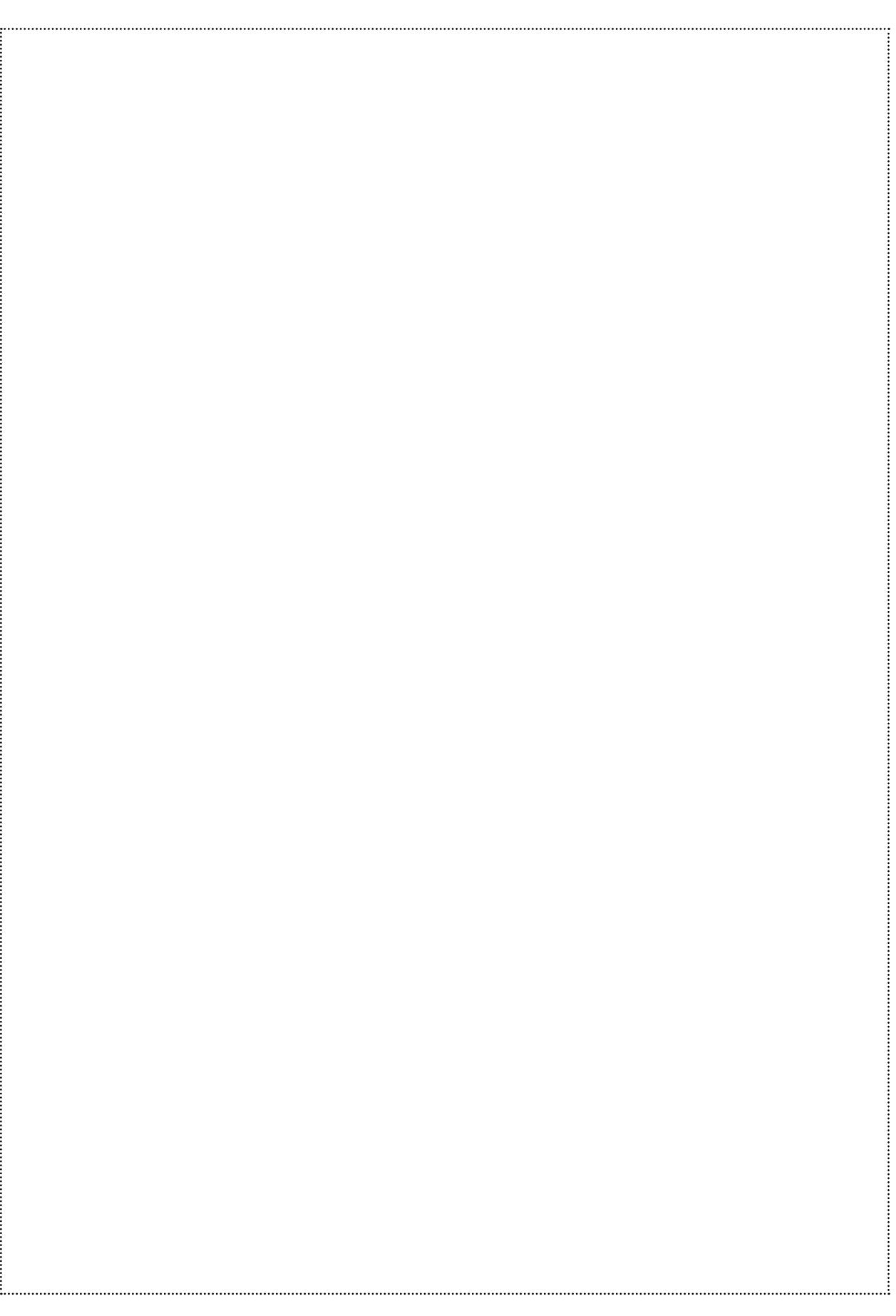


بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِيْمِ

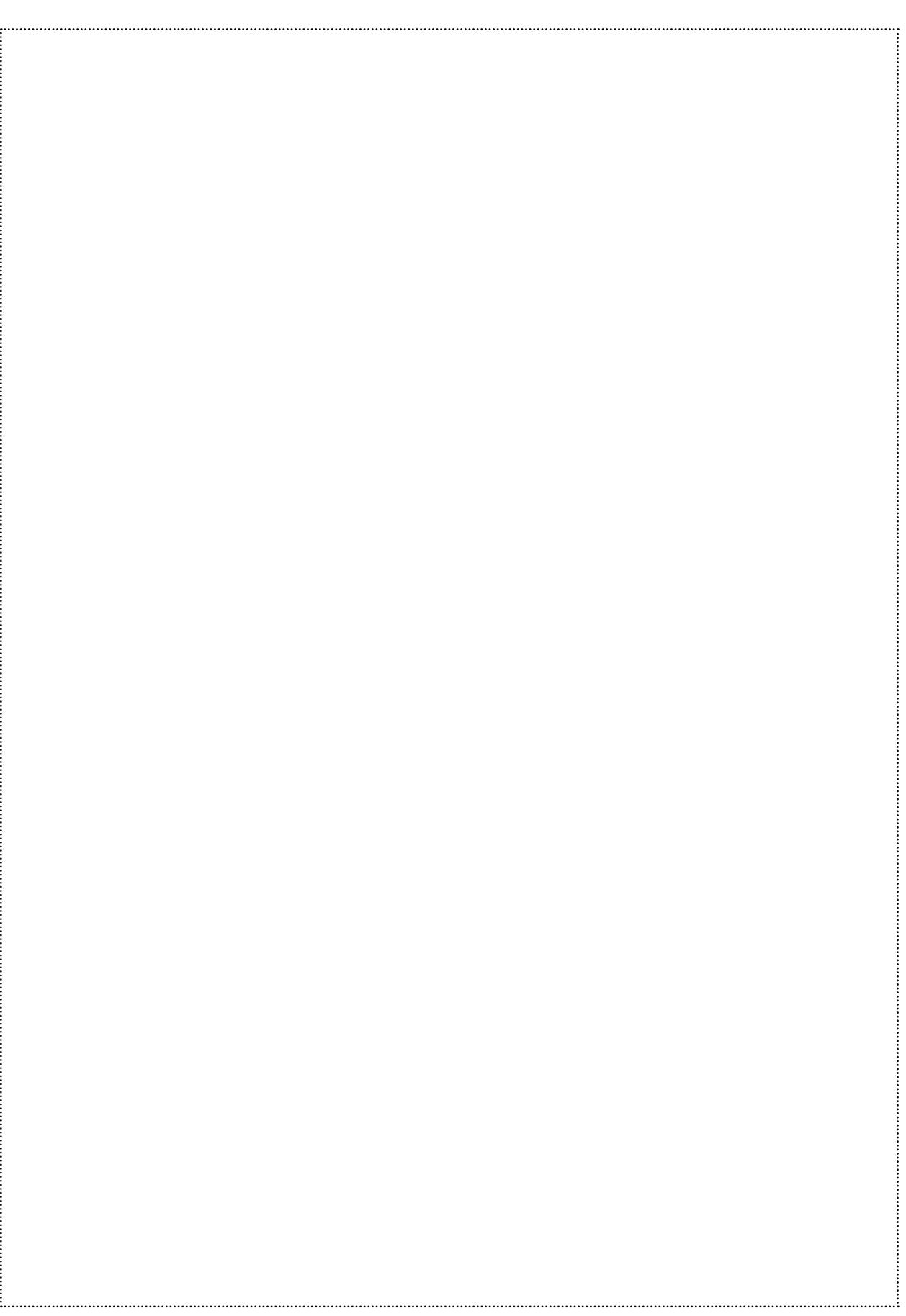


هـوـالـجـمـيل

وَإِلَهِ، وَاحْجُبْنِي عَنِ السَّرَّفِ وَالْأَزْدِيادِ،
وَقَوْمِنِي بِالْبَذْلِ وَالْأَقْتِصَادِ،
وَعَلِّمْنِي حُسْنَ التَّقْدِيرِ،
وَاقْبِضْنِي بِلُطْفِكَ عَنِ التَّبْذِيرِ،
وَاجْرِي مِنْ أَسْبَابِ الْحَلَالِ أَرْزَاقِي،
وَوَجْهِ فِي أَبْوَابِ الْبَرِّ اِنْفَاقِي ..

خدایا، مرا از اسراف و زیاده خواهی باز دار،
و به بخشش و انتخاب میانه روی سامان ده،
و اندازه نگاه داشتن نیکو را به من بیاموز،
و مرا به لطف خود از ولخرجی حفظ کن،
و روزیم را از راههای حلال روانه ساز،
و خرج کردن مالم را متوجه برنامه های خیر فرما ..

صـحـيفـه
سـجـادـيه



آسایش حرارتی

(رهیافتی در بهینه‌سازی مصرف
انرژی در ساختمان)

مهدی معرفت

(استادیار بخش مهندسی مکانیک دانشگاه تربیت مدرس)

امیر امیدوار

(دانشجوی دکترای مهندسی مکانیک)



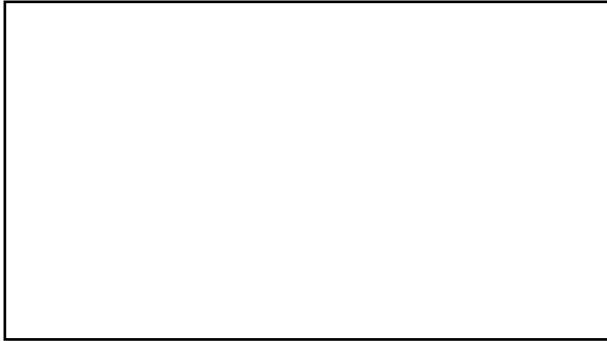
شرکت ملی نفت ایران

شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت

www.ifco.ir

فرهنگ‌سازی و ارتباطات: ۸۸۶۰۴۷۹۳ - نمبر ۸۸۶۰۴۹۶۴

همه حقوق چاپ و نشر برای شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت محفوظ است.



آسایش حرارتی

رهیافتی در بهینه‌سازی مصرف انرژی در ساختمان

مهدی معرفت
امیر امیدوار

شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت	به سفارش
کلید آموزش	ناشر
انتشارات کلید آموزش	آماده‌سازی
۹۹۹۹۹ جلد	شمارگان
۱۲۸۶ - اول	نوبت چاپ
۹۹۹۹ تومان	قیمت
شابک ۹۷۸-۰-۶۳۴-۵۷۷۷-۰	
ISBN ۹۷۸-۰-۶۳۴-۵۷۷۷-۰	
مرکز پخش:	

فهرست مطالب

۱۱	مقدمه شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت
۱۳	پیشگفتار
۱۷	مقدمه‌ای بر آسایش حرارتی
۱۹	۱- مقدمه
۲۰	۲- آسایش حرارتی و مصرف انرژی در ساختمان
۲۲	۳- روش‌های بررسی آسایش حرارتی
۲۳	۳-۱- روش پیمایش میدانی
۲۳	۳-۲- روش تحلیلی
۲۵	انتقال حرارت بین بدن و محیط
۲۷	۱- تنظیم حرارت بدن
۲۹	۲- انتقال حرارت بین بدن و محیط
۳۲	۲-۱- متابولیک
۳۳	۲-۲- کار
۳۴	۲-۳- تابش
۳۵	۴-۲- همرفت
۳۵	۵-۲- ترکیب جابه‌جایی و تابش
۳۷	۶-۲- هدایت از طریق لباس

۳۷	۷_۲_۲- اتلاف حرارت به فرم تبخیر
۴۰	۸_۲_۲- اتلاف حرارت از طریق تنفس
۴۱	مدل‌های آسایش حرارتی
۴۳	۱_۳- انواع مدل‌های حرارتی ارایه شده برای بدن انسان
۴۶	۲_۳- مدل فنگر
۴۹	۳_۳- مدل دو نقطه‌ای
۵۰	۳_۳_۳- مکانیزم‌های کنترل کننده دما در بدن
۵۳	۴_۳- شاخص‌های آسایش حرارتی
۵۴	۴_۴_۳- میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط
۵۶	۴_۴_۳- شاخص‌های آسایش حرارتی در شرایط گذرا
۵۷	۵_۳- استانداردهای آسایش حرارتی
۵۷	۵_۴_۳- استاندارد ایزو در آسایش حرارتی
۵۸	۵_۴_۳- مروری بر استانداردهای اروپایی
۵۹	۵_۵_۳- قابلیت‌ها و محدودیت‌های مدل‌های آسایش حرارتی
۶۱	نارضایتی حرارتی و عوامل مؤثر بر آن
۶۳	۱_۴- نارضایتی حرارتی موضوعی
۶۴	۱_۴_۱- سرمایش موضوعی همرفقی (کوران)
۶۵	۱_۴_۱_۱- اثرات سرعت میانگین هوا
۶۷	۱_۴_۱_۲- اثرات شدت اختشاش
۷۰	۱_۴_۲- تابش نامتقارن
۷۴	۱_۴_۳- گرادیان عمودی دما
۷۶	۱_۴_۴- نارضایتی حرارتی موضوعی به دلیل کف گرم و یا سرد
۷۹	تحلیل همزمان آسایش حرارتی و مصرف انرژی در ساختمان
۸۲	۱_۵- مدل‌سازی حرارتی فضاهایی که از سیستم‌های تابشی استفاده می‌کنند
۸۲	۱_۵_۱- مقدمه‌ای بر انتقال حرارت تابش

۱-۲-۵- مدل‌سازی فرایندهای تبادل حرارتی فضای داخل اتاق، شامل سطوح داخلی و هوا.	۸۵
۲- مدل‌سازی فرایندهای تبادل حرارتی و جریان هوای داخل اتاق در سیستم‌های هم‌رفتی	۸۸
۱-۲-۵- معادلات انتقال.....	۵
۹۰ بقاء جرم.....	۹۰
۹۰ بقاء ممتومن.....	۹۰
۹۳ بقاء انرژی.....	۹۳
۹۴ معادله غلظت.....	۹۴
۹۴ مدل‌سازی توربولنس.....	۹۴
۹۴ لزجت توربولنسی و ضرایب پخشی.....	۹۴
۹۷ مدل توربولنسی.....	۹۷
۹۹ شرایط مرزی.....	۹۹
۹۹ شرط مرزی دیواره.....	۹۹
۱۰۱ شرایط مرزی در دهانه خروجی تغذیه کننده‌های هوا.....	۱۰۱
۱۰۲ شرایط مرزی خروجی.....	۱۰۲
۱۰۲ شرایط مرزی دمایی بر روی دیوارها.....	۱۰۲
۳- مدل آسایش حرارتی	۱۰۳
۴- نحوه اعمال اثرات شدت اغتشاش جریان هوا در مدل آسایش حرارتی.....	۱۰۳
۴-۱- روش محاسبه سرعت متوسط معادل.....	۱۰۴
۵- ارایه الگوریتمی برای ارزیابی فضاهای مسکونی یا اداری از نظر آسایش حرارتی	۱۰۴
۶- تحلیل همزمان آسایش حرارتی و مصرف انرژی در قالب یک مثال ساده.....	۱۰۵
فصل ششم - مباحث ویژه	۱۰۹
۱- بررسی تأثیر برخی از پارامترهای ثانویه بر آسایش حرارتی.....	۱۱۱
۲- دمای متوسط تابش.....	۱۱۴
۶-۱- تعریف دمای متوسط تابش.....	۱۱۴

۶-۲-۶- تأثیر ضریب صدور تابشی سطوح اتاق بر دمای متوسط تابش.....	۱۱۵
۶-۲-۶- روش محاسبه دمای متوسط تابش.....	۱۱۶
۶-۲-۶- محاسبه دمای متوسط تابش برای شخصی در معرض تابشها ی با طول موج کوتاه.....	۱۱۷
۶-۳- دمای عملکرد.....	۱۲۰
۶-۴- آسایش حرارتی در محیطهای لایه ای.....	۱۲۱
۶-۵- آسایش حرارتی در گرمایش بخشهای بیمارستانی.....	۱۲۳
۶-۶- آسایش حرارتی برای افرادی که ناتوانی فیزیکی دارند.....	۱۲۴
۶-۷- آسایش حرارتی تطبیقی.....	۱۲۵
۶-۸- آسایش حرارتی در ایران.....	۱۲۷
۶-۹- نامهانگی فصلی استانداردهای آسایش حرارتی.....	۱۳۲
پیوست	۱۳۷
پیوست ۱ - برنامه کامپیوتری جهت محاسبه احساس حرارتی افراد بر مبنای استاندارد	
ایزو ۷۷۳۰	۱۳۹
پیوست ۲ - نمودارهای لازم برای محاسبه ضریب دید بدن انسان با سطوح جانبی	۱۴۳
پیوست ۳ - خواص ترموفیزیکی و تابشی برخی از مواد	۱۴۷
منابع و مراجع	۱۴۹
واژه‌نامه فارسی - انگلیسی	۱۵۵

مقدمه شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت

شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت در راستای سیاست‌های استراتژیک کشور در بخش انرژی و بر اساس ماده ۱۲۱ قانون برنامه سوم توسعه اقتصادی، اجتماعی و فرهنگی جمهوری اسلامی ایران به منور اعمال صرفه جویی و منطقی کردن مصرف انرژی، حفاظت از محیط زیست، همچنین اجرای اقدامات مرتبط با بهره برداری کارآمد و بهینه از نوع حامل‌های انرژی، در سال ۱۳۷۹ توسط وزارت نفت جمهوری اسلامی ایران تأسیس گردید.

بطور کلی فعالیت شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت بر مطالعه، پژوهش، بستر سازی، ممیزی و تدوین استانداردهای مصرف انرژی و انجام اقدامات لازم برای بهینه‌سازی مصرف سوخت در تمامی فعالیت‌هایی که بنحوی در فرآیند تولید و یا به عنوان مصرف کننده نهایی، سوخت مصرف می‌نماید، متمرکز می‌باشد.

