورق آلومینیوم بازتابنده‌ای پوشیده شده ($\epsilon = 0.05$) که در نتیجه استفاده از آن ضریب نشر موثر فاصله هوایی برابر 0.03 است. به ازاء دمای میانگین 50°F و اختلاف دمای 30°F مقدار R فاصله هوایی $\frac{h \cdot t^2 \cdot F}{\text{Btu}}$ $2/91$ است. فاصله هوایی بازتابنده 80 درصد سطح تبادل حرارتی و تخته‌های کوبیده شده عمودی 20 درصد این سطح را تشکیل می‌دهند.

پاسخ

«مفروضات»: ۱- شرایط پایدار است ۲- انتقال حرارت از دیوار یک بعدی است ۳- خواص حرارتی دیوار و ضرایب انتقال حرارت ثابت هستند.

«خواص»: مقادیر R مواد مختلف در جدول ۱۰ ارائه شده‌اند.

«تحلیل»: نمودار شماتیک دیوار به همراه اجزاء مختلف آن در شکل زیر نشان داده شده است. به کمک روش تشریح شده و مقادیر R موجود در جدول ۱۰، مقاومت کل R بصورت جدول

زیر بدست می‌آید.

ساختار	$R (h \cdot t^2 \cdot F / \text{Btu})$	
	در محل تخته کوبی‌ها	بین تخته کوبی‌ها
۱- (سرعت باد 15 mph) سطح خارجی	0.17	0.17
۲- (ضخامت ۴ اینچ) آجرنما	0.43	0.43
۳- (ضخامت ۰/۵ اینچ) ملات سیمان	0.10	0.10
۴- (ضخامت ۶ اینچ) بلوک بتونی	$4/20$	$4/20$
۵a- (ضخامت ۰/۷۵ اینچ) فاصله هوایی بازتابنده	$2/91$	—
۵b- تخته کوبی عمودی با اندازه اسمی $1 \text{ in} \times 2 \text{ in}$	—	0.94
۶- (ضخامت ۰/۵ اینچ) لایه گچی	0.45	0.45
۷- (هوای ساکن) سطح داخلی	0.68	0.68
مقاومت حرارتی کل واحد سطح هر بخش (R)	$8/94$	$6/97$
ضریب U هر بخش، $U = \frac{1}{R}$ (بر حسب $\text{Btu}/h \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}$)	0.112	0.143
نسبت سطح هر بخش (سطح A)	0.80	0.20
ضریب U کل $U = \sum U_i A_i = 0.80 \times 0.112 + 0.20 \times 0.143 = 0.118$	0.118	$\text{Btu}/h \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}$
مقاومت حرارتی کل واحد سطح $R = \frac{1}{U} = 8/46$	$8/46$	$\frac{h \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}{\text{Btu}}$

بنابر این مقاومت حرارت کل واحد سطح دیوار $\frac{h \cdot ft^2 \cdot F}{Btu}$ و ضریب U واحد سطح آن $\frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot F} \cdot 0.118$ است. در این مقادیر اثر تخته کوبی عمودی نیز در نظر گرفته شده است.

مثال ۹- مقدار R پشت بام شیب دار

مقادیر مقاومت حرارتی کل (R) و ضریب انتقال حرارت کل (U) واحد سطح پشت بام شیب دار با زاویه ۴۵ درجه ای را تعیین کنید که بر روی تیرهای چوبی به ابعاد اسمی $2in \times 4in$ و با فاصله‌های مرکز تا مرکز ۱۶ اینچ از هم ساخته شده است. فاصله هوایی $2/5$ اینچی بین تیرها دارای هیچ سطح بازتابنده‌ای نبوده و در نتیجه ضریب نشر آن 0.84 است. به ازاء دمای میانگین $90^\circ F$ و اختلاف دمای $30^\circ F$ ، مقدار R فاصله هوایی برابر $\frac{h \cdot ft^2 \cdot F}{Btu} \cdot 0.86$ است. سطح زیرین پشت بام از لایه گچی به ضخامت $\frac{1}{4}$ اینچ پوشیده شده و در قسمت رویه از تخته چند لایه ای به ضخامت $\frac{5}{8}$ اینچ، کاغذ ساختمانی (building paper) و پوشش بام توفال و آسفالت تشکیل شده است. فاصله هوایی، ۷۵ درصد سطح تبادل حرارتی و تیرها و لوله‌ها ۲۵ درصد آن را تشکیل می‌دهند.

پاسخ

هدف تعیین مقادیر R و U پشت بام شیب دار 45° است.

«مفروضات»: ۱- شرایط پایدار است ۲- انتقال حرارت از پشت بام یک بعدی است

۳- خواص حرارتی پشت بام و ضرایب انتقال حرارت ثابت هستند.

«خواص»: مقادیر R مواد مختلف در جدول ۱۰ ارائه شده اند.

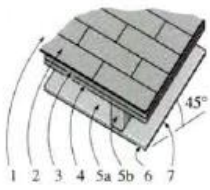
«تحلیل»: نمودار شماتیک پشت بام شیب دار به همراه اجزاء مختلف آن در شکل زیر نشان

داده شده است. به کمک روش تشریح شده و مقادیر R موجود در جدول ۱۰، مقدار مقاومت

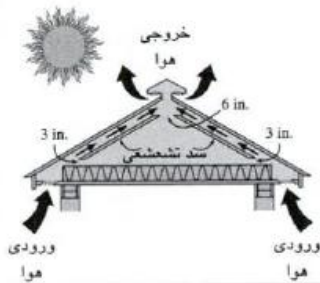
کل پشت بام، براساس جدول زیر بدست می‌آید.



ساختار	R (h-ft ² -F/Btu)	
	بین ستونها	ستونها
۱- سرعت باد (۱۵MPH) سطح خارجی-۱	۰/۱۷	۰/۱۷
۲- پوشش بام تو فال و آسفالت-۲	۰/۴۴	۰/۴۴
۳- کاغذ ساختمانی - ۳	۰/۱۰	۰/۱۰
۴- (ضخامت ۱/۸ اینچ) تخته چند لایه - ۴	۰/۷۸	۰/۷۸
۵- (ضخامت ۳/۵ اینچ) فاصله هوایی غیر بازتابنده - ۵	۰/۸۶	—
۵b- (۲in X ۶in) تیرهای چوبی	—	۳/۵۸
۶- (ضخامت ۰/۵ اینچ) لایه گچی - ۶	۰/۴۵	۰/۴۵
۷- (هوای ساکن ، شیب ۴۵) سطح داخلی - ۷	۰/۶۳	۰/۶۳
مقاومت حرارتی کل واحد سطح هر بخش R	۳/۴۳	۶/۱۵
ضریب U هر بخش ، $U = \frac{1}{R}$ (بر حسب h-ft ² -F/Btu)	۰/۲۹۲	۰/۱۶۳
نسبت سطح هر بخش (سطح f)	۰/۷۵	۰/۲۵
ضریب U کل : $U = \sum f U$ (بر حسب سطح)	$U = 0.75 \times 0.292 + 0.25 \times 0.163 = 0.260$	$U = 0.260$
مقاومت حرارتی کل واحد سطح	$R = \frac{1}{U} = 3.85$	$\frac{h-ft^2-F}{Btu}$

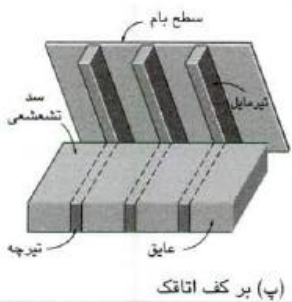
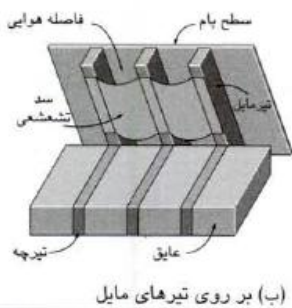
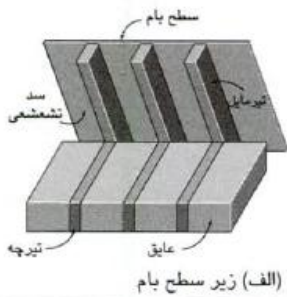


بنابراین مقاومت حرارتی کل واحد سطح پشت بام شیب دار $\frac{h-ft^2-F}{Btu}$ ۳/۸۵ و ضریب U آن از 0.260 است. لازم به ذکر است تیرهای چوبی در مقایسه با فاصله هوایی بین آنها از مقاومت حرارتی بیشتری برخوردار هستند. ساختار یک سقف مسطح با قاب چوبی معمولاً مستلزم بهره‌گیری از تیرچه‌های ۲in x ۶in با فواصل مرکز تا مرکز ۴۰۰ میلی‌متر (۱۶ اینچ) یا ۶۰۰ میلی‌متر (۲۴ اینچ) از هم است. برای تیرچه‌های با فاصله ۴۰۰ میلی‌متری از هم نسبت قاب بندی (framing) ۰/۱ و برای تیرچه‌های با فاصله ۶۰۰ میلی‌متری از هم این نسبت ۰/۰۷ است. بسیاری از ساختمانها بصورت ترکیبی از سقف و پشت بام هستند که اتاقکی در بین آنها قرار دارد (اتاقک زیرشیروانی) تعیین مقدار R مجموعه پشت بام-اتاقک-سقف بستگی به این دارد که آیا جریان هوا در داخل اتاقک برقرار است یا خیر. در مورد اتاقکهای با تجدید هوای کامل ، دمای هوای اتاقک برابر با دمای هوای بیرون است و در نتیجه R سقف تنها عامل حاکم بر انتقال حرارت از پشت بام است.

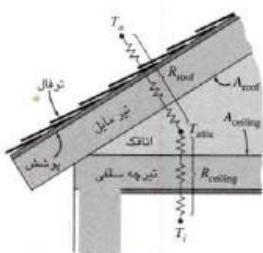


شکل ۳۳- مسیر جریان هوا در اتاقک زیر شیروانی، با تجدید هوای طبیعی، که دارای اندازه مناسب برای سطح جریان واقع در اطراف سد تشعشعی بوده تا گردش هوا بخوبی صورت گیرد.

البته بین سقف و پشت بام، انتقال حرارت تشعشعی نیز وجود دارد که باید در نظر گرفته شود (شکل ۳۳). دلیل اصلی این موضوع بدین خاطر است که پشت بام با برگشت تشعشع خورشیدی به عنوان سپر تشعشعی عمل می‌کند. البته تجدید هوای اتاقک در تابستان موجب کاهش قابل ملاحظه‌ای در حرارت دریافتی ساختمان نمی‌شود. این امر بدین خاطر است که بیشتر انتقال حرارت از اتاقک در اثر تشعشع است. تشعشع حرارتی بین سقف و پشت بام را می‌توان با پوشش حداقل یک سمت اتاقک (سمت پشت بام یا سقف) از یک ماده بازتابنده به حداقل رساند. این ماده بازتابنده که سد تشعشعی نامیده می‌شود، می‌تواند از ورقه آلومینیومی یا کاغذ با پوشش آلومینیوم باشد. آزمونهای انجام یافته بر روی خانه‌های با اتاقک دارای عایق R-۱۹ بر روی کف آن، نشان داده که سد تشعشعی در مقایسه با عایق‌های دیگری که مقاومت هدایتی یکسانی داشته ولی دارای سد تشعشعی نیستند می‌تواند حرارت دریافتی تابستانی توسط سقف را ۱۶ تا ۴۲ درصد کاهش دهد. با توجه به اینکه حرارت دریافتی سقف ۱۵ تا ۲۵ درصد بار برودتی کل ساختمان را شامل می‌شود، سدهای تشعشعی می‌توانند هزینه تهویه مطبوع را ۲ تا ۱۰ درصد کاهش دهند. سدهای تشعشعی می‌توانند اتلاف حرارتی در



شکل ۳۴- سه محل احتمالی نصب سد تشعشعی در اتاقک زیر شیروانی



شکل ۳۵- شبکه مقاومت حرارتی ترکیبی از پشت بام شیب دار- اتاقک زیر شیروانی- سقف با اتاقک بدون تجدید هوا

طی زمستان را نیز کاهش دهند ولی آزمونهای انجام یافته نشان داده که درصد کاهش اتلاف حرارتی در مقایسه با تابستان کمتر است. در نتیجه، درصد کاهش هزینه‌های گرمایش نیز کمتر از هزینه‌های تهویه مطبوع است. مقادیر ارائه شده در مورد سدهای تشعشعی است که عاری از گرد و غبار هستند و در مورد سدهای تشعشعی کهنه یا غبار گرفته این درصدها کاهش می‌یابد.

در شکل ۲۴، برخی محل‌های محتمل جهت نصب سدهای تشعشعی اتاقک ارائه شده است. در موردخانه‌های دارای عایق R-۱۹ بر روی کف اتاقک، انجام آزمون بر روی کل‌خانه نشان داده که در هنگام نصب سد تشعشعی بر روی کف اتاقک، حرارت دریافتی سقف ۳۵ درصد کاهش می‌یابد و اگر سد بر روی تیرهای مایل نصب شود حرارت دریافتی سقف ۲۴ درصد کاهش می‌یابد. آزمونها نشان داده که بهترین محل نصب سدهای تشعشعی کف اتاقک می‌باشد، به شرطیکه از اتاقک به عنوان انبار استفاده نشده و تمیز نگهداشته شود.

در مورد اتاقک‌های بدون تجدید هوا، هرگونه انتقال حرارت باید از طریق: (۱) سقف، (۲) فضای اتاقک، و (۳) پشت بام رخ دهد (شکل ۳۵) بنابراین مقدار R کل ترکیب پشت بام - سقف و اتاقک بدون تجدید هوا به مقدار R

سقف و پشت بام و مقاومت حرارتی فضای اتاق بستگی دارد. فضای اتاق را می توان به عنوان یک لایه هوایی تحلیل کرد. اما راه عملی ترین است که تاثیر آن را به کمک مقاومت های سطحی وجوه روبروی هم سقف و پشت بام در نظر گرفت. در این حالت مقادیر R سقف و پشت بام ابتدا بصورت جداگانه بدست می آید (با در نظرگیری مقاومت های جابجایی هوای ساکن برای سطوح سمت اتاق). سپس می توان نشان داد که مقدار مقاومت کل واحد سطح ترکیب سقف - پشت بام عبارتست از :

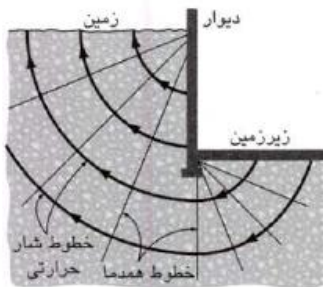
$$R = R_{\text{ceiling}} + R_{\text{roof}} \left(\frac{A_{\text{ceiling}}}{A_{\text{roof}}} \right) \quad (25)$$

بطوریکه A_{ceiling} و A_{roof} به ترتیب مساحت های سقف و پشت بام هستند. در مورد پشت بام های تخت (افقی) این نسبت یکو در مورد پشت بام های شیب دار کمتر از یک است. برای یک پشت بام شیب دار 45° نسبت $\frac{A_{\text{ceiling}}}{A_{\text{roof}}} = \frac{1}{\sqrt{2}} = 0.707$ است. توجه شود که سطح تبادل حرارت پشت بام شیب دار بیشتر از حالت تخت است در نتیجه مقدار مقاومت واحد سطح آن نیز کمتر است. جهت انتقال حرارت، در زمستان رو به بالا (اتلاف حرارت از پشت بام)، و در تابستان رو به پایین (دریافت حرارت از پشت بام) است.

تعیین مقدار R یک سازه از طریق تحلیلی، با این فرض است که مواد مورد استفاده و کیفیت ساخت آنها مطابق استاندارد است. کیفیت ساخت ضعیف و مواد مصرفی زیر استاندارد موجب انحراف مقادیر R در مقایسه با مقادیر پیش بینی شده می گردد. به همین دلیل است که بنابر تجربه، در هنگام طراحی از ضریب اطمینان استفاده می کنند.

۷- اتلاف حرارتی از دیوارها و کف زیرزمین

کف و قسمتهایی از دیوارهای زیرزمین که پایین‌تر از سطح زمین قرار دارند، در تماس مستقیم با خاک بوده، که معمولاً دمایی متفاوت داشته و در نتیجه بین زیرزمین و خاک انتقال حرارت وجود دارد. بدلیل تماس مستقیم با دیوارها و کف، انتقال حرارت از نوع هدایتی بوده و به اختلاف دمای زیرزمین و خاک، ساختار دیوارها و کف و ضریب هدایت خاک زمین منطقه بستگی دارد. به دلیل جرم حرارتی زیاد خاک و تغییر ضریب هدایت خاک سطحی (بین $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ ۰/۵-۲/۵ یا $\frac{Btu}{h \cdot ft \cdot ^\circ F}$ ۱/۴-۰/۳، بسته به ترکیب و میزان رطوبت آن) در محاسبات اتلاف حرارت از طریق خاک عدم قطعیت قابل ملاحظه‌ای وجود داشته و احتمالاً کم‌دقت‌ترین بار حرارتی تخمینی یک ساختمان می‌باشد. با این حال، تلفات حرارتی از طریق زمین کسر کوچکی از بار حرارتی کل یک ساختمان بزرگ را تشکیل داده و در نتیجه تاثیر کمی بر بار حرارتی کلی دارد.



اندازه‌گیری دما در یک زیر زمین عایق نشده نشان داده که هدایت حرارتی از طریق زمین یک بعدی نبوده و در نتیجه نمی‌توان آن را از طریق تحلیل هدایت یک بعدی، تعیین کرد. در عوض مشاهده شده که هدایت حرارتی دو بعدی بوده و خطوط جریان تقریباً بصورت دایره هم مرکزی است که این مرکز در محل تقاطع دیوار و خاک قرار دارد (شکل ۳۶). در هنگام عایقکاری جزئی

شکل ۳۶- در طی جریان حرارت از یک زیرزمین عایق نشده خطوط همدمای شعاعی و خطوط جریان حرارت دایروی هستند.



دیوارها، خطوط جریان تمایل دارند که به خط مستقیم تبدیل شوند. همچنین دیوار زیرزمینی که قسمت فوقانی آن در معرض هوای محیط است می‌تواند به عنوان پل حرارتی عمل کرده و از قسمت فوقانی خود حرارت را به سمت بالا و هوای محیط هدایت کند. در برخی حالات این جریان حرارت عمودی می‌تواند قابل ملاحظه باشد.

علیرغم پیچیدگی مذکور، اتلاف حرارت از بخشهایی از دیوارهای زیرزمین که زیر سطح زمین واقع هستند را می‌توان به سادگی از رابطه زیر تعیین کرد:

$$\dot{Q} = U_{\text{wall, ave}} A_{\text{wall, ave}} (T_{\text{سطح زمین}} - T_{\text{زیرزمین}}) \quad (26)$$

بطوریکه:

$$U_{\text{wall, ave}} = \text{میانگین ضریب انتقال حرارت کل دیوار زیرزمین و سطح زمین}$$

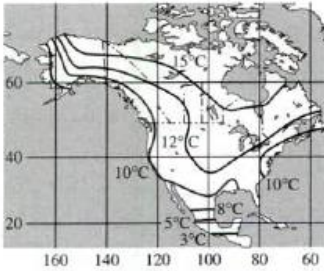
$$A_{\text{wall, ave}} = \text{مساحت سطح دیوار زیرزمین (قسمت زیر سطح زمین)}$$

$$T_{\text{زیرزمین}} = \text{دمای هوای داخل زیرزمین}$$

$$T_{\text{سطح زمین}} = \text{میانگین دمای زمین در زمستان}$$

ضرایب انتقال حرارت کل مربوط به عمق‌های مختلف در جدول ۱۴ الف بر حسب نمره‌های ۰/۳ متری (یک فوتی)، برای دیوارهای بتونی عایق شده و غیر عایق ارائه شده است. این مقادیر بر حسب ضریب هدایت $\frac{W}{m \cdot C}$ $\frac{1}{28}$ $\frac{Btu}{h \cdot ft \cdot F}$ (۰/۸) برای خاک سطحی است. توجه شود که مقادیر ضریب انتقال حرارت در صورت افزایش عمق، کاهش می‌یابد زیرا در قسمت‌های پائین‌تر حرارت باید مسیر طولانی‌تری طی کرده تا به سطح زمین برسد. در مورد یک دیوار معین، $A_{\text{wall, ave}}$ بسادگی همان میانگین مقادیر U_{wall} بخشهای مختلف دیوار می‌باشد. همچنین قابل ذکر است که اتلاف حرارت از یک نمو عمقی، برابر با حاصلضرب مقدار U_{wall} آن نمو در مقادیر محیط ساختمان، نمو عمقی و اختلاف دما است.

بسته به اینکه هوای زیرزمین گرم شود یا خیر، دمای آن به مقدار قابل ملاحظه‌ای



شکل ۳۷- خطوط هم مقدار مربوط به نوسان سالانه دمای سطح خاک (برای تبدیل به °F مقادیر در ۱/۸ ضرب شوند).

فرق می‌کند. در صورت عدم وجود اطلاعات قابل اعتماد، از آنجاکه سیستم گرمایش، آب گرمکن و کانال‌های گرمایش اغلب در زیر زمین واقع هستند، دمای زیر زمین را می‌توان 10°C در نظر گرفت. همچنین بسته به موقعیت جغرافیایی و شرایط سطح، در طول فصل زمستان دمای سطح زمین به اندازه مقدار A نسبت به دمای میانگین زمستانی نوسان دارد که مقادیر آن در شکل ۳۷ نشان داده شده است. بنابراین مقدار قابل قبول دمای طرح سطح زمین را می‌توان از تفریق A مربوط به موقعیت مورد نظر از دمای میانگین زمستانی هوا بدست آورد، یعنی:

$$T_{\text{میانگین زمستانی}} - A = T_{\text{سطح زمین}} \quad (27)$$

اتلاف حرارت از «کف زیر زمین» بسیار کوچکتر است، زیرا مسیر جریان حرارت به سطح زمین بسیار طولانی‌تر است. مقدار این اتلاف نیز از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\dot{Q}_{\text{کف زیر زمین}} = U_{\text{floor}} A_{\text{floor}} (T_{\text{زیر زمین}} - T_{\text{سطح زمین}}) \quad (28)$$

بطوریکه U_{floor} ضریب انتقال حرارت کل کف زیر زمین است که مقدار آن در جدول ۱۴ ب درج شده، A_{floor} مساحت کف و اختلاف دما برابر مقدار مورد استفاده برای محاسبه انتقال حرارت از دیوارهای زیر زمین است. دمای یک زیر زمین گرمایش نشده واقع در زیر سطح زمین، بین دمای اتاق بالای آن و دمای زمین است. آب گرمکن و بخاری واقع در

جدول ۱۴- ضرایب انتقال حرارت دیوارها و کف زیرزمین، و کف بتونی واقع بر سطح زمین

(الف) اتلاف حرارتی از دیوارهای واقع در ارتفاع کمتر از سطح زمین

سیستم SI

$$U_{wall}, W/m^2 \cdot ^\circ C$$

با توجه به مقاومت عایق زیر (m² · °C/W)

عمق m	بدون عایق	R-0.73	R-1.47	R-2.2
0.0-0.3	7.77	2.87	1.77	1.27
0.3-0.6	4.20	2.20	1.50	1.20
0.6-0.9	2.93	1.77	1.27	1.00
0.9-1.2	2.23	1.50	1.13	0.90
1.2-1.5	1.80	1.30	1.00	0.83
1.5-1.8	1.50	1.13	0.90	0.77
1.8-2.1	1.30	1.00	0.83	0.70

مقدار عمق دیوار در زیر سطح زمین m	U _{floor} W/m ² · °C			
	کوچکترین پهنای ساختمان			
	6.0	7.3	8.5	9.7
1.5	0.18	0.16	0.15	0.13
1.8	0.17	0.15	0.14	0.12
2.1	0.16	0.15	0.13	0.12

$$U_{grade}, W/m^2 \cdot ^\circ C$$

(به ازاء واحد طول محیط)

ساختار دیوار	عایق (از لبه تا پایه)	شرایط آب و هوایی		
		معتدل	ملازم	سخت
دیوار آجری به ضخامت ۲۰-cm (4in)	None	1.24	1.17	1.07
	R-0.95	0.97	0.86	0.83
دیوار آجری به ضخامت ۱۰-cm (4in)	None	1.61	1.45	1.38
	R-0.95	0.93	0.85	0.81
دیوار تخته‌ای-فلزی با تزیینات کپی	None	2.32	2.07	1.99
	R-0.95	1.00	0.92	0.88

دیوار بتونی				
دارای کانال				
یا لوله‌های				
گرمایش در مجاور	None	4.72	3.67	3.18
قسمت محیطی	R-0.95	1.56	1.24	1.11

سیستم انگلیسی

$$U_{wall}, Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$$

با توجه به مقاومت عایق زیر (h · ft² · °F/Btu)

عمق ft	بدون عایق	R-4.17	R-8.34	R-12.5
0-1	0.410	0.152	0.093	0.067
1-2	0.222	0.116	0.079	0.059
2-3	0.155	0.094	0.068	0.053
3-4	0.119	0.079	0.060	0.048
4-5	0.096	0.069	0.053	0.044
5-6	0.079	0.060	0.048	0.040
6-7	0.069	0.054	0.044	0.037

(ب) اتلاف حرارتی از کف واقع در ارتفاع کمتر از سطح زمین

مقدار عمق دیوار در زیر سطح زمین ft	U _{floor} Btu/h · ft ² · °F			
	کوچکترین پهنای ساختمان			
	20	24	28	32
5	0.032	0.029	0.026	0.023
6	0.030	0.027	0.025	0.022
7	0.029	0.026	0.023	0.021

(ب) اتلاف حرارتی از کف بتونی واقع بر سطح زمین

$$U_{grade}, Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$$

(به ازاء واحد طول محیط)

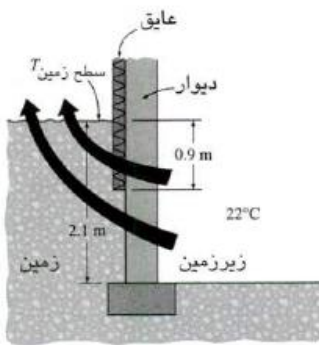
ساختار دیوار	عایق (از لبه تا پایه)	شرایط آب و هوایی		
		معتدل	ملازم	سخت
دیوار آجری به ضخامت ۲۰-cm (4in)	None	0.62	0.68	0.72
	R-5.4	0.48	0.50	0.56
دیوار آجری به ضخامت ۱۰-cm (4in)	None	0.80	0.84	0.93
	R-5.4	0.47	0.49	0.54
دیوار تخته‌ای-فلزی با تزیینات کپی	None	1.15	1.20	1.34
	R-5.4	0.51	0.53	0.38

دیوار بتونی				
دارای کانال				
یا لوله‌های				
گرمایش در مجاور	None	1.84	2.12	2.73
قسمت محیطی	R-5.4	0.64	0.72	0.90

زیرزمین، معمولاً هوای مجاور سقف زیرزمین را بسیار گرم می‌کنند. در چنین حالتی از اتلاف حرارتی اتاقهای بالایی زیرزمین می‌توان صرف نظر کرد. در صورت وجود پنجره در زیرزمین، وضعیت مذکور دیگر صدق نمی‌کند.

مثال ۱۰- اتلاف حرارت از زیرزمین واقع در زیر سطح زیر زمینی در شهر شیکاگو را در نظر بگیرید، که دمای میانگین زمستانی آن $2/4^{\circ}\text{C}$ است. پهنای زیر زمین $8/5$

متر و طول آن 12 متر بوده و کف آن $2/1$ متر زیر سطح زمین واقع است. به اندازه $0/9$ متر از ارتفاع دیوار، از محل سطح زمین به پائین، با عایقی به مقاومت $2/20 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{C}}{\text{W}}$ پوشیده شده است. با فرض اینکه دمای داخل زیر زمین 22°C است، حداکثر اتلاف حرارتی زیرزمین به خاک، از طریق دیوارها و کف را تعیین کنید.