در همین ارتباط، این شرکت انتشار فعالیت‌ها، یافته‌های پژوهشی، مطالعات و گزارشات علمی در زمینه بهینه‌سازی انرژی در بخش‌های صنعت، ساختمان و حمل و نقل را از رسالت‌های مهم خود قلمداد نموده و تاکنون نیز با نشر ده‌ها عنوان کتاب، سعی در گسترش فرهنگ تفکر، دانایی محوری و رویکرد کاوشگری و پژوهش با هدف توسعه دانش بهینه‌سازی انرژی در کشور نموده است.

کتاب حاضر از سری کتاب‌هایی است که بصورت تخصصی در مدیریت محترم بخش ساختمان و مسکن و به همت واحد انتشارات روابط عمومی و فرهنگ سازی برای ارتقاء

سطح آگاهی متخصصان از فناوری ها و روش های بهینه سازی مصرف انرژی تدوین و منتشر شده است.

**شرکت بهینه سازی مصرف سوخت
روابط عمومی و فرهنگ سازی
پاییز ۱۳۸۷**

پیشگفتار

آسایش حرارتی در ساختمان یکی از مباحثی است که در نگاه اول بسیار ساده می‌نماید اما بر خلاف ظاهر ساده‌اش با پیچیدگی‌های زیادی همراه است. آسایش حرارتی و مبانی اصلی آن در سال‌های ۱۹۷۰ پا به عرصه گذاشت اما در ابتدا فقط از دیدگاه فیزیولوژیک و ارگونومیک مد نظر قرار گرفت. به مرور این موضوع نظر معماران و طراحان ساختمان را نیز به خود جلب کرد. مبحث آسایش حرارتی به منظور رهایی از یک دیدگاه صرفاً انتزاعی و ورود به عرصه علوم کاربردی نیازمند مدل‌سازی ریاضی بود. به همین دلیل روز به روز مدل‌های جدیدتری معرفی شدند.

بحث آسایش حرارتی از آنجا که به انسان و رفتارهای انسانی وابسته است دچار عدم قطعیت‌هایی است که این امر مدل‌سازی آن را مشکل‌تر می‌کند. به همین دلیل ارایه مدل‌های ریاضی در این زمینه بدون تکیه بر پیمایش‌های میدانی و تحلیل داده‌های آماری تقریباً غیرممکن است. امروزه مدل‌ها و استانداردهای مختلفی برای پیش‌بینی شرایط آسایش حرارتی به وجود آمده‌اند. هر یک از این مدل‌ها همچون سایر مدل‌های ریاضی توانایی‌ها و محدودیت‌هایی دارند.

شرایط فعلی و چشم انداز تاریکی از مصرف بی‌حد و مرز انرژی و تخریب‌های زیست محیطی ناشی از آن که هم اکنون در پیش روی ماست و همچنین آمارهای تکان‌دهنده‌ای که همگی حکایت از تلفات انرژی در ساختمان‌ها دارد هر وجدان آگاه و دلسوزی را بر آن می‌دارد تا در جهت یافتن راهکارهایی به منظور حفظ بنیان‌های اقتصادی جامعه و صیانت از منابع تجدید ناپذیر انرژی به عنوان یک میراث ملی و بشری تلاش کند.

در بحث بهینه‌سازی مصرف انرژی در ساختمان با محدودیت‌هایی روبرو هستیم. در اغلب موارد کاهش مصرف انرژی با بر هم خوردن شرایط آسایش حرارتی همراه است. در واقع بهینه‌سازی مصرف انرژی در ساختمان یک بهینه‌سازی مقید است. پرداختن به بحث صرفه‌جویی در مصرف انرژی در ساختمان بدون توجه به شرایط آسایش حرارتی ما را به یک جواب بدیهی می‌رساند و آن اینست که بهترین الگوی مصرف انرژی در ساختمان مصرف نکردن انرژی است!

به کارگیری مدل‌های آسایش حرارتی و تحلیل همزمان مصرف انرژی ما را قادر می‌سازد تا بتوانیم به راحتی به تحلیل پارامتریک عوامل متعدد اعم از پارامترهای مختلف معماری و پارامترهای طراحی سیستمهای تهویه مطبوع پردازیم. استفاده از مدل‌های تحلیلی آسایش حرارتی در فرایندهای بهینه‌سازی عملکرد سیستم‌های تهویه مطبوع در دنیا سابقه چندان طولانی ندارد و به سالهای ۱۹۹۰ برمی‌گردد. آغاز بحث آسایش حرارتی در ایران نیز به سالهای ۱۳۷۷-۷۸ باز می‌گردد. در این زمان تحقیقاتی در زمینه بررسی شرایط آسایش حرارتی در استان ایلام به شیوه پیمایش میدانی صورت گرفت. در سالهای ۱۳۸۱-۸۲ تحقیقات نسبتاً گسترده‌ای بر بحث مدل‌های تحلیلی آسایش حرارتی و همچنین بهبود عملکرد سیستم‌های سرمایش و گرمایش ساختمان با توجه به شرایط اقلیمی و آداب و رسوم منطقه‌ای توسط مؤلفین همین کتاب در دانشگاه تربیت مدرس تهران آغاز گردید. تحقیقات مذکور همچنان در گروه انرژی در ساختمان در این دانشگاه در حال پی‌گیری و انجام است. شاید به جرأت بتوان گفت که این تحقیقات از جمله اولین گام‌هایی بود که در جهت تدوین روشی صحیح برای تحلیل عملکرد سیستم‌های تهویه مطبوع و بهبود شرایط آسایش حرارتی با توجه به شرایط اقلیمی ایران برداشته شد.

در زمینه استفاده کاربردی از مدل‌های تحلیلی آسایش حرارتی در مدل‌سازی ریاضی سیستم‌های تهویه مطبوع و تحلیل عملکرد اینگونه سیستم‌ها کتاب و منبع مشخصی وجود ندارد. نیاز و اهمیت موضوع ما را بر آن داشت تا به جمع آوری و تدوین کتاب حاضر پردازیم. این کتاب نتیجه تجربیات مؤلفین در سال‌های اخیر و هم‌چنین کنکاش‌های علمی در بین مقالات و تحقیقات منتشر شده در دنیاست.

این کتاب می‌تواند راهنمای معماران، مهندسان ساختمان و تأسیسات و کلیه دانشجویان و علاقمندان به بحث بهینه‌سازی مصرف انرژی در ساختمان باشد. کتاب حاضر در هفت فصل تدوین شده است. در فصل اول به معرفی آسایش حرارتی و روش‌های مطالعه آن پرداخته شده است. از آنجا که دیدگاه کتاب بر مبنای روش‌های تحلیلی بررسی آسایش حرارتی است و با توجه به این که روش‌های تحلیلی بر مبنای فرایندهای انتقال حرارت بین بدن و محیط اطراف استوارند، در فصل دوم به موضوع فرایندهای انتقال حرارت بین بدن انسان و محیط اطراف پرداخته شده است. در فصل سوم انواع مدل‌های آسایش حرارتی معرفی شده، قابلیت‌ها و محدودیت‌های هر یک از آن‌ها مورد بحث قرار گرفته است. در فصل چهارم کتاب عوامل ایجاد نارضایتی حرارتی موضعی معرفی شده‌اند. فصل پنجم به چگونگی استفاده از معادلات آسایش حرارتی در تحلیل همزمان با مصرف انرژی می‌پردازد. در این فصل روش‌های تحلیل همزمان آسایش حرارتی و مصرف انرژی برای سیستم‌های سرمایش و گرمایش تابشی و همرفتی به طور جداگانه مورد بحث قرار گرفته است.

فصل ششم مربوط به آسایش حرارتی در ایران است. در این فصل با نتیجه برخی از تحقیقات انجام شده در ایران در زمینه آسایش حرارتی هم به صورت پیمایش‌های میدانی و هم به صورت تحلیلی آشنا می‌شویم.

فصل هفتم کتاب تحت عنوان مباحث ویژه نام دارد. در این فصل در مورد تأثیر برخی از پارامترهای ثانویه بر آسایش حرارتی بحث می‌شود. تلاش و همفکری برخی از اعضاء گروه انرژی در ساختمان دانشگاه تربیت مدرس چون مهندس علیرضا ذوالفقاری و مهندس امین حقیقی در راهی که پیمودیم ستودنی است.

در این کتاب تمام سعی ما بر این افتاد تا طرحی نو برآندازیم لذا عذر هر تقصیر را پذیرفته، از خوانندگان محترم و استادان ارجمند تقاضا داریم تا ما را از نظرات اصلاحی خویش بهره‌مند سازند.

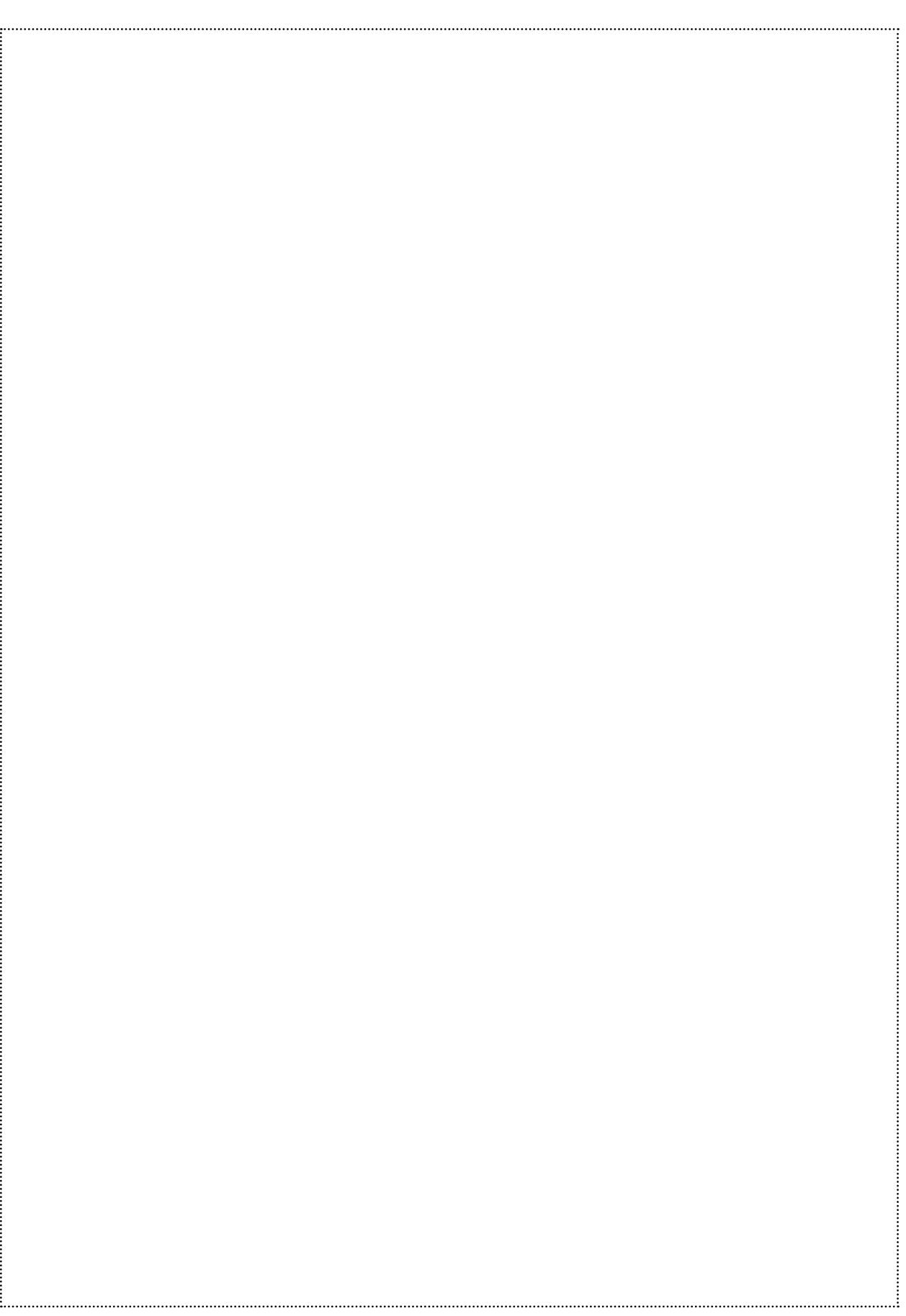
تهران ۱۳۸۶

مهندی معرفت - امیر امیدوار

سفید

فصل اول

مقدمه‌ای بر آسایش حرارتی



مقدمه‌ای بر آسایش حرارتی

۱-۱- مقدمه

با رخداد تحولات علمی و پیشرفت‌های تکنولوژیک روز به روز زندگی افراد بشر آسان و آسان‌تر شد. استفاده از منابع انرژی افزایش یافت و سیر تحولات اجتماعی در سایه پیشرفت‌های علمی سرعت گرفت. بشر سنتی خیلی زود با زندگی مدرن خو گرفت. سرعت این تغییر و تحولات بقدرتی زیاد بود که بشر مجذوب مدرنیته در این مدت بجز به ملاحظات اقتصادی به چیز دیگری توجه نداشت. اما جامعه امروز، در نیمه راه گذر از زندگی سنتی به سمت دستیابی به جامعه آرمانی خود دچار چالشهای بزرگی شده است. محدودیت منابع انرژی و تخریب‌های زیست محیطی ناشی از مصرف بی حد و مرز از منابع انرژی دو مشکل عمده‌ای است که جامعه علمی و صنعتی با آن روبروست. تغییرات شرایط آب و هوا، گرم شدن کره زمین، پارگی لایه ازون و نزول بارانهای اسیدی همگی از عدم صرفه‌جویی و استفاده بهینه از منابع تجدید ناپذیر انرژی حکایت دارد.

در سال ۱۹۹۷ میلادی، کیوتو ژاپن میزبان بسیاری از کشورهای توسعه یافته یا در حال توسعه در سمینار بین‌المللی تغییرات آب و هوا بود. در پایان این نشست کلیه کشورهای شرکت‌کننده متعهد شدند که کلیه اصول زیست محیطی را رعایت نمایند.

بنابراین استفاده بهینه از منابع تجدیدناپذیر انرژی نه تنها از نقطه نظر اقتصادی بلکه از دیدگاه زیست محیطی نیز حائز اهمیت است. اگرچه حفظ و تقویت بنیان های اقتصادی در دستیابی به توسعه پایدار بسیار مهم است اما حفظ سلامت محیط زیست برای نسل حاضر و آینده گان، وظیفه ای است که بر عهده ماست.

آگاهی از محدودیت منابع انرژی و مسائل زیست محیطی در دنیا باعث شده است که امروزه به موضوع مصرف بهینه انرژی توجه بیشتری شود. از آنجا که بخش اعظمی از مصرف انرژی سالانه هر کشور مربوط به بخش ساختمان است، بهینه سازی مصرف انرژی در ساختمان از اهمیت خاصی برخوردار است. در بحث بهینه سازی مصرف انرژی در ساختمان لازم است که شرایط احساس حرارتی ساکنان آن نیز مدنظر قرار گیرد. لذا مصرف انرژی در ساختمان و آسایش حرارتی دو موضوع مهمی هستند که باید بطور همزمان مورد توجه قرار گیرند.

۱-۲-آسایش حرارتی و مصرف انرژی در ساختمان

ایجاد محیطی سالم و مطبوع برای زندگی در فصول مختلف سال از دیر زمان برای بشر مسائلهای حیاتی بوده است. امروزه با پیشرفت های چشمگیر علوم و فناوری عرصه های فعالیت افراد در جامعه گستردگر شده است از طرفی نیز سطح توقعات افراد و نیاز آنها به ایجاد شرایط آسایش در محیط های مسکونی و اداری، کارگاهها، کارخانجات و وسائل نقلیه روز به روز محسوس تر می شود. پیشرفت سریع علوم و تکنولوژی موجب گردید انسان بیشتر از نود درصد وقت خود را در محیط های بسته مانند کارخانجات، مجتمع های مسکونی و وسائل حمل و نقل بگذراند. لذا ضرورت دستیابی به سیستم های حرارتی و برودتی که بتواند شرایطی سالم و مطبوع در ساختمان ایجاد نماید به شدت احساس گردید. با شروع بحث صرفه جویی در مصرف انرژی در سال های ۱۹۷۰ پیشرفت های چشمگیری در این

خصوص ایجاد شد. از جمله اینکه عایق‌کاری ساختمان‌ها کاملاً متحول گردید. اما مشکلاتی هم پدیدار شد که از آن جمله می‌توان به افت کیفیت هوای داخل اشاره نمود. در حقیقت صرفه‌جویی در مصرف انرژی با ساختمان‌هایی با هوای مریض معنی شد.

به طور کلی می‌توان شرایط آسایش را به چند شاخه اصلی تقسیم‌بندی نمود: آسایش کیفی، آسایش آکوستیکی، آسایش بصری و آسایش حرارتی. کیفیت هوای شرایط محیط زندگی و کار از نظر میزان آلاینده‌های هوای یکی از عوامل مهم و مؤثر در ایجاد شرایط آسایش است. این شاخه یعنی آسایش کیفی امروزه از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. سر و صدای زیاد و هم‌چنین نور نامناسب از جمله عواملی هستند که آسایش ساکنان ساختمان‌ها را تحت تأثیر قرار می‌دهند. یکی دیگر از عواملی که آسایش ساکنان ساختمان را متأثر می‌سازد شرایط آسایش حرارتی است. شرایط آسایش حرارتی و مصرف انرژی دو مقوله جدایی ناپذیرند به طوری که بهبود شرایط آسایش حرارتی در ساختمان اغلب با افزایش مصرف انرژی همراه است و بالعکس.

در فرآیند بهینه‌سازی مصرف انرژی در سیستم‌های گرمایش و سرمایش ساختمان، بر خلاف سایر سیستم‌های تبدیل انرژی با عوامل محدود کننده‌ای نظیر شرایط آسایش حرارتی روبرو هستیم. در اغلب موارد کم کردن مصرف انرژی در ساختمان باعث بدتر شدن شرایط آسایش حرارتی می‌گردد. بنابراین ما باید به دنبال راهکارهایی باشیم که بتوانیم علاوه بر حفظ شرایط آسایش حرارتی در محدوده قابل قبول، مصرف انرژی را نیز کاهش دهیم. استانداردهای موجود برای آسایش حرارتی قابلیت‌ها و محدودیت‌هایی دارند که باعث شده نتوانند با قاطعیت شرایط آسایش حرارتی را پیش‌بینی نمایند. از سوی دیگر انسان می‌تواند تا حدی خود را با شرایط

محیطی وفق دهد. بنابراین به نظر می‌رسد استفاده از شرایط آسایش تطبیقی و تهویه طبیعی ساختمان‌ها گامی مهم در جهت دستیابی به اهداف فوق است. در این رهگذار عواملی وجود دارند که موجب عدم آسایش حرارتی موضعی می‌گردند و به تبع آن مصرف انرژی نیز افزایش می‌یابد. شناخت و جلوگیری از بروز این عوامل گامی دیگر در جهت صرفه‌جویی در مصرف انرژی است. در مواردی که مجبور به استفاده از سیستم‌های تهویه مطبوع هستیم انتخاب شیوه‌های مناسب برای کنترل این‌گونه سیستم‌ها در پایین آوردن هزینه‌ها بسیار مؤثر است.

۱-۳- روش‌های بررسی آسایش حرارتی

تاکنون دو روش برای تعیین شرایط آسایش حرارتی در داخل ساختمان‌ها پیشنهاد شده است؛ روش مطالعه آماری (روش پیمایش میدانی) و روش مبتنی بر فیزیک انتقال حرارت بین بدن انسان و محیط اطراف (روش تحلیلی).

در روش پیمایش میدانی ارزیابی احساس حرارتی افراد از طریق برقراری تماس مستقیم با افراد و ساکنان ساختمان‌ها در بستر فعالیت‌های روزانه در خانه و یا محیط کار صورت می‌گیرد. در این روش به شیوه پرسش و پاسخ نظر و رأی افراد در مورد شرایط گرمایی محیطی که در آن قرار دارند مشخص می‌شود. سپس عوامل و پارامترهای محیطی اندازه‌گیری می‌شوند. در نهایت با استفاده از روش‌های آماری رابطه‌ای بین احساس گرمایی افراد و پارامترهای محیطی اندازه‌گیری شده برقرار می‌شود.

در روش تحلیلی از فیزیک تبادل حرارت بین بدن و محیط اطراف و همچنین بررسی برخی از عکس‌العمل‌های ترموفیزیولوژیکی بدن انسان برای پیش‌بینی پاسخ‌های حرارتی افراد به محیطی که در آن زندگی می‌کنند و احساس حرارتی آن‌ها استفاده می‌شود. اغلب استانداردهای آسایش حرارتی و دستورالعمل‌های تأسیساتی نیز بر این اساس بنیان نهاده شده است. با استفاده از

روش تحلیلی به راحتی می‌توان تأثیر پارامترهای مختلف را بر میزان احساس حرارتی افراد بررسی نمود. البته این روش در پیش‌بینی واقعی شرایط آسایش حرارتی با محدودیت‌هایی روبروست.

۱-۳-۱- روش پیمایش میدانی

در روش مطالعه میدانی از گروهی از افراد (زن و مرد) درخواست می‌شود که در ارزیابی احساس گرمایی به عنوان مقیاس شخصی شرکت نمایند. این برآورد عموماً به نام رأی یا نظر افراد نسبت به محیط در نظر گرفته می‌شود. افراد به طور طبیعی به پارامترهای گرمایی محیط اطراف واکنش نشان می‌دهند. متغیرهای فیزیکی محیط مانند دما، سرعت جریان هوا و مانند آن‌ها به طور همزمان اندازه‌گیری و ثبت می‌شود. هدف اصلی یافتن واکنش‌های عادی و طبیعی افراد به پارامترهای گرمایی محیط است بدون این‌که دخالتی در شرایط متعارف زندگی آن‌ها ایجاد شود. سپس از طریق تحلیل رگرسیون ترکیبی آراء اشخاص به عنوان متغیر وابسته در برابر متغیرهای مستقل محیطی، سعی می‌شود تعریف درستی از نحوه عکس العمل افراد به دست آید.

اگرچه پیمایش میدانی به عنوان کلید اصلی مطالعه آسایش حرارتی شناخته می‌شود اما با محدودیت‌ها و مشکلاتی نیز همراه است. یکی از این محدودیت‌ها این است که نتایج بدست آمده از پیمایشهای میدانی اغلب منحصر به شرایط اندازه‌گیری شده است. از سوی دیگر اندازه‌گیری پارامترهای محیطی امری دشوار، زمان‌بر و هزینه‌بر است. آگاهی از صحت نتایج اندازه‌گیری شده نیز یکی دیگر از عواملی است که در پیمایش‌های میدانی نباید آن را از نظر دور داشت.

۱-۳-۲- روش تحلیلی

رویکرد تحلیلی در بررسی آسایش حرارتی اجازه می‌دهد تا ما نسبت به پارامترهای محیطی و عوامل انسانی مؤثر بر آسایش حرارتی و اندرکنش این عوامل با احساس

حرارتی افراد و ساکنان ساختمان تصویر واضح‌تری داشته باشیم. مرسوم‌ترین و کاربردی‌ترین مدل‌های تحلیلی را فنگر^۱ در سال ۱۹۷۰ و گایج^۲ در سال ۱۹۸۶ ارائه کردند. مدل فنگر مبنای استاندارد بین‌المللی ایزو ۷۷۳۰ در آسایش حرارتی محسوب می‌شود. استفاده از روش‌های تحلیلی آسایش حرارتی علیرغم تمام توانایی‌ها و نقاط مثبتی که در تحلیل اثر پارامترها دارد اما با پارهای از مشکلات نیز همراه است. به عنوان مثال تعیین میزان پوشش و لباس ساکنان ساختمان کار چندان آسانی نیست. همچنین تخمین میزان فعالیت افراد در یک ساختمان کار دشواری است چرا که ممکن است در یک لحظه افراد مختلف در یک فضای واحد میزان فعالیت‌های متفاوتی داشته باشند. برخی از این نوع محدودیت‌ها باعث می‌شود که میان آنچه توسط روش‌های تحلیلی پیش‌بینی می‌شود و آنچه در واقعیت رخ می‌دهد تفاوت وجود داشته باشد. اما با وجود این محدودیت‌ها همچنان روش‌های تحلیلی به منظور بررسی تأثیر پارامترها و عوامل گوناگون بر آسایش حرارتی از مقبولیت زیادی برخوردارند.

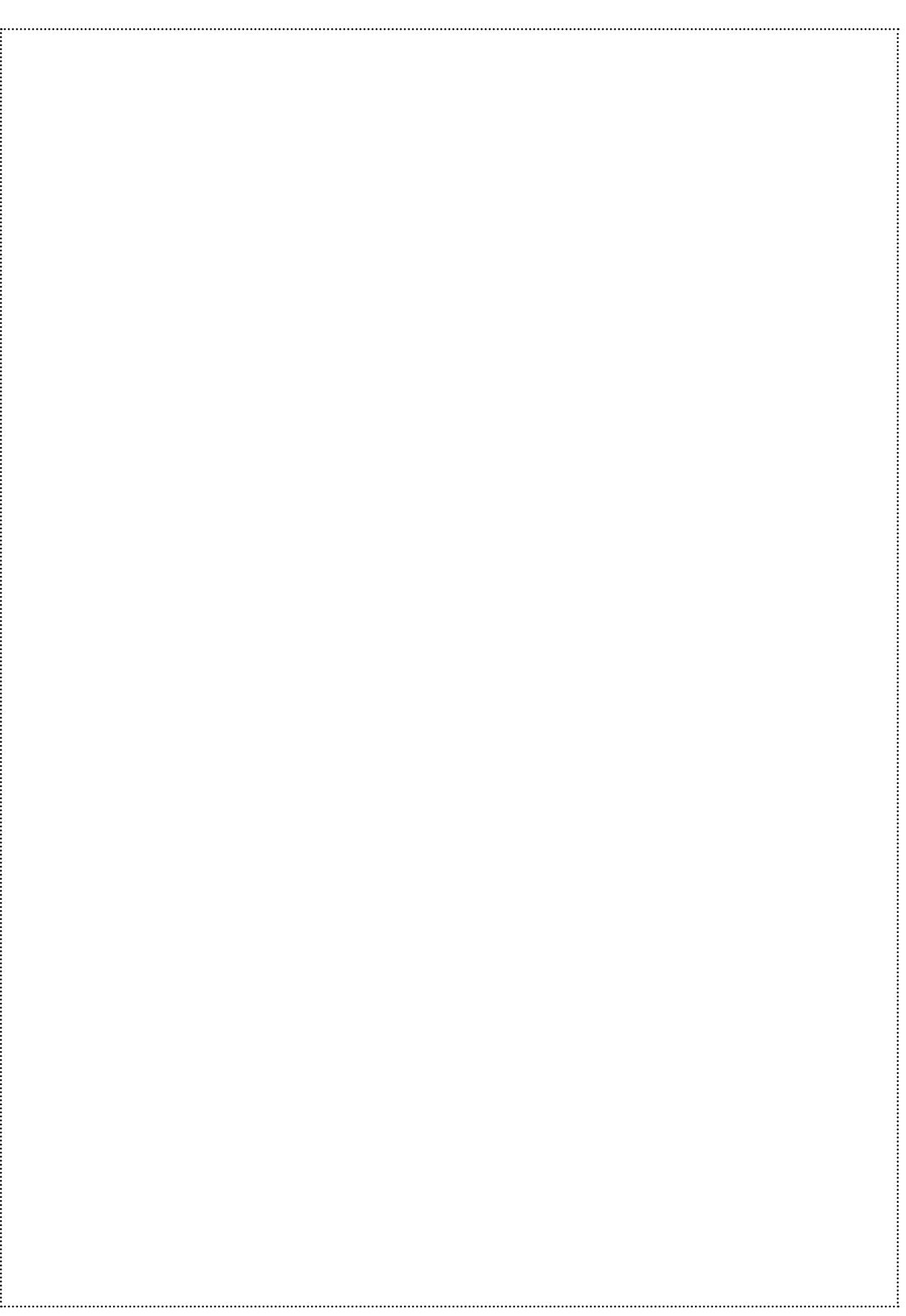
ما در این کتاب بیشتر به رویکرد تحلیلی در آنالیز آسایش حرارتی توجه داریم. بنابراین لازم است قبل از هر چیز با شیوه‌های انتقال حرارت بین بدن و محیط اطراف آشنا شویم.

^۱ - Fanger

^۲ - Gagge

فصل دوم

انتقال حرارت بین بدن و محیط



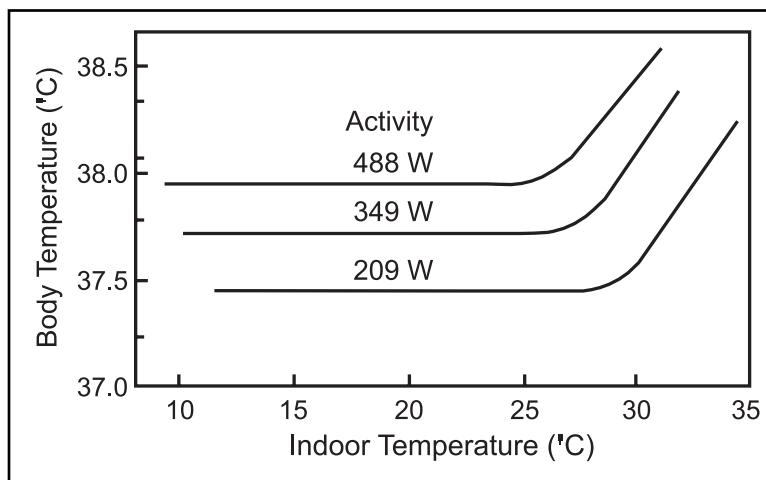
انتقال حرارت بین بدن و محیط

در این فصل قصد داریم به بیان معادلات مبادله انرژی بین بدن انسان و محیط اطراف بپردازیم. قبل از هر چیز لازم است با دستگاه تنظیم حرارت بدن و نحوه عملکرد آن بیشتر آشنا شویم.

۲- تنظیم حرارت بدن

اولین قدم برای تنظیم دمای بدن ثابت نگه داشتن دمای مرکز بدن در یک محدوده دمایی با نوسانات اندک می‌باشد. مرکز کنترل دما در بدن هیپوتالاموس است. این بخش از مغز با حسگرهای دما در سایر بخش‌های بدن مانند پوست و ماهیچه‌ها در ارتباط است. هیپوتالاموس پالس‌های فرستاده شده از حسگرهای دما را دریافت نموده و اورگانیسم‌ها را طوری برنامه‌ریزی و جهت‌دهی می‌کند تا دمای مرکز بدن را ثابت نگه دارد. کنترل دمای بدن از طریق کنترل نرخ حرارت تولید شده از طریق متابولیسم کنترل فرایند تعرق، کنترل جریان خون و در محیط‌های سرد از طریق انقباض و لرزش ماهیچه‌ها صورت می‌گیرد. در شرایط طبیعی دمای مرکز بدن 37°C است که علیرغم تغییرات دمای محیط باید ثابت باقی بماند. در شکل (۱-۲) که برای سه میزان فعالیت مختلف رسم شده است می‌بینیم که مکانیزم تنظیم دما تا حدی می‌تواند دما را کنترل نماید. در ابتدا انتقال حرارت بین بدن و محیط از

نوع انتقال حرارت محسوس است. اگر این مکانیزم در کنترل دمای مرکز بدن ناتوان باشد آن‌گاه مکانیزم انتقال حرارت نهان شروع به فعالیت می‌نماید. منظور از انتقال حرارت نهان همان تعرق است. اما اگر تعرق هم نتواند دمای مرکز بدن را کنترل کند دمای مرکز بدن رو به افزایش می‌نهد.



شکل ۲-۱. تغییرات دمای مرکز بدن بر حسب دمای مؤثر محیط برای سه میزان فعالیت متفاوت [۱].

این نمودار هم‌چنین نشان می‌دهد که دمای مرکز بدن بستگی زیادی به نوع فعالیت دارد. در فعالیت‌های سنگین‌تر نرخ تولید حرارت در بدن بیشتر است. بنابراین فرآیند انتقال حرارت نهان یا تعرق نسبت به فعالیت‌های سبک‌تر در دمای مؤثر کمتری فعال می‌گردد. اگرچه دمای مرکز بدن در محدوده وسیعی از دمای محیط باید ثابت باقی بماند، اما دمای پوست برای پاسخ‌گویی به تغییرات دمای محیط متغیر است. تغییرات دمای پوست زمانی کم است که بدن با محیط در تعادل گرمایی بوده و یا به عبارت دیگر، شرایط آسایش حرارتی برقرار باشد [۱].

۲-۲- انتقال حرارت بین بدن و محیط

بدن انسان را می‌توان به عنوان نمونه‌ای از یک موتور حرارتی در نظر گرفت که انرژی ورودی آن غذاست. مانند هر موتور حرارتی دیگر، بدن انسان نیز حرارت غیرقابل مصرفی تولید می‌کند که برای زنده ماندن می‌بایست این حرارت با محیط مبادله گردد. میزان گرمای تولید شده بستگی به میزان فعالیت بدن دارد. به عنوان مثال، حرارت تولید شده برای یک مرد میانسال حدود ۸۷ وات هنگام خوابیدن، ۱۱۵ وات هنگام استراحت یا کار اداری، ۲۳۰ وات هنگام بازی بولینگ و ۴۴۰ وات هنگام انجام کار فیزیکی سنتگین می‌باشد. مقادیر مشابه برای یک خانم میانسال در حدود ۱۵٪ کمتر است. (این تفاوت به اندازه مساحت جانبی بدن بستگی دارد نه به دمای آن). بدن انسان در محیطی احساس راحتی می‌کند که بتواند این حرارت اضافی را به راحتی دفع نماید [۲].

انتقال گرمای بستگی به اختلاف دما دارد. بنابراین در محیط سرد، بدن گرمای بیشتری را نسبت به حالت معمولی از دست می‌دهد، در نتیجه احساس ناراحتی می‌کند. به هنگام سرما بدن برای جلوگیری از دفع زیاد انرژی، جریان خون در زیر پوست را کاهش می‌دهد. با این کار دمای سطح پوست بدن تا حدود 34°C برای یک شخص معمولی پایین می‌آید. بنابراین میزان انتقال گرمای کاهش می‌یابد. کاهش دمای سطح پوست بدن باعث احساس ناراحتی می‌شود. به عنوان مثال وقتی دمای پوست دست به 10°C می‌رسد احساس سرمای ناگوار در ناحیه دست پدیدار می‌شود. می‌توان با ایجاد یک عایق بین بدن و محیط یا افزایش میزان لباس، اتلاف حرارت را کاهش داد و یا با تولید حرارت اضافی از طریق افزایش میزان فعالیت، این اتلاف حرارت را جبران نمود. برای مثال میزان راحتی یک شخص در حال استراحت (نرخ متابولیک کم) با لباس مناسب در زمستان در دمای حدود 10°C برابر با میزان راحتی همان شخص در حالت فعالیت معمولی در دمای 23°C است [۲].

روش دیگر مقابله با اتلاف حرارت از بدن در سرما، کاهش سطح موثر تبادل حرارتی است. در سرما می‌توانیم دست‌های خود را در بغل بگیریم یا دست‌ها را در میان پاها قرار داده تا سطح موثر تبادل حرارتی بدن را کاهش دهیم.