شکل ۲۸- نمودار شماتیک مثال ۱۰

پاسخ

هدف تعیین حداکثر تلفات حرارتی از طریق دیوارها و کف زیرزمین به خاک اطراف زیرزمینی واقع در شیکاگو است.

«مفروضات»: شرایط پایدار است

«خواص»: ضرایب انتقال حرارت در جدول ۱۴ ارائه شده‌اند.

«تحلیل»: نمودار شماتیک زیر زمین در شکل ۲۸ ارائه

شده است. مساحت دیوارها و کف عبارتست از:

$$A_{\text{wall}} = \text{محیط} \times \text{ارتفاع} = 2 \times 2/1 \left(\frac{8}{5} + 12 \right) = 86/1 \text{m}^2$$

$$A_{\text{floor}} = \text{عرض} \times \text{طول} = 8/5 \times 12 = 10.2 \text{m}^2$$

از شکل ۲۷ دامنه تغییر سالانه دمای خاک سطحی برابر 12°C است. پس دمای سطح زمین برای محاسبه اتلاف حرارتی عبارتست از:

$$T_{\text{سطح زمین}} = T_{\text{میانگین زمستانی}} - A = 2.4 - 12 = -9.6^{\circ}\text{C}$$

ارتفاع 0.9 متر از بالای دیوار و زیر سطح زمین توسط عایقی با مقاومت $2/20 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{C}}{\text{W}}$ (R-2.2) پوشانده شده و ضرایب انتقال حرارت آن قسمت، از جدول ۱۴ الف به ترتیب در نمودهای 0.3 متری اول، دوم و سوم عمق عبارت از $1/20$ ، $1/27$ و $1/20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$ می باشد. از همان جدول و برحسب نمودهای 0.3 متری، ضرایب انتقال حرارت مربوط به بخش‌های غیر عایق دیوار که در فاصله 0.9 تا $2/1$ متری از سطح واقع می باشند برابر با $1/5$ ، $1/80$ ، $2/23$ و

$1/30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$ بدست می‌آید. میانگین ضریب انتقال حرارت کل عبارتست از:

$$U_{\text{wall, ave}} = \frac{\sum U_{\text{wall}}}{\text{تعداد نمودها}} = \frac{1.27 + 1.2 + 1.0 + 2.23 + 1.8 + 1.5 + 1.3}{7} = 1.47 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

اتلاف حرارتی از دیوار زیر زمین:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{دیوارهای زیرزمین}} &= U_{\text{wall, ave}} A_{\text{wall}} (T_{\text{زیرزمین}} - T_{\text{سطح زمین}}) \\ &= (1.47 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})(86.1 \text{ m}^2)[22 - (-9.6)^{\circ}\text{C}] = 4000 \text{ W} \end{aligned}$$

کوچکترین پهنای خانه $8/5$ متر و عمق پی واقع در زیر سطح زمین $2/1$ متر است. ضریب انتقال حرارت کف، از جدول ۱۴ ب، برابر $0.13 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$ است. در نتیجه اتلاف حرارتی از کف زیرزمین

$$\dot{Q}_{\text{کف زیرزمین}} = U_{\text{floor}} A_{\text{floor}} (T_{\text{زیرزمین}} - T_{\text{سطح زمین}})$$

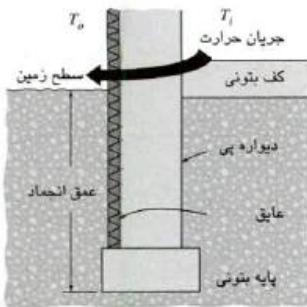
$$= (0.13 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})(102 \text{ m}^2)[(22 - (-9.6))^{\circ}\text{C}] = 419 \text{ W} \quad \text{عبارتست از:}$$

که به مقدار قابل ملاحظه‌ای کمتر از اتلاف حرارتی از دیوار است. اتلاف حرارتی کل زیرزمین

$$\text{عبارتست از: } \dot{Q}_{\text{زیرزمین}} = \dot{Q}_{\text{دیوارهای زیرزمین}} + \dot{Q}_{\text{کف زیرزمین}} = 4000 + 419 = 4419 \text{ W}$$

مقدار فوق همان حداکثر نرخ انتقال حرارت (نرخ طرح) از بخش زیر سطح زیرزمین بوده که در هنگام تعیین اندازه سیستم گرمایش باید در نظر گرفته شود. اتلاف حرارتی واقعی از زیرزمین در اغلب زمانها بسیار کمتر است.

۷-۱ کف بتونی واقع بر سطح زمین



شکل ۳۹- یک کف بتونی واقع بر سطح زمین با دیواره پی عایق شده

بسیاری از ساختمانهای مسکونی و تجاری زیرزمین نداشته و کف آنها مستقیماً بر سطح زمین واقع بوده یا کمی بالاتر از آن می‌باشد. تحقیقات نشان داده که اتلاف حرارت از چنین کف‌هایی عمدتاً بجای اینکه از کف به زمین صورت گیرد از محیط آن به هوای اطراف صورت می‌گیرد (شکل ۳۹). در نتیجه، اتلاف حرارتی کل از کف بتون قالبی بجای مساحت کف با محیط بتون قالبی متناسب است، بطوریکه

$$\dot{Q}_{\text{کف روی زمین}} = U_{\text{grade}} P_{\text{floor}} (T_{\text{indoor}} - T_{\text{outdoor}}) \quad (29)$$

بطوریکه U_{grade} معرف نرخ انتقال حرارت از بتون قالبی به اِزاء یک درجه اختلاف بین دماهای هوای داخل (T_{indoor}) و هوای خارج (T_{outdoor}) و به اِزاء واحد طول محیط (P_{floor}) ساختمان است.

نمونه مقادیر U_{grade} در مورد چهارنوع رایج ساختار قالبی (تاوه‌ای) در طی شرایط آب و هوایی ملایم، معتدل و سخت در جدول ۱۴ ارائه شده است. در رابطه مزبور نیازی به دمای سطح زمین نبوده، زیرا کف مربوطه بالاتر از سطح زمین قرار داشته و انتقال حرارت به زمین ناچیز است. با توجه به جدول مشاهده می‌شود عایقکاری محیط بتون قالبی واقع بر روی سطح، اتلاف حرارتی را به میزان زیادی کاهش داده و ضمن افزایش راحتی، موجب صرفه‌جویی در انرژی می‌شود. در مورد کف‌های تشعشع‌کننده‌ای که دارای

کانالها یا لوله های گرمی بوده که در آنها هوا یا آب داغ جریان دارد، عایقکاری اجباری است. زیرا در صورت عدم عایقکاری، انتقال حرارت حدود سه برابر افزایش می یابد. استفاده از گرمکن های پایه کوتاه بر روی کف مجاور دیوارهای خارجی نیز تاثیر مشابهی دارد. در محاسبات بار برودتی، معمولاً از انتقال حرارت از طریق کف زیرزمین صرف نظر می شود.

۷-۲ اتلاف حرارت از فضاهای گربه رو

یک فضای گربه رو را می توان به عنوان زیر زمین کوچکی در نظر گرفت که در طول سال تجدید هوا در آن صورت می گیرد تا از تجمع رطوبت و گازهای رادیواکتیو نظیر رادون جلوگیری شود. تجدید هوای فضای گربه رو در طی فصول سرد موجب ایجاد ناحیه کم دمایی در زیر خانه شده و اتلاف حرارتی زیادی از کف صورت می گیرد. پس سقف فضای گربه رو (یعنی کف ساختمان) باید در این حالت عایق شود. اگر مجراهای هواکش در طی فصول سرد بسته باشند، در آن صورت می توان در عوض، دیوارهای فضای گربه رو را عایق کرد. در هنگامی که هوای فضای گربه رو بخوبی تجدید می شود دمای آن نزدیک به دمای هوای محیط است. در این حالت لوله های آب گرم و کانالهای گرمایشی که از این فضا می گذرند باید کاملاً عایق شوند. در شرایط آب و هوایی سخت، حتی لازم است تا جهت جلوگیری از انجماد، لوله های آب سرد نیز عایق شوند. در صورتیکه طی فصول سرد مجراهای هواکش بسته باشند، دمای فضای گربه رو به دمای هوای داخل نزدیک می شود. تخمین زده شده که مقدار نفوذ هوا در این حالت برابر ۰/۶۷ بار در ساعت تجدید هوا است. در صورت معلوم بودن دمای فضای گربه رو، اتلاف حرارت از «کف ساختمان» عبارتست از:

$$\dot{Q}_{\text{کف ساختمان}} = U_{\text{کف ساختمان}} A_{\text{floor}} (T_{\text{indoor}} - T_{\text{crawl}}) \quad (30)$$

بطوریکه $U_{\text{کف ساختمان}}$ ، ضریب انتقال حرارت کلی کف، A_{floor} مساحت کف و T_{indoor} و T_{crawl} به

ترتیب دماهای داخل و فضای گربه رو است.

ضرایب انتقال حرارت کلی مربوط به دیوارها، کفها و سقفهای یک فضای گره‌رو در جدول ۱۵ ارائه شده اند. توجه شود که اتلاف حرارتی از طریق یک کف عایق نشده به فضای گره‌رو در مقایسه با یک کف عایق شده سه برابر بیشتر است. در هنگام محاسبه اتلاف حرارت از فضای گره‌رو به زمین، دمای زمین را می‌توان 10°C در نظر گرفت.

همچنین اتلاف حرارت ناشی از نفوذ هوا از فضای گره‌رو ($\dot{Q}_{\text{inf, crawl}}$) عبارتست از:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{inf, crawl}} &= (\rho C_p \dot{V})_{\text{air}} (T_{\text{crawl}} - T_{\text{ambient}}) \\ &= \rho C_p (\text{ACH})(V_{\text{crawl}})(T_{\text{crawl}} - T_{\text{ambient}})\end{aligned}\quad (31)$$

ACH نشانگر دفعات تجدید هوا در ساعت، V_{crawl} حجم فضای گره‌رو و T_{crawl} و T_{ambient} به ترتیب دماهای فضای گره‌رو و محیط است. در موقعی که مجراهای تهویه بسته هستند، دمای پایدار فضای گره‌رو بین مقادیر دماهای داخل و خارج بوده و از طریق موازنه انرژی زیر می‌تواند بدست آید:

$$\dot{Q}_{\text{دیوار}} + \dot{Q}_{\text{زمین}} + \dot{Q}_{\text{نفوذ هوا}} + \dot{Q}_{\text{کف}} = 0 \quad (32)$$

برای راحتی در نوشتن رابطه فرض شده که تمام حرارتها به سمت فضای گره‌رو انتقال می‌یابد.

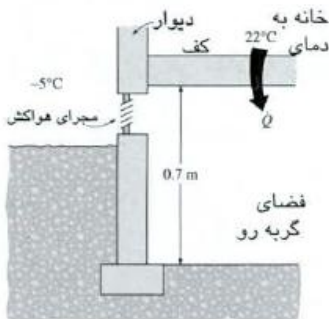
جدول ۱۵ - مقادیر تخمینی U برای فضاها، گره‌رو عایق شده و عایق نشده

محل	$U, \text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ ^(۱)	
	عایق نشده	عایق شده ^(۲)
کف بالای فضای گره‌رو	۱/۴۲	۰/۴۳۲
زمین فضای گره‌رو	۰/۴۳۷	۰/۴۳۷
دیوار فضای گره‌رو	۲/۷۷	۱/۰۷

(۱) برای تبدیل به $\frac{\text{Btu}}{\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{F}}$ مقادیر در ۱/۱۷۶ ضرب شوند

(۲) مقدار R عایق برای کف ۱/۹۴ و برای دیوارها ۰/۹۵ ($\frac{\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$) فرض شده است.

مثال ۱۱- اتلاف حرارت از کف به فضای گربه رو



شکل ۴۰- نمودار شماتیک مثال ۱۱

مطابق شکل ۴۰، فضای گربه رویی را در نظر بگیرید که ۸ متر پهنا، ۱۲ متر طول و ۰/۷۰ متر ارتفاع داشته و مجرای هواکش آن باز است. داخل خانه در 22°C و محیط در -5°C قرار دارد. نرخ اتلاف حرارتی از کف خانه به فضای گربه رو را در حالات ذیل حساب کنید:

(الف) کف خانه عایق است. (ب) کف خانه عایق نیست.

پاسخ

مجرای هواکش فضای گربه رو باز است. هدف تعیین نرخ اتلاف حرارتی از کفهای عایق شده و عایق نشده به فضای گربه رو است.

«مفروضات»: شرایط پایدار است.

«خواص»: از جدول ۱۵ ضریب انتقال حرارت کلی کف

عایق برابر $\frac{0.432 \text{ W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$ است.

«تحلیل»: مساحت کف خانه (یا مساحت سقف فضای

گربه رو) عبارتست از:

$$A_{\text{floor}} = \text{طول} \times \text{عرض} = (8 \text{ m})(12 \text{ m}) = 96 \text{ m}^2$$

(الف) اتلاف حرارتی از خانه به فضای گربه رو عبارتست از:

$$\begin{aligned} \dot{Q} \text{ کف عایق} &= U \text{ کف عایق} A_{\text{floor}} (T_{\text{indoor}} - T_{\text{crawl}}) \\ &= (0.432 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})(96 \text{ m}^2)[(22 - (-5))^{\circ}\text{C}] = \mathbf{1120 \text{ W}} \end{aligned}$$

(ب) اتلاف حرارتی در وضعیت کف عایق نشده عبارتست از:

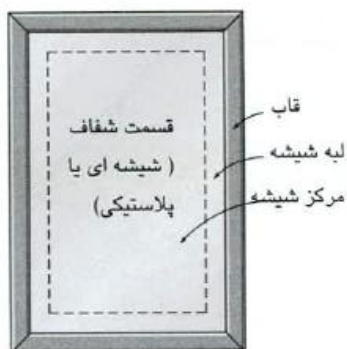
$$\begin{aligned} \dot{Q} \text{ کف عایق نشده} &= U \text{ کف عایق نشده} A_{\text{floor}} (T_{\text{indoor}} - T_{\text{crawl}}) \\ &= (1.42 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})(96 \text{ m}^2)[(22 - (-5))^{\circ}\text{C}] = \mathbf{3681 \text{ W}} \end{aligned}$$

که بیش از سه برابر حالت (الف) است. پس بهتر است در هنگامی که فضای گره‌رو دارای هواکش است جهت صرفه جویی در انرژی و افزایش راحتی کف خانه را عایق نمود.

۸- انتقال حرارت از طریق پنجره‌ها

پنجره‌های یک ساختمان معمولاً از یک یا چند سطح شفاف (شیشه‌ای یا پلاستیکی)، قاب (چهارچوب) و آفتاب‌گیر تشکیل شده‌اند. در یک ساختمان، پنجره‌ها از کمترین مقاومت در برابر جریان حرارت برخوردار هستند. در یک خانه، حدود یک سوم تلفات حرارتی کل در زمستان از طریق پنجره‌ها صورت می‌گیرد. همچنین بیشتر نفوذ هوا از لبه پنجره‌ها وارد می‌شود. در بار برودتی تابستانی نیز حرارت خورشیدی دریافتی نقش قابل ملاحظه‌ای دارد. میزان تاثیر خالص یک پنجره بر روی موازنه حرارتی یک ساختمان به مشخصات و جهت پنجره و همچنین اطلاعات مربوط به تابش خورشیدی و آب و هوا بستگی دارد. در ساخت و نصب پنجره‌ها کیفیت کار اهمیت بسیاری داشته تا لبه‌های پنجره درزبندی بوده و در عین حال به راحتی باز و بسته شود.

اگر چه از نقطه نظر حفظ انرژی پنجره‌ها نامطلوب هستند، ولی به هر حال از اجزاء ضروری ساختمان بوده و باعث بهبود نمای ساختمان شده، ورود نور و گرمای خورشید را تسهیل نموده و به افراد درون ساختمان اجازه می‌دهند که بدون ترک آن، بیرون را تماشا کنند. در مورد ساختمانهای کم ارتفاع، در مواقع اضطراری مثل آتش سوزی، از پنجره‌ها می‌توان برای سهولت در خروج استفاده کرد. عوامل مهم در انتخاب پنجره‌ها عبارتند از آسایش حرارتی و حفظ انرژی. بهتر است که پنجره‌ها بتوانند در عین عبور نور کافی، در مقابل جریان حرارت مقاومت موثری داشته باشند. استفاده حداکثر از نور طبیعی موجب به حداقل رسیدن احتیاج به سیستم روشنایی است. در صورت استفاده از پنجره‌های دو یا سه جداره هوا بند (air tight) با پوشش یا لایه طیف گزین، اتلاف حرارتی زمستانی از طریق



شکل ۴۱- سه ناحیه مورد نظر پنجره در طی تحلیل حرارتی آن

پنجره‌ها کاهش یافته و امکان ورود هر چه بیشتر تابش خورشیدی فراهم می‌شود. دریافت حرارت و در نتیجه بار برودتی تابستانی را می‌توان با استفاده از آفتاب گیرهای داخلی یا خارجی بر روی پنجره، به حداقل رساند.

حتی در غیاب تابش خورشیدی و نفوذ هوا نیز انتقال حرارت از پنجره‌ها بسیار پیچیده تر از آن چیزی است که به نظر می‌رسد. دلیل آن این است که سازه و خواص قاب پنجره بسیار متفاوت از شیشه است.^(۱)

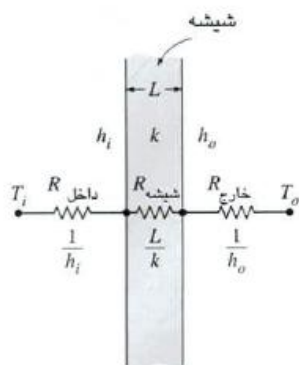
در نتیجه انتقال حرارت از قاب و لبه‌های شیشه مجاور قاب دو بعدی است. بنابر این در هنگام تحلیل حرارتی پنجره، آن را در سه ناحیه در نظر می‌گیرند: (۱) مرکز شیشه، (۲) لبه شیشه و (۳) قاب (شکل ۴۱). پس انتقال حرارت کل از پنجره با در نظر گیری انتقال حرارت هر ناحیه عبارتست از:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{پنجره}} &= \dot{Q}_{\text{قاب}} + \dot{Q}_{\text{لبه}} + \dot{Q}_{\text{مرکز}} \\ &= U_{\text{پنجره}} A_{\text{پنجره}} (T_{\text{داخل}} - T_{\text{خارج}}) \end{aligned} \quad (32)$$

بطوریکه:

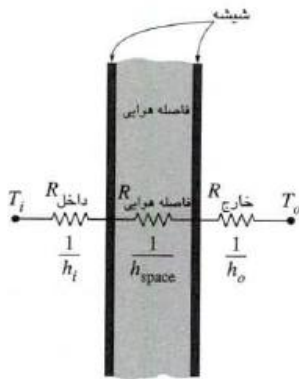
$$U_{\text{پنجره}} = (U_{\text{مرکز}} A_{\text{مرکز}} + U_{\text{لبه}} A_{\text{لبه}} + U_{\text{قاب}} A_{\text{قاب}}) / A_{\text{پنجره}} \quad (34)$$

$U_{\text{پنجره}}$ عبارت از ضریب انتقال حرارت کلی پنجره؛ $A_{\text{پنجره}}$ مساحت پنجره؛ $A_{\text{مرکز}}$ ، $A_{\text{لبه}}$ و $A_{\text{قاب}}$ به ترتیب مساحت نواحی مرکز، لبه و قاب پنجره و $U_{\text{مرکز}}$ ، $U_{\text{لبه}}$ و $U_{\text{قاب}}$ نیز به ترتیب ضرایب انتقال حرارت نواحی مرکز، لبه و قاب پنجره



شکل ۴۲- شبکه مقاومت حرارتی در انتقال حرارت از یک شیشه تک جداره

(۱) در ادامه منظور از شیشه، قسمت شفاف پنجره بوده و لزوماً به معنای جنس آن نیست (مترجم)



شکل ۴۳- شبکه مقاومت حرارتی در طی انتقال حرارت از ناحیه مرکزی یک پنجره دو جداره (از مقاومت شیشه ها صرف نظر شده است)

می باشند. توجه شود که: $A_{\text{پنجره}} = A_{\text{لبه}} + A_{\text{مرکز}} + A_{\text{قاپ}}$ و ضریب U پنجره میانگین وزنی-سطحی مقادیر U نواحی مختلف است. همچنین معکوس U ، مقاومت حرارتی واحد سطح پنجره (R) می باشد. انتقال حرارت یک بعدی از شیشه تک جداره ای به ضخامت L و ضریب هدایت k را در نظر بگیرید. شبکه مقاومت حرارتی این مسئله شامل مقاومت های جابجایی سطوح داخلی و خارجی و مقاومت هدایتی شیشه است، که مطابق شکل ۴۲ بصورت سری بوده و در نتیجه مقاومت کل عبارتست از:

$$R_{\text{کل}} = R_{\text{داخلي}} + R_{\text{شیشه}} + R_{\text{خارج}} = \frac{1}{h_i} + \frac{L_{\text{شیشه}}}{k_{\text{شیشه}}} + \frac{1}{h_o} \quad (۳۵)$$

با استفاده از مقدار ۳ میلی متر برای ضخامت و $0.92 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ برای ضریب هدایت شیشه و مقادیر 8.29 و $34.0 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ برای ضرایب جابجایی داخل و خارج به عنوان مقادیر طرح زمستانی، مقاومت حرارتی شیشه عبارتست از:

$$R_{\text{کل}} = \frac{1}{8.29 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C} + \frac{0.003 \text{ m}}{0.92 \text{ W/m} \cdot ^\circ C} + \frac{1}{34.0 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C}$$

$$= 0.121 + 0.003 + 0.029 = 0.153 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W$$

توجه شود که نسبت مقاومت شیشه به مقاومت کل عبارتست از:

$$\frac{R_{\text{شیشه}}}{R_{\text{کل}}} = \frac{0.003 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W}{0.153 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W} = 2.0\%$$

یعنی لایه شیشه دودرصد از مقاومت حرارتی کل را تشکیل داده که ناچیز است. در صورت استفاده از آکرلیک با

ضریب هدایت $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ ۰/۱۹ بجای شیشه، وضعیت تفاوت چندانی نمی کند. بنابراین با افزایش ضخامت شیشه نمی توان انتقال حرارت از شیشه را کاهش داد، اما با محبوس سازی هوای ساکن در بین دو لایه شیشه این کار امکان پذیر است. به چنین حالتی «پنجره دو جداره» گفته که در حال حاضر استفاده از آن در ساخت و ساز رایج است. ضریب هدایت هوا در دمای اتاق $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ ۰/۰۲۵ است که یک سی ام ضریب هدایت شیشه است. بنابراین این مقاومت حرارتی یک سانتی متر ضخامت هوای ساکن معادل با مقاومت حرارتی شیشه ای به ضخامت ۳۰ سانتی متر است. در صورت عدم در نظرگیری مقاومت جدارهای شیشه ای، مقاومت

حرارتی و ضریب U پنجره دو جداره (شکل ۴۳) عبارتست از:

$$\frac{1}{U_{(ناحیه مرکزی)}} \cong \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{space}} + \frac{1}{h_o} \quad (36)$$

بطوریکه $h_{space} = h + h_{شعشی}$ ضریب انتقال حرارت ترکیبی تشعشع و جابجایی در فضای محبوس بین دو جدار شیشه است.

حدود نصف انتقال حرارت از فاصله هوایی یک پنجره دو جداره بطریق تشعشع و نیم دیگر بطریق هدایت (یا در صورت حرکت هوا بطریق جابجایی) است. بنابراین برای کاهش h_{space} ، و در نتیجه نرخ انتقال حرارت از پنجره دو جداره، دو راه وجود دارد:

۱- حداقل سازی انتقال حرارت تشعشعی از فاصله هوایی. این کار را می توان با کاهش ضریب نشر از طریق پوشش شیشه با یک ماده دارای ضریب نشر پائین صورت داد. یادآوری می شود که ضریب نشر موثر دو صفحه موازی با ضرایب نشر ϵ_1 و ϵ_2 عبارتست از:

$$\epsilon_{موثر} = \frac{1}{1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_2 - 1}$$

ضریب نشر یک شیشه معمولی ۰/۸۴ است، در نتیجه ضریب نشر موثر دو شیشه موازی رو بروی هم ۰/۷۲ است. در صورتیکه سطح شیشه ها با لایه ای دارای ضریب نشر ۰/۱ پوشیده شوند، ضریب نشر موثر به $\frac{1}{14}$ مقدار قبل یعنی ۰/۰۵ تقلیل می یابد. بدین ترتیب، به ازاء دماهای

جدول ۱۶- ضریب انتقال حرارت h_{space} برای فاصله هوایی محبوس بین دولایه شیشه‌ای عمودی

وموازی با ضخامت های ۱۳ و ۶ میلی متر برای فاصله هوایی

(الف) ضخامت فاصله هوایی = ۱۳ میلی متر						(ب) ضخامت فاصله هوایی = ۶ میلی متر					
		$h_{space}, W/m^2 \cdot ^\circ C^*$						$h_{space}, W/m^2 \cdot ^\circ C^*$			
$T_{ave}, ^\circ C$	$\Delta T, ^\circ C$	موثر ϵ				$T_{ave}, ^\circ C$	$\Delta T, ^\circ C$	موثر ϵ			
		0.72	0.4	0.2	0.1			0.72	0.4	0.2	0.1
0	5	5.3	3.8	2.9	2.4	0	5	7.2	5.7	4.8	4.3
0	15	5.3	3.8	2.9	2.4	0	50	7.2	5.7	4.8	4.3
0	30	5.5	4.0	3.1	2.6	10	5	7.7	6.0	5.0	4.5
10	5	5.7	4.1	3.0	2.5	10	50	7.7	6.1	5.0	4.5
10	15	5.7	4.1	3.1	2.5	30	5	8.8	6.8	5.5	4.9
10	30	6.0	4.3	3.3	2.7	30	50	8.8	6.8	5.5	4.9
30	5	5.7	4.6	3.4	2.7	50	5	10.0	7.5	6.0	5.2
30	15	5.7	4.7	3.4	2.8	50	50	10.0	7.5	6.0	5.2
30	30	6.0	4.9	3.6	3.0						

* برای تبدیل به $Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$ در 0.176 ضرب شود.

سطحی یکسان، انتقال حرارت تشعشعی با ضریب ۱۴ کاهش می‌یابد. حتی اگر یکی از سطوح

نیز پوشیده شود ضریب نشر کل به 0.1 (که همان ضریب نشر پوشش است) کاهش می‌یابد.