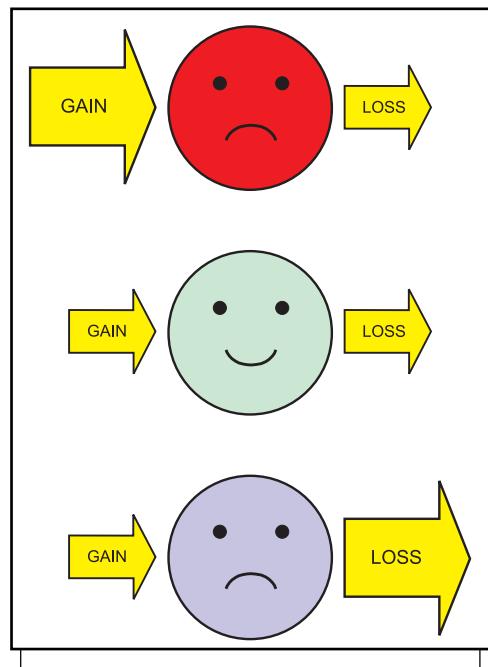
در آب و هوای گرم مشکل متقابلی داریم. به نظر می‌رسد که به اندازه کافی نمی‌توانیم انتقال حرارت از سطح بدن داشته باشیم و احساس می‌کنیم که در حال انفجار هستیم. لباس‌های نازک می‌پوشیم تا خروج گرما را از بدن راحت‌تر نماید و نیز میزان فعالیت‌مان را به منظور کاهش گرمای تولید شده غیرمصرفی کم می‌کنیم. هم‌چنین پنکه را روشن می‌کنیم تا جریان پیوسته هوای‌های گرم را از اطراف بدن جابه‌جا کند در نتیجه گرمای بدن با هوای سرد سایر نقاط مبادله می‌شود.

هنگام انجام دادن کار سبک و پیاده‌روی آهسته نیمی از حرارتی که از بدن دفع می‌شود از طریق تعرق و به صورت حرارت نهان تبخیر و نیمی دیگر از طریق جابه‌جایی و تشعشع و به صورت حرارت محسوس انجام می‌گیرد. هنگام استراحت و انجام کار اداری تقریباً ۷۰٪ از حرارت اضافی از طریق حرارت محسوس منتقل می‌شود. در صورتیکه به هنگام انجام کار فیزیکی سنگین، تقریباً ۶۰٪ انتقال حرارت بین بدن و محیط از طریق حرارت نهان تبخیر صورت می‌گیرد. بدن از طریق تعرق به دفع بیشتر گرما کمک می‌کند. با تبخیر عرق، گرما از بدن جذب شده و بدن خنک می‌شود. عموماً بیشترین تبادل حرارتی بدن و محیط توسط عمل تبخیر انجام می‌شود. چنانچه رطوبت نسبی محیط اطراف صدرصد باشد تعرق کمک زیادی نمی‌کند. اگر تعرق به مدت طولانی و بدون رسیدن آب به بدن انجام شود سبب کم شدن آب بدن و کاهش میزان تعرق و در نتیجه افزایش دمای بدن و گرمایشگی می‌شود.

عامل مهم دیگری که بر راحتی و آسایش انسان موثر است انتقال گرما توسط تابش میان بدن و سطوح اطراف مثل دیوارها و پنجره‌های است. در یک اتاق گرم، اگر

سطح دیوارها نسبت به هوای اتاق دارای درجه حرارت پایین‌تری (آن‌هم به‌طور قابل ملاحظه) باشد احساس سرما می‌کنیم. این حالت مربوط به انتقال مستقیم و بی‌واسطه حرارت بین بدن و سطوح اطراف آن به وسیله تابش است. عموماً برای مکان‌هایی که گرم کردن آن‌ها مشکل است مثل تعمیرگاه‌های اتومبیل و مکان‌های صنعتی، از سیستم‌های گرمایش تابشی استفاده می‌شود. برای ایجاد آسایش حرارتی، لازم است که بدن و محیط اطراف آن در تعادل گرمایی باشند. بنابراین لازم است که نرخ حرارت تولید شده از طریق متابولیسم و نیز کار ورودی به بدن با تمام اتصال حرارت‌های بدن از طریق تعرق، تنفس، تابش، جابه‌جایی و هدایت از سطح لباس

مساوی باشد.



شکل ۲-۲. رابطه میان موازنۀ انرژی در بدن و احساس حرارتی افراد.

بیلان تبادل انرژی بدن و محیط اطرافش عبارت است از:

$$S = M + W + R + C + K - E - RES \quad (1-2)$$

که:

S : انبارش حرارت در بدن (وات)،

M : نرخ متابولیک (وات)،

W : کار (وات)،

R : تابش (وات)،

C : همرفت (وات)،

K : هدایت (وات)،

E : اتلاف حرارت از طریق تبخیر (وات) و

RES : اتلاف حرارت از طریق تنفس (وات)

در معادله (۱-۲) مقادیر مثبت S نشان‌دهنده این است که دمای بدن افزایش می‌یابد. مقادیر منفی S نشانه کاهش دمای بدن است و $S=0$ حکایت از برقراری تعادل حرارتی بین بدن و محیط دارد.

۱-۲-۲- متابولیک (M)

متabolیک عبارتست از نرخ حرارت حاصله از اکسیداسیون مواد غذایی در بدن. مقدار متابولیک در هر شخص بستگی به نوع رژیم غذایی و میزان فعالیت او دارد. نرخ متابولیک از فرمول زیر قابل محاسبه است [۱ و ۳]:

$$M = 2.06E4 * V(F_{oi} - F_{oe}) \quad (W) \quad (2-2)$$

که \dot{V} نرخ هوای تنفسی بر حسب lit/sec ، F_{oi} و F_{oe} کسر اکسیژن (مقدار اکسیژن) در هوای دم و بازدم است. مقدار F_{oi} در حالت طبیعی 0.209 است. اما مقدار F_{oe} بستگی به ترکیبات مواد غذایی دارد. در رژیم غذایی برای چربی‌ها تقریباً 0.159 و برای هیدروکربن‌ها تقریباً 0.163 است [۱]. در محاسبات حرارتی، اغلب نرخ متابولیک در واحد سطح مورد توجه است. مساحت بدن از طریق فرمول زیر قابل تخمین است [۱]:

$$A_D = 0.202m^{0.425} H^{0.725} \quad (m^2) \quad (3-2)$$

که m جرم شخص بر حسب (kg) و H قد فرد بر حسب (m) می‌باشد. مقدار متوسط سطح بدن افراد تقریباً m^2 $A_D = 1.83$ است.

متابولیسم معمولاً با واحد met بیان می‌گردد. ۱ بنا به تعریف عبارتست از متابولیک یک شخص نشسته و در حال استراحت ($1met = 58.15 W/m^2$). برای میزان فعالیت‌های دیگر نرخ متابولیسم در جدول (۱-۲) آمده است.

جدول ۱-۲. نرخ متابولیک برای فعالیت‌های بدنی متفاوت [۱ و ۳].

نوع فعالیت	نرخ متابولیک	
	(W/m ²)	(met)
نشسته	۵۸	۱
ایستاده	۷۰	۱/۲
فعالیت معمولی (کار اداری، مدرسه، کتاب خواندن)	۷۰	۱/۲
فعالیتهای ایستاده سبک (فروشنده مغازه، کارهای صنعتی سبک)	۹۳	۱/۶
فعالیتهای ایستاده نیمه‌سنگین (انجام کارهای خانه، کار با ماشین آلات صنعتی)	۱۱۶	۲
فعالیتهای سنگین (فعالیتهای سنگین صنعتی و کشاورزی)	۱۶۵	۲/۸

(W) ۲-۲-۲_کار

اگر بدن کاری انجام دهد متابولیسم افزایش می‌یابد تا انرژی لازم برای انجام آن کار را فراهم آورد. برای انجام هر وات کار، متابولیسم ۵ وات افزایش می‌یابد. اغلب اوقات کار تولیدی توسط شخص مثبت است و گاهی هم منفی می‌شود مانند زمانی که شخص از یک شیب تند پائین می‌آید. در این حالت انرژی پتانسیل به حرارت در ماهیجه‌ها تبدیل می‌شود تا سرعت شخص را ثابت نگه دارد.

۳-۲-۲- تابش (R)

یکی دیگر از روش‌های تبادل حرارت بین سطح بدن (لباس و پوست) و سطوح اطراف انتقال حرارت از طریق تابش است. از قانون استفان - بولتزمن داریم:

$$R = f_{eff} f_{cl} \epsilon \sigma (T_{cl}^4 - T_{mrt}^4) \quad (4-2) \quad (W/m^2)$$

که:

f_{eff} : فاکتور سطح موثر تابش

f_{cl} : فاکتور سطح لباس (نسبت سطح بدن کاملاً پوشیده با لباس به سطح بدن لخت)

ϵ : ضریب صدور لباس

σ : ثابت استفان - بولتزمن

(K) : دمای سطح لباس (T_{cl})

T_{mrt} : دمای میانگین تابش

به علت این‌که بعضی از قسمت‌های بدن به صورت سپری در مقابل تابش قسمت‌های دیگر عمل می‌کنند f_{eff} برای شخص نشسته ۰/۶۹۶ و برای فرد ایستاده ۰/۷۲۵ است. معمولاً در معادلات مقدار متوسط ۰/۷۱ را به کار می‌برند [۱]. مقدار ϵ ترکیبی برای لباس و پوست تقریباً ۰/۹۷ است و برای تابش‌های با طول موج بلند، این مقدار مستقل از رنگ پوست و لباس است. با جاگذاری مقادیر فوق در معادله داریم:

$$R = 3.9 * 10^{-8} * f_{cl} (T_{cl}^4 - T_{mrt}^4) \quad (5-2) \quad (W/m^2)$$

چون محدوده دمای محیط داخل $C - ۳۰ - ۱۰$ است با تقریب خوبی می‌توان معادله غیرخطی با توان چهار را با معادله زیر جایگزین نمود:

$$R = f_{cl} h_r (T_{cl} - T_{mrt}) \quad (6-2) \quad (W/m^2)$$

که ضریب انتقال حرارت تابشی h_r به صورت زیر است:

$$h_r = 4.6(1 + 0.01T_{mrt}) \quad (W/m^2) \quad (7-2)$$

در شرایط معمولی h_r تقریباً $5/7 W/m^2 K$ است [۱].

۷-۲-۴- همرفت (C):

بخشی از انتقال حرارت بین بدن و محیط از طریق همرفت صورت می‌گیرد. انتقال حرارت همرفت می‌تواند آزاد یا اجباری باشد. به طور کلی برای محاسبه انتقال حرارت همرفت داریم:

$$C = f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad (W/m^2) \quad (8-2)$$

که h_c ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بر حسب ($W/m^2 C$) و t_a دمای هوای بر حسب ($^{\circ}C$) است.

h_c بستگی به نوع جابه‌جایی دارد [۱ و ۳].

$$h_c = 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} \quad \text{برای جابه‌جایی آزاد} : \quad (9-2)$$

$$h_c = 12.1\sqrt{V} \quad \text{برای جابه‌جایی اجباری} : \quad (10-2)$$

که V سرعت نسبی بین سطح بدن و هوای بر حسب (m/s) است. Gagge

۷-۲-۵- ترکیب جابه‌جایی و تابش (R+C)

می‌توان انتقال حرارت جابه‌جایی و تابش را در یک فرمول ادغام کرد.

$$R + C = f_{cl} [h_r(t_{cl} - t_{mrt}) + h_c(t_{cl} - t_a)] \quad (11-2)$$

$$R + C = f_{cl} h(t_{cl} - t_o) \quad (12-2)$$

که h ضریب ترکیبی انتقال حرارت جابه‌جایی و تابش بر حسب ($W/m^2 K$) و t_0 دمای عملکرد بر حسب ($^{\circ}C$) است به طوری که [۴]:

$$h = h_c + h_r \quad (13-2)$$

$$t_o = (h_r t_{mrt} + h_c t_a) / (h_r + h_c) \quad (14-2)$$

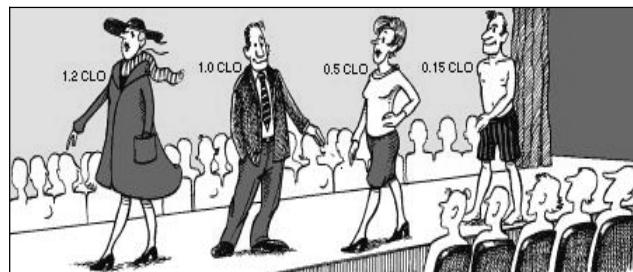
زمانی که سرعت هوا $V \leq 0.4 \text{ (m/s)}$ و $t_{\text{mrt}} < 50^\circ C$ باشد می‌توان t_0 را میانگین دمای هوا و دمای میانگین تابش در نظر گرفت.

f_{cl} یا فاکتور لباس مستقیماً بر حسب میزان لباس I_{cl} به صورت زیر بیان می‌گردد.

$$f_{cl} = 1 + 0.2I_{cl} \quad : \quad I_{cl} < 0.5clo \quad (15-2)$$

$$f_{cl} = 1.05 + 0.1I_{cl} \quad : \quad I_{cl} > 0.5clo \quad (16-2)$$

مقاومت حرارتی لباس معمولاً بر حسب واحد clo بیان می‌شود.



شکل ۲-۲. نمایی از مقادیر متفاوت پوشش لباس.

$$1 \text{ clo} = 0.155 \quad (m^2 K / W) \quad (17-2)$$

برخی از مقادیر I_{cl} برای لباسها و پوشش‌های متفاوت در جدول (۲-۲) آمده است.

جدول (۲-۲). مقاومت حرارتی انواع پوشش لباس [۱].

I_{cl} $(m^2 KW^{-1})$	(clo)	نوع لباس
.	.	بدون لباس
۰/۰۱۵	۰/۱	لباس خیلی کم
۰/۰۴۵	۰/۳	لباس مخصوص نواحی گرم و خشک
۰/۰۸	۰/۵	لباس تابستانی
۰/۱۱	۰/۷	لباس کار نازک
۰/۱۶	۱	لباس زمستانی در داخل ساختمان
۰/۲۲	۱/۵	لباس کار ضخیم

۲-۲-۶- هدایت از طریق لباس (K)

میزان تبادل حرارت بدن از طریق هدایت را می‌توان توسط فرمول زیر بیان نمود:

$$K = h_{cl}(t_s - t_{cl}) \quad (W/m^2) \quad (18-2)$$

که h_{cl} ضریب هدایت حرارتی لباس بر حسب $(W/m^2 K)$ و t_s دمای پوست بر حسب $(^{\circ}C)$ است [۳].

$$t_s = 35.7 - 0.032 \frac{H}{A_D} \quad (19-2)$$

میزان حرارت تولید شده در بدن می‌باشد. A_D از فرمول (۳-۲) محاسبه می‌شود. بنابراین

$$h_{cl} = 1/(0.155I_{cl}) = 6.45/I_{cl} \quad (20-2)$$

میانگین دمای پوست (t_s) به صورت زیر بیان می‌شود:

$$t_s = 35.7 - 0.0275(M - W) \quad (^{\circ}C) \quad (21-2)$$

این فرمول برای محدوده $4 < M < 40$ قابل استفاده است.

t_{cl} دمای سطح لباس است که به عوامل مختلفی نظیر نرخ متابولیک، مقاومت حرارتی لباس و دمای هوای محیط وابسته است [۱].

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - 0.155I_{cl} \left\{ 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \right\} \quad (22-2)$$

۲-۲-۷- اتلاف حرارت به فرم تبخیر (E)

بخشی از اتلاف حرارت توسط تبخیر به خاطر انتشار بخار آب از سطح پوست است (E_d) و بخش دیگر به خاطر تبخیر عرق از سطح پوست می‌باشد (E_{sw}). پدیده پخش یا دیفیوژن یک فرآیند پیوسته است که در محیط‌های خنک هم صورت می‌گیرد. اما تبخیر عرق تنها در محیط‌های گرم رخ می‌دهد و یا هنگامی که فعالیت بدنی از حد معمول بیشتر باشد. اتلاف حرارت دیفیوژن به اختلاف فشار

بخار اشباع در دمای پوست P_{ss} و فشار بخار هوای اطراف P_a وابسته است. اولسن^۳ فرمول زیر را ارایه داده است.

$$E_d = 3.05 \times 10^{-3} \times (P_{ss} - P_a) \quad (W/m^2) \quad (23-2)$$

P_a و P_{ss} بر حسب پاسکال است و فشار بخار اشباع از فرمول زیر محاسبه می‌گردد [۱].

$$\log_{10} P_{ss} = 30.59051 - 8.2 \log_{10} T_s + 2.4804E - 3 \times T_s - 3142.31/T_s \quad (24-2)$$

که P_{ss} بر حسب T_s دمای مطلق پوست بر حسب K است. در محدوده دمایی $27^{\circ}\text{C} < t_s < 37^{\circ}\text{C}$ می‌توان یک عبارت خطی با خطای ۳٪ برای P_{ss} به صورت زیر بیان نمود.

$$P_{ss} = 256t_s - 3373 \quad (Pa) \quad (25-2)$$

که t_s بر حسب درجه سانتیگراد است. لذا می‌توان معادله (۲۴-۲) را به صورت زیر نیز بیان نمود.

$$E_d = 3.05 \times 10^{-3} \times (256t_s - 3373 - P_a) \quad (W/m^2) \quad (26-2)$$

را می‌توان با داشتن دمای هوای رطوبت نسبی محاسبه کرد. E_d حداقل نرخ اتلاف حرارت به دلیل تعرق است. فرمول دیگری نیز برای E_d ارائه شده است [۱].

$$E_d = 4.0 + 1.2 \times 10^{-3} \times (P_{ss} - P_a) \quad (W/m^2) \quad (27-2)$$

در محیط‌های گرم و زمانی که فعالیت بدنی بالاست تبخیر عرق از سطح پوست نقش عمده‌ای را در ثابت نگه داشتن دمای بدن بازی می‌کند. از سوی دیگر نرخ اتلاف حرارت از طریق تعرق تحت تأثیر دمای محیط و متابولیسم می‌باشد. حداقل اتلاف حرارت از طریق تعرق زمانی اتفاق می‌افتد که بدن کاملاً خیس شده باشد و در این حالت نرخ اتلاف حرارت برابر است با :

^۳ - Olesen

$$(E_{sw})_{\max} = f_{pcl} h_e (P_{ss} - P_a) \quad (W/m^2) \quad (28-2)$$

که h_e ضریب انتقال حرارت تبخیری و f_{pcl} ضریب نفوذ بخار آب در لباس است. f_{pcl} برای لباس‌های متخلخل از رابطه (۲۹-۲) به دست می‌آید.

$$f_{pcl} = 1/(1 + 0.143 \frac{h_c}{h_{cl}}) \quad (29-2)$$

که h_c ضریب جابه‌جایی است و h_{cl} ضریب هدایت لباس می‌باشد (هر دو بر حسب $(W/m^2 K)$).

h_e از طریق معادله لوئیس^۴ به صورت زیر بیان شده است [۱]:

$$h_e = 16.7 h_c \quad (30-2)$$

بنابراین

$$(E_{sw})_{\max} = 16.7 f_{pcl} h_c (P_{ss} - P_a) \quad (W/m^2) \quad (31-2)$$

از آنجا که لباس عرق را جذب می‌کند قطرات عرق از طریق مویینگی خود را به سطح لباس می‌رساند این پدیده در معادلات فوق نادیده گرفته شده است. اما این نکته را نباید از نظر دور داشت که انتقال قطرات عرق از طریق مویینگی به سطح لباس، باعث کاهش بازدهی فرآیند تعرق در کاهش دمای بدن می‌شود. از این رو می‌توان کارآیی و بازدهی تعرق را به صورت زیر تعریف کرد [۳].

$$\eta_{sw} = 1/(1 + h/h_{cl}) \quad (32-2)$$

در معادله فوق، h ضریب انتقال حرارت ترکیبی ناشی از جابه‌جایی و تابش است.