پس تعجبی ندارد که حدود $\frac{1}{4}$ پنجره‌های فروخته شده جهت ساختمانهای مسکونی، از

نوع با ضریب نشر پائین است. ضریب انتقال حرارت فاصله هوایی محبوس بین دو جدار

شیشه موازی برای فاصله های هوایی $13mm$ ($\frac{1}{2}$ in) و $6mm$ ($\frac{1}{4}$ in) برحسب ضرایب

نشر موثر و دماهای مختلف در جدول ۱۶ ارائه شده است. می‌توان نشان داد که در صورت

پوشاندن فقط یکی از دو جدار شیشه موازی، با ماده‌ای که ضریب نشر آن ϵ است، مقدار

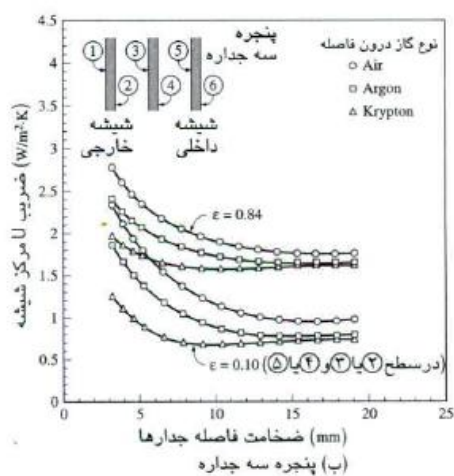
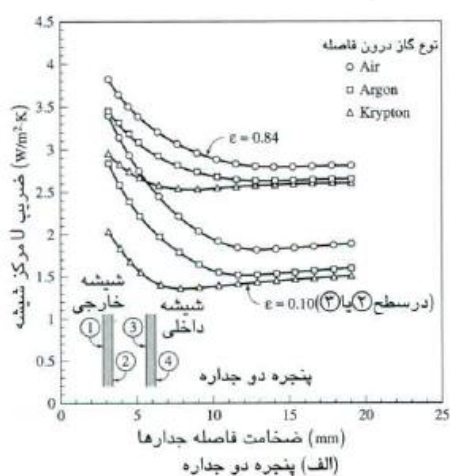
ضریب نشر موثر نیز تقریباً تا مقدار ϵ کاهش می‌یابد. بنابراین پوشش دهی فقط یکی از سطوح

داخلی اقتصادی تر است. با مراجعه به شکل ۴۴ مشاهده می‌شود که با پوشش دهی یکی از

سطوح داخلی یک پنجره دو جداره با ماده‌ای که ضریب نشر آن 0.1 است نرخ انتقال حرارت

ناحیه مرکزی پنجره نصف می‌شود.

۲- حداقل سازی هدایت حرارتی از طریق فاصله هوایی. این کار را می توان با افزایش فاصله d بین دو شیشه صورت داد. البته این عمل را نمی توان بصورت بی رویه انجام داد زیرا افزایش فاصله هوایی بیش از یک مقدار بحرانی موجب ایجاد جریان های جابجایی در فاصله هوایی محصور شده گشته و در نتیجه ضریب جابجایی افزایش یافته و هدف مورد نظر منتفی می شود. به علاوه افزایش فاصله هوایی، ضخامت قاب و قیمت پنجره را افزایش می دهد. تجربیات نشان داده، وقتیکه d کمتر از ۱۳ میلی متر است، انتقال حرارت جابجایی وجود نداشته و حرارت بطریق هدایت از فاصله هوایی جریان می یابد. در صورت افزایش بیشتر فاصله هوایی، جریان های جابجایی در این فاصله ایجاد شده و در اثر افزایش ضریب انتقال حرارت، هر گونه فایده قبلی منتفی می شود. در نهایت ضریب انتقال حرارت، با توجه به شکل ۴۴، تقریباً ثابت می ماند. بدین ترتیب دلیلی برای استفاده از فاصله هوایی بیش از ۱۳ میلی متر، در یک پنجره دو جداره، وجود ندارد مگر اینکه با استفاده از یک لایه نازک پلی استر، فاصله هوایی دو نیم شده تا جریانهای جابجایی متوقف شوند. این لایه نازک یک عایق اضافی ایجاد کرده که چندان باعث افزایش وزن و قیمت پنجره نمی شود در صورت

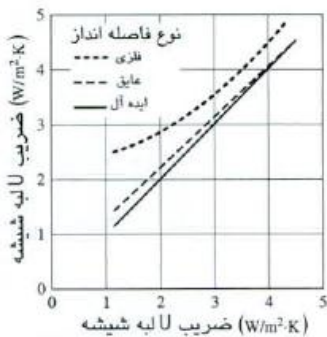


شکل ۴۴- تغییرات ضریب U ناحیه مرکزی پنجره های دو و سه جداره بر حسب فاصله بکنواخت بین جدارها

اقتصادی بودن، استفاده از پنجره‌های سه یا چهار جداره، باعث افزایش هرچه بیشتر مقاومت حرارتی پنجره می‌شود. قابل ذکر است که استفاده از پنجره سه جداره بجای دو جداره، نرخ انتقال حرارت از ناحیه مرکزی پنجره را تا یک سوم کاهش می‌دهد. روش دیگر کاهش هدایت حرارتی از پنجره دو جداره، استفاده از «سیال با ضریب هدایت پائین» نظیر آرگون یا کریپتون است تا فاصله هوایی بجای هوا، با آن پر شود. در این حالت باید این فاصله به خوبی درزبندی شده تا از نشت گاز به بیرون جلوگیری شود. البته یک راه دیگر تخلیه کامل فاصله هوایی است، ولی این راه چندان عملی نیست.

۸-۱ ضریب U لبه پنجره

شیشه های یک پنجره دو یا سه جداره به کمک قطعات «فاصله انداز» با فاصله یکنواخت، از هم دور نگه داشته می شوند. جنس این قطعات از فلزات یا عایق نظیر آلومینیوم، فایبر گلاس، چوب و بوتیل است. در دور تا دور محیط شیشه نوارهای فاصله انداز پیوسته ای قرار می گیرد تا ضمن ایجاد فاصله یکنواخت، لبه ها را درزبندی کنند. البته فاصله اندازها، بین شیشه های با دمای مختلف به عنوان پل حرارتی عمل کرده که می تواند انتقال حرارت



شکل ۴۵- ضریب لایه شیشه نسبت به ضریب لایه مرکز آن برای فاصله اندازه‌های مختلف

از پنجره را به میزان قابل ملاحظه‌ای افزایش دهد. انتقال حرارت در ناحیه لبه پنجره دو بعدی بوده و اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی نشان داده که پهنای ۶/۵ سانتی‌متری اطراف محیط شیشه به عنوان لبه پنجره محسوب می‌شود.

در شکل ۴۵ ضریب لایه لبه نسبت به ضریب لایه

ناحیه مرکزی پنجره ارائه شده است. اگر هر دو لایه هم برابر باشند، منحنی بصورت یک خط مستقیم قطری در خواهد آمد. قابل ذکر است که این حالت معمولاً در صورت استفاده از فاصله اندازه‌های عایق نظیر چوب و فایبر -

گلاس رخ می‌دهد. اما در صورت استفاده از فاصله اندازه‌های رسانا نظیر آلومینیوم، مقدار ضریب لایه می‌تواند دو برابر مقدار مربوط به ناحیه مرکزی باشد. در صورت استفاده از فاصله اندازه‌های فولادی، منحنی آن، بین منحنی‌های فاصله اندازه‌های فلزی و عایق قرار می‌گیرد. تاثیر لبه در مورد پنجره‌های تک جداره در نظر گرفته نمی‌شود.

قاب پنجره شامل کل پنجره به جز شیشه آن است. به دلیل متفاوت بودن پیکربندی، اندازه، ساختار و مواد مورد استفاده در ساخت قاب پنجره، تعیین انتقال حرارت از قاب مشکل است. نوع شیشه از نظر یک، دو یا سه جداره بودن آن بر ضخامت قاب و در نتیجه انتقال حرارت از آن تأثیر دارد. اغلب قابها از چوب، آلومینیم، وینیل یا فایبر گلاس ساخته می‌شوند. البته استفاده از ترکیب این مواد (مثل آلومینیومی با تزئینات چوبی و وینیل با تزئینات آلومینیومی) نیز رایج بوده، تا ظاهر یا دوام آن بهبود یابد. در ساخت قاب، استفاده از آلومینیم بدلیل ارزانی، دوام، سهولت ساخت و اینکه مثل چوب از بین نرفته یا آب را جذب نمی‌کند، رواج زیادی دارد. ولی به دلیل ضریب هدایت بالای آن، از نقطه نظر انتقال حرارت، نامطلوبترین جنس برای قاب محسوب می‌شود. بنابراین ضریب لا قابهای آلومینیومی توپر از همه بیشتر بوده و در نتیجه یک قاب آلومینیومی در مقایسه با قابهای چوبی یا از جنس وینیل تلفات حرارتی بیشتری دارد. از طریق جاسازی پلاستیک در بین اجزاء قاب آلومینیومی می‌توان به عنوان یک سد حرارتی استفاده نموده و انتقال حرارت را کاهش داد. ضخامت این مواد جاسازی شده تأثیر زیادی بر انتقال حرارت از قاب دارد. در مورد قاب‌های آلومینیومی بدون نوار پلاستیکی، مقاومت اولیه در برابر انتقال حرارت ناشی از ضریب انتقال حرارت سطح داخلی است. در جدول ۱۷ ضرایب لا قاب‌های مختلف به عنوان تابعی از ماده فاصله انداز و ضخامت شیشه درج شده است. قابل ذکر است که ضریب لا قاب فلزی و در نتیجه انتقال حرارت از یک پنجره با قاب فلزی سه برابر مقدار مربوط به قاب چوبی یا وینیل است.

انتقال حرارت از پنجره تابع ضرایب جابجایی و تشعشعی بین سطوح شیشه و اطراف آن است. اثر تشعشع و جابجایی سطوح داخلی و خارجی شیشه معمولاً در قالب ضرایب

جدول ۱۷- ضریب U قاب پنجره‌های عمودی ثابت

جنس قاب	ضریب U (W/m ² ·°C)
آلومینیم:	
تک جداره (۳mm)	۱۰/۱
دو جداره (۱۸mm)	۱۰/۱
سه جداره (۳۳mm)	۱۰/۱
چوب یا وینیل:	
تک جداره (۳mm)	۲/۹
دو جداره (۱۸mm)	۲/۸
سه جداره (۳۳mm)	۲/۷

* برای تبدیل به $\frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$ در ۰/۱۷۶ ضرب شود.

انتقال حرارت ترکیبی جابجایی و تشعشع (h_o و h_i) بیان

می‌شود. در طی هوای ساکن، ضریب انتقال حرارت ترکیبی

سطح داخلی یک پنجره عمودی عبارتست از:

$$h_i = h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}} = 1.77(T_g - T_i)^{0.25} + \frac{\epsilon_g \sigma (T_g^4 - T_i^4)}{T_g - T_i} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{°C}) \quad (۳۷)$$

بطوریکه:

T_g دمای شیشه برحسب کلون، T_i دمای هوای داخل

برحسب کلون، ϵ_g ضریب نشر سطح داخلی شیشه (برای

شیشه بدون پوشش ۰/۸۴ است) و $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

، ثابت استفان بولتزمن می باشد. در اینجا دمای سطوح

داخلی شیشه برابر دمای هوای داخل فرض می‌شود. در

هنگامیکه پنجره رو به دیوار داخلی است این فرض قابل

قبول است ولی در صورتیکه پنجره در معرض سطوح گرم

یا سرد شده یا پنجره‌های دیگر واقع باشد جای تردید است.

در محاسبه بار حداکثر مقدار h_i مورد استفاده عبارتست از:

$$h_i = 8.29 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} = 1.46 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F} \quad (\text{در زمستان و تابستان})$$

که برحسب شرایط طرح زمستانی $T_i = 22^\circ\text{C}$ و $T_g = -7^\circ\text{C}$

برای شیشه بدون پوشش با $\epsilon_g = 0.84$ می‌باشد. همین

مقدار را می‌توان برای شرایط طرح تابستان $T_g = 32^\circ\text{C}$

و $T_i = 24^\circ\text{C}$ در نظر گرفت. مقادیر h_i برای دماهای مختلف

و ضرایب نشر شیشه گوناگون در جدول ۱۸ ارائه شده

است. مقدار h_o مورد استفاده در محاسبات بار حداکثر

جدول ۱۸- ضریب انتقال حرارت ترکیبی تشعشع

و جابجایی (h_i) در سطح داخلی یک شیشه عمودی

در معرض هوای ساکن (برحسب $\text{W/m}^2 \cdot \text{°C}$)

T_g °C	T_{gs} °C	ضریب نشر شیشه ϵ_g		
		0.05	0.20	0.84
20	17	2.6	3.5	7.1
20	15	2.9	3.8	7.3
20	10	3.4	4.2	7.7
20	5	3.7	4.5	7.9
20	0	4.0	4.8	8.1
20	-5	4.2	5.0	8.2
20	-10	4.4	5.1	8.3

* برای تبدیل به $\frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$ در ۰/۱۷۶ ضرب شود.

مشابه با مقادیر مورد استفاده برای سطوح خارجی دیوار است ($\frac{W}{m^2 \cdot C}$) $24/0$ برای زمستان و $22/7$ برای تابستان است.)

۸-۴ ضریب U کلی پنجره

در جدول ۱۹، ضریب U کلی انواع پنجره و نورگیر سقفی ارائه شده است. این مقادیر از طریق شبیه سازی کامپیوتری و آزمایشات مختلف برای شرایط طرح زمستان بدست آمده‌اند. نتایج حاصل از آزمایش در مورد محصولات خاص، از دقت بالاتری برخوردار بوده که در صورت وجود، ترجیح داده می شوند. البته در غیاب چنین نتایجی از مقادیر جدول مزبور می توان در شرایط مختلف به خوبی استفاده کرد. ضریب U یک محصول پنجره مانند که با مقادیر جدول فرق می کند را می توان با مراحل زیر بدست آورد:

(۱) تعیین ضرایب سطح قاب، مرکز شیشه، و لبه شیشه (با فرض یک نوار به پهنای ۶۵ میلی متر در اطراف محیط هر شیشه) (۲) تعیین ضریب U هر ناحیه (ضرایب U مرکز و لبه شیشه از دو ستون اول جدول ۱۹ و ضریب U قاب را می توان از جدول ۱۸، یا منابع دیگر، بدست آورد) و (۳) ضرب ضرایب سطح در ضریب U مربوطه و جمع آن ها (یا استفاده از معادله (۳۴)).

دیوارهای شیشه‌ای را می توان به عنوان پنجره ثابت در نظر گرفت. همچنین از نتایج پنجره‌های دو جداره می توان برای درهای شیشه‌ای تک جداره استفاده کرد. از اطلاعات جدول می توان دریافت که:

۱- ضرایب U نورگیرهای سقفی به مقدار زیادی بزرگتر از U پنجره‌های عمودی هستند، زیرا مساحت نورگیر، شامل دیواره آن، ۱۳۰ تا ۲۴۰ درصد بزرگتر از دهانه آن است. شیب نورگیر نیز بی تاثیر نیست.

۲- ضریب U شیشه‌های چند جداره را می توان با پر کردن فاصله‌ها از آرگون بجای

جدول ۱۹- ضریب U کلی انواع پنجره و نورگیر بر حسب $\frac{W}{m^2 \cdot C}$

نوع → پهنای قاب → نوع فاصله انداز	تنها قسمت شیشه ای			قاب آلومینیومی			قاب چوبی یا وینیل					
	مرکز شیشه	لبه شیشه	ثابت	ثابت	دو لنگه ای	نورگیر شیب دار	ثابت	دو لنگه ای		نورگیر شیب دار		
	(Not applicable)	عایق فلزی	تمام انواع	تمام انواع	تمام انواع	تمام انواع	عایق فلزی	عایق	فلزی	عایق	فلزی	
			32 mm (1 1/4 in.)	53 mm (2 in.)	19 mm (3/4 in.)	41 mm (1 5/8 in.)	88 mm (3 7/8 in.)	23 mm (7/8 in.)				
نوع شیشه:												
تک چداره:												
شیشه ای 3 mm (1/8 in.)	6.30	6.30	—	6.63	7.16	9.88	5.93	—	5.57	—	7.57	—
آکریلیک 6.4 mm (1/4 in.)	5.28	5.28	—	5.69	6.27	8.86	5.02	—	4.77	—	6.57	—
آکریلیک 3 mm (1/8 in.)	5.79	5.79	—	6.16	6.71	9.94	5.48	—	5.17	—	7.63	—
(بدون پوشش) دو چداره:												
فاصله هوایی 6.4 mm	3.24	3.71	3.34	3.90	4.55	6.70	3.26	3.16	3.20	3.09	4.37	4.22
فاصله هوایی 12.7 mm	2.78	3.40	2.91	3.51	4.18	6.65	2.88	2.76	2.86	2.74	4.32	4.17
فاصله آرگون 6.4 mm	2.95	3.52	3.07	3.66	4.32	6.47	3.03	2.91	2.98	2.87	4.14	3.97
فاصله آرگون 12.7 mm	2.61	3.28	2.76	3.36	4.04	6.47	2.74	2.61	2.73	2.60	4.14	3.97
(در صورت شمارش سطوح از خارج به داخل، سطح ۲ یا ۳) تنها یکی از سطوح فاصله هوایی دارای پوشش است. $e = 1.0$ دو چداره:												
فاصله هوایی 6.4 mm	2.44	3.16	2.60	3.21	3.89	6.04	2.59	2.46	2.60	2.47	3.73	3.53
فاصله هوایی 12.7 mm	1.82	2.71	2.06	2.67	3.37	6.04	2.06	1.92	2.13	1.99	3.73	3.53
فاصله آرگون 6.4 mm	1.99	2.83	2.21	2.82	3.52	5.62	2.21	2.07	2.26	2.12	3.32	3.09
فاصله آرگون 12.7 mm	1.53	2.49	1.83	2.42	3.14	5.71	1.82	1.67	1.91	1.78	3.41	3.19
(بدون پوشش) سه چداره:												
فاصله هوایی 6.4 mm	2.16	2.96	2.35	2.97	3.66	5.81	2.34	2.18	2.36	2.21	3.48	3.24
فاصله هوایی 12.7 mm	1.76	2.67	2.02	2.62	3.33	5.67	2.01	1.84	2.07	1.91	3.34	3.09
فاصله آرگون 6.4 mm	1.93	2.79	2.16	2.77	3.47	5.57	2.15	1.99	2.19	2.04	3.25	3.00
فاصله آرگون 12.7 mm	1.65	2.58	1.92	2.52	3.23	5.53	1.91	1.74	1.98	1.82	3.20	2.95
(در صورت شمارش سطوح از خارج به داخل، سطح ۲ یا ۵) تنها یکی از سطوح فاصله هوایی دارای پوشش است. $e = 0.1$ سه چداره:												
فاصله هوایی 6.4 mm	1.53	2.49	1.83	2.42	3.14	5.24	1.81	1.64	1.89	1.73	2.92	2.66
فاصله هوایی 12.7 mm	0.97	2.05	1.38	1.92	2.66	5.10	1.33	1.15	1.46	1.30	2.78	2.52
فاصله آرگون 6.4 mm	1.19	2.23	1.56	2.12	2.85	4.90	1.52	1.35	1.64	1.47	2.59	2.33
فاصله آرگون 12.7 mm	0.80	1.92	1.25	1.77	2.51	4.86	1.18	1.01	1.33	1.17	2.55	2.28

یادآوری:

(۱) برای تبدیل ضریب U به $\frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot F}$ ، مقادیر در ۰/۱۷۶ ضرب شوند.

(۲) در ضرایب U این جدول، اثرات ضرایب جابجایی در نظر گرفته شده و بر اساس شرایط زمستانی با دمای خارج $18^{\circ}C$ - و دمای داخل $21^{\circ}C$ ، با سرعت باد ۱۵ mph (۲۴ km/h) و شار خورشیدی صفر است. تغییرات جزئی دماهای داخل و خارج تاثیر چندانی بر ضریب U ندارد. پنجره ها عمودی فرض شده و نورگیرها دارای شیب 20° نسبت به افق و جریان حرارت روبه بالا هستند. فاصله اندازه های عایق از نوع چوبی، فایبرگلاس یا بوتیل هستند. اثرات لبه شیشه، در یک نوار ۶۵ میلی متری در محیط شیشه در نظر گرفته شده است. ابعاد محصول مورد استفاده در پنجره های ثابت 1714×1270 ، در پنجره های دولنگه ای 1714×2032 و در نورگیرها 1714×1016 است، ولی از این مقادیر می توان برای اندازه های مشابه نیز استفاده کرد. تمام مقادیر بر اساس شیشه ای به ضخامت ۳ میلی متر (۱/۸ اینچ) می باشد، مگر اینکه خلاف آن ذکر شده باشد.

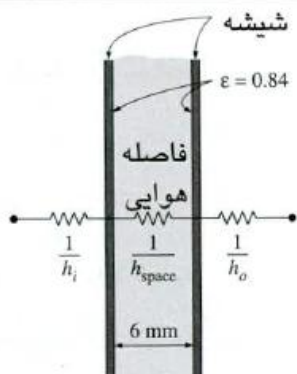
هوای خشک، به مقدار زیادی کاهش داد. استفاده از CO₂ نیز تاثیری مشابه آرگون دارد. استفاده از کریپتون نیز باعث کاهش بیشتر لایه می شود.

۳- پوشش دهی سطوح شیشه توسط لایه‌ای از مواد با ضریب نشر کم، ضریب لایه میزبان قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌دهد. در شیشه‌های چند جداره کافی است یکی از دو سطح روبروی هم پوشش داده شود.

۴- تار سیدن به ضخامت ۱۳ میلی‌متر ($\frac{1}{2}$ اینچ) برای فاصله هوایی، افزایش این فاصله موجب کاهش ضریب لایه می‌شود. برای یک تعداد شیشه معین، پنجره‌های با لایه هوایی ضخیم‌تر، لایه کوچکتری دارند. به ازاء یک ضخامت معین برای شیشه، هر چه تعداد آنها بیشتر باشد، ضریب لایه کمتر است. در نهایت یک پنجره سه جداره با فاصله هوایی $\frac{6}{4}$ میلی‌متر بین هر دو شیشه، ضریب لایه کوچکتری در مقایسه با یک پنجره دو جداره با فاصله هوایی $\frac{12}{7}$ میلی‌متر دارد.

۵- پنجره‌های با قاب چوبی یا وینیل، در مقایسه با پنجره‌های با قاب فلزی، لایه مراتب کمتری دارند. بنابراین از این پنجره‌ها در طراحی‌های صرفه‌جویانه از نظر انرژی، استفاده می‌شود.

مثال ۱۲- ضریب لایه ناحیه مرکزی شیشه پنجره



شکل ۴۶- نمودار شماتیک مثال ۱۲

ضریب λ ناحیه مرکزی شیشه یک پنجره دو جداره با ۶ میلی‌متر فاصله هوایی رادر شرایط طرح زمستان تعیین کنید (شکل ۴۶). شیشه‌ها از نوع بی‌رنگ با ضریب نشر ۰/۸۴ هستند.

دمای میانگین فاصله هوایی در شرایط طرح را صفردرجه سانتی‌گراد در نظر بگیرید.

پاسخ:

هدف تعیین ضریب λ ناحیه مرکزی شیشه یک پنجره دو جداره است.

«مفروضات»: ۱- شرایط پایدار است ۲- انتقال حرارت از پنجره یک بعدی است. ۳- مقاومت حرارتی جام‌های شیشه ناچیز است.

«خواص»: ضریب نشر شیشه بی‌رنگ ۰/۸۴ است.

«تحلیل»: بدون در نظرگیری مقاومت حرارتی جام‌های شیشه، که کوچک هستند، ضریب λ ناحیه مرکزی یک پنجره دو جداره عبارتست از:

$$\frac{1}{U_{\text{مرکز}}} \cong \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{\text{space}}} + \frac{1}{h_o}$$

که h_i ، h_{space} و h_o به ترتیب ضرایب انتقال حرارت سطح داخلی پنجره، فاصله هوایی بین شیشه‌ها و سطح خارجی پنجره می‌باشد. مقادیر h_i و h_o در شرایط طرح زمستان عبارتند از $h_i = 8.29 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ و $h_o = 34.0 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

ضریب نشر موثر یک پنجره دو جداره عبارتست از :

$$\varepsilon_{\text{موثر}} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} = \frac{1}{1/0.84 + 1/0.84 - 1} = 0.72$$

برای این مقدار ضریب نشر و دمای میانگین صفر درجه در فاصله هوایی ، از جدول ۱۶

برای فاصله هوایی ۶ میلی متری $h_{\text{space}} = 7.2 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ است.

$$\frac{1}{U_{\text{مرکز}}} = \frac{1}{8.29} + \frac{1}{7.2} + \frac{1}{34.0} \rightarrow U_{\text{مرکز}} = 3.46 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{پس:}$$

«بحث» : با استفاده از مقدار استاندارد $h_o = 29 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (بجای $h_o = 34.0 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) و

$h_{\text{space}} = 6.5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ در دمای میانگین 15°C برای فاصله هوایی، ضریب $U_{\text{مرکز}}$ شیشه

در جدول ۱۹ برابر $3.24 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ بدست می آید. (ردیف چهارم - ستون دوم).

مثال ۱۳- اتلاف حرارت از پنجره های با قاب آلومینیمی

یک پنجره شیشه ای ثابت با قاب آلومینیمی ، در دهانه مجرای از دیوارخانه، به ارتفاع ۴

فوت و پهنای ۶ فوت جاسازی شده و دمای آن خانه 72°F است (شکل ۴۷). نرخ اتلاف حرارتی

از پنجره و دمای سطح داخلی شیشه پنجره ، در هنگامیکه دمای هوای بیرون 15°F است

را در حالات زیر تعیین کنید :

پنجره مورد نظر : (الف) تک جداره با ضخامت $\frac{1}{8}$ اینچ می باشد (ب) دو جداره با فاصله هوایی

$\frac{1}{4}$ اینچ می باشد. (پ) سه جداره با پوشش دارای ضریب نشر پایین و فاصله هوایی $\frac{1}{4}$ اینچ می باشد.

پاسخ

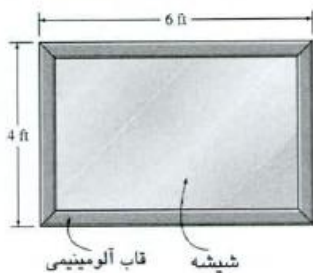
هدف تعیین اتلاف حرارتی از پنجره با قاب آلومینیمی و تعیین دمای سطح داخلی در مورد

پنجره های تک جداره ، دو جداره و سه جداره با ضریب نشر پائین است .

«مفروضات» : ۱- شرایط پایدار است ۲- انتقال حرارت از پنجره یک بعدی است ۳- خواص

حرارتی پنجره و ضرایب انتقال حرارت ثابت هستند.

«خواص» : ضرایب U پنجره در جدول ۱۹ ارائه شده است .



الف) تک جداره
ب) دو جداره
پ) سه جداره ، با ضریب نشر پایین

شکل ۴۷- نمودار شماتیک مثال ۱۳

«تحلیل»: نرخ انتقال حرارت از پنجره عبارتست از:

$$\dot{Q}_{\text{پنجره}} = U A_{\text{پنجره}} (T_i - T_o)$$

که T_i و T_o به ترتیب دماهای هوای داخل و خارج، U ضریب انتقال حرارت کل پنجره و $A_{\text{پنجره}}$ مساحت پنجره است که بصورت زیر تعیین می شود.

$$A_{\text{پنجره}} = \text{پهنا} \times \text{ارتفاع} = (4 \text{ ft})(6 \text{ ft}) = 24 \text{ ft}^2$$

ضرایب U این سه حالت را می توان از جدول ۱۹ به ترتیب برابر $6/63$ ، $3/51$ و $1/92 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ بدست آورد (برای تبدیل به $\frac{\text{Btu}}{\text{h-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}}$ در 0.176 ضرب شود). همچنین با استفاده از قانون سرمایش نیوتن دمای سطح داخلی شیشه بدست می آید:

$$\dot{Q}_{\text{پنجره}} = h_i A_{\text{پنجره}} (T_i - T_{\text{شیشه}})$$

$$T_{\text{شیشه}} = T_i - \frac{\dot{Q}_{\text{پنجره}}}{h_i A_{\text{پنجره}}}$$

که h_i ضریب جابجایی سطح داخلی پنجره است که از

$$h_i = 8.3 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C} = 1.46 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

بدست می آید. نرخ اتلاف حرارت و دمای سطح داخلی

شیشه در هر حالت عبارتست از:

الف) تک جداره

$$\dot{Q}_{\text{پنجره}} = (6.63 \times 0.176)(24)(72 - 15) = 1596 \text{ Btu/h}$$

$$T_{\text{شیشه}} = T_i - \frac{\dot{Q}_{\text{پنجره}}}{h_i A_{\text{پنجره}}} = 72 - \frac{1596}{(1.46)(24)} = 26.5^\circ\text{F}$$

(ب) دو جداره

$$\dot{Q}_{\text{پنجره}} = (3.51 \times 0.176)(24)(72 - 15) \text{ F} = 845 \text{ Btu/h}$$

$$T_{\text{شیشه}} = T_i - \frac{\dot{Q}_{\text{پنجره}}}{h_i A_{\text{پنجره}}} = 72 - \frac{845}{(1.46)(24)} = 47.9^\circ \text{F}$$

پ) پنجره سه جداره (با فاصله هوایی $\frac{1}{4}$ اینچ و پوشش

با ضریب نشر پائین)

$$\dot{Q}_{\text{پنجره}} = (1.92 \times 0.176)(24)(72 - 15) = 462 \text{ Btu/h}$$

$$T_{\text{شیشه}} = T_i - \frac{\dot{Q}_{\text{پنجره}}}{h_i A_{\text{پنجره}}} = 72 - \frac{462}{(1.46)(24)} = 58.8^\circ \text{F}$$

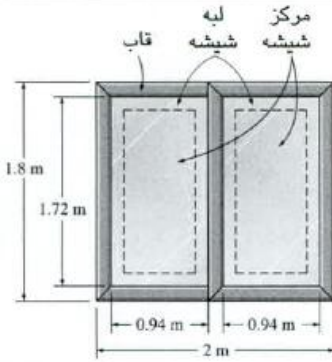
در نتیجه مشاهده می شود که در مقایسه با پنجره تک جداره، انتقال حرارت از پنجره دو جداره ۴۷ درصد و از پنجره سه جداره ۷۱ درصد کاهش می یابد. همچنین در حالت پنجره تک جداره، دمای سطح داخلی شیشه پایین بوده که بدلیل افزایش اتلاف حرارتی تشعشعی افراد موجب ناراحتی ساکنین می شود. این مقدار از $26/5^\circ \text{F}$ در حالت تک جداره، که پایین تر از نقطه انجماد است به $47/9^\circ \text{F}$ در پنجره دو جداره و $58/8^\circ \text{F}$ در پنجره سه جداره افزایش یافته است.

مثال ۱۴- ضریب U پنجره دو لنگه‌ای

مقدار ضریب U کلی یک پنجره دو لنگه‌ای دو جداره با قاب چوبی و فاصله اندازه‌های فلزی را تعیین کرده و آن را با مقدار مربوطه در جدول ۱۹ مقایسه کنید. ابعاد کلی پنجره $2/00 \text{ m} \times 1/80 \text{ m}$ بوده و ابعاد هر شیشه

۰/۹۴m × ۱/۷۲m است (شکل ۴۸).

پاسخ



شکل ۴۸- نمودار شماتیک مثال ۱۴

هدف تعیین ضریب U یک پنجره دولنگه ای و مقایسه آن با مقدار جدول است.

«مفروضات»: ۱- شرایط پایدار است ۲- انتقال حرارت از پنجره یک بعدی است.

«خواص»: ضرایب U ناحیه‌های مختلف در جداول ۱۷ و ۱۹ ارائه شده‌اند.

«تحلیل»: مساحت های پنجره، شیشه و قاب عبارتند از:

$$A_{\text{پنجره}} = \text{پهنا} \times \text{ارتفاع} = (1.8)(2.0) = 3.60 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{شیشه}} = 2 \times (\text{پهنا} \times \text{ارتفاع}) = 2(1.72)(0.94) = 3.23 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{قاب}} = A_{\text{پنجره}} - A_{\text{شیشه}} = 3.60 - 3.23 = 0.37 \text{ m}^2$$

ناحیه لبه شیشه، نواری به پهنای ۶/۵ سانتی متر در حاشیه محیط شیشه بوده و مساحت نواحی مرکزی و لبه شیشه عبارتست از:

$$A_{\text{مرکز}} = 2 \times (\text{پهنا} \times \text{ارتفاع}) = 2(1.72 - 0.13)(0.94 - 0.13) = 2.58 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{لبه}} = A_{\text{شیشه}} - A_{\text{مرکز}} = 3.23 - 2.58 = 0.65 \text{ m}^2$$

ضریب U قاب از جدول ۱۷ برابر $2.8 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ است.

ضرایب U مرکز و لبه از جدول ۱۹ (ردیف پنجم - ستونهای

دوم و سوم) به ترتیب $۲/۲۴$ و $۲/۷۱ \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ است.

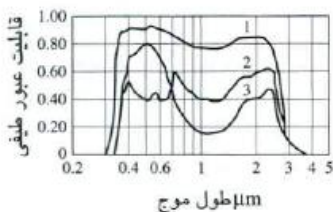
پس ضریب U کل پنجره عبارتست از:

$$\begin{aligned}
 U_{\text{پنجره}} &= (U_{\text{قاپ } A} + U_{\text{لبه } A} + U_{\text{لبه } B} + U_{\text{مرکز } A} + U_{\text{مرکز } B}) / A \\
 &= (3.24 \times 2.58 + 3.71 \times 0.65 + 2.8 \times 0.37) / 3.60 \\
 &= 3.28 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

ضریب U کل درج شده در جدول ۱۹ برای این نوع پنجره $3.28 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ بوده که کاملاً نزدیک به مقدار محاسبه شده است.

۹- حرارت دریافتی خورشیدی از طریق پنجره‌ها

منبع گرمای اصلی کره زمین خورشید می باشد. شدت پرتودهی خورشید در روی سطحی عمود بر اشعه خورشید، در خارج از جو زمین و در فاصله متوسط 149.5 میلیون کیلومتری بین خورشید و زمین را « ثابت خورشیدی » گویند. مقدار پذیرفته شده ثابت خورشیدی $1373 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ ($435/4 \frac{\text{Btu}}{\text{h-ft}^2}$) است، اما مقدار آن به میزان $3/5$ درصد می تواند فرق کند بطوریکه در 3 ژانویه که خورشید در نزدیکترین فاصله نسبت به زمین است حداکثر به $1418 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ و در 4 ژوئیه، که خورشید در دورترین فاصله نسبت به زمین است، حداقل به $1225 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ می رسد. توزیع طیفی تابش خورشیدی در خارج از جو مشابه با انرژی صادره از جسم سیاهی به دمای 5782°C است که حدود 9 درصد آن در ناحیه فرابنفش (طول موج 0.29 تا 0.4 میکرون)، 39 درصد آن در ناحیه نور مرئی (طول موج 0.4 تا 0.7 میکرون) و 52 درصد باقیمانده در ناحیه فرو سرخ (طول موج 0.7 تا $3/5$ میکرون) قرار دارد. حداکثر تشعشع در طول موج 0.48 میکرون رخ داده، که مطابق با رنگ سبز از طیف نور مرئی است. آشکار است که به منظور کسب بیشترین نور طبیعی و کمترین حرارت دریافتی از خورشید، ماده شفاف (مثل شیشه) مناسب است که قسمت مرئی طیف خورشیدی را عبور داده و قسمت فرو سرخ آن را جذب کند. جالب است که شیشه‌های معمولی پنجره‌ها چنین رفتاری



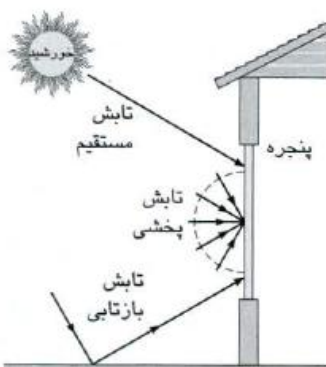
۱- شیشه صاف ۳ میلی متری

۲- شیشه خاکستری ۶ میلی متری جاذب حرارت

۳- شیشه سبز ۶ میلی متری جاذب حرارت

شکل ۴۹- تغییرات قابلیت عبور شیشه‌های مختلف مورد استفاده در ساختمان بر حسب طول موج

را بخوبی نشان می‌دهند. (شکل ۴۹) قسمتی از تابش خورشیدی ورودی به جو زمین پراکنده شده و توسط ملکول‌های هوا و بخار آب، گرد و غبار، و قطرات ریز آب درون ابرها جذب شده و در نتیجه تابش خورشیدی که به سطح زمین برخورد می‌کند کمتر از ثابت خورشیدی است. مقدار کاهش تابش خورشیدی به طول مسیر پیموده شده اشعه در جو و همچنین ترکیب جو (ابرها، گرد و غبار، رطوبت و مه‌دود) در آن مسیر بستگی دارد. اغلب تشعشع فرابنفش توسط ازن در لایه فوقانی جو جذب شده و تفرق تابش با طول موج کوتاه در محدوده آبی توسط ملکولهای هوا، دلیل رنگ آبی آسمان صاف است. در عرض جغرافیایی $41/8$ درجه، در سطح دریا و طی یک روز روشن کل انرژی تابش خورشیدی رسیده شده مستقیم شامل ۳ درصد تابش فرابنفش، ۳۸ درصد نور مرئی و ۵۹ درصد تابش فرو سرخ است.

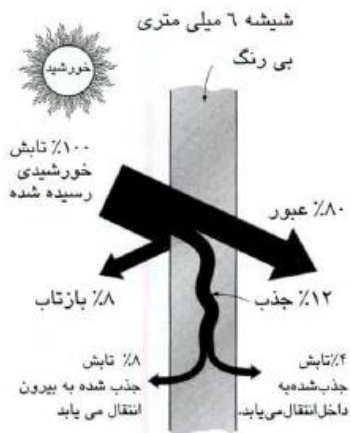


شکل ۵۰- مولفه‌های مستقیم، پخش و بازتابی تابش خورشیدی رسیده شده به یک پنجره

قسمتی از تابش خورشیدی که بدون تفرق یا جذب به سطح زمین می‌رسد را «تابش مستقیم» گویند. قسمتی از تابش خورشیدی که توسط اجزاء اتمسفر جذب یا متفرق می‌شود، «تابش پخش» نامیده می‌شود.

تابش مستقیم، از خورشید بصورت مسیر مستقیم می‌آید، در حالیکه تابش پخش در تمام جهات، از آسمان وارد

می‌شود. کل تابش رسیده شده به زمین، در یک روز ابری، بصورت تابش پخشی است. تشعشعی که به یک سطح می‌رسد، کلاً از سه جزء تشکیل می‌شود: تابش مستقیم، تابش پخشی و تابش بازتابی ناشی از سطوح مجاور (شکل ۵۰). سطوح معمول مثل چمن، درختان، سنگ‌ها و بتون حدود ۲۰ درصد تشعشع دریافتی را منعکس کرده و بقیه را جذب می‌کنند. سطح پوشیده از برف حدود ۷۰ درصد تشعشع دریافتی را منعکس می‌کند. تابش برخورد کرده به سطحی که در معرض دید مستقیم خورشید نیست شامل تابش پخشی و بازتابی است. بنابراین در یک ظهر خورشیدی، تابش‌های خورشیدی رسیده شده به سطوح شرقی، غربی و شمالی یک خانه جنوبی برابر است، زیرا تمامی آنها شامل مولفه‌های پخش و بازتابی هستند. در این حالت اختلاف بین تابش‌های دریافتی دیوارهای جنوبی و شمالی نشانگر مقدار تابش مستقیم رسیده شده به دیوار جنوبی است.



در هنگام برخورد تابش خورشیدی به سطح شیشه، قسمتی از آن (حدود ۹ درصد در مورد یک شیشه بی‌رنگ و بدون پوشش) به خارج منعکس شده، قسمتی از آن (حدود ۵ تا ۵۰ درصد بسته به ترکیب و ضخامت) توسط شیشه جذب شده و بقیه به داخل عبور می‌کند (شکل ۵۱).

شکل ۵۱- توزیع تابش خورشیدی رسیده شده به یک شیشه بی رنگ



برطبق اصل بقاء انرژی مجموع تابشهای خورشیدی عبور کرده، بازتاب شده و جذب شده برابر با تابش خورشیدی دریافتی است. یعنی:

$$\tau_s + \rho_s + \alpha_s = 1$$

بطوریکه τ_s ضریب عبور، ρ_s ضریب بازتاب (انعکاس) و α_s ضریب جذب شیشه در برابر تابش خورشیدی بوده که به ترتیب نشانگر کسری از تابش خورشیدی دریافتی است که عبور، بازتاب و جذب شده است. یک شیشه بی رنگ به ضخامت استاندارد ۳ میلی متر ($\frac{1}{8}$ اینچ) ۸۶ درصد تشعشع خورشیدی رسیده شده را عبور داده، ۸ درصد آن را منعکس نموده و ۶ درصد دیگر را جذب می کند.

خواص تشعشعی مواد معمولاً در وضعیت برخورد عمودی ارائه می شوند، اما از آنها می توان برای زوایای برخورد دیگر نیز استفاده کرد زیرا، ضرایب عبور، بازتاب و جذب مواد شفاف، در زوایای برخورد تا ۶۰ درجه نسبت به وضعیت عمودی، ثابت می مانند.

تغییرات ساعتی میزان تابش خورشیدی رسیده شده به دیوارها و پنجره های یک خانه در جدول ۲۰ ارائه شده است. تابش خورشیدی که به داخل خانه وارد می شود در هنگام برخورد به سطوح، مقداری جذب شده و مقداری نیز منعکس می شود، اما نهایتاً تمامی آن بصورت گرمای محسوس توسط میل و اثاث، دیوارها، افراد و ... جذب می گردد. بنابراین تابش خورشیدی که به داخل یک ساختمان وارد می شود معرف حرارت دریافتی ساختمان است. همچنین تابش خورشیدی که توسط شیشه ها جذب می شود به صورت جابجایی و تشعشع به داخل و خارج ساختمان منتقل می شود. مجموع تابش خورشیدی عبوری و تشعشع جذب شده ای که داخل ساختمان جریان می یابد را «حرارت دریافتی از خورشید» گویند. نسبت تابش خورشیدی رسید شده ای که از طریق شیشه ها وارد می شود را «ضریب دریافت تابش خورشیدی» (Solar heat gain coefficient)، SHGC، گویند بطوریکه:

$$\begin{aligned} \text{SHGC} &= \frac{\text{حرارت خورشیدی دریافتی از طریق پنجره}}{\text{تابش خورشیدی رسیده شده به پنجره}} \\ &= \frac{\dot{q}_{\text{خورشیدی دریافتی}}}{\dot{q}_{\text{خورشیدی رسیده شده}}} = \tau_s + f_i \alpha_s \end{aligned} \quad (38)$$

بطوریکه α_s ضریب جذب شیشه و f_i کسری از تابش خورشیدی ورودی است که توسط شیشه جذب می‌شود. بنابراین کمیت بدون بعد SHGC مجموع کسرهایی از تابش خورشیدی رسیده شده به پنجره است که مستقیماً عبور کرده (τ_s) و یا جذب و مجدداً صادر می‌شود. مقدار SHGC بین صفر تا یک بوده، که مقدار یک مربوط به دهانه‌مجرای در دیوار (یا سقف) است که هیچ شیشه‌ای ندارد. در صورت معلوم بودن SHGC یک پنجره، حرارت خورشیدی دریافتی از پنجره عبارتست از:

$$\dot{Q}_{\text{خورشیدی رسیده شده}} = \text{SHGC} \times A_g \times \dot{q}_{\text{خورشیدی دریافتی}} \quad (39)$$

بطوریکه A_g مساحت شیشه پنجره و $\dot{q}_{\text{خورشیدی رسیده شده}}$ ، برحسب $\frac{W}{m^2}$ ، شار حرارتی خورشیدی است که بر سطح خارجی پنجره برخورد می‌کند.

روش دیگر ارائه مشخصه های عبوری انواع مختلف شیشه و وسایل آفتاب گیر ، مقایسه آنها با یک ماده شفاف شناخته شده است که به عنوان مبنا می‌تواند در نظر گرفته شود. این امر با در نظرگیری یک جام شیشه بی رنگ استاندارد با استحکام مضاعف به ضخامت ۳ میلی متر ($\frac{1}{8}$ اینچ) ، که SGHC آن به عنوان «شیشه مبنا» ۰/۸۷ است، صورت گرفته و براین اساس «ضریب آفتاب گیری» ، SC ، نیز بصورت زیر تعریف می شود:

$$\begin{aligned} \text{SC} &= \frac{\text{حرارت خورشیدی دریافتی محصول مورد نظر}}{\text{تابش خورشیدی دریافتی شیشه مبنا}} \\ &= \frac{\text{SHGC}}{\text{SHGC}_{\text{ref}}} = \frac{\text{SHGC}}{0.87} = 1.15 \times \text{SHGC} \end{aligned} \quad (40)$$

در نتیجه، ضریب آفتاب‌گیری یک پنجره شیشه‌ای تک جداره $\text{SC} = 1.0$ است. ضرایب آفتاب-گیری دیگر محصولات پنجره ای در جدول ۲۱ ، برای شرایط طرح تابستانی ارائه شده‌اند.

جدول ۲۰- تغییرات ساعتی تابش خورشیدی رسیده شده به سطوح مختلف و مقدار کل روزانه مربوط به سرتاسر یک سال در عرض جغرافیایی ۴۰°

جهت سطح تاریخ	W/m ² * تابش خورشیدی رسیده شده به سطح																	کل روزانه
	زمان خورشیدی																	
	5	6	7	8	9	10	11	12 noon	13	14	15	16	17	18	19			
Jan.	N	0	0	0	20	43	66	68	71	68	66	43	20	0	0	0	446	
	NE	0	0	0	63	47	66	68	71	68	59	43	20	0	0	0	489	
	E	0	0	0	402	557	448	222	76	68	59	43	20	0	0	0	1863	
	SE	0	0	0	483	811	875	803	647	428	185	48	20	0	0	0	4266	
	S	0	0	0	271	579	771	884	922	884	771	579	271	0	0	0	5897	
	SW	0	0	0	20	48	185	428	647	803	875	811	483	0	0	0	4266	
	W	0	0	0	20	43	59	68	76	222	448	557	402	0	0	0	1863	
	NW	0	0	0	20	43	59	68	71	68	66	47	63	0	0	0	489	
	افقی	0	0	0	51	198	348	448	482	448	348	198	51	0	0	0	2568	
	مستقیم	0	0	0	446	753	865	912	926	912	865	753	446	0	0	0	—	
Apr.	N	0	41	57	79	97	110	120	122	120	110	97	79	57	41	0	1117	
	NE	0	262	508	462	291	134	123	122	120	110	97	77	52	17	0	2347	
	E	0	321	728	810	732	552	293	131	120	110	97	77	52	17	0	4006	
	SE	0	189	518	682	736	699	582	392	187	116	97	77	52	17	0	4323	
	S	0	18	59	149	333	437	528	559	528	437	333	149	59	18	0	3536	
	SW	0	17	52	77	97	116	187	392	582	699	736	682	518	189	0	4323	
	W	0	17	52	77	97	110	120	392	293	552	732	810	728	321	0	4006	
	NW	0	17	52	77	97	110	120	122	123	134	291	462	508	262	0	2347	
	افقی	0	39	222	447	640	786	880	911	880	786	640	447	222	39	0	6938	
	مستقیم	0	282	651	794	864	901	919	925	919	901	864	794	651	282	0	—	
July	N	3	133	109	103	117	126	134	138	134	126	117	103	109	133	3	1621	
	NE	8	454	590	540	383	203	144	138	134	126	114	95	71	39	0	3068	
	E	7	498	739	782	701	531	294	149	134	126	114	95	71	39	0	4313	
	SE	2	248	460	580	617	576	460	291	155	131	114	95	71	39	0	3849	
	S	0	39	76	108	190	292	369	395	369	292	190	108	76	39	0	2552	
	SW	0	39	71	95	114	131	155	291	460	576	617	580	460	248	2	3849	
	W	0	39	71	95	114	126	134	149	294	531	701	782	739	498	7	4313	
	NW	0	39	71	95	114	126	134	138	144	203	383	540	590	454	8	3068	
	افقی	1	115	320	528	702	838	922	949	922	838	702	528	320	115	1	3902	
	مستقیم	7	434	656	762	818	850	866	871	866	850	818	762	656	434	7	—	
Oct.	N	0	0	7	40	62	77	87	90	87	77	62	40	7	0	0	453	
	NE	0	0	74	178	84	80	87	90	87	87	62	40	7	0	0	869	
	E	0	0	163	626	652	505	256	97	87	87	62	40	7	0	0	2578	
	SE	0	0	152	680	853	864	770	599	364	137	66	40	7	0	0	4543	
	S	0	0	44	321	547	711	813	847	813	711	547	321	44	0	0	5731	
	SW	0	0	7	40	66	137	364	599	770	864	853	680	152	0	0	4543	
	W	0	0	7	40	62	87	87	97	256	505	652	626	163	0	0	2578	
	NW	0	0	7	40	62	87	87	90	87	80	84	178	74	0	0	869	
	افقی	0	0	14	156	351	509	608	640	608	509	351	156	14	0	0	3917	
	مستقیم	0	0	152	643	811	884	917	927	917	884	811	643	152	0	0	—	

* برای تبدیل به Btu/m² - در ۳۱۷۱ ضرب شود.

جدول ۲۱- ضریب آفتاب‌گیری (SC) و ضریب عبور خورشیدی (T) چند نوع شیشه در شرایط طرح تابستانی

نوع شیشه	ضخامت اسمی		SC*	T _s
	mm	in.		
تک جداره (الف):				
بی رنگ	3	$\frac{1}{8}$	0.86	1.0
	6	$\frac{1}{4}$	0.78	0.95
	10	$\frac{3}{8}$	0.72	0.92
	13	$\frac{1}{2}$	0.67	0.88
جاذب حرارت	3	$\frac{1}{8}$	0.64	0.85
	6	$\frac{1}{4}$	0.46	0.73
	10	$\frac{3}{8}$	0.33	0.64
	3	$\frac{1}{2}$	0.24	0.58
دو جداره (ب):				
با سطح داخلی بی رنگ	3 ^a	$\frac{1}{8}$	0.71 ^b	0.88
با سطح خارجی بی رنگ	6	$\frac{1}{4}$	0.61	0.82
با سطح داخلی بی رنگ و سطح خارجی جاذب حرارت ^c	6	$\frac{1}{4}$	0.36	0.58

* برای تعیین SHGC، در ۰/۸۷ ضرب شود.

^a ضخامت هر جام شیشه

^b قابلیت عبور ترکیبی، برای واحد نصب شده

^c منظور شیشه های خاکستری، برنزی یا سبز جاذب

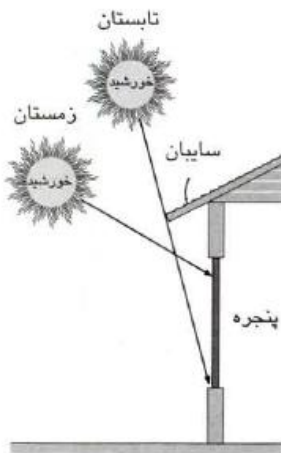
حرارت می باشد.

یادآوری جداول ۲۰-۲۱:

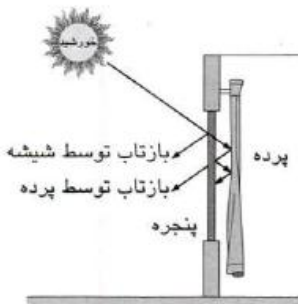
مقادیر ارائه شده برای بیست و یکم هر ماه و طی یک روز معمولی و بدون ابر است. در ارتفاعات بالا و طی آسمان صاف این مقادیر می تواند ۱۵ درصد بیشتر شده و در مناطق خیلی مرطوب و طی یک اتمسفر غبار آلود صنعتی نیز می تواند تا ۳۰ درصد کمتر شود. مقدار کل روزانه از روشن انتگرالگیری سیمپسون و با بازه های زمانی ۱۰ دقیقه ای بدست آمده است. ضریب بازتاب خورشیدی سطح زمین ۰/۲ فرض شده که در مورد بتون های کهنه، سنگ های خرد شده و علف های سبز صادق است. در یک محل خاص، از اطلاعات تابش خورشیدی آن محل استفاده شود. جهت یک سطح نشانگر جهت سطح عمودی است که در معرض قرار دارد. به عنوان مثال، W نشانگر این است که تابش خورشیدی، به واحد سطح یک دیوار جنوبی برخورد می کند.

زمان خورشیدی می تواند نسبت به زمان محلی متفاوت باشد. ظهر خورشیدی در یک محل، زمانی است که خورشید در بالاترین وضعیت است (و در نتیجه کوتاهترین سایه ها ایجاد می شود). داده های تابش خورشیدی نسبت به ظهر متقارن هستند: مثلاً مقدار مربوط به یک دیوار غربی در دو ساعت قبل از ظهر با مقدار مربوط به یک دیوار شرقی در دو ساعت بعد از ظهر برابر است.

به دلیل ضریب جابجایی بالاتر سطح بیرونی ، که ناشی از سرعت بالای باد است و همچنین بالاتر بودن نرخ جریان رو به خارج حرارت خورشیدی جذب شده توسط شیشه، مقدار SC در شرایط طرح زمستان می تواند اندکی کوچکتر باشد ، ولی این اختلاف جزئی است. قابل ذکر است که هر چه ضریب آفتابگیری بزرگتر باشد، تاثیر آفتاب گیر کوچکتر بوده و مقدار حرارت خورشیدی دریافتی بیشتر است. یک ماده شفاف با ضریب آفتابگیری بزرگ موجب می شود که کسر بزرگی از تابش خورشیدی به داخل وارد شود . بسته به اینکه وسایل آفتابگیر در داخل یا خارج نصب شوند در قالب آفتابگیر داخلی و آفتابگیر خارجی طبقه بندی می شوند. آفتابگیرهای خارجی موثرتر هستند زیرا با قطع اشعه خورشید در قبل از برخورد به شیشه ، حرارت خورشیدی دریافتی را کاهش می دهند. با استفاده از آفتاب گیرهای خارجی میزان حرارت خورشیدی دریافتی از پنجره را می توان تا ۸۰ درصد کاهش داد. سایبانها از دیرباز به عنوان آفتابگیر خارجی پنجره ها استفاده می شوند. در تابستان، خورشید در افق بالاتری نسبت به زمستان قرار دارد. یک سایبان یا برجستگی افقی با اندازه مناسب می تواند بطور کامل ، در تابستان مانع از ورود اشعه خورشید شده در حالیکه در فصل زمستان اجازه ورود



شکل ۵۲- یک سایبان با اندازه مناسب می‌تواند در تابستان کاملاً مانع از ورود اشعه‌های خورشید شده ولی در زمستان اجازه ورود آن را بدهد.



شکل ۵۳- در تابستان پرده‌ها از طریق بازتاب تابش خورشیدی میزان حرارت دریافتی از خورشید را کاهش داده و در زمستان نیز پرده‌ها با ایجاد فاصله هوایی در قبل از پنجره، اتلاف حرارتی را کم می‌کنند.

اغلب آن را می‌دهد (شکل ۵۲) چنین آفتاب‌گیرهایی در نیم کره شمالی می‌توانند حرارت خورشیدی دریافتی از جنوب و جنوب شرقی و جنوب غربی را کاهش دهند. در یک پنجره می‌توان از طریق خارج به کمک برجستگی‌های معماری افقی، توری و پرده ایجاد سایه نمود. جهت تاثیر بیشتر، هوا باید در اطراف این وسیله خارجی، آزادانه جریان یافته تا حرارت جذب شده توسط آفتاب‌گیر و شیشه دفع شود. برخی از انواع آفتاب‌گیرهای داخلی که در اغلب پنجره‌ها بکار می‌روند در عین کنترل حرارت خورشیدی دریافتی، در رابطه با حفظ حریم و زیباسازی نیز کاربرد دارند. آفتاب‌گیرهای داخلی قبل از جذب تابش خورشیدی عبور کرده و تبدیل آن به حرارت، از طریق بازتاب آن عمل می‌کنند. پرده‌ها می‌توانند بارهای حرارتی و برودتی سالانه یک ساختمان را، بسته به نوع و عاداتهای فردی شخص کاربر، بین ۵ تا ۲۰ درصد کاهش دهند. در تابستان، کاهش حرارت دریافتی اساساً از طریق بازتاب تابش مستقیم خورشیدی صورت می‌گیرد (شکل ۵۳). فاصله هوایی نیمه محصور که توسط پرده‌ها ایجاد می‌شود، به عنوان یک سد حرارتی اضافی در مقابل حرارت عمل کرده و باعث کاهش ضریب LA پنجره و در نتیجه کاهش نرخ انتقال حرارت در تابستان و زمستان می‌شود.