بنابراین مقدار واقعی اتلاف حرارت از طریق تعرق را می‌توان به صورت زیر بیان کرد.

$$E_{sw} = \eta_{sw} (E_{sw})_{\max} \quad (33-2)$$

فنگر فرمول زیر را به صورت تجربی برای E_{sw} ارایه کرده است.

$$E_{sw} = 0.42(M - W - 58.15) \quad (W/m^2) \quad (34-2)$$

^۴ Lweis

این فرمول برای محدوده $I < M < 4$ قابل استفاده است. مقدار اتلاف حرارت از طریق پخش یا دیفیوژن (E_d) زمانی چشمگیر است که سطح بدن کاملاً خیس نشده است. در غیر این صورت اغلب از E_d صرفنظر می‌شود.

۳-۲-۸-۲-۲ اتلاف حرارت از طریق تنفس (RES)

اتلاف حرارت از طریق تنفس هم شامل حرارت محسوس است و هم حرارت نهان. اتلاف حرارت محسوس از طریق فرمول زیر قابل محاسبه است [۳ و ۴]:

$$S_{res} = 0.0014M(34 - t_a) \quad (35-2)$$

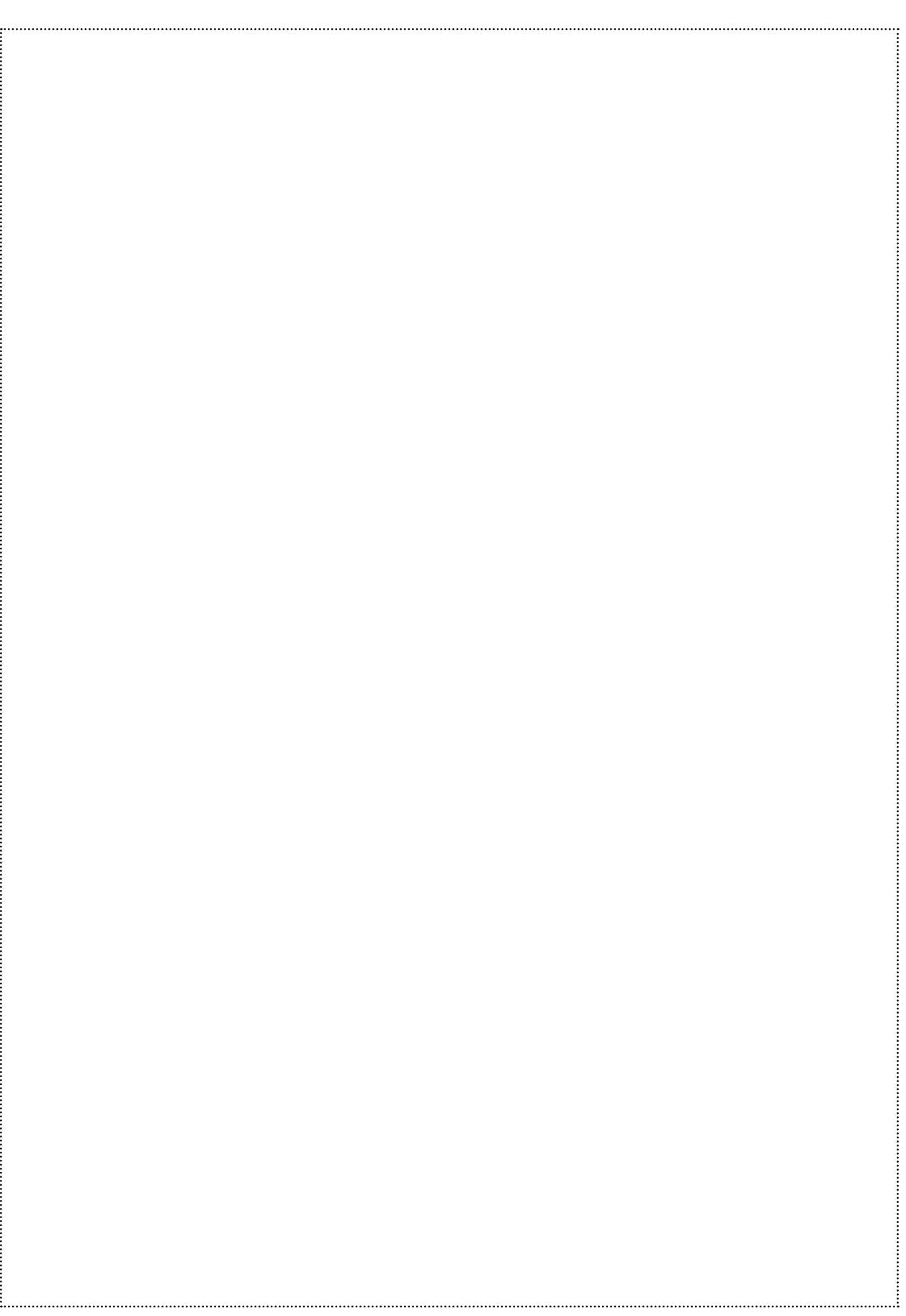
که t_a دمای محیط بر حسب درجه سانتی گراد است. اتلاف حرارت نهان نیز از طریق فرمول (۳۶-۲) قابل محاسبه است. S_{res} در مقابل اتلاف حرارت نهان کوچک است [۳].

$$L_{res} = 1.72 \times 10^{-5} \times M(5867 - P_a) \quad (36-2)$$

که P_a فشار بخار آب محیط بر حسب پاسکال است. اتلاف حرارت از طریق تنفس در فعالیت‌های بدنی زیاد چشمگیر است. در حالت نشسته این مقدار کمتر از 6 W/m^2 است و معمولاً از آن صرفنظر می‌شود.

فصل سوم

مدل‌های آسایش حرارتی



مدل‌های آسایش حرارتی

۳-۱- انواع مدل‌های حرارتی ارایه شده برای بدن انسان

یک محیط حرارتی با پارامترهای مشخصی قابل تعریف است. پارامترهایی نظیر دمای هوا، دمای متوسط تابش، سرعت وزش هوا، رطوبت، میزان لباس و فعالیت بدنی افراد. کنش متقابل و پیچیده‌ای که بین این عوامل وجود دارد؛ تأثیر مستقیم و چشمگیری بر سلامتی، آسایش و بازدهی و عملکرد افراد و ساکنان محیط دارد. به منظور دستیابی به شرایط حرارتی قابل قبول و رضایت‌بخش لازم است که میزان تأثیر هر یک از پارامترهای مذکور بر رفتار حرارتی ساکنان ساختمان مورد بررسی قرار گیرد. امروزه مدل‌های کامپیوتری زیادی به منظور پیش‌بینی پاسخ و عکس العمل حرارتی بدن ساکنان ساختمان به تغییر هر یک از پارامترهای مؤثر بر آسایش حرارتی وجود دارند.

در سال ۱۹۳۴ میلادی بارتن^۵ اولین مدل ریاضی را برای پیش‌بینی پاسخ دمایی بدن ارائه کرد. بعد از آن تا به امروز مدل‌های زیادی پا به عرصه گذاشته‌اند، اما از میان این مدل‌ها تنها دو مدل بیش از بقیه به منظور بررسی و پیش‌بینی شرایط آسایش حرارتی مورد استفاده قرار گرفته‌اند؛ مدل فنگر و مدل گایج [۵].

^۵ - Burton

هر دو مدل بسیار ساده‌اند به طوری که انتقال حرارت و انتقال جرم را یک بعدی فرض نموده‌اند. مدل فنگر باز هم ساده‌تر است به این دلیل که تلاشی برای مدل‌سازی تنظیم حرارت در شرایط گذرا ندارد. مدل‌های پیچیده‌تری نیز وجود دارند مانند مدل وایسلر^۶ که بدن را به صدها بخش تقسیم‌بندی می‌کنند و الگوریتم پیچیده‌تری را دنبال می‌نمایند^[۶]. با این‌که این مدل‌های پیچیده قادر به در نظر گرفتن تنش‌های حرارتی سرد و گرم نیز هستند ولی در بررسی آسایش حرارتی کاربرد ندارند.

با پیشرفت نرم‌افزار و سخت‌افزار کامپیوتر مدل‌های پیشرفته‌تری نیز ارایه شده است. برای مثال اسمیت^۷ و فو^۸ مدل‌هایی را ارایه کرده‌اند که در آن‌ها از رهیافت المان محدود بهره گرفته شده است^[۷].

در بعضی از مدل‌های ارایه شده شرایط و پاسخ‌های ترموفیزیولوژیکی بدن نیز لحاظ شده است^{[۸] و [۹]}. حتی در برخی از مدل‌هایی که بعدها ارایه شدند فیزیک لباس نیز مورد توجه قرار گرفت^{[۱۰] و [۱۱]}. برخی از مدل‌های جدیدتر آنالیز مربوط به انتقال هم‌زمان حرارت و رطوبت را در شرایط گذرا از لباس در محاسبات لحاظ می‌کنند^[۱۲] و [۱۳]. برخی دیگر^[۱۴] وضعیت بدن را از نظر نوع نشستن مد نظر قرار می‌دهند. کلیه این مدل‌ها از این نظر که همگی معادلات موازن‌ه ارثی را ارضا می‌کنند مشابهند. تفاوت عمدی اکثر این مدل‌ها در مدل‌های فیزیولوژیکی و معیار و شاخص آسایش حرارتی برای پیش‌بینی شرایط آسایش حرارتی است.

مدل‌های جدید در تحقیقات آسایش حرارتی به کار گرفته می‌شوند اما تا به حال تلاشی برای استفاده از این مدل‌ها در استانداردهای آسایش حرارتی نشده است. این مدل‌ها قادر نیستند روابط بین پارامترهای مؤثر بر آسایش حرارتی و اندرکنش آن‌ها را به راحتی بیان نمایند.

⁶ - Wissler

⁷ - Smith

⁸ - Fu

مدل‌های قدیمی بیشتر به فیزیولوژی بدن توجه دارند و کمتر به مدل‌سازی انتقال جرم و حرارت از لباس توجه داشته‌اند. در مدل‌های قدیمی در مواردی که مقاومت لباس لحاظ شده است از آن به عنوان یک پارامتر ثابت یاد شده در صورتی که در مدل‌های جدیدتر این پارامتر به عواملی مانند دما و رطوبت محیط وابسته است. با این حال هنوز هم در ساختار استاندارد آسایش حرارتی ایزو ۷۷۳۰ و همچنین

دستورالعمل تأسیساتی ASHRAE، از مدل حرارتی فنگر استفاده می‌شود [۵].

همانطور که بیان شد علیرغم پیشرفت علوم محاسباتی و کامپیوتر و به تبع آن پیشرفت مدل‌های عددی برای پیش‌بینی شرایط آسایش حرارتی، هنوز هم در استانداردهای آسایش حرارتی از مدل‌های فنگر و یا از مدل دو نقطه‌ای گایج استفاده می‌شود. مدل فنگر تنها در شرایط دائم قابل استفاده است و نمی‌تواند شرایط حرارتی گذرا را تحلیل نماید. در تحلیل شرایط حرارتی گذرا معمولاً از مدل دو نقطه‌ای استفاده می‌شود [۱۵]. مدل حالت پایدار ارایه شده توسط فنگر در سال‌های ۱۹۷۰ تا ۱۹۸۲ میلادی، بر مبنای تعادل حرارتی بین بدن و محیط اطراف آن استوار است. در این مدل برخی از پاسخ‌های طبیعی و تطبیقی بدن مانند لرز به هنگام احساس سرما و یا انبساط و انقباض عروق با تغییر شرایط حرارتی محیط اطراف لحاظ نشده است، زیرا در این مدل پوست و مرکز بدن به عنوان یک بخش در نظر گرفته شده‌اند. مدل دو نقطه‌ای گایج در سال ۱۹۸۶ میلادی بیان شد. در این مدل بدن به صورت دو استوانه هم‌مرکز که استوانه داخلی شامل اسکلت، ماهیچه‌ها و اندام‌های داخلی است و استوانه خارجی نمایانگر پوست و لایه‌های خارجی است. مدل دونقطه‌ای بر مبنای فرضیات زیر استوار است:

- مبادله حرارت به صورت هدایت حرارتی از پوست ناچیز است.
- دما در هر یک از دو استوانه (ناحیه مرکزی و پوست) یکنواخت است.

- تولید حرارت در بدن از طریق متابولیک صورت می‌گیرد.
- متابولیک، کار خارجی و تنفس مستقیماً بر بخش داخلی تأثیر می‌گذارد.
- انتقال حرارت بین بخش داخلی (استوانه مرکزی) و پوست و لایه‌های خارجی (استوانه خارجی) از طریق تماس مستقیم و از طریق جریان خون صورت می‌گیرد.
- در این مدل، معادله تعادل حرارت گذرا به این صورت بیان می‌شود که نرخ ذخیره حرارت برابر است با نرخ خالص حرارت ورودی منهای اتلاف حرارت.

۲-۳- مدل فنگر

در حالت پایدار، نرخ تولید حرارت برابر است با نرخ اتلاف حرارت. بنابراین معادله موازنۀ انرژی به صورت زیر نوشته می‌شود [۵]:

$$M - W = Q_{sk} + Q_{res} = (Q_c + Q_r + Q_e) + (Q_{cres} + Q_{eres}) \quad (1-3)$$

که M نرخ متابولیک یا تولید حرارت در بدن بر حسب (W/m^2) و W نرخ کار مکانیکی بر حسب (W/m^2) است. Q_{sk} نرخ انتقال حرارت از پوست و Q_{res} نرخ انتقال حرارت به دلیل تنفس است. اندیس c بیانگر انتقال حرارت جابه‌جایی، r بیانگر تابش، e بیانگر تبخیر (تعرق)، $cres$ و $eres$ نیز به ترتیب بیانگر جابه‌جایی به دلیل تنفس و تبخیر به خاطر تنفس است. مقاومت کلی برای انتقال حرارت محسوس از بدن به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$R_t = \frac{T_{sk} - T_a}{Q} A \quad (2-3)$$

Q و A به ترتیب دمای پوست، دمای هوا، نرخ انتقال حرارت محسوس و مساحت است.

مقاومت کلی برای انتقال حرارت نهان (ناشی از تبخیر) از بدن به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$R_{e,t} = \frac{P_{sk} - P_a}{Q_e} A \quad (3-3)$$

P_a و Q_e به ترتیب فشار بخار آب در سطح پوست بر حسب (kPa)، فشار بخار آب در هوا بر حسب (kPa) و Q_e نرخ انتقال حرارت به خاطر تبخیر بر حسب (W) است.

حرارت از سطح بدن به سمت لایه‌های مختلف لباس انتقال می‌یابد و در این مسیر از فاصله‌های هوایی نیز می‌گذرد. در هر یک از فاصله‌های هوایی دو مسیر موازی برای انتقال حرارت وجود دارد یکی هدایت حرارت و دیگری تابش. بنابراین مقاومت حرارتی را برای لایه‌های هوایی می‌توان به صورت زیر تعریف کرد:

$$R_{al} = \frac{1}{h_r + k/t_a} \quad (4-3)$$

که معمولاً $t_a = 1.3$ mm و $k = 24$ W/m²°C و $h_r = 4.9$ W/m²°C در نظر گرفته می‌شود.

برای انتقال حرارت تبخیری یا نهان می‌توان معادلات مشابهی نوشت. برای تخمین مقاومت حرارتی ناشی از انتقال حرارت نهان در لایه‌های هوایی می‌توان از معادله زیر استفاده کرد:

$$R_{e,al} = a [1 - \exp(-t_a/b)] \quad (5-3)$$

که $a = 0.0334$ m²kPa/W و $b = 15$ mm است.

سطح خارجی با محیط اطراف در ارتباط است، مقاومت حرارتی برای لایه هوای خارجی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$R_a = \frac{1}{h_c + h_r} \quad (6-3)$$

بررسی‌های تجربی نشان داده است که برای شرایطی که هوا تقریباً ساکن است، h_c و h_r به ترتیب برابر $4/2$ و $4/9$ W/m².°C است.