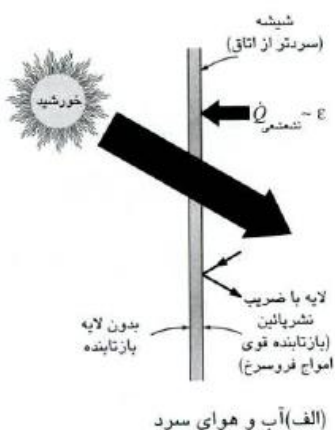
خصوصیات پرده، در رابطه با نور خورشید را می‌توان به دقت اندازه‌گیری نمود یا مستقیماً از سازنده بدست آورد. ضریب آفتاب‌گیری پرده به ضریب گشودگی (openness) آن بستگی داشته که عبارت از نسبت مساحت باز بین الیاف (که اشعه خورشید به راحتی از آن عبور می‌کند) ، به مساحت کل پارچه است. از پارچه‌های با بافت فشرده تابش کمتری عبور کرده و در نتیجه ضریب گشودگی کوچکی دارند . قابلیت بازتاب سطحی از پرده که رو به شیشه است تاثیر زیادی بر میزان حرارت خورشیدی دریافتی دارد. پرده‌های روشن پارچه‌ای با بافت فشرده حداکثر بازتاب را داشته و در نتیجه حرارت خورشیدی دریافتی را حداقل می‌سازند. از سوی دیگر، پرده‌های تیره رنگ پارچه‌ای با بافت باز یا نیمه باز حداقل بازتاب و حداکثر حرارت خورشیدی دریافتی را دارند.

ضریب آفتاب‌گیری پرده‌ها به نحوه آویزان شدن آنها نیز بستگی دارد. معمولاً پهنای پرده مورد استفاده دو برابر پهنای محل نصب بوده تا بصورت چین دار به نظر آید. یک پرده مسطح مانند یک آفتاب‌گیر معمولی پنجره عمل می‌کند. یک پرده مسطح دارای ضریب بازتاب بالاتر و در نتیجه ضریب آفتاب‌گیری کوچکتری از یک پرده چین‌دار است.

آفتاب‌گیرهای خارجی نظیر سایبان‌ها و شیشه‌های رنگی می‌توانند در طی عمر کاری خویش، بدون آنکه نیازی به فعال سازی آنها باشد، ضمن حفظ کارایی خود به مدت طولانی ، بصورت مفید عمل کنند. عملکرد آنها وابسته به یک شخص یا یک سیستم خودکار نبوده و به عنوان وسایل آفتاب‌گیر غیر فعال (Passive) ، تاثیر زیادی در حداکثر مقدار بار بروندی و مصرف انرژی سالانه دارند . از سوی دیگر میزان تاثیر گذاری وسایل آفتاب‌گیری که بصورت دستی فعال می‌شوند، بسته به عادات فردی شخص کاربر به مقدار زیادی تغییر کرده ، که این تغییر باید در هنگام ارزیابی عملکرد در نظر گرفته شود.

وظیفه اولیه یک آفتابگیر داخلی، تامین آسایش حرارتی ساکنین است. یک پنجره بدون آفتابگیر اجازه ورود اغلب تابش خورشیدی رسیده شده را داده و در ضمن قسمتی از انرژی خورشیدی جذب شده را بصورت تابش فرو سرخ به اتاق انتقال می دهد. تشعشع صادره و نور خورشیدی که مستقیماً عبور می کند، می تواند موجب ناراحتی افراد نزدیک پنجره شود. در زمستان به دلیل پائین بودن دمای شیشه نسبت به هوای اتاق، حرارت اضافی ساکنین بصورت تشعشع تلف می شود. یک وسیله آفتاب گیر می تواند در ضمن کنترل نور مستقیم و تابش فرو سرخ، حریم خصوصی و دید بیرونی را نیز محفوظ بدارد. در فصل زمستان، آفتابگیر دمای بیشتری از شیشه داشته و در نتیجه اتلاف تشعشعی از ساکنین کاهش می یابد. با استفاده کمتر از رنگهای سفید می توان درخشش بیش از حد پرده ها را به حداقل رساند. وسایل آفتاب گیر داخلی، بخصوص پرده های پارچه ای با بافت فشرده، در کاهش صداهای داخل اتاق تاثیر زیادی داشته ولی نمی توانند در برابر صداهای بیرونی موثر باشند.

نوع آب و هوا معمولاً بیانگر نوع پنجره مورد استفاده در ساختمان است. در آب و هوای سرد، از آنجا که بار حرارتی بسیار بیشتر از بار برودتی است، توصیه می شود که پنجره ها دارای بالاترین ضریب عبور برای کل طیف خورشیدی بوده و در عین حال برای تابش فرو سرخ صادره توسط دیوارها و اثاثیه اتاق نیز ضریب بازتاب بالائی (یا ضریب نشر پائینی) داشته باشند. در مورد ساختمانهایی که گرمایش آنها مهم تر است، پنجره های با ضریب نشر پائین مناسب ترند. پنجره های با طراحی و کارکرد خوب، در فصل سرما این اجازه را می دهند که در مقایسه با حرارت تلف شده، گرمای بیشتری وارد ساختمان شود. در آب و هوای گرم که بار برودتی بسیار بیشتر از بار حرارتی است، توصیه می شود که پنجره ها اجازه دهند تا نور مرئی تابش خورشیدی وارد شده، اما مانع از ورود تابش خورشیدی فرو سرخ شوند. چنین پنجره هایی می توانند حرارت خورشیدی دریافتی را بدون ایجاد افت



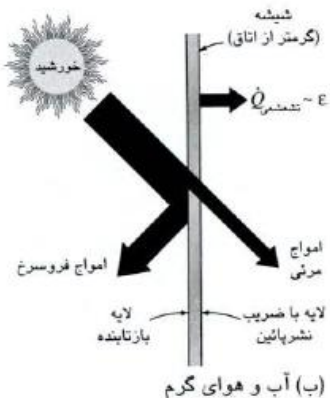
قابل ملاحظه در نور طبیعی، تا ۶۰ درصد کاهش دهند. چنین رفتاری را می‌توان توسط شیشه‌هایی که سطح خارجی آن از یک لایه جاذب حرارت و سطح داخلی آن از یک لایه با ضریب نشرپائین پوشیده شده، بدست آورد. (شکل ۵۴). پنجره‌هایی که بطور مناسب انتخاب می‌شوند، می‌توانند بار برودتی را در مقایسه با پنجره‌های دارای شیشه بی‌رنگ بین ۱۵ تا ۳۰ درصد کاهش دهند. قابل ذکر

است که انتقال حرارت بین یک اتاق و پنجره‌های آن متناسب با ضریب نشر سطح روبه اتاق شیشه (ϵ_g) بوده و عبارتست از:

$$\dot{Q}_{\text{نشرشیشه با اتاق}} = \epsilon_g A_{\text{شیشه}} (T_{\text{اتاق}}^4 - T_{\text{شیشه}}^4)$$

بنابراین شیشه‌ای که ضریب نشر سطح داخلی آن پائین است، می‌تواند موجب کاهش اتلاف حرارتی تشعشعی در زمستان ($T_{\text{اتاق}} > T_{\text{شیشه}}$) و حرارت دریافتی تشعشعی در تابستان ($T_{\text{شیشه}} < T_{\text{اتاق}}$) شود.

شیشه‌های رنگی و شیشه‌های با پوششی از لایه‌های بازتابنده، حرارت خورشیدی دریافتی تابستانی و اتلاف حرارتی زمستانی را کاهش می‌دهند. اتلافات حرارتی یا حرارت دریافتی هدایتی را می‌توان با استفاده از پنجره‌های چند جداره کاهش داد. پنجره‌های دو جداره، معمولاً در آب و هوایی که دمای



شکل ۵۴- انتقال حرارت تشعشعی بین یک اتاق و پنجره آن با ضریب نشر سطح شیشه متناسب بوده و سطوح داخلی با ضریب نشر پائین می‌توانند موجب کاهش اتلاف حرارتی زمستانی و دریافت حرارتی تابستانی شوند.

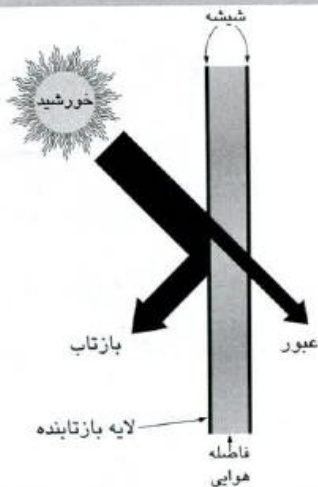
طرح زمستانی آن کمتر از 7°C (45°F) است بکار می‌روند. پنجره‌های دو جداره یا با شیشه رنگی یا لایه بازتابنده، اغلب در ساختمانهایی که مساحت پنجره آنها زیاد است، بکار می‌روند. از شیشه‌های بی‌رنگ ترجیحاً در اتاق‌هایی که باید چشم انداز خوبی داشته باشند استفاده شده در حالیکه شیشه‌های با رنگ برنزی، خاکستری و سبز، به دلیل ایجاد حریم خصوصی قابل ملاحظه و کاهش درخشندگی نور، ترجیحاً در ساختمانهای اداری استفاده می‌شوند.

مثال ۱۵- نصب لایه های بازتابنده بر روی پنجره

تاسیسات کارخانه‌ای واقع در عرض جغرافیایی 40° درجه شمالی، دارای پنجره‌های دو جداره با شیشه بی رنگ ($\text{SHGC} = 0.766$) و سطح شیشه 40 متر مربع هستند. جهت کاهش حرارت خورشیدی دریافتی در تابستان، لایه بازتابنده‌ای که SHGC را به 0.261 کاهش می‌دهد، مورد نظر است. فصل گرم شامل ماههای ژوئن، ژوئیه، اوت و سپتامبر بوده و فصل سرد از ماه اکتبر تا آوریل است. میانگین شار حرارتی خورشیدی روزانه که به سمت غرب برخورد می‌کند در ماههای ژانویه تا دسامبر، در مورد این عرض جغرافیایی، به ترتیب عبارتست از:

$1/86, 2/66, 3/43, 4/00, 4/36, 5/13, 4/31, 3/93$





شکل ۵۵- نمودار شماتیک مثال ۱۵

همچنین قیمت برق $\frac{kWh}{day \cdot m^2}$ ۱/۵۴ و ۱/۸۴، ۲/۸۰، ۳/۲۸، و گاز طبیعی به ترتیب $\frac{S}{kWh}$ ۰/۰۸ و $\frac{S}{therm}$ ۰/۵۰ می باشد. اگر ضریب عملکرد سیستم سرمایش ۲/۵ و بازده کوره ۰/۸ باشد، میزان صرفه جویی سالانه را، در صورت نصب پوشش بازتابنده بر پنجره ها تعیین کنید. همچنین اگر قیمت لایه بازتابنده $\frac{S}{m^2}$ ۲۰ باشد، زمان بازگشت سرمایه چقدر است؟ (شکل ۵۵)

پاسخ

هدف تعیین صرفه جویی سالانه ناشی از نصب مواد بازتابنده بر پنجره های غربی یک ساختمان و زمان بازگشت سرمایه است.

«مفروضات»: ۱- محاسبات زیر برای یک سال عادی

است ۲- بهای برق و گاز طبیعی ثابت می ماند.

«تحلیل»: با استفاده از مقادیر میانگین روزانه مربوط

به همراه در نظرگیری روزهای همراه کل شار حرارتی

خورشیدی که در طول ماههای تابستان و زمستان به

شیشه ها برخورد می کند عبارتست از:

$$Q_{\text{خورشیدی تابستانی}} = 5/12 \times 30 + 4/31 \times 31 + 3/92 \times 31 + 2/28 \times 30 = 50.8 \text{ kWh/year-m}^2$$

$$Q_{\text{خورشیدی زمستانی}} = 2/8 \times 31 + 1/84 \times 30 + 1/54 \times 31 + 1/86 \times 31 + 2/66 \times 28 + 3/42 \times 31 + 4/10 \times 30 = 54.8 \text{ kWh/year-m}^2$$

در آن صورت میزان کاهش سالیانه بار برودتی و افزایش

سالیانه بار حرارتی ناشی از لایه بازتابنده عبارتست از:

$$\begin{aligned} & \text{(بالایه SHGC - بدون لایه SHGC) شیشه A خورشیدی تابستانی} = Q = \text{کاهش بار برودتی} \\ & = (5.8)(40)(0.766 - 0.261) \\ & = 10.262 \text{ kWh/year} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{(بالایه SHGC - بدون لایه SHGC) شیشه A خورشیدی زمستانی} = Q = \text{افزایش بار حرارتی} \\ & = (5.48)(40)(0.766 - 0.261) \\ & = 11.070 \text{ kWh/year} = 277/7 \text{ therm/year} \end{aligned}$$

توجه شود که $1 \text{ therm} = 29.31 \text{ kWh}$ است. در نتیجه این محاسبات، کاهش هزینه‌های سرمایش و افزایش هزینه‌های گرمایش عبارتست از:

$$\text{COP (هزینه واحد مصرف برق) (کاهش بار برودتی) = کاهش هزینه‌های سرمایش}$$

که COP ضریب عملکرد است.

$$= (10.262)(0.08) / 2.5 = 328 \frac{\text{S}}{\text{year}}$$

$$\text{بازده / (هزینه واحد مصرف گاز) (افزایش بار حرارتی) = افزایش هزینه‌های گرمایش}$$

$$= (277/7 \frac{\text{therm}}{\text{year}})(0.50 \frac{\text{S}}{\text{therm}}) / 0.80 = 236 \frac{\text{S}}{\text{year}}$$

بنابراین صرفه جوئی خالص سالیانه، به دلیل استفاده از لایه بازتابنده، عبارتست از:

$$\text{افزایش هزینه‌های گرمایش - کاهش هزینه‌های سرمایش = میزان صرفه جوئی}$$

$$= 328 - 236 = 92 \frac{\text{S}}{\text{year}}$$

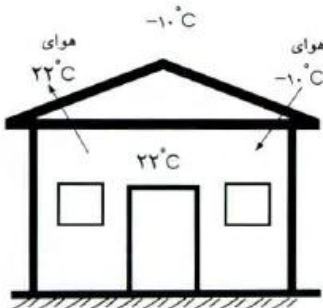
هزینه نصب لایه مزبور نیز عبارتست از:

$$\text{هزینه نصب} = (20 \frac{\text{S}}{\text{m}^2})(40 \text{ m}^2) = 800 \text{ S}$$

پس زمان ساده بازگشت سرمایه عبارتست از:

$$\text{سال} = \frac{800}{92} = 8.7 \text{ سال}$$

«بحث»: هزینه لایه بازتابنده تقریباً در ظرف نه سال جبران می‌شود. این زمان می‌تواند برای سازندگان غیر قابل قبول باشد زیرا اغلب مایل هستند که هزینه‌های مصرف شده جهت صرفه جویی در انرژی، ظرف سه سال جبران شود.



$$\text{تلفات انرژی} = m_{\text{هوای}} C_{p, \text{هوای}} [22 - (-10)]$$

شکل ۵۶- در هنگامی که هوای سرد زمستانی وارد خانه‌ای می‌شوند، مقدار معادلی هوای گرم باید خانه را ترک کنند. این امر موجب تلفات انرژی در اثر نفوذ هوا می‌شود.

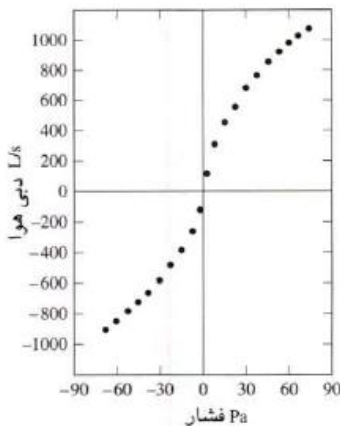
در اغلب خانه‌های قدیمی و برخی از ساختمانهای جدید که ساخت ضعیفی دارند درزها، سوراخها و مجراهای متعددی وجود دارد که از طریق آنها، در زمستان هوای سرد بیرون با هوای گرم داخل تعویض شده و در تابستان نیز عکس این امر صورت می‌گیرد. ورود کنترل نشده هوای خارج از طریق منافذ را «نفوذ هوا» گفته که موجب اتلاف قابل ملاحظه انرژی در فصول زمستان و تابستان می‌شود (شکل ۵۶). خروج هوای گرم در زمستان نشانگر اتلاف انرژی است. همچنین خروج هوای خنک در تابستان نیز نشانگر اتلاف انرژی می‌باشد. در خانه‌هایی که بصورت مناسب در برابر نفوذ هوا مقاوم نمی‌شوند، نشت هوا عامل حدود ۳۰ تا ۴۰ درصد اتلاف حرارتی زمستانی می‌باشد. در نتیجه این امر هزینه ناشی از نشت هوا حدود یک سوم کل هزینه گرمایش است.

نرخ نفوذ هوا به «سرعت باد» و «اختلاف دمای» داخل و خارج بستگی داشته و بنابراین در طول سال متفاوت است. نرخ نفوذ هوا در زمستان بیش از تابستان است زیرا سرعت باد و اختلاف دمای مزبور در فصل زمستان بیشتر است. بنابراین این بهتر است که بین «نرخ نفوذ طرح» در طی شرایط طراحی تجهیزات گرمایش و سرمایش و همچنین «میانگین نرخ نفوذ فصلی»، که به منظور برآورد

مصرف انرژی فصلی سرمایه‌ش یا گرمایش‌بکار می‌رود، تفاوت قائل شد. نفوذ هوا موجب تامین «هوای تازه خارج» جهت ساختمان شده اما به‌مانند مکانیزم تجدید هوا قابل اعتماد نیست زیرا به شرایط آب و هوایی و اندازه و محل درزها بستگی دارد.

نرخ نفوذ هوای یک ساختمان را می‌توان به روشهای ذیل، بطور مستقیم اندازه‌گیری کرد:

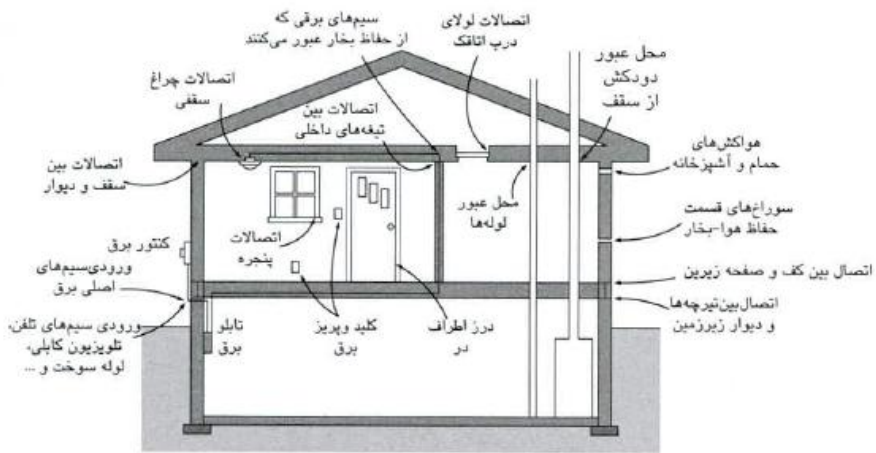
(۱) تزریق گاز ردیاب و مشاهده تغییر غلظت آن با زمان و (۲) افزایش فشار ساختمان به میزان ۱۰ تا ۷۵ پاسکال (فشار نسبی) به کمک فن بزرگی که بر روی در یا پنجره نصب شده و اندازه‌گیری مقدار دبی هوای لازم جهت حفظ اختلاف فشار داخل و خارج در یک مقدار معین.



شکل ۵۷- نمونه اطلاعات مربوط به آزمون افزایش فشار ساختمان از نظر تغییر دبی هوا همراه با اختلاف فشار

هر چه مقدار دبی هوای لازم جهت حفظ اختلاف فشار بیشتر باشد، میزان نشتی هوا نیز می‌تواند بیشتر باشد. به عنوان گاز ردیاب معمولاً از هگزا فلورید گوگرد (SF_6) استفاده می‌شود زیرا که خنثی و غیر سمی بوده و در غلظت‌های پائین تا حدود یک قسمت از یک میلیارد قسمت (10^{-9} ppm) قابل تشخیص است. نتایج آزمون افزایش فشار کل ساختمان در شکل ۵۷ ارائه شده است. علیرغم دقت روشهای اندازه‌گیری مستقیم، آنها چندان رایج نبوده و پرهزینه و زمان‌بر هستند. روش کاربردی جایگزین

عبارت از پیش بینی نرخ نفوذ حرارت بر اساس اطلاعات گسترده موجود ساختمانها می‌باشد. یکراه پیش بینی نرخ نفوذ هوا، تعیین نوع و اندازه کلیه درزها در تمامی محل‌های ممکن (دور در و پنجره‌ها، محل نصب چراغ‌ها، محل اتصال دیوار و کف ... طبق شکل ۵۸) و همچنین اختلاف فشار طرفین درزها در شرایط مربوطه و محاسبه نرخ جریان هوا است. به این روش، «روش درزی» گویند.



شکل ۵۸- محل‌های معمول نشست هوای یک خانه

یک روش ساده تر و عملی‌تر، «تخمین» تعداد دفعات تعویض هوای کل ساختمان در ساعت با هوای بیرون است که براساس تجربه مربوط به ساختمانهای مشابه در شرایط مشابه بدست می‌آید. به این روش، «روش تعویض هوا» گفته و نرخ نفوذ طبق این حالت، بر

حسب «دفعات تعویض هوا در ساعت» (ACH) بصورت زیر تعریف می‌شود:

$$ACH = \frac{\text{نرخ جریان هوای خارج به داخل ساختمان (در هر ساعت)}}{\text{حجم داخل ساختمان}} = \frac{\dot{V}(\text{m}^3/\text{h})}{V(\text{m}^3)} \quad (41)$$

جرم هوای مطابق با $ACH=1$ از رابطه $m=pV$ تعیین شده که p چگالی هوا در دما و فشار بیرون است. بنابراین کمیت ACH نشانگر تعداد حجمی از ساختمان است که در هر ساعت هوای بیرون به داخل (یا برعکس) نفوذ می‌کند. در شرایط استاندارد سطح دریا که فشار یک

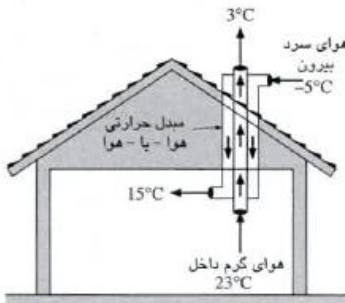
اتمسفر (۱۰۱/۳kPa یا ۱۴/۷psi) و دما 20°C (68°F) است، چگالی هوا عبارتست از:

$$\rho_{\text{هوای استاندارد}} = 1.20 \text{ kg/m}^3 = 0.075 \text{ lbm/ft}^3$$

البته فشار اتمسفریک و در نتیجه چگالی هوا، در ارتفاع ۱۵۰۰ متری (۵۰۰۰ فوتی) و دمای 20°C حدود ۲۰ درصد و در فشاریک اتمسفر و دمای 50°C حدود ۱۰ درصد کاهش می‌یابد. بنابراین بمنظور جلوگیری از چنین خطاهایی بهتر است که در محاسبات، چگالی هوای محلی در نظر گرفته شود.

در طی دو دهه اخیر، مقادیر نرخ نفوذ صدها ساختمان، در سراسر ایالات متحده اندازه گیری شده، و مشاهده گشته که میانگین نرخ نفوذ از حدود ۰/۲ACH، برای ساختمان‌های جدید با درزبندی خوب و کارآیی انرژی بالا، تا حدود ۲/۰ACH، برای ساختمانهای قدیمی‌تر، تغییر می‌کند. بنابراین نرخ نفوذ از یک ساختمان به ساختمان دیگر با ضرب ۱۰ تغییر می‌کند. مطالعه بر روی ۳۱۲ خانه تقریباً جدید، میانگین نرخ نفوذ را برابر با ۰/۵ACH نشان می‌دهد. میانگین نرخ نفوذ فصلی تا حد ۰/۰۲- نیز ثبت شده است. مطالعه دیگری که بر روی ۲۶۶ خانه اغلب قدیمی صورت گرفته، میانگین نرخ نفوذ را حدود ۰/۹ACH نشان می‌دهد. اندازه گیری نرخ های نفوذ برخی ساختمانهای اداری جدید بدون ورودی هوای خارجی، ACH را بین ۰/۱ تا ۰/۶ نشان می‌دهد. وجود ساکنین موجب می‌شود که به مقادیر نرخ نفوذ ساختمانهای خالی به میزان ۰/۱ تا ۰/۱۵ACH افزوده شود. به علاوه بسته به آب و هوا، نرخ نفوذ یک ساختمان می‌تواند با ضریب ۵ تغییر کند.

برای برقراری الزامات هوای تازه ساختمانهای مسکونی و حفظ کیفیت هوای داخل، حداقل به ۰/۳۵ACH نیاز است، به شرطیکه حداقل ۷/۵ لیتر در ثانیه (۱۵ فوت مکعب در دقیقه) هوای تازه برای هر فرد ساکن تامین شود تا غلظت CO_2 هوای داخل کمتر از ۱۰۰۰ppm (۰/۱ درصد) باقی بماند. معمولاً نرخ نفوذ خانه‌ها ۰/۳۵ACH بوده و نیازی به تجدید هوای



شکل ۵۹- یک مبدل هوا - با - هوا قسمتی از انرژی هوای گرم خروجی خانه را بازیابی می کند.

مکانیکی نیست. البته نرخ‌های نفوذ خانه های با کارایی انرژی بالا، کمتر از حداقل مقدار است و هوای تازه اضافی ساختمان باید از طریق تجدید هوای مکانیکی تامین شود. ممکن است لازم باشد تا علاوه بر فن‌های حمام و آشپزخانه، یک سیستم تجدید هوای مرکزی نیز نصب شده تا کیفیت هوا در حد مطلوب بماند.

هواکشی که هوای سرد خارج را مستقیماً وارد خانه می کند بطور قابل ملاحظه‌ای بار حرارتی زمستانی را افزایش می دهد. اما قسمتی از انرژی هوای گرم خروجی هواکش را می توان با نصب یک مبدل حرارتی هوا - با -

هوا بازیابی کرد (به آن «صرفه جو» یا «بازیاب حرارت» نیز می گویند) تا حرارت از هوای کهنه خروجی، به هوای تازه ورودی منتقل شود (شکل ۵۹). از چنین مبدل‌های حرارتی در خانه‌های فوق عایقکاری شده به شکل رایجی استفاده می شود، اما مزایای این مبدل باید در برابر هزینه و پیچیدگی نصب آن سنجیده شود. ضریب تاثیر (effectiveness) چنین مبدلهایی معمولاً پایین بوده (حدود ۴۰ درصد) که بخاطر کوچک بودن اختلاف دماهای مربوطه است.