مقاومت حرارتی مربوط به انتقال حرارت نهان یا تبخیری در لایه هواخارجی بر حسب ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و رابطه لوئیس نوشته می‌شود:

$$R_{e,a} = \frac{1}{h_c L R} \quad (7-3)$$

مشکلات نسبتاً زیادی در محاسبه مقاومت حرارتی انتقال حرارت محسوس و انتقال حرارت نهان (تبخیری) در پوشش لباس وجود دارد. بدین به ۱۶ بخش مختلف که به طور یکنواخت با لباس پوشیده شده‌اند تقسیم می‌شود، هر لایه لباس به صورت یک استوانه یکنواخت به دور بدن در نظر گرفته می‌شود. روابط زیر برای محاسبه مقاومت حرارت کلی برای هر یک از ۱۶ بخش از بدن در دو حالت انتقال حرارت محسوس و انتقال حرارت نهان (تبخیری) پیشنهاد شده است.

انتقال حرارت محسوس:

$$R_t(i) = R_a(i) \frac{r(i,0)}{r(i,k)} + \sum_{k=1}^{n1} \left[R_{al}(i,k) \frac{r(i,0)}{r(i,k-1)} + R_f(i,k) \frac{r(i,0)}{r(i,k)} \right] \quad (8-3)$$

انتقال حرارت نهان (تبخیری):

$$R_{e,t} = R_{e,a}(i) \frac{r(i,0)}{r(i,n1)} + \sum_{k=1}^{n1} \left[R_{e,al}(i,k) \frac{r(i,0)}{r(i,k-1)} + R_{e,f}(i,k) \frac{r(i,0)}{r(i,k)} \right] \quad (9-3)$$

$n1$ تعداد لایه‌ها و n نمایانگر هر یک از ۱۶ قسمت مختلف از بدن است [۵]. با معلوم بودن مقاومت‌های حرارتی می‌توان اتلاف حرارت از هر بخش را به صورت زیر محاسبه نمود:

انتقال حرارت محسوس:

$$Q(i) = \frac{T_s(i) - T_0}{R_t(i)} A_i F(i) \quad (10-3)$$

انتقال حرارت نهان (تبخیری):

$$Q_e(i) = w(i) \frac{P_s(i) - P_a}{R_{e,t}(i)} A(i) F(i) \quad (11-3)$$

w میزان خیسی سطح و F درصد سهم هر بخش است.
انتقال حرارت کلی از بدن را می‌توان مجموع انتقال حرارت از هر یک از
بخش‌های بدن نوشت:
انتقال حرارت محسوس:

$$Q_t = \sum_{i=1}^n Q(i) \quad (12-3)$$

انتقال حرارت نهان (تبخیری):

$$Q_{e,t} = \sum_{i=1}^n Q_e(i) \quad (13-3)$$

n تعداد بخش‌های بدن است.

۳-۳-۳- مدل دو نقطه‌ای گایج

بر مبنای تعریف انتقال حرارت گذرا، نرخ ذخیره شدن حرارت برابر است با نرخ
خالص حرارت دریافت شده منهای حرارت اتلافی. مدل حرارتی به صورت دو
معادله بالанс متفاوت برای هر بخش نوشته می‌شود:

$$S_{cr} = M - W - (Q_{c,res} + Q_{e,res}) - Q_{cr,sk} \quad (14-3)$$

$$S_{sk} = Q_{cr,sk} - (Q_c + Q_r + Q_e) \quad (15-3)$$

S_{cr} و S_{sk} به ترتیب نرخ حرارت ذخیره شده در ناحیه میانی و در پوست بر
حسب W/m^2 است. $Q_{cr,sk}$ نرخ انتقال حرارت بین ناحیه میانی و پوست است. نرخ
ذخیره حرارت در بدن برابر است با نرخ افزایش انرژی داخلی. نرخ ذخیره انرژی را
برای هر یک از بخش‌های پوست و ناحیه درونی می‌توان بر حسب ظرفیت گرمایی
و نرخ زمانی تغییرات دما در هر بخش نوشت:

$$S_{cr} = (1-\alpha)mc_{p,b}(dT_{cr}/d\theta)/A_D \quad (16-3)$$

$$S_{sk} = \alpha mc_{p,b}(dT_{sk}/d\theta)/A_D \quad (17-3)$$

α کسر تجمع جرمی در ناحیه خارجی (پوست) است. m جرم بدن، θ زمان و A_D مساحت بدن است. $c_{p,b}$ ظرفیت گرمایی بدن در فشار ثابت است.

اتلاف حرارت از پوست به دلیل فرایند تبخیر خود شامل دو بخش است؛ تعرق ناشی از واکنش کترلرهای ترموفیزیولوژیکی و دیگری نفوذ طبیعی آب از پوست. اتلاف حرارت از طریق تعرق ناشی از عملکرد سیستم‌های کنترل کننده‌های فیزیولوژیکی دما مستقیماً با نرخ جرمی تعرق در ارتباط است:

$$Q_{rsw} = \dot{m}_{rsw} h_{fg} \quad (18-3)$$

میزان تری پوست نیز از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$w = 0.06 + 0.94 Q_{rsw} / Q_{e,max} \quad (19-3)$$

که $Q_{e,max}$ از رابطه (11-3) و در حالتی که $w = 1$ است به دست می‌آید. در طی فرایند تنفس، بدن مقداری از حرارت درونی را به صورت محسوس و نهان با محیط اطرافش مبادله می‌کند. مجموع تلفات حرارتی محسوس و نهان ناشی از تنفس را می‌توان به صورت زیر محاسبه نمود:

$$Q_{res} + Q_{e,res} = [0.0014M(34 - T_a) + 0.0173M(5.87 - P_a)] / A_D \quad (20-3)$$

۱-۳-۳- مکانیزم‌های کنترل کننده دما در بدن

این بحث بر مبنای مدل دو نقطه‌ای استوار است. اصطلاحاً وقتی بدن بدون کمترین تلاشی می‌تواند شرایط تعادل را با محیط اطراف برقرار نماید، گفته می‌شود که از دیدگاه ترموفیزیولوژیکی بدن در شرایط خنثی قرار دارد. در چنین شرایطی دمای مرکز بدن و دمای پوست عبارتند از [۱۶ و ۲۴]:

$$T_{sk,n} = 33.7^\circ C \quad (21-3)$$

$$T_{cr,n} = 36.8^\circ C \quad (22-3)$$

آزمایشات و داده‌های تجربی نشان داده است که عکس‌العمل‌های ترموفیزیولوژیکی بدن مانند تنگ و گشاد شدن رگ‌ها، تعرق و لرز با سیگنال‌های حرارتی فرستاده شده از پوست و مرکز بدن متناسب است. بدین منظور پنج نوع سیگنال حرارتی معرفی می‌شوند؛ سیگنال گرم از مرکز ($WSIG_{cr}$)، سیگنال سرد از مرکز ($CSIG_{cr}$)، سیگنال گرم از ناحیه پوست ($WSIG_{sk}$)، سیگنال سرد از ناحیه پوست ($CSIG_{sk}$) و سیگنال گرم از کل بدن ($WSIG_b$). سیگنال‌های فوق الذکر به صورت زیر تعریف می‌شوند [۱۶]:

$$WSIG_{cr} = \begin{cases} 0 & T_{cr} \leq T_{cr,n} \\ T_{cr} - T_{cr,n} & T_{cr} > T_{cr,n} \end{cases} \quad (۲۳-۳)$$

$$CSIG_{cr} = \begin{cases} T_{cr,n} - T_{cr} & T_{cr} < T_{cr,n} \\ 0 & T_{cr} \geq T_{cr,n} \end{cases} \quad (۲۴-۳)$$

$$WSIG_{sk} = \begin{cases} 0 & T_{sk} \leq T_{sk,n} \\ T_{sk} - T_{sk,n} & T_{sk} > T_{sk,n} \end{cases} \quad (۲۵-۳)$$

$$CSIG_{sk} = \begin{cases} T_{sk,n} - T_{sk} & T_{sk} < T_{sk,n} \\ 0 & T_{sk} \geq T_{sk,n} \end{cases} \quad (۲۶-۳)$$

$$WSIG_b = \begin{cases} 0 & T_b \leq T_{b,n} \\ T_b - T_{b,n} & T_b > T_{b,n} \end{cases} \quad (۲۷-۳)$$

متوسط دمای بدن (T_b) را می‌توان از رابطه زیر پیش‌بینی نمود:

$$T_b = \alpha T_{sk} + (1-\alpha) T_{cr} \quad (۲۸-۳)$$

تغییر دمای پوست و دمای مرکز بدن بر دبی خون تأثیر می‌گذارد [۱۵ و ۱۶]:

$$\dot{m}_{bl} = [(6.3 + 200WSIG_{cr}) / (1 + 0.5CSIG_{sk})] / 3600 \quad (۲۹-۳)$$

در مدل دو نقطه‌ای، تبادل حرارت بین ناحیه مرکزی بدن و پوست و ناحیه خارجی از طریق تماس مستقیم و همچنین از طریق جریان خون صورت می‌گیرد. به طور کلی تبادل حرارت بین مرکز و پوست بدن به صورت زیر قابل محاسبه است [۱۵]:

$$Q_{cr,sk} = (K + c_{p,bl} \dot{m}_{bl})(T_{cr} - T_{sk}) \quad (30-3)$$

جریان خون نیز بر کسر جرمی در ناحیه پوست (α) تأثیر می‌گذارد:

$$\alpha = 0.0418 + 0.745 / (3600\dot{m}_{bl} + 0.585) \quad (31-3)$$

فعالیت عدد ترشح کننده عرق به سیگنال‌های گرم از پوست و سیگنال گرم از بدن بستگی دارد:

$$\dot{m}_{rsw} = 4.7 \times 10^{-5} WSIG_b \exp(WSIG_{sk} / 10.7) \quad (32-3)$$

یکی از پاسخ‌های فیزیولوژیکی بدن به هنگام احساس سرمای شدید لرزیدن است. بدن به هنگام دریافت سیگنال‌های سرد از ناحیه پوست و ناحیه مرکزی با اعمال تنفس به ماهیچه‌ها باعث ایجاد لرز در بدن می‌شود که این امر کمی باعث افزایش نرخ متابولیک می‌گردد:

$$M_{shiv} = 19.4 CSIG_{sk} CSIG_{cr} \quad (33-3)$$

تولید متابولیک به دلیل لرز است. بنابراین متابولیک را می‌توان مجموع متابولیک ناشی از فعالیت M_{act} و متابولیک ناشی از لرزیدن در نظر گرفت:

$$M = M_{act} + M_{shiv} \quad (34-3)$$

می‌توان مدل دو نقطه‌ای را برای هر یک از بخش‌های بدن مورد استفاده قرار داد. در جدول (۱-۳) مقاومت حرارتی خشک و تبخیری برای بخش‌های مختلف بدن، برای پوشش متناسب با فصل گرم آمده است.

۴-۳- شاخص‌های آسایش حرارتی

کمی کردن پارامترهای کیفی باعث می‌شود که بتوانیم کیفیت‌ها را نیز بر اساس قوانین ریاضی حاکم، تجزیه و تحلیل نماییم. در واقع استفاده از مدل‌های آسایش به معنی کمی کردن احساس حرارتی افراد و ساکنان ساختمان است. در جهت دستیابی به این هدف یعنی کمی کردن احساس حرارتی، لازم است که شاخص‌های آسایش حرارتی به دقت تعریف شوند به نحوی که این شاخص‌ها بیانگر احساس حرارتی افراد باشند. در مدل فنگر دو شاخص اصلی تعریف می‌شود [۳]؛ برآورد میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط (PMV)^۹ و برآورد درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی (PPD)^{۱۰}.

محاسبه PMV یک مقدار کمی را به احساس گرمایی عمومی افراد نسبت می‌دهد که با تعیین آن می‌توان نسبت به تحلیل شرایط حرارتی و بهبود و بهینه‌سازی آن اقدام نمود. PPD یک شاخص مستقل نیست و مقدار آن از روی PMV قابل محاسبه است. در ادامه با شاخص‌های آسایش حرارتی و نحوه محاسبه آن‌ها بیشتر آشنا می‌شویم

جدول ۳-۱. مقاومت حرارتی خشک و تبخیری برای بخش‌های مختلف بدن،

برای پوشش مناسب با فصل گرم [۵].

بخش‌های مختلف بدن	شماره	مساحت بر حسب بخش	نسبت مساحت به مساحت کل	مقاومت حرارتی کلی خشک	مقاومت حرارتی کلی تبخیری	$m^2 kPa/W$
پای چپ	۱	.۰۶۲	.۲/۵	.۲۶	.۰۸۱۷	.۰۸۱۷
پای راست	۲	.۰۶۲	.۲/۵	.۰۲۶	.۰۸۱۷	.۰۸۱۷
ساق پای چپ	۳	.۱۴۰	.۸/۰	.۰۱۷۷	.۰۲۲۳	.۰۲۲۳
ساق پای راست	۴	.۱۴۰	.۸/۰	.۰۱۷۷	.۰۲۲۳	.۰۲۲۳

^۹ - Predicted Mean Vote

^{۱۰} - Predicted Percentage of Dissatisfied

آسایش حرارتی

بخش‌های بدن	شماره بخش	مساحت بر حسب (m^2)	نسبت مساحت به کل	مقاومت حرارتی کلی خشک	مقاومت حرارتی کلی تبخیری
ران چپ	۵	.۰/۱۶۰	.۹/۱	.۰/۱۷۷	.۰/۰۲۲۳
ران راست	۶	.۰/۱۶۰	.۹/۱	.۰/۱۷۷	.۰/۰۲۲۳
لگن	۷	.۰/۰۸۰	.۴/۶	.۰/۲۵۶	.۰/۰۳۰
سر	۸	.۰/۱۸۰	.۱۰/۳	.۰/۱۰۹	.۰/۰۱۴
دست چپ	۹	.۰/۰۵۰	.۲/۹	.۰/۱۰۹	.۰/۰۱۴
دست راست	۱۰	.۰/۰۵۰	.۲/۹	.۰/۱۰۹	.۰/۰۱۴
ساعد چپ	۱۱	.۰/۰۶۲	.۳/۵	.۰/۱۰۹	.۰/۰۱۴
ساعد راست	۱۲	.۰/۰۶۲	.۳/۵	.۰/۱۰۹	.۰/۰۱۴
بازوی چپ	۱۳	.۰/۰۷۷	.۴/۴	.۰/۱۷۶	.۰/۰۲
بازوی راست	۱۴	.۰/۰۷۷	.۴/۴	.۰/۱۷۶	.۰/۰۲
قفسه سینه	۱۵	.۰/۱۸۵	.۱۰/۶	.۰/۱۷۶	.۰/۰۲
کمر	۱۶	.۰/۲۰۴	.۱۱/۷	.۰/۱۷۶	.۰/۰۲
کل بدن		.۱/۷۵	.۱۰۰	.۰/۱۷۲	.۰/۰۲۷۲

۳-۴-۱- میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط

معادله آسایش حرارتی زمانی قابل کاربرد است که شخص در تعادل گرمایی با محیط باشد. اگر تعادل برقرار نباشد بدنه تحت تغییرات فیزیولوژیکی قرار می‌گیرد تا مکانیزم‌های مؤثر را فعال نماید تا با تغییرات دمای پوست شرایط تعادل جدیدی را فراهم سازد.

فنگر فرض کرده است که احساس گرما و سرما در یک میزان فعالیت خاص وابسته به این تغییرات فیزیولوژیکی است. او معادله تعادل گرما را برای پیش‌بینی یک مقدار عددی برای احساس افراد ساکن محیط بکار برد. شاخص احساس گرما که توسط وی بیان شده بر هفت مقیاس فیزیولوژیکی زیر استوار است:

خیلی سرد	سرد	خنک	کمی گرم	گرم	خیلی گرم	خیلی سرد
-۳	-۲	-۱	.۰/۰	+۱	+۲	+۳

این شاخص همان PMV است، که منظور از آن پیش‌بینی و نسبت دادن اعدادی برای بیان میانگین احساس گرما در اکثر افراد ساکن در محیط موردنظر است [۳]. طبق رابطه (۳۵_۳) محاسبه می‌شود.

که:

(۳۵_۳)

$$PMV = \left(0.303 \times e^{-0.036M} + 0.028 \right) \left[(M - W) - 3.05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6.99(M - W) - P_a] - 0.42[(M - W) - 58.15] - 1.7 \times 10^{-5} \times M(5867 - P_a) - 0.0014M \times (34 - t_a) - 3.96 \times 10^{-8} \times f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \right]$$

(۳۶_۳)

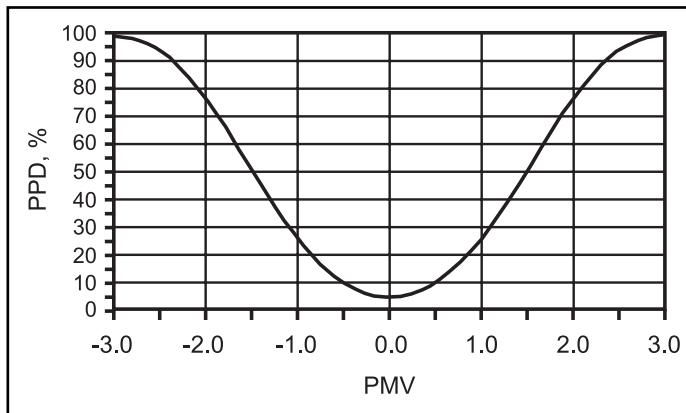
$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - 0.155I_{cl} \left\{ 3.96 \times 10^{-8} \times f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \right\}$$

از روی داده‌های تجربی نمودار PPD یا درصد نارضایتی پیش‌بینی شده را برحسب PMV رسم شده است. شکل (۱_۳) یک منحنی متقارن را نشان می‌دهد که مینیمم آن ۰.۵ می‌باشد. استاندارد ایزو ۷۷۳۰ حد PPD را در محدوده $0.5 \leq PMV \leq 0.5$ برابر ۱۰٪ معرفی می‌کند.