دلیل اصلی نفوذ هوای بیش از حد، ضعف در اجرای کار می باشد، اما نشست و فرسودگی ساختمان نیز می تواند تاثیر گذار باشد. نفوذ هوا می تواند از محل

برخورد دو سطح، نظیر اتصال دیوار و پی ساختمان، ایجاد شود. اختلاف زیاد دما و رطوبت هوای داخل و خارج می‌تواند مسئله را حادتر کند. جریان باد، بدلیل فشار دینامیکی وارد بر خانه، هوای خارج را از طریق درزها به خانه وارد می‌کند.

توصیه می‌شود که نفوذ هوا با «تعویض هوا»، که یک مکانیزم کنترل شده و عمدی جریان هوا به داخل یا خارج ساختمان است، اشتباه نشود. تعویض هوا می‌تواند طبیعی یا اجباری (مکانیکی) باشد. تعویض هوا از طریق مجاری نظیر پنجره و در بصورت طبیعی است، در حالیکه تعویض هوا از طریق تجهیزات هوارسان نظیر فن اجباری است. تعویض هوای اجباری به طراح امکان می‌دهد تا مقدار و توزیع جریان هوا در سراسر ساختمان را کنترل کند. میزان هوابندی یا نرخ تبادل هوای یک ساختمان در هر زمان معین، اغلب شامل اثرات توأم تعویض هوای طبیعی و اجباری و نفوذ هوا است.

تبادل هوا، یا تامین هوای تازه نقش قابل ملاحظه‌ای در سلامتی، کیفیت هوا، آسایش حرارتی، و مصرف انرژی دارد. تامین هوای تازه شمشیری دو لبه است: کمبود آن موجب مشکلاتی در رابطه با سلامتی و آسایش شده که این امر بصورت سندروم خانه بیمار در ساختمانهای فوق هوابندی شده مشاهده شده، و زیادی آن موجب اتلاف انرژی می‌گردد. بنابراین بهتر است که نرخ تامین هوای تازه به قدر کافی بوده تا کیفیت هوای داخل در سطح قابل قبول باقی بماند. نرخ نفوذ هوا در ساختمانهای قدیمی چندین برابر حداقل نرخ مورد نیاز هوای تازه بوده که در نتیجه آن مصرف انرژی بالا می‌رود.

نفوذ هوا مصرف انرژی یک ساختمان را از دو راه افزایش می‌دهد: نخست اینکه، هوای ورودی از بیرون باید تا دمای هوای داخل گرم (یا در فصل تابستان خنک) شود. در نتیجه این امر «بار حرارتی محسوس ناشی از نفوذ هوا» وجود داشته که

عبارتست از:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{ناشی از نفوذ}} &= \rho_o C_p \dot{V} (T_i - T_o) \\ &= \rho_o C_p (ACH)(V_{\text{ساختمان}})(T_i - T_o) \end{aligned} \quad (42)$$

بطوریکه ρ_o چگالی هوای بیرون، C_p گرمای ویژه هوا (حدود $1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{C}}$ یا $0.24 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}\cdot\text{F}}$)، $(ACH)(V_{\text{ساختمان}})$ دبی حجمی هوا (که نشانگر تعداد دفعات تجدید هوای حجم ساختمان در هر ساعت است) و $T_i - T_o$ اختلاف دماهای داخل و خارج است. دوم اینکه،

رطوبت هوای بیرون کلاً با رطوبت هوای داخل تفاوت داشته و ممکن است که هوای داخل مستلزم رطوبت دهی یا رطوبت گیری باشد. در نتیجه این امر «بارحرارتی نهان ناشی از نفوذ هوا» وجود داشته که عبارتست

از: (شکل ۶۰)

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{ناشی از نفوذ}} &= \rho_o h_{fg} \dot{V} (w_i - w_o) \\ &= \rho_o h_{fg} (ACH)(V_{\text{ساختمان}})(w_i - w_o) \end{aligned} \quad (43)$$

بطوریکه h_{fg} گرمای نهان تبخیر در دمای داخل (حدود

$2240 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ یا $1000 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}}$) و $w_i - w_o$ اختلاف نسبت

رطوبت هواهای داخل و خارج بوده که از نمودار

سایکرومتریک قابل تعیین است. در مناطق گرم و مرطوب،

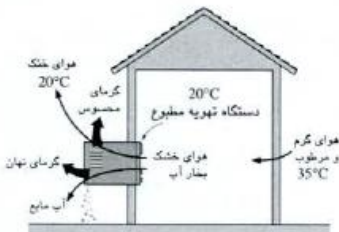
بار حرارتی محسوس، به خصوص در تابستان، قابل

ملاحظه است. در زمستان معمولاً نسبت رطوبت هوای

بیرون بسیار کمتر از هوای داخل است و بار نهان هوای

نفوذی نشانگر مقدار انرژی لازم بمنظور تبخیر مقداری

آب جهت افزایش رطوبت هوای داخل تا حد مورد نیاز است.



شکل ۶۰- در هنگام چگالش بخار آب درون هوا مقداری انرژی دفع می‌شود که قسمتی از بارحرارتی نهان یک سیستم تهویه مطبوع را تشکیل می‌دهد.

نفوذ هوا عامل مقدار قابل ملاحظه‌ای از اتلاف حرارتی کل بوده و درزبندی مکانهای نشست هوا به کمک خمیر یا نوار درزگیری می‌تواند اولین گام در کاهش اتلاف انرژی و هزینه های گرمایش و سرمایش باشد.

«خمیر درزگیر» رامی‌توان توسط تفنگ مخصوص ، به قسمتهای داخلی و خارجی محل برخورد دو سطح ثابت ، نظیر دیوار و قاب پنجره ، اعمال کرد . کاربرد آن ساده بوده و در جلوگیری از نشست هوا بسیار موثر است . مکانهایی که بصورت بالقوه هوا از آنجا نشست کرده‌ودر عین حال می‌توان به کمک خمیر درزگیر مانع از آن شد عبارتند از نقاط ورود سیم‌های برق، لوله‌ها و خطوط تلفن ، صفحات کف در محل تلاقی دیوار و پی ، محل اتصال قاب بیرونی پنجره با چارچوب مربوطه ، محل اتصال چارچوب در و دیوار و اطراف اگزوزفن .

«نوار درزگیر» یک قطعه باریک فلزی ، وینیل ، لاستیکی ، نمدی یا اسفنجی است که سطح تماس بین قسمتهای ثابت و متحرک یک اتصال را درزبندی می‌کند . نوارهای درزگیر معمولاً در مکانهایی که اجزاء متحرک داشته، نظیر درها و پنجره‌ها ، مناسب ترند. این نوارها از طریق بستن شکاف بین اجزاء متحرک و قاب ثابت مربوطه آن ، در وضعیت بسته ، نشست هوا را به حداقل می‌رسانند .



وینیل حلقه شده با پشت بند فلزی صلب



تقویت نشده ، خود چسب



نوار زیر در

(با لبه از جنس وینیل و قاب نگهدارنده چوبی

فلزی یا پلاستیکی)

شکل ۶۱- برخی از انواع رایج نوارهای درزگیر

توصیه می‌شود تمام درها و پنجره‌ها در برابر نفوذ هوا

مقاوم شوند. نوارهای درزگیر در انواع مختلفی وجود

داشته ، که برخی از آنها در مورد بعضی شکافهای خاص

بسیار مناسب هستند. برخی از انواع این نوارها در شکل

۶۱ نشان داده شده است.

مثال ۱۶- کاهش اتلاف ناشی از نفوذ هوا در اثر انجام

عملیات پیشگیرانه زمستانی

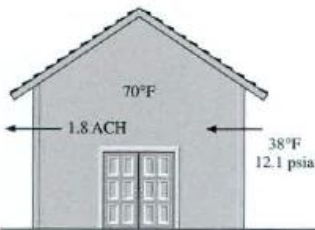
فشار میانگین هوا در شهر دنور ایالت کلرادو (با ارتفاع

۵۳۰۰ فوت از سطح دریا) $12/1 \text{ psia}$ و دمای میانگین

زمستانی 28°F است. آزمون افزایش فشار یک خانه

قدیمی به ارتفاع ۹ فوت و مساحت 2500 ft^2 نشان داده که

میانگین نرخ نفوذ فصلی آن $1/8 \text{ ACH}$ است (شکل ۶۲).



شکل ۶۲- نمودار شماتیک مثال ۱۶

پیشنهاد شده که از طریق انجام عملیات پیشگیرانه زمستانی، بر روی درها و پنجره ها، این مقدار به ۱/۲ACH کاهش یابد. اگر این خانه به کمک گاز طبیعی به قیمت $\frac{\$}{\text{therm}} = 0.58$ گرم شده و فصل سرما نیز شش ماه در نظر گرفته شود، تعیین کنید در صورت انجام عملیات پیشگیرانه زمستانی، میزان صرفه جویی سالانه مالک ساختمان در هزینه های گرمایش، چقدر خواهد بود. فرض کنید که دمای خانه همواره 70°F بوده و بازده کوره ۰/۷۵ است. بار حرارتی نهان مربوط به شهر دنور، در فصل سرما، ناچیز است.

پاسخ

در صورت انجام عملیات آمادگی برای زمستان، نرخ نفوذ از ۱/۸ACH به ۱/۲ACH کاهش می یابد. هدف تعیین میزان صرفه جویی در طی این حالت است.

«مفروضات»: ۱- دمای خانه همواره 70°F است ۲- بار حرارتی نهان، در فصل سرما، ناچیز است. ۳- هوای نفوذی، قبل از خروج، تا 70°F گرم می شود.

«خواص»: گرمای ویژه هوا در دمای اتاق $\frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \cdot ^\circ\text{F}} = 0.24$ و جرم مولی هوا نیز $\frac{\text{psia} \cdot \text{ft}^3}{\text{lbm} \cdot \text{R}} = 0.3704$ است.

«تحلیل»: چگالی هوای بیرون عبارتست از:

$$p_o = \frac{P_o}{RT_o} = \frac{12.1 \text{ psia}}{(0.3704 \text{ psia} \cdot \text{ft}^3/\text{lbm} \cdot \text{R})(498 \text{ R})} = 0.0656 \text{ lbm}/\text{ft}^3$$

حجم ساختمان عبارتست از:

$$V_{\text{ساختمان}} = (\text{ارتفاع})(\text{مساحت ساختمان}) = (2500 \text{ ft}^2)(9 \text{ ft}) = 22,500 \text{ ft}^3$$

بار حرارتی محسوس ناشی از نفوذ هوا، در اثر کاهش نرخ نفوذ به میزان ۰/۶ACH عبارتست از:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{صرفه جویی شده}} &= p_o C_p (\text{ACH}_{\text{صرفه جویی شده}}) (V_{\text{ساختمان}}) (T_i - T_o) \\ &= (0.0656 \text{ lbm}/\text{ft}^3)(0.24 \text{ Btu}/\text{lbm} \cdot ^\circ\text{F})(0.6/\text{h})(22,500 \text{ ft}^3)(70 - 38)^\circ\text{F} \\ &= 6800 \text{ Btu}/\text{h} = 0.068 \text{ therm}/\text{h} \end{aligned}$$

توجه شود که $1 \text{ therm} = 10^6 \text{ Btu}$ است. مقدار ساعت مربوط به دوره زمانی شش ماهه

با توجه به اینکه بازده کوره ۰/۷۵ و هزینه واحد مصرف گاز طبیعی $6 \times 10^3 \times 24 = 4320 \text{ h}$ است.

$$\begin{aligned} \text{انرژی و هزینه صرفه جویی شده در مدت شش ماه عبارتست از:} \\ \text{صرفه جویی در انرژی} &= \frac{(\text{صرفه جویی شده } \dot{Q}) \times (\text{تعداد ساعت در سال})}{\text{بازده}} \\ &= (0.068 \text{ therm/h})(4320 \text{ h/year})/0.75 \\ &= 392 \text{ therm/year} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{هزینه واحد مصرف انرژی (صرفه جویی در انرژی)} &= \text{صرفه جویی در هزینه} \\ &= (392)(0.58) \\ &= 227 \frac{\text{\$}}{\text{year}} \end{aligned}$$

نتیجه می شود که کاهش نرخ نفوذ هوا به میزان یک سوم ، هزینه های گرمایش مالک ساختمان را به میزان ۲۲۷ دلار در سال کاهش می دهد.

۱۱- مصرف انرژی سالانه

در تحلیل حرارتی ساختمان ها ، دو کمیت مهم مورد علاقه عبارتند از: (۱) اندازه و ظرفیت سیستم های گرمایش و سرمایش و (۲) مصرف انرژی سالانه . اندازه سیستم گرمایش یا سرمایش به وضعیت های پرتقاضا در طی بدترین شرایط آب و هوایی محتمل بستگی داشته ، در حالیکه میانگین مصرف انرژی سالانه به میانگین مصرف در شرایط آب و هوایی متوسط وابسته است. بنابراین روش محاسبه مصرف انرژی سالانه کاملاً متفاوت از محاسبه بارهای حرارتی یا برودتی طرح است.

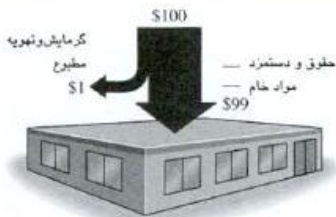
تحلیل مصرف انرژی و هزینه سالانه اغلب به همراه محاسبات بار حرارتی طرح صورت گرفته و در انتخاب سیستم های گرمایش و سرمایش نقش عمده ای دارد . اغلب ، انتخاب باید از بین سیستم هایی صورت گیرد که ظرفیت یکسانی داشته ولی بازده و قیمت آنها متفاوت است . سیستم های با بازده بالا معمولاً انرژی کمتری مصرف کرده و هزینه

سالانه آنها کمتر است، اما در عوض قیمت و هزینه نصب آنها بالاتر است. خرید یک سیستم گرمایش و سرمایش با بازده بالا ولی گران، تنها هنگامی از نظر اقتصادی توجیه پذیر است که سیستم به مدت طولانی کار کرده تا صرفه جوئی صورت گرفته توسط آن بیش از هزینه اولیه آن شود.

میزان تاثیرگذاری 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.

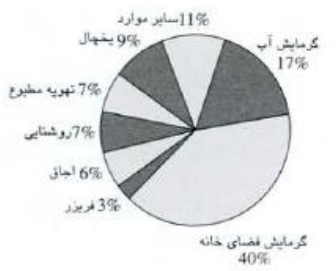
یکی از راههای کاهش هزینه های اولیه و جاری سیستمهای گرمایش و سرمایش، کاستن از آسایش حرارتی ساکنین است. از این امر باید دوری گزید، زیرا اندکی افت در کارایی یک فرد شاغل، بدلیل عدم آسایش حرارتی، به راحتی صرفه جوئی بالقوه صورت گرفته را از بین می برد.

اداره انرژی ایالات متحده بطور متناوب تحقیقات جامعی بر روی انرژی انجام داده، تا مصرف انرژی در ساختمانهای مسکونی و غیر مسکونی و همچنین بخش صنعت را تعیین کند. طی دو گزارش ارائه شده در سال ۱۹۸۳ نشان داده شده که میانگین مصرف گاز طبیعی در سطح کشور در ساختمانهای تجاری $7000 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 \cdot \text{year}}$ بوده که قیمت آن 0.50 دلار در هر فوت مربع برای یک سال یا $5 \frac{\$}{\text{m}^2 \cdot \text{year}}$ می باشد. گزارشات همچنین نشان داده که میانگین مصرف برق سالانه ساختمانهای تجاری به دلیل کاربرد تهویه مطبوع $12 \frac{\text{kWh}}{\text{ft}^2 \cdot \text{year}}$ بوده که قیمت آن $1 \frac{\$}{\text{ft}^2 \cdot \text{year}}$ یا $10 \frac{\$}{\text{m}^2 \cdot \text{year}}$ است. پس میانگین هزینه سالانه گرمایش و سرمایش یک ساختمان تجاری به ازاء هر متر مربع برابر ۱۵ دلار است. بنابراین برای فضایی به مساحت ۲۰ متر مربع، هزینه سالانه ۳۰۰ دلار شده که برای یک کارمند اداری هزینه بالایی است. اما قابل

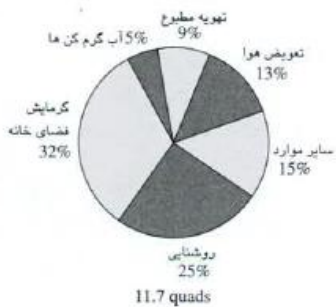


شکل ۶۳- هزینه گرمایش و سرمایش یک ساختمان تجاری حدود یک درصد کل هزینه‌های آن است. پس بهتر است با صرفه‌جویی در انرژی میزان آسایش حرارتی و در نتیجه تولید را به خطر نینداخت

توجه است که میانگین حقوق و مزایای یک کارمند در سال، کمتر از ۳۰,۰۰۰ دلار نیست و این یعنی هزینه گرمایش و سرمایش یک ساختمان تجاری حدود یک درصد هزینه کل است (شکل ۶۳) پس حتی یک درصد افت کارکرد ناشی از عدم آسایش حرارتی می‌تواند بیش از کل هزینه انرژی برای صاحب کار، هزینه در بر داشته باشد. بطور مشابه کاهش مشتری‌های فروشگاه‌های کوچک بدلیل نامطلوب بودن شرایط حرارتی می‌تواند چند برابر صرفه‌جویی صورت گرفته از نظر انرژی؛ صاحب فروشگاه را متضرر کند. پس پیغام ارائه شده به یک مهندس تاسیسات بطور واضح چنین است که:



در طراحی سیستم های سرمایش و گرمایش ساختمانهای تجاری 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 صرفه‌جویی در انرژی نباید به گونه‌ای باشد که منجر به کاهش تولید یا سود شود.



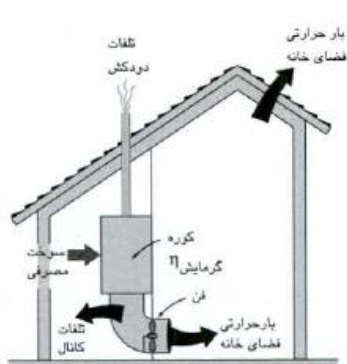
در هنگام تلاش به منظور حداقل سازی مصرف انرژی سالانه، بهتر است بدانیم که بیشترین مصرف انرژی در کجاست. تقسیم بندی مصرف انرژی ساختمانهای مسکونی و تجاری در شکل ۶۴ ارائه شده است. قابل ذکر

شکل ۶۴- تقسیم بندی مصرف انرژی در سال ۱۹۸۶ در ساختمانهای مسکونی و تجاری

است که مصرف انرژی عمده اغلب ساختمانها بمنظور گرمایش فضا بوده، و به دنبال آن گرمایش آب ساختمانهای مسکونی و روشنایی ساختمانهای تجاری در درجه دوم قرار دارند. بنابراین هر گونه صرفه جویی که در مورد آنها صورت بگیرد تاثیر بیشتری دارد .

در مورد ساختمانهای موجود ، مقدار و هزینه انرژی مصرفی (سوخت یا برق) جهت گرمایش و سرمایش ساختمان را می توان با تحلیل ساده هزینه های بهره برداری ، در طی یک سال عادی ، تعیین نمود. برای مثال در صورتیکه در خانه ای از گاز طبیعی برای گرمایش فضا و آب استفاده می شود، مصرف گاز طبیعی برای گرمایش فضا را می توان با تخمین میانگین مصرف ماهانه جهت گرمایش آب تعیین نمود. این کار از روی صورت حساب های تابستانی امکان پذیر بوده که با ضرب آن در عدد ۱۲، مصرف سالانه تخمین زده شده و مقدار آن از مصرف کل سالانه گاز طبیعی کم می شود . بطور مشابه مصرف برق و هزینه سالانه تهویه مطبوع را می توان به سادگی ، با ارزیابی مصرف برق مازاد در طی ماههای گرم و جمع نمودن آنها تعیین نمود. اگر صورت حساب های مورد بررسی برای یک سال عادی در دست نباشد، باید با مقایسه اطلاعات آب و هوایی آن سال با اطلاعات میانگین وضعیت آب و

هوایی، تصحیحاتی صورت گیرد.



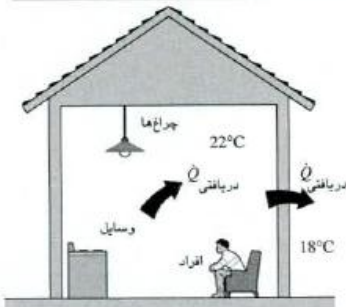
شکل ۶۵- کمیت‌های مختلفی که در برآورد مصرف سالانه انرژی یک ساختمان اهمیت دارند.

در مورد ساختمانهای در مرحله طراحی یا ساخت، ارزیابی مصرف انرژی سالانه مستلزم تعیین این موارد است: (۱) بار حرارتی یا برودتی مورد نیاز فضای ساختمان در اثر انتقال حرارت از دیوارهای بیرونی ساختمان و نفوذ هوا، (۲) بازده کوره یا دیگی که سوخت را می‌سوزاند یا ضریب عملکرد (COP) سیستم سرمایش یا پمپ حرارتی و (۳) انرژی مازاد مصرفی توسط سیستم توزیع (پمپ یا فن) و تلفات یا دریافت انرژی توسط لوله‌ها و کانالها (شکل ۶۵).

تعیین بار فضای ساختمان نظیر تعیین بار حداکثر است، به جز اینکه بجای شرایط طرح از شرایط آب و هوایی میانگین استفاده می‌شود. بار حرارتی فضای ساختمان معمولاً به اختلاف دمای میانگین داخل و خارج بستگی دارد، اما برای دقت بیشتر، حرارت‌های دریافتی داخلی و اثرات خورشیدی نیز باید در نظر گرفته شوند. با استفاده از اطلاعات ساعتی برای کل طول سال و شبیه سازی کامپیوتری به کمک بسته‌های نرم افزاری تحلیلگر انرژی ساختمانهای تجاری، می‌توان به نتایج بسیار دقیقی دست یافت.

ساده‌ترین و قابل درک‌ترین راه تخمین هزینه انرژی سالانه یک ساختمان «روش درجه - روز» (یا درجه - ساعت) بوده که مربوط به وضعیت پایدار است. این روش بر شرایط ثابت داخلی در طی فصل سرما یا گرما مبتنی بوده و در آن فرض می‌شود که بازده تجهیزات گرمایش یا سرمایش تحت تاثیر تغییر دمای خارج نمی‌باشد. این شرایط هنگامی برقرار است که تمامی ترموستات‌های یک ساختمان در شروع فصل سرما یا گرما در دمای مشابهی تنظیم شده و هیچ وقت تغییر نکند و همچنین از میانگین فصلی بازده کوره‌ها و کولرها (بجای بازده طراحی یا بازده در وضعیت بار کامل) استفاده شود.

ممکن است فکر کنید که هر گاه دمای خارج (T_o) به کمتر از دمای داخل (T_i)، که ترموستات برای آن تنظیم شده، افت کند وسیله گرم کننده شروع به کار کرده تا اتلاف حرارتی به بیرون را جبران کند. ولی حرارت تولیدی افراد، لامپ‌ها و وسایل ساختمانهای دارای سکنه، همراه با حرارت دریافتی از خورشید در طول روز (دریافتی Q) تا زمانیکه دمای هوای خارج به کمتر از یک مقدار معین برسد، جبران کننده اتلاف حرارتی ساختمان است. دمای هوای خارج که در بالاتراز آن نیازی به سیستم گرمایش نیست را «دمای نقطه تعادل» ($T_{balance}$) (یا دمای



شکل ۶۶- تا هنگامیکه حرارت دریافتی داخلی جبران کننده اتلاف حرارتی یک ساختمان است، گرمکن آن ساختمان روشن نمی‌شود.

مینا) نامیده که از رابطه زیر تعیین می‌شود (شکل ۶۶):

$$K_{\text{کل}}(T_i - T_{\text{balance}}) = \dot{Q}_{\text{دریافتی}} \rightarrow T_{\text{balance}} = T_i - \frac{\dot{Q}_{\text{دریافتی}}}{K_{\text{کل}}} \quad (44)$$

بطوریکه $K_{\text{کل}}$ ، ضریب انتقال حرارت کل ساختمان بر

حسب $\frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$ یا $\frac{\text{Btu}}{\text{h}\cdot^\circ\text{F}}$ است. در تعیین دمای نقطه تعادل

تردیدهای قابل ملاحظه‌ای وجود دارد، اما بر پایه مشاهدات

یک ساختمان نمونه، مقدار آن در اروپا 18°F و در ایالات

متحده 65°F ($18/3^\circ\text{C}$) در نظر گرفته می‌شود. نرخ مصرف

انرژی سیستم گرمایش عبارتست از:

$$\dot{Q}_{\text{گرمایش}} = \frac{K_{\text{کل}}}{\eta_{\text{گرمایش}}} (T_{\text{balance}} - T_o)^+ \quad (45)$$

بطوریکه $\eta_{\text{گرمایش}}$ بازده سیستم گرمایش بوده، که در مورد

سیستم‌های گرمایش برقی برابر ۱۰۰٪، برای پمپ‌های حرارتی

برابر COP و برای کوره‌ها برابر بازده احتراق ($0/95$ تا $0/6$)

است. اگر $K_{\text{کل}}$ ، T_{balance} و $\eta_{\text{گرمایش}}$ ثابت فرض شوند، مقدار

مصرف انرژی سالانه گرمایش از طریق انتگرالگیری (یا

مجموع مقادیر میانگین روزانه یا ساعتی) بدست می‌آید:

$$Q_{\text{گرمایش سالانه}} = \frac{K_{\text{کل}}}{\eta_{\text{گرمایش}}} \int [T_{\text{balance}} - T_o(t)]^+ dt \cong \frac{K_{\text{کل}}}{\eta_{\text{گرمایش}}} DD_{\text{گرمایش}} \quad (46)$$

بطوریکه $DD_{\text{گرمایش}}$ «درجه-روز گرمایش»

(heating degree-days) است. علامت + بالای کروشه

نشانگر این است که تنها مقادیر مثبت در نظر گرفته شده

و در هنگامیکه $T_o > T_{\text{balance}}$ است اختلاف دما برابر

صفر فرض می‌شود.

در یک روز معین:

بالاترین دمای خارج: 50°F

پائین ترین دمای خارج: 30°F

میانگین دمای خارج: 40°F

درجه-روز مربوط به آن روز در دمای

نقطه تعادل 65°F :

$$DD = (65 - 40) \times (\text{روز } 1) \text{ } ^{\circ}\text{F}$$

$$= 25^{\circ}\text{F-day}$$

$$= 600^{\circ}\text{F-hour}$$

شکل ۶۷- دمای خارج در روزی که مقدار درجه-روز گرمایش 25°F-day است.

تعداد درجه - روز فصل سرما از رابطه زیر تعیین می شود:

$$DD_{\text{گرمایش}} = \sum_{\text{روز}} (T_{\text{balance}} - \bar{T}_o)^+ \quad (47)$$

بطوریکه \bar{T}_o دمای میانگین هوای بیرون در هر روز (بدون

در نظر گیری دماهای بیش از T_{balance}) بوده و عمل جمع

بصورت روزانه انجام می شود (شکل ۶۷). بطور مشابه

«درجه-ساعت گرمایش» را می توان با استفاده از میانگین

ساعتی دماهای خارج و عمل جمع بصورت ساعتی بدست

آورد. قابل ذکر است که تعداد درجه-ساعتها ۲۴ برابر

تعداد درجه - روزها است. مقدار درجه - روز گرمایش

هر ماه و مقدار کل سالانه آن به ازاء دمای نقطه تعادل

65°F چند شهر مختلف در جدول ۵ ارائه شده است.

«درجه-روز سرما» نیز به طریق مشابه تعیین می شود

تا مصرف انرژی سالانه بمنظور سرماایش، به کمک همان

دمای نقطه تعادل، ارزیابی شود.

با بیان مصرف انرژی طرح گرمایش یک ساختمان

بصورت گرمایش $Q_{\text{طرح}} / \eta = K_{\text{کل}} (T_i - T_o)_{\text{طرح}}$ و مقایسه

آن با مصرف انرژی سالانه رابطه زیر بین مصرف انرژی

در شرایط طرح و مصرف انرژی سالانه بدست می آید

(جدول ۲۲)

$$\frac{Q_{\text{گرمایش سالانه}}}{Q_{\text{طرح}}} = \frac{DD_{\text{گرمایش}}}{(T_i - T_o)_{\text{طرح}}} \quad (48)$$

بطوریکه $(T_i - T_o)_{\text{طرح}}$ اختلاف دمای طرح داخل و خارج است.

جدول ۲۲-نسبت مصرف انرژی سالانه به

مصرف انرژی ساعتی در شرایط طرح چند

شهر مختلف با $T_i = 70^{\circ}\text{F}$ (از معادله (۴۸))

شهر	T_o طرح $^{\circ}\text{F}$	F-days	نسبت
Tucson	32°F	1800	1137
Las Vegas	28°F	2709	1548
Charleston	11°F	4476	1821
Cleveland	5°F	6351	2345
Minneapolis	-12°F	8382	2453
Anchorage	-18°F	10,864	2963

علیرغم سادگی، میتوان با استفاده از یک ماشین حساب معمولی، از روش درجه-روز نتایج کاملاً دقیقی برای اغلب خانه‌ها و ساختمانهای تک منطقه‌ای (single zone) بدست آورد. به علاوه، روش درجه-روز، شدت وضعیت آب و هوای یک محل را به دقت مشخص کرده و همچون ابزار مفیدی در تعیین مصرف انرژی سالانه بکار می‌رود. ولی در هنگامی که بازده تجهیزات HVAC براساس دمای خارج به مقدار زیادی تغییر می‌کند، و یا وقتیکه دمای نقطه تعادل بازمان تغییر می‌کند، لازم است تا چندین دسته از دماهای خارج، در نظر گرفته شده و مصرف انرژی هر دسته با استفاده از بازده تجهیزات در آن دمای خارج و تعداد ساعاتی را که آن دماها موثر هستند، تعیین کرد. در نهایت، مصرف انرژی سالانه، از مجموع نتایج کلیه دسته‌ها بدست می‌آید. این روش اصلاح یافته تعیین درجه - روز بنام «روش دسته‌ای» شناخته شده و محاسبات آن را نیز می‌توان با یک ماشین حساب معمولی انجام داد.

در مورد ساختمانهای با نوسانات روزانه زیاد، نظیر یک ساختمان اداری پر رفت و آمد دارای سیستم روشنایی کامل، که در ایام روزهای غیر تعطیل هفته از ۸ صبح تا ۵ بعدازظهر باز است، روشهای پایدار بسیارخام و غیر قابل اعتماد هستند. این امر به خصوص در مورد ساختمانهایی صادق است که ترموستات‌های قابل برنامه ریزی آنها به گونه‌ای تنظیم شده‌اند که در شب، بمنظور صرفه جویی در انرژی به دمای کمتری برمی‌گردند. همچنین بازده پمپ حرارتی به میزان زیادی تحت تاثیر دمای خارج بوده و بازده دیگهای بخار و چیلرها، در بارهای جزئی، پائین است. به علاوه حرارت دریافتی داخلی و تعویض هوای مورد نیاز ساختمانهای تجاری با تعداد افراد داخل آن به مقدار زیادی تغییر می‌کند. در چنین حالاتی، لازم است تا از یک روش دینامیک نظیر «روش تابع انتقال» استفاده کرد تا بتوان مصرف انرژی سالانه را به دقت تعیین نمود. این روشهای دینامیک بر اساس انجام

محاسبات ساعتی برای کل سال و جمع نتایج است ، که البته در استفاده از آنها به یک کامپیوتر و نرم افزار مناسب نیاز است. از آنجا که در روشهای دینامیک تغییرات ساعتی شرایط داخل و خارج به همراه تابش خورشیدی ، اینرسی حرارتی ساختمان ، تغییرات ضریب اتلاف حرارتی ساختمان ، و تغییرات بازده تجهیزات بر حسب دمای خارج در نظر گرفته می شود ، بنابر این نتایج آنها بسیار دقیق است . حتی در هنگامیکه از روش دینامیک بمنظور تعیین مصرف انرژی سالانه استفاده می شود ، از روش ساده درجه - روز می توان بمنظور امتحان اینکه

جدول ۲۲- میزان تقریبی صرفه جویی ناشی از کاهش دمای تنظیمی از ۶۵°F ، به مدت ۱۴ ساعت در طول شب و کل روزهای تعطیل

آخر هفته

°F-days	5°F	10°F	15°F	20°F
1000	13%	25%	38%	50%
2000	12	24	36	48
3000	11	22	33	44
4000	10	20	30	40
5000	9	19	28	38
6000	8	16	24	32
7000	7	15	22	30
8000	7	13	19	26
9000	6	11	16	22
10,000	5	9	14	18

نتایج حاصل در محدوده مناسب قرار دارند، استفاده نمود.

برخی نتایج نشان داده که علیرغم صرفه جویی

قابل ملاحظه انرژی در ساختمانهای مسکونی ، سطح آسایش در آنها بالاتر است . با تنظیم دمای کمتر در زمستان یا بالاتر در تابستان و تنظیم دمای مناسب برای اوقات شب، مصرف انرژی سالانه را می توان تا ۵۰ درصد کاهش داد (جدول ۲۳) . با کاهش ۴°F (۲/۲°C) در دمای

تنظیم زمستانی ترموستات، ۱۲ تا ۱۸ درصد صرفه جویی صورت می گیرد. در صورتیکه تنها به مدت ۸ ساعت در هر شب زمستانی دمای ترموستات در ۱۰°F (۵/۶°C) پایین تر تنظیم شود می توان ۷ تا ۱۳ درصد صرفه جویی کرد . با

افزایش دمای تنظیم تابستانی به میزان 4°F ($2/2^{\circ}\text{C}$) می‌توان مصرف سالانه یک ساختمان مسکونی را ۱۸ تا ۳۲ درصد کاهش داد. مصرف انرژی سرمایشی را می‌توان با محدود سازی ورود نور خورشید تا ۲۵ درصد و با تعویض هوای اتاقک زیر شیروانی تا ۹ درصد کاهش داد.

مثال ۱۷- صرفه جوئی در انرژی و هزینه از طریق عملیات

پیشگیرانه زمستانی

به دلیل پائین تر بودن دما در ماههای دسامبر و ژانویه ، هزینه گرمایش بالاتر است. فرض کنید که در شهر کلیولند ایالت اوهایو زندگی کرده و هم اتاقی شما پیشنهاد می کند که در صورت پرداخت هزینه گرمایش ماههای دسامبر و ژانویه توسط شما، وی هزینه گرمایش سایر ماهها را تقبل خواهد کرد. آیا این پیشنهاد را قبول می کنید؟

پاسخ

به نظر می‌رسد در صورتیکه هزینه گرمایش ماههای دسامبر و ژانویه کمتر از نصف هزینه گرمایش کل زمستان باشد، می‌توان این پیشنهاد را پذیرفت . مصرف انرژی گرمایشی یک ساختمان متناسب با درجه- روز گرمایش است . از جدول ۵ برای کلیولند مقدار آن در

جدول ۲۴-درجه-روز گرمایش ماهانه برای شهر کلیولند و مجموع کل سالانه آن

ماه	°F-days	°C-days
July	9	5
August	25	14
September	105	58
October	384	213
November	738	410
December	1088	604
January	1159	644
February	1047	582
March	918	510
April	552	307
May	260	144
June	66	37
کل سالانه	6351	3528

دسامبر ۱۰۸۸°F-day، در ژانویه ۱۱۵۹°F-day و برای کل

سال ۶۳۵۱°F-day است (جدول ۲۴). نسبت درجه-روز

ماه‌های دسامبر و ژانویه نسبت به کل سال عبارتست از:

$$\frac{DD_{\text{گرمایش در دسامبر و ژانویه}}}{DD_{\text{گرمایش سالانه}}} = \frac{(1088 + 1159)}{6351} = 0.354$$

که کمتر از نصف است. پس بهتر است که این پیشنهاد

پذیرفته شود.

مثال ۱۸-هزینه سالانه گرمایش یک خانه

با استفاده از دماهای طرح زمستانی ۷۰°F و ۸°F، به

ترتیب برای داخل و خارج، بار گرمایش طرح یک خانه

۳۰۰۰ فوت مربعی در شهر سالت لیک سیتی ایالت یوتا

برابر $72000 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$ بدست می‌آید. خانه توسط گاز طبیعی

که در کوره‌ای با بازده ۸۰ درصد می‌سوزد، گرم می‌شود.

اگر هزینه واحد مصرف گاز طبیعی $\frac{\$}{\text{therm}}$ ۰/۵۵ باشد،

مقدار مصرف و هزینه سالانه گاز این خانه چقدر است؟

پاسخ

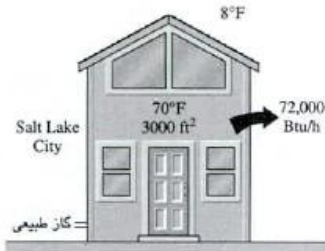
هدف، تعیین میزان مصرف و هزینه سالانه گاز خانه‌ای در

سالت لیک سیتی به ازاء بار طرح گرمایش $72000 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$

است.

«مفروضات»: در کل فصل سرما دمای خانه در ۷۰°F

باقی می‌ماند.



شکل ۶۸- نمودار شماتیک مثال ۱۸

« تحلیل » : نرخ مصرف گاز خانه در شرایط طرح

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{طرح}} &= \frac{\dot{Q}_{\text{طرح}}}{\eta_{\text{گرمایش}}} && \text{عبارتست از:} \\ &= \frac{72000}{0.8} = 90000 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 0.9 \frac{\text{therm}}{\text{h}} \end{aligned}$$

مقدار درجه-روز گرمایش سالانه سالت لیک سیتی از جدول ۵ برابر $6052^\circ\text{F}\cdot\text{day}$ است.

پس می‌توان مصرف سالانه گاز خانه را از معادله (۴۸)

$$\begin{aligned} Q_{\text{گرمایش سالانه}} &= \frac{DD_{\text{گرمایش}}}{(T_i - T_o)_{\text{طرح}}} \dot{Q}_{\text{طرح}} && \text{بدست آورد:} \\ &= \frac{6052}{70-8} (24)(0.9) = 2108 \frac{\text{therm}}{\text{year}} \end{aligned}$$

که هزینه آن عبارتست از :

$$\begin{aligned} \text{هزینه واحد مصرف (مصرف انرژی سالانه)} &= \text{هزینه سالانه گرمایش} \\ &= (2108)(0.55) = 1159 \frac{\text{دلار}}{\text{سال}} \end{aligned}$$

پس هزینه سالانه گرمایش این خانه ۱۱۵۹ دلار است.

مثال ۱۹- انتخاب اقتصادی ترین سیستم تهویه مطبوع

خانه ای را در نظر بگیرید که بار سالانه تهویه

مطبوع آن 40000 kWh و هزینه واحد مصرف برق آن

$$0.09 \frac{\$}{\text{kWh}}$$

موردنظر است. سیستم تهویه مطبوع A دارای COP میانگین

$2/5$ و قیمت ۲۵۰۰ دلار (با هزینه نصب) است. سیستم

تهویه مطبوع B دارای COP میانگین $5/0$ و قیمت ۴۰۰۰ دلار

(با هزینه نصب) است. اگر سایر موارد یکسان باشد، بهتر

است کدام سیستم تهویه مطبوع خریداری شود؟ (شکل ۶۹)



شکل ۶۹- نمودار شماتیک مثال ۱۹

باید بین دو سیستم تهویه مطبوع که یکی ارزانتر و دیگری با ضریب عملکرد بالاتر است یکی را انتخاب کرد.

«مفروضات»: به جز قیمت اولیه و بازده، در بقیه موارد دو سیستم مشابه هستند.

«تحلیل»: دستگاهی که در طی عمر خود کم هزینه تر است انتخاب بهتری است. هزینه کل سیستم در طی عمر کاری (هزینه های اولیه، عملیاتی، تعمیر و نگهداری ...) را می توان از طریق تحلیل هزینه های چرخه عمر تعیین کرد. راه آسان تر، تعیین زمان ساده بازگشت سرمایه است. میزان صرفه جوئی هزینه و انرژی سیستم تهویه مطبوع با بازده بیشتر عبارتست از:

(مصرف انرژی سالانه سیستم B) - (مصرف انرژی سالانه سیستم A) = صرفه جوئی در انرژی

$$= \left(\frac{1}{COP_A} - \frac{1}{COP_B} \right) (\text{بار برودتی سالانه})$$

$$= 40000 \left(\frac{1}{2/5} - \frac{1}{5/0} \right)$$

$$= 8000 \text{ kWh/year}$$

(هزینه مصرف واحد انرژی) (میزان صرفه جوئی در انرژی) = صرفه جوئی در هزینه

$$= 8000 (0/09) = 720 \frac{\$}{\text{year}}$$

بنابراین سیستم تهویه مطبوع کاراتر، می تواند اختلاف قیمت ۱۵۰۰ دلاری خود را در طی دو سال برگرداند. یک مصرف کننده هوشیار به راحتی سیستم تهویه مطبوع B را خریداری می کند که گرانتر ولی با ضریب عملکرد بالاتری است، زیرا یک سیستم تهویه مطبوع حداقل ۱۵ سال کار می کند. اما اگر قیمت برق منطقه بجای ۰/۰۹ برابر $0/03 \frac{\$}{\text{kWh}}$ بوده یا اگر بار سالانه تهویه مطبوع بجای ۴۰۰۰۰ برابر 10000 kWh باشد تصمیم گیری دیگر آسان نخواهد بود.

۱- از مقایسه خانه‌های فوق عایق با خانه‌های معمولی هم اندازه ای که پیش از بحران انرژی دهه ۱۹۷۰ ساخته شده اند مشخص شده که مصرف سوخت خانه‌های فوق عایق ، بطور میانگین ، ۱۵ درصد خانه‌های معمولی است . برای خانه های فوق عایق مقاله ای نوشته و عواملی که موجب بالا رفتن بهره‌وری انرژی در آنها شده را شناسایی کنید. آیا به نظر شما خانه‌های فوق عایق اقتصادی هستند؟

۲- روش تجربی زیر را بکار برده و ضریب اتلاف حرارتی خانه یا آپارتمان محل سکونت خویش را بر حسب $\frac{W}{C}$ یا $\frac{Btu}{h \cdot ^\circ F}$ بدست آورید. ابتدا مطمئن شوید که شرایط خانه پایدار بوده و دمای آن همان دمای تنظیمی ترموستات است . از یک دما سنج برای پایش دمای خارج خانه استفاده کنید . به کمک یک ساعت یا زمان سنج ، در هنگام شب ، تعیین کنید که در طی یک مدت زمان سه ساعته ، وسیله گرمایش چه مدتی روشن بوده و دمای میانگین هوای خارج چقدر است. سپس به کمک ظرفیت حرارتی خروجی وسیله گرمایش خود، مقدار حرارت تامین شده را تعیین کنید . همچنین با یادداشت تعداد افراد ، وات کلی لامپ‌های روشن، و حرارت تولیدی دستگاهها و تجهیزات ، مقدار حرارت تولیدی درون خانه را برآورد کنید. به کمک این اطلاعات ، نرخ میانگین تلفات حرارتی و ضریب اتلاف حرارتی خانه را حساب کنید.

۳- به منظور تحلیل انتقال حرارت از ساختمانها، تعداد زیادی بسته نرم افزاری وجود داشته که در مجلات حرفه‌ای نظیر مجله جورنال ASHRAE تبلیغ می شوند . شرکت شما در نظر دارد که چنین بسته نرم‌افزاری را خریداری کرده و از شما درخواست گزارشی را می‌نماید که در رابطه با بسته های موجود، قیمت، قابلیت‌ها، سهولت استفاده، سازگاری با سخت‌افزار موجود و سایر نرم افزارها و همچنین اعتبار شرکت سازنده نرم افزار شامل تاریخچه ،

سلامت اقتصادی ، خدمات پشتیبانی، آموزش و چشم انداز آتی آن اظهار نظر نمایید. پس از تحقیقات اولیه ، سه بسته نرم افزاری برتر و گزارش کامل آنها را تهیه کنید. همچنین بررسی کنید که آیا بسته های نرم افزاری مجانی وجود دارد که از آنها بتوان برای هدف مشابه استفاده کرد یا خیر؟

۴- در ۱۹۸۲ دپارتمان موارد مرتبط با انرژی در آمریکا (FS204) اعلام کرد که نشت یک قطره آب داغ در ثانیه هزینه ای معادل یک دلار در ماه ایجاد می کند. با ارائه مفروضات قابل قبول در رابطه با اندازه قطره و هزینه واحد انرژی، بررسی کنید که آیا این نظر منطقی است؟

۵- اطلاعات آب و هوایی ذیل را در رابطه با شهر محل اقامت خویش بدست آورید:
ارتفاع از سطح دریا ، فشار اتمسفریک ، تعداد درجه - روز گرمایش و سرمایش ، دماهای طرح زمستانی و تابستانی ۹۷/۵ درصد ، دماهای میانگین سالانه و زمستانی ، دماهای ثبت شده حداکثر و حداقل و زمان وقوع آنها و قیمت گاز طبیعی و برق مصارف خانگی .

۶- همسایه شما در یک خانه قدیمی تر به مساحت 2500 ft^2 (حدود 250 m^2) ، که به کمک گاز طبیعی گرم می شود، زندگی می کند . سیستم گرمایش گازی این خانه در اوایل دهه ۱۹۷۰ نصب شده و بازده آن (بنام بازده بهره وری سالانه سوخت ، AFUE) ۶۵ درصد است . حال زمان تعویض کوره (دیگ) فرا رسیده و همسایه شما بین دو کوره یکی از نوع معمولی با بازده ۸۰ درصد و قیمت ۱۵۰۰ دلار و دیگری از نوع پربازده با قیمت ۲۵۰۰ دلار و بازده ۹۵ درصد ، مردد است. جهت کمک به تصمیم گیری صحیح ، همسایه به شما یک پیشنهاد ۱۰۰ دلاری ارائه می دهد. با در نظر گیری اطلاعات آب و هوایی ، بارهای گرمایشی معمول

، و قیمت گاز طبیعی ، و بر اساس در نظر گیری جنبه های اقتصادی توصیه خود را به همسایه ارائه دهید.

۷- یک گرمکن تشعشعی که در پشت بام نصب شده ، بمنظور گرمایش یک فضای مسکونی ۲۵۰ متر مربعی واقع در شهر لاس وگاس ایالت نوادا بکار می رود. ارتفاع دیوارها ۴ متر است . دمای داخل همواره در 15°C ثابت مانده و گرمکن تشعشعی ، آسایش حرارتی ساکنان را در وضعیت سکون (بدون تحرک زیاد) و با لباس سبک تامین می کند. سیستم از تعدادی لوله آب داغ تشکیل شده که در سراسر سطح پشت بام دفن شده‌اند. با پیشنهاد دمایی برای پشت بام، مصرف انرژی گرمکن تشعشعی را تخمین بزنید. آیا میزان صرفه جویی انرژی گرمکن تشعشعی به اندازه ای هست که قیمت آن را توجیه کند؟

۸- تصمیم گیری در رابطه با سرمایه گذاری در زمینه سنجش صرفه جویی در انرژی مبتنی بر مدت زمانی است که برنامه صرفه جویی در انرژی (و هزینه های مربوطه) صرف آن می شود. راحت ترین راه تصمیم گیری این است که زمان ساده بازگشت سرمایه به سادگی از تقسیم هزینه نصب وسایل سنجش بر هزینه سالانه صرفه جویی مالی و مقایسه آن با عمر کاری تاسیسات تعیین شود. این روش در مورد زمانهای بازگشت سرمایه کوتاه مدت (کمتر از پنج سال) و در مکان های دارای ثبات اقتصادی و نرخ بهره پایین (زیر ۱۰ درصد) مناسب است؛ زیرا خطای حاصل کمتر از تاثیر عوامل احتمالی است. البته اگر زمان بازگشت سرمایه طولانی باشد ممکن است لازم شود در صورتیکه هزینه ها بصورت وام تامین شده ، نرخ بهره ، و یا اگر بجای هزینه های صرف شده جهت سنجش صرفه جویی در انرژی در جای دیگری سرمایه گذاری می شد، نرخ برگشت نیز در نظر گرفته شود. برای مثال به ازاء

نرخ بهره‌های (یا نرخ بازگشت سرمایه‌های) ۰، ۶، ۸، ۱۰، ۱۲، ۱۴، ۱۶، ۱۸ درصد زمان ساده بازگشت سرمایه پنج ساله عملاً به ترتیب برابر ۵/۰، ۶/۱۲، ۶/۶۴، ۷/۲۷، ۸/۰۹، ۹/۹۱۹، ۱۰/۸۴ و ۱۳/۹۱ سال می‌گردد. برای نرخ‌های بهره فوق و به کمک کتابهای اقتصاد مهندسی، روابطی را برای دوره‌های زمانی بازگشت بر حسب دوره‌های زمانی ساده بازگشت سرمایه ۱ الی ۱۰ سال بدست آورید.

ردیف	نام کالا	واحد	مقدار	قیمت واحد	مجموع قیمت	مشخصات فنی		ملاحظات
						مشخصات	ملاحظات	
۱	گاز (ASHRAE) (17-19)	مترمکعب	۳۰	۳۰۰۰	۹۰۰۰۰	۳۰	۳۰۰۰	
۲	گاز	مترمکعب	۳۰	۳۰۰۰	۹۰۰۰۰	۳۰	۳۰۰۰	
۳	گاز (مجموعه)	مترمکعب	۳۰	۳۰۰۰	۹۰۰۰۰	۳۰	۳۰۰۰	
۴	گاز	مترمکعب	۳۰	۳۰۰۰	۹۰۰۰۰	۳۰	۳۰۰۰	
۵	گاز	مترمکعب	۳۰	۳۰۰۰	۹۰۰۰۰	۳۰	۳۰۰۰	
۶	گاز	مترمکعب	۳۰	۳۰۰۰	۹۰۰۰۰	۳۰	۳۰۰۰	
۷	گاز	مترمکعب	۳۰	۳۰۰۰	۹۰۰۰۰	۳۰	۳۰۰۰	
۸	گاز	مترمکعب	۳۰	۳۰۰۰	۹۰۰۰۰	۳۰	۳۰۰۰	
۹	گاز	مترمکعب	۳۰	۳۰۰۰	۹۰۰۰۰	۳۰	۳۰۰۰	
۱۰	گاز	مترمکعب	۳۰	۳۰۰۰	۹۰۰۰۰	۳۰	۳۰۰۰	
۱۱	گاز	مترمکعب	۳۰	۳۰۰۰	۹۰۰۰۰	۳۰	۳۰۰۰	

توجه: این قیمت‌ها بر اساس نرخ ارز روز ۱۴۰۳/۰۱/۰۱ محاسبه شده است.



ردیف	نام شهر	شرایط جغرافیایی						شرایط تابستانی در ساعت ۱۵:۰۰						شرایط زمستانی ۶ ساعت	
		عرض جغرافیایی deg.	ارتفاع از سطح دریا ft	شماره بارومتریک In.Hg	شربوب محسوب Sen.	شربوب نشان Lat.	دمای خشک DB °F	تغییرات روزانه DR °F	دمای مرطوب WB °F	رطوبت نسبی RH%		مختار رطوبت GR/LB	نقطه شبنم DP °F	دمای خشک DB °F	رطوبت نسبی RH%
										۱۲-۰۰	۱۵-۰۰				
۱۲	اصفهان	۳۲/۶۷	۵۲۵۰	۲۴/۶۶	۰/۸۹۳	۰/۵۶۳	۹۸/۵	۳۸	۶۱	۱۴	۱۱/۴۸	۳۷/۸۸	۳۶/۲۴	۱۲/۵	۸۰
۱۳	انزلی	۳۷/۴۷	-۵۰	۳۰	۱/۰۸۷	۰/۶۸۵	۸۵	۱۳/۵	۷۷/۱۲	۷۷	۵۹/۰۵	۱۲۱/۷۱	۷۲/۹	۳۳	۹۱
۱۴	اندیمشک	۳۲/۴۵	۴۹۰	۲۹/۳۹	۱/۰۶۵	۰/۶۷۱	۱۱۴	۳۶	۷۴/۸۷	۱۹	۱۵/۹۳	۶۹/۹۶	۵۶/۷۳	۳۵	۸۲
۱۵	اهر	۳۸/۴۸	۴۴۰۰	۲۵/۴۵	۰/۹۲۲	۰/۵۸۱	۸۸	۳۳	۶۷/۷۱	۴۵	۳۷/۶	۸۷/۸۴	۵۸/۹۵	۷/۵	۷۷
۱۶	اهواز	۳۱/۳۲	۴۰	۲۹/۸۷	۱/۰۸۲	۰/۶۸۲	۱۱۵/۵	۳۲	۸۲	۳۰	۲۵/۶۶	۱۱۳/۵۸	۷۰/۷۸	۳۷	۸۷
۱۷	ایلام	۳۳/۶۲	۴۷۲۰	۲۵/۱۵	۰/۹۱۱	۰/۵۷۴	۹۵	۳۱/۵	۶۷/۱۲	۳۰	۲۵/۴	۷۴/۴۶	۵۴/۱۳	۲۴	۷۵
۱۸	بابل	۳۶/۵۵	-۱۰	۲۹/۹۳	۱/۰۸۴	۰/۶۸۳	۹۰/۵	۲۲	۷۸/۳۱	۶۶	۵۸/۶۶	۱۲۷/۱۹	۷۴/۱۱	۲۸	۸۹
۱۹	بابلسر	۳۶/۷	-۶۵	۲۹/۹۹	۱/۰۸۶	۰/۶۸۴	۸۸/۷	۱۳/۹	۷۸/۵	۶۴	۶۱/۰۴	۱۲۶	۷۳/۸۹	۳۲	۹۳/۵
۲۰	بانه	۳۶	۵۰۵۰	۲۴/۸۴	۰/۹	۰/۵۶۷	۹۴	۳۶	۶۵/۱۹	۲۸	۲۳/۱۳	۶۶/۴۳	۵۰/۷۶	-/۵	۸۰
۲۱	بجنورد	۳۲/۴۷	۳۵۱۰	۲۶/۳۱	۰/۹۵۳	۰/۱۶	۹۵	۳۰	۶۸/۶۷	۳۲/۵	۲۷/۷۴	۷۷/۷۹	۵۶/۵۵	۹/۵	۸۲
۲۲	بروجرد	۳۲/۹	۳۸۰۰	۲۶/۰۳	۰/۹۴۳	۰/۵۹۴	۹۷	۳۴/۵	۶۳/۷۲	۱۹/۵	۱۶/۲۷	۴۸/۷۱	۴۳/۹۱	۱۲	۸