منحنی شکل (۱_۳) را می‌توان با تابع زیر بیان نمود [۱]:

$$PPD = 5 + 20.97 |PMV|^{1.79} ; \quad |PMV| \leq 2 \quad (۳۷_۳)$$

معیار فنگر در حالت فعالیت بدنی سبک و لباس کم بسیار خوب پاسخ می‌دهد اما در فعالیت‌های بدنی نسبتاً سنگین تجربیات و آزمایشات بیشتری لازم است تا معیار مورد نظر به دست آید.



شکل ۱-۳. درصد نارضایتی بر حسب میانگین رای افراد [۳].

البته رابطه بین شاخص‌های آسایش حرارتی را می‌توان با رابطه دیگری نیز بیان نمود [۱]:

$$PPD = 100 - 95 \times e^{-(0.03353PMV^4 + 0.2179PMV^2)} \quad (۳۸-۳)$$

۲-۴-۳-شاخص‌های آسایش حرارتی در شرایط گذرا

شاخص‌های PMV و PPD تنها در مدل‌های دائم قابل استفاده‌اند. در مدل‌های آسایش حرارتی گذرا از شاخص‌های دیگری استفاده می‌شود. در مدل دو نقطه‌ای دو پارامتر احساس حرارتی (*TSENS*)^{۱۱} و نارضایتی حرارتی (*DISC*)^{۱۲} مورد توجه قرار می‌گیرند. مقادیر مختلف شاخص *TSENS* بیانگر احساس حرارتی افراد است به طوری که مقادیر $TSENSE = \pm 5$ نشان‌دهنده سرما یا گرمای غیر قابل تحمل، $TSENSE = \pm 4$ نشان‌دهنده حالت خیلی سرد یا خیلی گرم، ± 3 بیانگر حالت داغ یا سرد، ± 2 گرم یا خنک، ± 1 کمی گرم یا کمی خنک و $TSENS = 0.0$ نشان‌دهنده حالت خنثی است. مقادیر مختلف برای شاخص *DISC* نیز بدین صورت

¹¹ - Thermal Sensation

¹² - Discomfort

دسته‌بندی می‌شوند؛ $DISC = 0.0$ بیانگر شرایط آسایش، 1 ± 1 کمی ناراحت ولی قابل قبول، 2 ± 2 ناخوشایند، 3 ± 4 به سختی قابل تحمل و 5 ± 5 نشانگر شرایط غیر قابل تحمل است. این دو شاخص به صورت زیر قابل محاسبه‌اند [۱۵ و ۱۶]:

$$TSENS = \begin{cases} 0.4685(T_b - T_{b,c}) & T_b < T_{b,c} \\ 4.7\eta_e(T_b - T_{b,c}) / (T_{b,h} - T_{b,c}) & T_{b,c} < T_b < T_{b,h} \\ 4.7\eta_e + 0.685(T_b - T_{b,h}) & T_{b,h} > T_b \end{cases} \quad (۳۹-۳)$$

$$DISC = \begin{cases} 0.4685(T_b - T_{b,c}) & T_b < T_{b,c} \\ \frac{4.7(Q_{e,rsw} - Q_{e,rsw,req})}{Q_{e,max} - Q_{e,rsw,req} - Q_{e,dif}} & T_{b,c} \leq T_b \end{cases} \quad (۴۰-۳)$$

که

$$T_{b,c} = 0.0058(M - W) + 36.3 \quad (۴۱-۳)$$

$$T_{b,h} = 0.0104(M - W) + 36.6 \quad (۴۲-۳)$$

که M و W بر حسب واحد met و $T_{b,c}$ و $T_{b,h}$ بر حسب $^{\circ}C$ بیان می‌شوند.

۳-۵-۵- استانداردهای آسایش حرارتی

۳-۵-۱- استاندارد ایزو در آسایش حرارتی [۱۷]

استاندارد بین‌المللی ISO TC 159 SC5 WG1 دارای پانزده قسمت مربوط به پاسخ افراد در برابر محیط گرم، سرد و معتدل می‌باشد. در این قسمت بخش‌هایی از استاندارد ایزو که به احساس حرارتی افراد پرداخته است معرفی می‌شود.

ISO 7730 به بررسی متوسط رأی افراد و درصد نارضایتی آنها از شرایط حرارتی محیط می‌پردازد. هدف این استاندارد پیش‌بینی درجه احساس آسایش افراد و یا احتمال نارضایتی حرارتی آنها می‌باشد و به تبع آن شرایطی را معرفی می‌کند که ساکنان محل،

محیطی قابل قبول از نظر حرارتی داشته باشند. در استاندارد ISO 7730 از مدل آسایش حرارتی فنگر استفاده شده است.

استاندارد ISO DIS 10551 بیانگر مسایل موضوعی و بنیادی آسایش حرارتی است. این استاندارد به بیان مقیاس‌های محیط می‌پردازد و وظیفه اصلی آن ایجاد یک پیش‌زمینه از شرایط محیطی برای ارجونومیست‌هاست.

ISO 8996 نرخ متابولیک را مورد بررسی قرار می‌دهد، ISO 9920 به بررسی اثرات لباس و پوشش توجه دارد. در این استاندارد روش‌هایی نیز برای مشخص کردن میزان مقاومت حرارتی لباس I_{cl} و مقاومت تبخیری آن (R_e) بیان شده است. ISO WD 13732 ابزارهای تهويه مطبوع را بررسی می‌کند. ISO WD 14415 استانداردهایی را خواهایند برای سطوح مختلف پرداخته است. ISO WD 14505 به بررسی شرایط آسایش در برای افراد ناتوان بیان می‌دارد و ISO WD 14505 به بررسی شرایط آسایش در وسایط نقلیه می‌پردازد.

در اروپا استاندارد ایزو در کنار استانداردهای اروپایی به کار گفته می‌شود. در سال ۱۹۷۰ انجمن بین‌المللی ارجونومی طی کنفرانسی در آمستردام پیشنهاد کرد که یک کمیته بین‌المللی ایزو به منظور ایجاد استانداردهای ارجونومیک ایجاد شود. در سال ۱۹۷۳ در بریتانیا درخواست نامه ایجاد این کمیته بررسی و تدوین شد. در سال ۱۹۷۵ یک کمیته فنی استاندارد ISO TC 159 که یک استاندارد فنی ارجونومیک است را پایه‌گذاری کرد. بعد از مدتی با توسعه استاندارد فوق ISO TC 159 SC5 WG1 پدید آمد که بررسی شرایط گرمایی محیط را نیز در بر دارد.

۲-۵-۳- مروری بر استانداردهای اروپایی

بعد از سال‌های ۱۹۸۰ تلاش‌های زیادی به منظور ایجاد یک استاندارد اروپایی انجام شد به‌طوری‌که یک کمیته اروپایی تحت نام CEN وظیفه این کار را بر عهده

گرفت. CEN TC 122 یک استاندارد ارگونومیکی است که در ابتدا ایجاد شد. نسخه کامل‌تر استاندارد CEN TC 122 WG11 جایگزین ایزو شد.

EN 27730 بخش کوچکی در استاندارد اروپایی CEN است که کاملاً نقش ISO 7730 را بازی می‌کند. ولی بدون شک باید پذیرفت که استاندارد ایزو استاندارد کامل‌تری است به طوری که امروزه در بسیاری از نقاط اروپا نیز پذیرفته شده است. لازم به ذکر است که دستورالعمل تأسیساتی آمریکا ASHRAE نیز از استاندارد ایزو استفاده می‌کند.

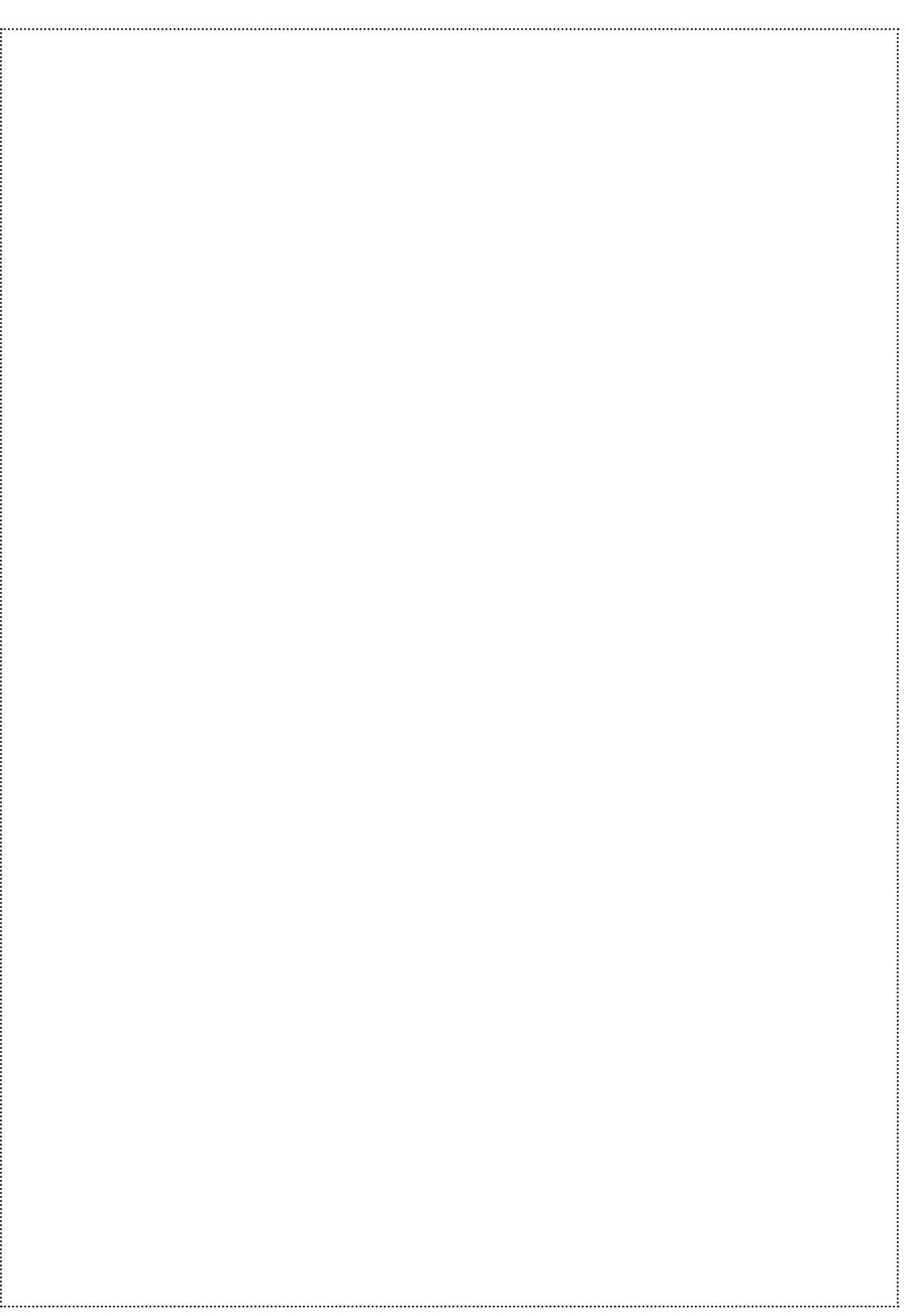
۳-۵-۳- قابلیت‌ها و محدودیت‌های مدل‌های آسایش حرارتی

برای تعیین شرایط آسایش حرارتی استانداردهایی موجود است. استاندارد بین‌المللی ایزو یکی از مهم‌ترین مراجع برای تعیین شرایط آسایش حرارتی است. دستورالعمل انجمن مهندسین تاسیسات امریکا نیز در بسیاری از موارد راهگشای طراحان سیستم‌های تهویه مطبوع می‌باشد. هر دو مرجع فوق براین مبنای استوارند که وقتی فرد احساس آسایش حرارتی می‌کند که بدن در تعادل گرمایی با محیط باشد. لذا قبل از هر چیز باید روش‌های انتقال متقابل حرارت و جرم بین بدن و محیط مورد توجه قرار گیرد. بعد از آن لازم است برای بدن یک مدل حرارتی پیشنهاد شود. مدل مورد استفاده در استانداردها مدل پیشنهادی فنگر است. این مدل بسیار ساده و یک بعدی است. دیدگاهی کاملاً دائم دارد و پدیده‌های گذرا را نمی‌تواند مورد تجزیه و تحلیل قرار دهد. در ضمن عایق لباس را نیز برای تمام قسمت‌های بدن در نظر می‌گیرد. با پیشرفت تکنولوژی، مدل‌های پیچیده‌تری ارایه شدند که عمدتاً از روش‌های عددی بهره می‌جستند. اما چرا مدل‌های دقیق‌تر و پیچیده‌تر در استانداردها مورد استفاده قرار نمی‌گیرند؟ استفاده از مدل‌های پیچیده و در عین حال دقیق نیازمند اجرای کدهای کامپیوتری عظیم و به تبع آن وارد کردن ورودی‌های بسیار زیاد به برنامه

کامپیوتری است. شناخت مقدار دقیق این همه ورودی برای استفاده کنندگان استانداردها کار آسانی نمی‌باشد. بنابراین استفاده از مدل‌های کامپیوتری دقیق تنها به کارهای تحقیقاتی محدود شده است. بنابراین آنچه استانداردها پیشنهاد می‌کنند همیشه بهترین انتخاب نیست [۱۸]. گروهی از محققان معتقدند که در استفاده از استانداردها روداری $2^{\circ}C \pm$ مجاز می‌باشد [۱۹]. نظر به این‌که استانداردهای آسایش حرارتی برای شرایط دائم بیان شده‌اند لذا برنامه‌ریزی و طراحی بر مبنای مقادیر پیشنهادی از سوی این گونه استانداردها گاهی موجب افزایش مصرف انرژی می‌گردد [۱۹].

فصل چهارم

نارضایتی حرارتی و
عوامل موثر بر آن



نارضایتی حرارتی و عوامل مؤثر بر آن

۴- نارضایتی حرارتی موضعی

ارضاء معادلات آسایش حرارتی و قرار گرفتن شاخص‌های آسایش حرارتی در محدوده‌های مجاز و قابل قبول، شرط لازم برای قابل قبول بودن شرایط آسایش حرارتی از سوی ساکنان ساختمان است ولی کافی نیست. به عبارت دیگر ممکن است در کلیه نقاط یک فضا شاخص‌های آسایش حرارتی در محدوده مجاز باشند اما باز هم ساکنان ساختمان نسبت به شرایط حرارتی شکایت داشته باشند. در واقع شاخص‌های *PMV* و *PPD* به نوعی شرایط آسایش حرارتی عمومی را برای بدن پیش‌بینی می‌کنند. این در حالی است که گاهی احساس سرما یا گرمای موضعی در برخی از نقاط بدن شخص، او را آزار می‌دهد. بسیار رخ داده است که به فضاهایی وارد می‌شویم که از نظر دما، رطوبت نسبی و سایر شاخص‌های آسایش حرارتی در حد ایده‌آل و قابل قبولی هستند و حتی شاید کل بدن از نظر حرارتی احساس آسایش نماید اما تنها در ناحیه مچ پا یا پشت گردن احساس سرمای موضعی وجود داشته باشد. به این احساس سرما یا گرمای موضعی و ناخواسته اصطلاحاً نارضایتی حرارتی موضعی^{۱۳} گفته می‌شود.

¹³ - Local Thermal Discomfort

به طور کلی، عواملی که باعث ایجاد نارضایتی حرارتی می‌گردند را می‌توان در چهار گروه عمده دسته‌بندی نمود [۱]:

- سرمايش موضعی همرفتی به دلیل ورزش (کوران^{۱۴})، در بخش‌هایی از بدن که لخت است و یا پوشش کمتری دارد.
- سرمايش و یا گرمایش بخش‌هایی از بدن به دلیل تابش (تابش نامتقارن^{۱۵}).
- احساس همزمان سرما در ناحیه پا و گرما در ناحیه سر و گردن به دلیل وجود گرادیان عمودی دما.
- احساس سرما و یا گرما در ناحیه کف پا به دلیل دمای غیر مجاز کف اتاق.

۴-۱-۱- سرمايش موضعی همرفتی (کوران)

در ساختمان‌هایی که از سیستم‌های تهویه مکانیکی استفاده می‌کنند و همچنین در وسایط نقلیه، اتومبیل‌ها و هواپیماها، معمولاً کوران یا احساس سرمای موضعی همرفتی یکی از معمولترین و مرسوم‌ترین عوامل نارضایتی است. کوران به خصوص در فصل زمستان مشکلات زیادی را به بار می‌آورد. در فصل زمستان، وقتی افراد به طور موضعی در برخی از بخش‌های بدن خود احساس سرما می‌کنند برای غلبه بر آن، به افزایش دمای هوای اتاق مبادرت می‌ورزند. این امر باعث افزایش مصرف انرژی در ساختمان می‌گردد. با تغییر هر درجه سانتی گراد دمای هوای اتاق، ۵ تا ۱۵ درصد مصرف انرژی افزایش می‌یابد [۱ و ۴].