ردیف	نام شهر	شرایط جغرافیایی						شرایط تابستانی در ساعت ۱۵:۰۰						شرایط زمستانی ساعت ۶	
		عرض جغرافیایی deg.	ارتفاع از سطح دریا ft	شارش بارومتریک in.Hg.	شوروب محسوس Sen.	شوروب نهان Lat.	دمای خشک DB °F	تغییرات روزانه DR °F	دمای مرطوب WB °F	رطوبت نسبی RH%		مقدار رطوبت GR/LB	نقطه شبنم DP °F	دمای خشک DB °F	رطوبت نسبی RH%
										۱۳.۳۰	۱۵.۰۰				
۲۳	بم	۲۹/۱	۳۴۸۰	۲۶/۳۴	۰/۹۵۴	۰/۶۰۱	۱۰.۵	۲۲	۶۷/۹۱	۱۷	۱۵/۲۱	۵۷/۲۹	۴۸/۴۲	۳۰	۳۶
۲۴	بندرعباس	۲۷/۲	۳۳	۲۹/۸۸	۱/۰۸۳	۰/۶۸۲	۱۰.۵	۱۷	۸۹/۴۷	۵۷/۵	۵۴/۰۳	۱۸۷/۳۹	۸۵/۵۴	۴۵/۵	۸۰
۲۵	بوشهر	۲۹	۱۶	۲۹/۹	۱/۰۸۳	۰/۶۸۲	۱۰.۴	۱۸/۵	۸۳/۷۱	۴۸	۴۳/۷۱	۱۴۳/۵۵	۷۷/۶۲	۴۲/۵	۸۵
۲۶	بهبهر	۳۶/۷۲	۵۰	۲۹/۸۶	۱/۰۸۲	۰/۶۸۱	۹.۲	۲۵	۸۰/۴۷	۷۰	۶۱/۲۶	۱۳۹/۹	۷۶/۸۳	۲۸	۸۶
۲۷	بیرجند	۳۲/۸۸	۴۸۵۰	۲۵/۰۳	۰/۹۰۷	۰/۵۷۱	۹.۸	۲۸/۵	۶۲/۴	۱۶	۱۳/۸	۴۴/۲	۴۰/۴۵	۱۴/۵	۷۲
۲۸	تاکستان	۳۶/۰۷	۴۱۵۰	۲۵/۶۹	۰/۹۳۱	۰/۵۸۶	۹.۵/۵	۳۲/۵	۶۵/۸۳	۲۶	۲۱/۹	۶۳/۴۷	۵۰/۵۴	۱۱	۷۹
۲۹	تبریز	۳۷/۸	۴۴۸۰	۲۵/۲۸	۰/۹۲	۰/۵۷۹	۹.۳	۲۴	۶۴/۳۹	۲۵.۵	۲۳/۷.۵	۶۲/۷۳	۴۹/۸۲	۱۲/۵	۸۰
۳۰	تنگابن	۳۶/۸۲	-۶۵	۲۹/۹۹	۱/۰۸۶	۰/۶۸۴	۸.۷	۱۶	۷۴/۳۹	۶۱	۵۵/۹۲	۱۰۷/۹۲	۶۹/۴۲	۳۰	۹۰
۳۱	تهران (ASHRAE)	۳۵/۶۸	۳۹۰۰	۲۵/۹۳	۰/۹۴	۰/۵۹۲	۱۰.۰	۲۷	۷۴/۷۳	۳۵	۳۰/۴۴	۱۰۱/۳۶	۶۳/۴۴	۲۴	۷۴
۳۲	چالوس	۳۶/۶۵	۹۸	۲۹/۸۱	۱/۰۸	۰/۶۸	۸.۵	۱۲/۵	۷۶/۹۱	۷۵	۷۰/۰۴	۱۲۸/۱۵	۷۴/۲۱	۳۱	۸۸/۵
۳۳	چابهار	۲۵/۲۸	۳۳	۲۹/۸۸	۱/۰۸۳	۰/۶۸۲	۹.۸/۵	۱۶/۵	۸۳/۹۱	۶۰	۵۵/۰.۹	۱۵۳/۹۳	۷۹/۶۶	۵۰	۷۶

ردیف	نام شهر	شرایط جغرافیایی										شرایط فیزیکی در ساعت ۱۵:۰۰						شرایط زیستگامی	
		عرض جغرافیایی deg.	ارتفاع از سطح دریا ft	فشار بارشتریک In.Hg	شیبیت مستوی Sen.	شیبیت ملل Lot.	بافت جنگل DB F.	تغییرات روزانه DR F.	بافت متوسط WB F.	رطوبت نسبی RH% ۱۳:۰۰	رطوبت نسبی RH% ۱۵:۰۰	مقدار رطوبت GR/LB	نقطه شبنم DP F.	بافت جنگل DB F.	رطوبت نسبی RH%				
۲۴	خرم آباد	۳۳/۵۳	۳۸۵۰	۲۵/۸/۹	۰/۹۳۸	۰/۵۹۱	۱۰/۲/۵	۳۸	۶۵/۴۷	۱۷/۵	۱۴/۹/۱	۵۱/۴۴	۴۵/۱۷	۲۰/۵	۲۳				
۲۵	خرمدره	۳۶/۲	۵۱۵۰	۲۴/۷/۵	۰/۸۹۷	۰/۵۶۵	۸۹/۵	۲۵	۶۷/۱۹	۴۱	۳۳/۹۳	۸۵/۴	۵۷/۴	۵	۳۰				
۲۶	خرمشهر	۳۰/۴۳	۱۰	۲۹/۹/۱	۱/۰۸۴	۰/۶۸۲	۱۰/۹/۵	۲۴	۷۸/۰۸	۲۸	۲۴/۸/۵	۹۴/۸۲	۶۵/۶۶	۴۰/۵	۸۴				
۲۷	خلخال	۳۷/۶۳	۵۷۴۰	۲۴/۳/۱	۰/۸۷۷	۰/۵۶۲	۸۴	۲۳	۶۸/۷۱	۵۰	۴۲/۶/۸	۱۰۰/۸/۹	۶۱/۶۳	-۷/۵	۸۸				
۲۸	خمین	۳۳/۶۳	۵۹۵۰	۲۴/۰/۲	۰/۸۷	۰/۵۴۸	۹۳	۳۱/۵	۶۰/۷۳	۲۰	۱۶/۹/۱	۴۸/۵۲	۴۱/۷۴	۱۲/۵	۸۰				
۲۹	خواتسار	۳۳/۲۲	۷۲۸۰	۲۲/۷/۵	۰/۸۲۴	۰/۵۱۹	۸۸/۵	۲۵	۵۸/۷۲	۲۲	۱۹/۳/۱	۵۰/۵/۹	۴۱/۴۱	۹/۵	۷۷				
۴۰	دزفول	۳۲/۴	۴۷۰	۲۹/۴/۴	۱/۰۶۶	۰/۶۷۱	۱۱۵/۵	۳۷/۵	۷۲/۹/۱	۱۹	۱۴/۶/۷	۶۴/۳/۹	۵۴/۴/۷	۳۳/۵	۹۱				
۴۱	دلیجان	۳۴	۵۰۲۰	۲۴/۸/۷	۰/۹۰۱	۰/۵۶۸	۹۹/۵	۳۴	۷۰	۳۰	۲۵/۱/۵	۸۵/۷	۵۷/۶/۳	۱۱/۵	۶۵				
۴۲	مدولود	۳۵/۶/۸	۶۴۳۰	۲۳/۵/۹	۰/۸۵۵	۰/۵۳۸	۸۸	۳۰/۵	۵۹	۲۳	۱۹/۴/۸	۴۸/۵/۹	۴۱/۳/۷	۴/۵	۸۱				
۴۳	رامسر	۳۶/۹	-۶۹	۲۹/۹/۹	۱/۰۸۷	۰/۶۸۴	۸۵	۱۴	۷۶	۷۲	۶۶/۶/۹	۱۲۱/۰/۹	۷۲/۷/۴	۳۰/۵	۹۲				
۴۴	رشت	۳۷/۲/۷	-۱۲	۲۹/۹/۵	۱/۰۸۵	۰/۶۸۳	۸۹/۵	۱۶/۵	۷۸/۳/۱	۶۷	۶۱/۳/۱	۱۲۸/۸/۹	۷۴/۵	۲/۸	۹۲				

ردیف	نام طبقه	معماری		سازه		مکانیک		برق		گرمایش و تهویه مطبوع		آب و فاضلاب		تاسیسات	
		معماری	سازه	مکانیک	برق	گرمایش و تهویه مطبوع	آب و فاضلاب	تاسیسات	معماری	سازه	مکانیک	برق	گرمایش و تهویه مطبوع	آب و فاضلاب	تاسیسات
۵۵	تاسیسات	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱
۵۴	تاسیسات	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱
۵۳	تاسیسات	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱
۵۲	تاسیسات	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱
۵۱	تاسیسات	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱
۵۰	تاسیسات	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱
۴۹	تاسیسات	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱
۴۸	تاسیسات	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱
۴۷	تاسیسات	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱
۴۶	تاسیسات	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱
۴۵	تاسیسات	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱	۱۳/۱۱

ردیف	نام شهر	شرایط جغرافیایی										شرایط تابستانی در ساعت ۱۵:۰۰						شرایط زمستانی در ساعت ۰	
		عرض جغرافیایی deg	ارتفاع از سطح دریا ft	فشار بارومتریک In.Hg	معمولاً Sani	معمولاً Lat.	دماي خشک DB F	نمونه برداری DR F	دماي متوسط WB F	RH% رطوبت نسبی ۱۳:۰۰	دماي نسبی ۱۵:۰۰	مطابق رطوبت GR/B	نقطه شبنم DP F	دماي خشک DB F	رطوبت نسبی RH%				
۵۶	سوسنگرد	۳۱/۵۵	۳۳	۲۹/۸۸	۱/۰-۸۳	۰/۶-۸۲	۱۰-۹/۵	۳۶	۷۸/۷۱	۳۱	۲۵/۹۱	۹۹/۰-۲	۶۶/۸۶	۲۸/۵	۸۹				
۵۷	شاهرود	۳۶/۴	۴۵۳۰	۲۶/۳۳	۰/۹۱۸	۰/۵-۷۸	۹۵	۲۵	۶۶/۵۱	۲۷/۵	۲۴/۱	۷۰/۰-۹	۵۲/۷۱	۱۶/۵	۸۰				
۵۸	شهرری	۳۵/۵۸	۳۴۷۶	۲۶/۳۶	۰/۹۵۵	۰/۶-۰۱	۱۰۰-۱/۵	۳۱/۵	۶۸/۱۲	۲۳/۵	۱۹/۹۷	۶۵/۹۲	۵۲/۱۳	۲۱/۵	۸۴				
۵۹	شهرکرد	۲۲/۳۲	۶۷۵۰	۲۲/۳	۰/۸۴۴	۰/۵-۳۲	۹۲	۳۵	۶۵/۳۳	۱۸/۵	۲۲/۹۶	۷۲/۶۲	۵۱/۳۹	۶/۵	۸۱				
۶۰	شیراز	۲۹/۶	۴۹۰۰	۲۴/۸۴	۰/۹	۰/۵-۶۷	۱۰۰-۱/۵	۳۱	۶۰/۷۲	۱۶	۱۰/۱۱	۳۴/۰-۹	۳۳/۸۶	۲۶	۷۸				
۶۱	طبرس	۳۳/۶	۲۱۶۵	۲۷/۶۵	۱/۰-۰۲	۰/۶-۳۱	۱۱۲	۲۵/۵	۷۴/۲۷	۲۰	۱۷/۶۴	۷۷/۹۴	۵۷/۹۸	۲۸	۷۴				
۶۲	فسا	۲۸/۹۷	۲۵۳۵	۲۵/۳۳	۰/۹۱۸	۰/۵-۷۸	۱۰۳	۲۸/۵	۶۶	۱۷	۱۴/۷	۵۴/۳۳	۴۵/۹۶	۲۹	۷۷				
۶۳	فومن	۳۷/۲	-۱۰	۲۹/۹۳	۱/۰-۸۴	۰/۶-۸۳	۹۱/۵	۲۳	۷۹/۹۱	۶۹	۶۱/۰-۲	۱۳۶/۸۱	۷۶/۲۴	۲۰	۸۴				
۶۴	فیروزکوه	۳۵/۷۵	۶۳۰۰	۲۳/۷	۰/۸۵۹	۰/۵-۴۱	۹۰-۱/۵	۱۵/۵	۶۷/۷۱	۳۷	۳۴/۰-۵	۹۲/۵۱	۵۸/۳۸	-۷/۵	۶۳				
۶۵	فانمشهر	۲۶/۴۷	۱۳۱	۲۹/۱۷۷	۱/۰-۷۹	۰/۶-۷۹	۹۰-۱/۵	۱۹	۷۸	۶۴	۵۷/۸۱	۱۲۵/۹۵	۷۳/۶۷	۲۸	۸۹/۵				
۶۶	قزوین	۳۶/۲۷	۴۲۳۰	۲۵/۶۲	۰/۹۲۸	۰/۵-۸۵	۹۵/۵	۲۸/۵	۶۶/۸۳	۲۳/۵	۲۲/۵۸	۶۷/۹۵	۵۲/۱۸	۱۳	۸۳				

ردیف	نام شهر	شرایط جغرافیایی						شرایط تابستانی در ساعت ۱۵:۰۰						شرایط زمستانی ساعت ۶	
		عرض جغرافیایی deg.	ارتفاع از سطح دریا ft	شماره بارومتریک in.Hg.	شربت محسوب Sen.	شربت نهان Lat.	دمای خشک DB °F	تغییرات روزانه DR °F	دمای شربت WB °F	رطوبت نسبی RH%		مقدار رطوبت GR/LB	نقطه شبنم DP °F	دمای خشک DB °F	رطوبت نسبی RH%
										۱۲:۰۰	۱۵:۰۰				
۶۷	قم	۳۴/۶۳	۳۰۴۵	۲۶/۷۷	۰/۹۷	۰/۶۱۱	۱۰۴	۳۲	۶۸/۹۱	۲۰/۵	۱۷/۴۲	۶۲/۷۶	۵۱/۲۵	۲۴	۶۹
۶۸	قوچان	۳۷/۱	۳۹۹۰	۲۵/۸۵	۰/۹۳۴	۰/۵۹	۹۲/۵	۳۰/۵	۶۶/۱۲	۳۱	۲۶/۳۴	۶۹/۴۹	۵۳/۰۲	۴	۸۳/۵
۶۹	کاشان	۳۴	۳۱۳۰	۲۶/۶۹	۰/۹۶۷	۰/۶۰۹	۱۰۶	۲۹/۵	۷۱/۱۲	۱۸/۵	۱۸/۴۸	۷۳/۰۴	۵۴/۸۷	۲۴	۷۵
۷۰	کرج	۳۵/۸	۴۴۶۰	۲۵/۴	۰/۹۲	۰/۵۸	۹۶	۳۰	۶۳/۹۹	۲۴/۵	۲۰/۴۷	۵۷/۴	۴۷/۵۱	۱۷	۸۰/۵
۷۱	کرمان	۳۰/۲۸	۵۷۴۰	۲۴/۲۱	۰/۸۷۷	۰/۵۵۲	۹۷/۵	۳۲	۵۹/۷۲	۱۵	۱۱/۴۱	۳۶/۶۴	۳۴/۹۸	۱۱/۵	۷۳
۷۲	کرمانشاه(باختران)	۳۴/۳۲	۴۳۳۵	۲۵/۵۲	۰/۹۲۴	۰/۵۸۲	۹۷/۵	۳۹	۶۲/۱۲	۱۶/۵	۱۳/۴۵	۶۱/۳۲	۳۹/۴۳	۱۴	۸۶
۷۳	کیش	۲۶/۵	۱۰۰	۲۹/۸۱	۱/۰۸	۰/۶۸	۱۰۲	۱۵	۸۵/۱۹	۵۶/۵	۵۰/۹۵	۱۵۸/۷	۸۰/۴۹	۵۳	۷۹
۷۴	کرکان	۳۶/۸۳	۵۲۵	۲۹/۳۵	۱/۰۶۴	۰/۶۷	۹۵	۱۸/۵	۷۷/۴۷	۵۱	۴۶/۳۷	۱۱۷/۳۵	۷۱/۲	۳۰/۵	۷۵
۷۵	کرمسار	۳۶/۵۵	۲۷۹۰	۲۷/۰۲	۰/۹۷۹	۰/۶۱۷	۱۰۲	۲۹/۵	۷۲/۹۱	۳۰/۵	۲۶/۲۲	۸۸/۷	۶۰/۹	۲۰/۵	۷۵/۵
۷۶	کلپایگان	۳۳/۴۵	۶۰۰۰	۲۳/۹۷	۰/۸۶۹	۰/۵۴۷	۹۳	۳۱/۵	۶۰/۷۲	۲۰	۱۶/۹۱	۴۸/۶۱	۴۱/۷۴	۱۲/۵	۸۰
۷۷	کناباد	۳۴/۳۵	۳۶۱۰	۲۶/۲۱	۰/۹۵	۰/۵۹۸	۱۰۰/۵	۳۷	۶۹/۴۷	۲۷	۲۲/۳	۷۴/۱	۵۵/۱۳	۱۵/۵	۸۰

ردیف	نام شهر	شرایط تابستانی در ساعت ۱۵:۰۰										شرایط زمستانی ۶ ساعت			
		شرایط جغرافیایی					دمای					مقدار		نقطه	
		عرض جغرافیایی deg.	ارتفاع از سطح دریا ft	مشار بارومتریک In.Hg.	ضرب محموس Sen.	ضرب نمان Lat.	خشک DB °F	تغییرات روزانه DR °F	دمای مرطوب WB °F	رطوبت نسبی RH%		GR/LB	DP °F	دمای خشک DB °F	رطوبت نسبی RH%
۷۸	کند	۳۷/۲۵	۱۴۸	۲۹/۷۶	۱/۰۷۸	-۰/۶۷۹	۹۹/۵	۲۴	۸۱/۲۳	۵۲/۵	۴۶/۳۷	۱۳۳/۵۱	۷۵/۳۵	۲۷/۵	۸۴/۵
۷۹	لاهیجان	۳۷/۲	۷	۲۹/۹۱	۱/۰۸۴	-۰/۶۸۳	۸۸/۵	۱۹	۷۸/۰۴	۶۳/۵	۶۰/۴۹	۱۲۷/۲	۷۴/۰۹	۳۱	۸۵
۸۰	لنگرود	۳۷/۱۸	-۶۸	۲۹/۹۹	۱/۰۸۷	-۰/۶۸۴	۸۹/۵	۱۹	۷۷/۱۲	۶۴	۵۷/۷۸	۱۲۱/۰۱	۷۲/۷۲	۲۸/۵	۸۶
۸۱	محلان	۳۳/۸۸	۵۸۴۰	۲۴/۱۲	-۰/۸۷۴	-۰/۵۵۵	۹۱/۵	۴۲/۵	۶۹/۶۷	۴۶	۳۶/۶	۱۰۱/۰۱	۶۱/۲۸	۱۷	۷۷/۵
۸۲	مراغه	۳۷/۴	۴۷۵۵	۲۵/۱۲	-۰/۹۱	-۰/۵۷۳	۹۴	۳۱/۵	۷۱/۷۱	۴۳	۳۶/۳۹	۱۰۴/۲۵	۶۳/۳۲	۱۳/۵	۸۲
۸۳	مرند	۳۸/۴۳	۴۳۷۵	۲۵/۴۸	-۰/۹۲۳	-۰/۵۸۱	۹۲	۲۹	۶۶/۵۹	۳۳	۲۸/۳۶	۷۴/۵۵	۵۴/۵۲	۶/۵	۸۴
۸۴	مریوان	۳۵/۴۵	۴۳۳۰	۲۵/۵۲	-۰/۹۲۵	-۰/۵۸۲	۹۵	۳۳	۶۴/۹۱	۲۵	۲۱	۶۰/۴۷	۴۹	۸	۸۳
۸۵	مشهد	۳۶/۲۷	۳۱۸۰	۲۶/۶۳	-۰/۹۶۵	-۰/۶۰۸	۹۵/۵	۲۸	۶۹/۳۷	۳۲/۵	۲۸	۷۸/۹۱	۵۷/۲۸	۱۵	۶۷
۸۶	ملایر	۳۴/۲۸	۵۷۴۰	۲۴/۳۱	-۰/۸۷۷	-۰/۵۵۲	۹۵	۳۲	۶۰/۱۲	۱۶	۱۳/۵۱	۴۰/۸۳	۳۷/۶۳	۱۱	۶۴
۸۷	مهاباد	۳۶/۷۷	۴۴۰۰	۲۵/۴۵	-۰/۹۲۲	-۰/۵۸۱	۹۳	۳۳/۵	۶۷/۷۹	۳۵	۲۹/۲۸	۷۹/۸۳	۵۶/۳۴	۸/۵	۸۱
۸۸	میاندوآب	۳۶/۹۶	۴۲۶۰	۲۵/۵۹	-۰/۹۲۷	-۰/۵۸۴	۹۳	۳۲/۵	۶۶/۴۷	۳۱/۵	۲۶/۴۹	۷۱/۷۲	۵۳/۶	۱۱	۸۵

ردیف	نام شهر	شرایط جغرافیایی						شرایط فیزیکی در ساعت ۱۵:۰۰						شرایط زیستگامی	
		عرض جغرافیایی deg	ارتفاع ft	قطار بارشجوی In Hg.	ضربان دمایی Sen.	ضربان Lot.	شدت ششک DB F	ظرفیت رطوبت DR F	رطوبت مطلق WB F	رطوبت نسبی ۱۲٪ ۲۳°	رطوبت نسبی ۵۰٪ ۷۵°	قطار رطوبت GR/RB	ظرف ششک DP F	شدت ششک DB F	رطوبت نسبی RH%
۸۹	میانه	۳۷/۳۳	۳۶۱۰	۲۶/۳۱	۰/۹۵	۰/۵۹۸	۹۶	۲۹	۷۵/۲۷	۴۷	۴۰/۳۶	۱۱/۸/۱۹	۶/۸/۰/۸	۹/۵	۸۳
۹۰	مینابوز (ه)	۳۲/۲	۴۹۰۰	۲۴/۹/۸	۰/۹۰۵	۰/۵۷	۱۰۳	۳۶	۶۶/۰/۴	۱۸	۱۴/۹/۷	۵/۶/۰/۲	۴/۶/۴/۴	۱۷	۷۵
۹۱	تالین	۳۲/۸/۷	۵۰۷۰	۲۴/۸/۳	۰/۸۹۹	۰/۵۶۶	۹۸/۵	۲۹/۵	۶۴/۱/۵	۱۹	۱۶/۲/۹	۵/۳/۵/۹	۴/۵/۱/۳	۱۹/۵	۷۷
۹۲	نوشهر	۳۶/۶/۵	-۶۵	۲۹/۹/۹	۱/۰/۸۶	۰/۶۸۴	۸۵	۱۲/۵	۷۷/۵/۱	۷۵	۷۰/۲/۴	۱۲/۹/۸/۷	۷/۴/۷/۸	۳۱	۸۸/۵
۹۳	تیاوت	۲۴/۲	۵۴۵۰	۲۴/۴/۷	۰/۸۸۷	۰/۵۵۸	۹۶/۵	۳۸	۶۷/۵/۱	۳۰	۲۴/۵/۶	۷/۷/۵/۳	۵/۴/۴/۷	۱۱	۸۴
۹۴	نیساپور	۲۶/۲	۳۹۷۰	۲۵/۸/۷	۰/۹۳۷	۰/۵۹	۹۶	۳۲	۶۴/۸/۷	۲۳	۱۹/۴/۳	۵/۶/۹	۴/۷/۷/۶	۱۱	۸۴
۹۵	ورامین	۳۵/۳/۳	۳۰۰۰	۲۶/۸/۱	۰/۹۷۱	۰/۶۱۳	۱۰۰/۵	۳۳	۶۹/۴/۷	۲۶	۲۱/۹/۲	۷/۱/۱/۹	۵/۴/۶/۷	۱۹	۸۶
۹۶	هفتگرد (تهران)	۳۵/۹/۷	۴۹۰۰	۲۴/۹/۸	۰/۹۰۵	۰/۵۷	۹۴	۴۲	۶۳/۹/۹	۲۶	۳۰/۷/۹	۵/۹/۲/۹	۴/۷/۹/۲	۱۲	۷۶
۹۷	همدان	۳۴/۸	۶۰۷۰	۲۳/۹/۱	۰/۸۶۶	۰/۵۴۶	۹۳	۳۷/۵	۶۲/۷/۲	۲۵/۵	۲۰/۴/۱	۵/۸/۹/۷	۴/۶/۶/۲	۲/۵	۸۴/۵
۹۸	پاسوج	۳۰/۸/۲	۶۱۳۰	۲۳/۸/۶	۰/۸۶۴	۰/۵۴۴	۹۴	۴۴	۶۲/۳	۲۴	۱/۸/۹/۸	۵/۶/۶/۷	۴/۵/۵/۳	۱۴/۵	۸۴
۹۹	یزد	۳۱/۸/۸	۴۰۰۰	۲۵/۸/۵	۰/۹۳۶	۰/۵۹	۱۰۴	۲۷	۶۵	۱۵	۱۲/۰/۸	۴/۴/۸/۹	۴/۱/۶/۵	۲۲/۵	۷۱

مراجع و منابع

1. American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers. **Handbook of Fundamentals**. Atlanta: ASHRAE, 1993
2. **How to Reduce your Energy Costs**. 2nd ed. Boston: Center for Information Sharing, Inc. (Through Sierra Pacific Power Company), 1991.
3. J.F.Kreider and A. Rabl. **Heating and Cooling of Buildings**. New Yourk:McGraw-Hill, 1994.
4. F. C. McQuiston and J. D. Parker. **Heating, Ventilating, and Air Conditioning**. 4th ed. New York: Wiley, 1994
5. **Radiant Barrier Attic Fact Sheet**. DOE/CE-0335P. Washington, DC:U.S.Department of Energy, 1991
6. "Replacement Windows." **Consumer Reports**, Yonkers, NY: Consumer Union October1993,p.664
7. H.J.Sauer, Jr., And R.H.Howell. **Principles of Heating, Ventilating, and Air Conditioning**. Atlanta: ASHRAE, 1994
8. W.F.Stoecker and J. W. Jones. **Refrigeration and Air conditioning**. New York: McGraw-Hill, 1982

دکتر **Yunus A. Cengel** استاد رشته مهندسی مکانیک دانشگاه ایالت نوادا، شهر رنو می‌باشد. وی مدرک دکترای خود را در مهندسی مکانیک از دانشگاه ایالتی کارولینای شمالی در سال ۱۹۸۴ اخذ کرد. محدوده تحقیقات اخیر او درباره انرژی‌های تجدید پذیر، شیرین سازی آب، تحلیلی کاردهی و حفظ انرژی می‌باشد. در سالهای ۱۹۹۶ تا ۲۰۰۰ مدیر مرکز ارزیابی صنعتی (IAC) دانشگاه ایالت نوادا، شهر رنو بوده است.

دکتر **Cengel** همچنین نویسنده کتابهای پرطرفدار مقدمه ای بر ترمودینامیک و انتقال حرارت (۱۹۹۷) انتقال حرارت: یک رویکرد عملی (۱۹۹۸) و اصول علوم گرما - سیال با همکاری دکتر تونر (۲۰۰۱) می‌باشد. بعضی از کتابهای درسی او به زبانهای چینی، ژاپنی، کره‌ای، اسپانیایی، ترکی، ایتالیایی، یونانی و فارسی ترجمه شده است. وی چندین بار جایزه استاد نمونه را دریافت کرده و در سالهای ۱۹۹۲ و ۲۰۰۰ برنده جایزه مولف برجسته **ASEE Meriam/ Wiley** بعلت مهارت در تالیف شده است. دکتر **Cengel** یک مهندس حرفه ای رسمی در ایالت نوادا بوده و عضو انجمن مهندسان مکانیک امریکا (**ASME**) و انجمن آموزش مهندسی امریکا (**ASEE**) می‌باشد.

در صورت نیاز به طراحی سیستم مناسب بروندی حرارتی با واحد مهندسی فروش انرژی تماس حاصل فرمائید.
تهران: خیابان جمهوری اسلامی، مقابل ساختمان آلومینیوم شماره ۱۳۴ تلفن ۶۶۷۰۴۴۴۴ فکس ۶۶۷۰۱۳۷۶

مرکز پخش کتاب: انتشارات دهخدا: مقابل درب اصلی دانشگاه تهران پلاک ۱۳۸۸ تلفن ۶۶۴۶۰۱۸۵

شابک: ۹۶۴-۰۶-۷۸۲۸-۷

ISBN 964-06-7828-7

بها: ۲۴۰۰۰ ریال