اتلاف حرارت از سطح پوست بدن به دلیل کوران به عوامل گوناگونی وابسته است که از آن جمله می‌توان به سرعت متوسط جریان هوا، اغتشاش جریان و همچنین دمای هوا اشاره کرد. علاوه بر اتلاف حرارت از بدن، نوسانات دمای پوست

¹⁴ - Draught

¹⁵ - Asymmetric Radiation

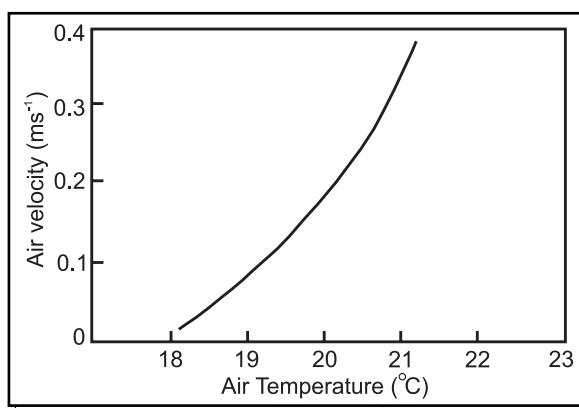
بدن نیز تأثیر زیادی بر احساس سرمای موضعی همرفتی دارد. به طوری که در شرایط تلفات حرارتی برابر، جریان‌هایی که اختشاش بیشتری دارند احساس سرمای موضعی به دلیل کوران را تقویت می‌کنند. به همین دلیل اکثر نارضایتی‌ها ناشی از کوران در سرعت‌هایی بسیار کمتر از آن‌چه استانداردها پیشنهاد می‌کنند رخ می‌دهد.

۴-۱-۱-۱- اثرات سرعت میانگین هوا

در گذشته مطالعات زیادی در مورد بررسی اثرات کوران هوا و رابطه آن با سرعت متوسط هوا با نادیده گرفتن اثرات توربولانس صورت گرفته است. در یکی از بررسی‌های تجربی اولیه در سال ۱۹۳۸، ده مرد با پوشش لباس متوسط تحت وزش جریان هوا از طریق یک جت هوا که در فاصله کمی از پشت گردن (پشتسر) یا مج پا قرار داشت، قرار گرفتند. نتایج آزمایش نشان داد که کاهش دمای پوست در مناطقی از بدن که در معرض جت هوا قرار گرفته‌اند ناشی از اثرات سرعت و دمای هوا می‌باشد و با درصد نارضایتی افراد مرتبط است. معلوم شد که هر $1/8$ کلوین افت دمای پوست باعث 10 درصد و هر $2/4$ کلوین افت دما باعث 20% نارضایتی در افراد می‌گردد. در شکل (۴-۱) اثرات تغییرات سرعت با دمای هوا برای ناحیه گردنی با درصد نارضایتی 20% رسم شده است. از آزمایش یاد شده معلوم شد که حساسیت مج پا نسبت به ناحیه سر و گردن در مقابل جت هوا کمتر است و برای ایجاد چنین شرایطی در مج پا به سرعت هوا بیشتری نیاز است. نتایج آزمایشات دیگری نشان داد که در سرعت‌های کمتر از 35 m/s افراد قادر به تشخیص تغییرات دمای هوا و زشی نیستند.

همچنین در تحقیق تجربی دیگری اثرات کوران هوا با اختشاش کم بر روی ناحیه سر 50 نفر از افراد با لباس کم ($clo = 0.8$) بررسی شد. در این آزمایش‌ها هوا به سمت سر افراد در حالت نشسته از جهات مختلف و دمای ثابت $23^\circ C$ وزیده شد [۱].

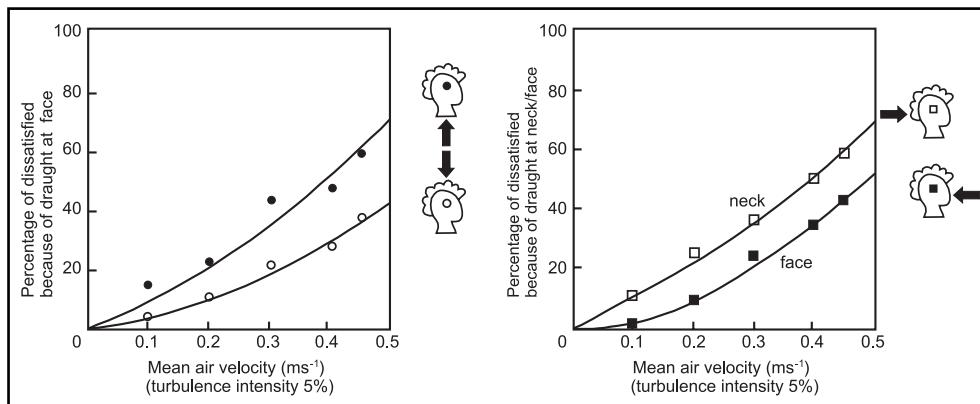
سرعت هوای از $0/1\text{ m/s}$ تا $0/45\text{ m/s}$ بر ثانیه متغیر و درصد اغتشاش 5% بود. هر فرد به مدت 10 دقیقه در معرض جریان هوای قرار گرفت. درصد نارضایتی افراد بر حسب میانگین سرعت هوای در شکل (۲-۴) رسم شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود؛ میزان نارضایتی در حالتی که هوای از پایین به سمت بالا جریان دارد بیشتر است. اندازه‌گیری‌ها نشان می‌دهد که ضریب انتقال حرارت در حالت جریان به سمت بالا بیشتر است. زیرا در این حالت جابه‌جایی طبیعی نیز به کمک جابه‌جایی اجباری می‌آید.



شکل ۲-۴. تغییرات سرعت با دمای هوای (درصد نارضایتی٪) [۱].

در جریان افقی هوای می‌بینیم که در حالت وزش از پشت سر، میزان نارضایتی نسبت به حالت وزش از رویرو بیشتر است. اندازه‌گیری‌هایی که در چندین ساختمان که تحت تهویه مکانیکی قرار داشته‌اند انجام شده نشان داده است که شدت توربولانس در $1/5\text{ m/s}$ کف ساختمان بیشتر از 30% و در $0/1\text{ m/s}$ کف ساختمان بیشتر از 20% است. این مقادیر مربوط به سرعت میانگین هوای $0/3\text{ m/s}$ می‌باشد در سرعت‌های میانگین کمتر این مقادیر افزایش می‌یابند. این مقادیر برای ساختمان‌هایی با تهویه طبیعی کمتر است [۱].

استانداردهای ISO و ASHRAE حداقل سرعت میانگین مجاز را در زمستان $0/15\text{ m/s}$ و در تابستان $0/25\text{ m/s}$ بیان می‌کنند.



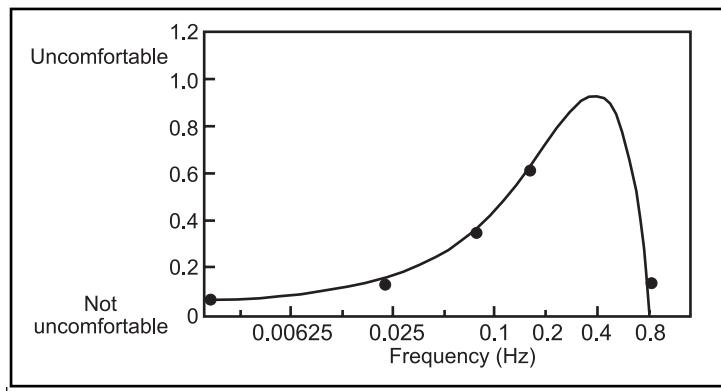
شکل ۲-۴. اثرات جهت وزش هوا بر درصد نارضایتی افراد [۱].

۲-۱-۴- اثرات شدت اغتشاش

شدت اغتشاش را می‌توان به صورت نسبت انحراف استاندارد سرعت اغتشاشی به سرعت میانگین تعریف نمود. اکثر نارضایتی‌ها ناشی از کوران هوا در میانگین سرعت‌هایی کمتر از آنچه استانداردها پیشنهاد می‌کنند دیده شده‌اند و این هنگامی است که شدت توربولانس بالاست.

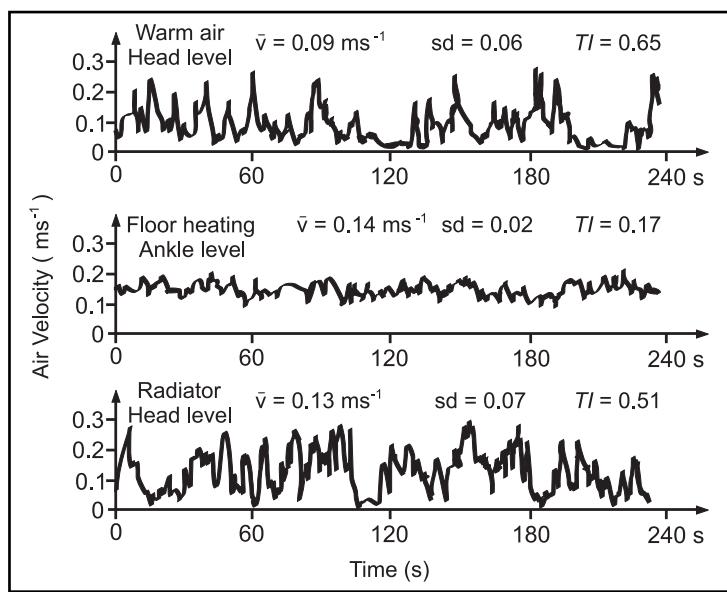
یک شبیه‌سازی کامپیوتری برای پوست بدن تحت تابع سرعت سینوسی هوا با دامنه و فرکانس متغیر نشان داد که حداقل انتقال شار حرارتی در فرکانس 0.5 Hz رخ می‌دهد. همچنین در این زمینه آزمایشاتی نیز انجام شد. در این آزمایشات افراد تحت سرعت‌های میانگین $m/s = 0.1 - 0.3$ با فرکانس‌های $83 - 20\text{ Hz}$ هرتز و شدت اغتشاش $60 - 90\%$ قرار گرفتند. نتایج در نمودار شکل (۳-۴) آمده است [۱]. ملاحظه می‌شود که بیشینه نارضایتی حرارتی در فرکانس 0.5 Hz رخ می‌دهد.

در محیط‌های مسکونی اغتشاشات به صورت کاتورهای است و این خصوصیت جریان‌های مغشوش است. سیگنال‌های سرعت هوا در سه اتاق با وسایل گرمایش متفاوت در شکل (۴-۴) نشان داده شده است.



شکل ۳-۴. اثر فرکانس نوسانات جریان هوای وزشی بر درصد نارضایتی [۱].

در سامانه‌های گرمایش از کف، اغتشاشات اندک در نزدیکی کف به خاطر وجود پنجره است. در اتاق‌هایی که با رادیاتور گرم می‌شوند، اغتشاشات بیشتر ناشی از تقابل جریان هوای رو به پایین پنجره با جریان همرفت رو به بالای اطراف رادیاتور است.



شکل ۴-۴. سیگنال‌های سرعت در سه اتاق با سه سیستم گرمایش متفاوت [۱].

ملیکف^{۱۶} اندازه‌گیری‌هایی را بر روی ساختمان‌های متفاوت انجام داده است. او دریافت که شدت اغتشاش در سرعت‌های میانگین پایین، بیشتر است و به تدریج با افزایش سرعت میانگین، شدت اغتشاش کاهش می‌یابد تا این‌که به یک مقدار تقریباً ثابت می‌رسد. لازم به ذکر است که سرعت میانگین در ساختمان‌هایی که به صورت طبیعی تهویه می‌شوند کمتر از ساختمان‌هایی است که تهویه مکانیکی دارند.

به منظور پیش‌بینی درصد نارضایتی افراد به دلیل کوران، استاندارد ایزو ۷۷۳۰ شاخص نرخ کوران^{۱۷} را به صورت رابطه (۱-۴) معرفی کرده است [۴]:

$$DR = (34 - t_a)(v_{air} - 0.05)^{0.62} (0.37v_{air}TI + 3.14) \quad (1-4)$$

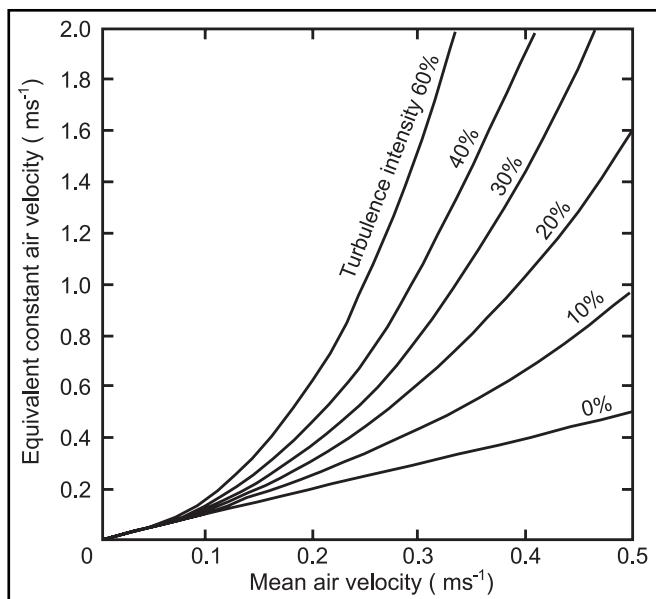
که در این رابطه t_a دمای هوا بر حسب $^{\circ}C$ ، v_{air} سرعت جریان هوا بر حسب (m/s) و TI شدت اغتشاش جریان هواست. رابطه (۱-۴) برای حالتی که نرخ فعالیت افراد زیاد نباشد صحیح است. TI نیز از رابطه (۲-۴) قابل محاسبه است:

$$TI = \frac{100}{v_{air}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (v_{air,i} - v_{air})^2} \quad (2-4)$$

در این رابطه n تعداد دفعات اندازه‌گیری و نمونه‌برداری از میدان سرعت است. ملیکف اثرات شدت اغتشاش جریان را بر آسایش حرارتی به صورت سرعت متوسط معادل تعریف نموده است.

¹⁶ - Melikov

¹⁷ - Draught Rating



شکل ۴-۵. بیان سرعت میانگین معادل برای شدت اغتشاشهای متفاوت [۱].

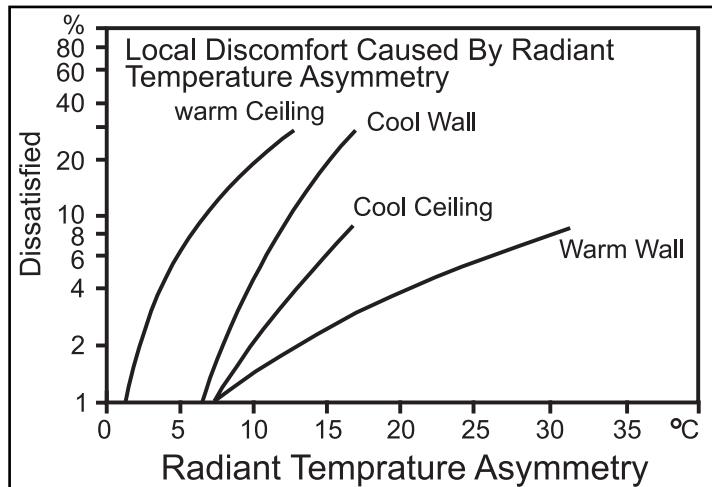
استاندارد ایزو بیان می‌دارد که درصد شدت اغتشاش نباید در تابستان از ۷٪ و در زمستان از ۲۵٪ تجاوز نماید. معمولاً سرعت متوسط جریان هوا در داخل اتاق در تابستان بیشتر است و همانطور که قبلاً نیز به آن اشاره شد معمولاً در حالتی که سرعت متوسط جریان کمتر است شدت اغتشاش بیشتر است. به همین دلیل میزان شدت اغتشاش مجاز پیشنهاد شده توسط استانداردها در فصل تابستان کمتر از مقدار پیشنهادی برای فصل زمستان است. البته استانداردهای دیگر مقدار مجاز شدت اغتشاش را برای تابستان و زمستان ۱۷٪ بیان می‌کنند [۱].

۴-۱-۲- تابش نامتقارن

تابش‌های غیر یکنواخت در یک فضای بیشتر به علت وجود سطوح گرم و سرد مانند پنجره‌ها، دیوارها، سقف و پانل‌های گرمایشی است. در منازل و در ادارات این پدیده بیشتر به علت پنجره‌های سرد و سقف‌های گرم می‌باشد در صورتی که در

کارخانه‌ها بیشتر به علت گرمکننده‌های مادون قرمز و ابزارها و وسایل گرم و یا سرد است. نتایج نشان داده است که افراد در مقابل تابش غیریکنواخت توسط سقف گرم و دیوارهای عمودی خنک خیلی حساس‌ترند تا سقف سرد و دیوارهای عمودی گرم. امروزه روش‌های محاسباتی توجه زیادی به پدیده تابش نامتقارن دارند. دلیل این که در تحقیقات تازه به موضوع تابش نامتقارن پرداخته شده این است که تبادل حرارت تابش در بدن انسان در جهات گوناگون متفاوت است و این تفاوت مستقیماً بر مسئله آسایش حرارتی مؤثر است. مسئله آسایش حرارتی در نزدیکی سطح دیوار گرم یا سرد بیشتر رخ می‌نمایاند. لذا آزمایشات زیادی در این راستا انجام شده است. البته ذکر این نکته الزامی است که عدم تقارن تابشی موجود در یک فضا را با طراحی درست سیستم‌های سرمایش و گرمایش می‌توان خشی نمود. برای این کار لازم است که این سیستم‌ها خود به صورت نامتقارن طراحی شوند، به طوری‌که عدم تقارن تابشی سیستم سرمایشی و یا گرمایشی بتواند اثرات عدم تقارن تابشی ذاتی اتاق را بپوشاند. همان‌طور که بیان شد یکی از عوامل مؤثر بر تابش نامتقارن وجود دیوارهایی با دمای‌های مختلف است.

در سال ۱۹۸۵ میلادی تحقیقات گسترده‌ای در مورد بررسی اثر پدیده تابش نامتقارن بر آسایش حرارتی توسط پروفسور فنگر در دانشگاه فنی دانمارک انجام شد. این آزمایشات بر روی افراد نشسته با لباس نسبتاً کم ($0.6clo$) در فضایی با شرایط حرارتی قابل کنترل صورت گرفت. در طی آزمایش علیرغم وجود پدیده دمای تابش نامتقارن، سعی شد که بالانس حرارتی بین بدن افراد و محیط اطراف از طریق تغییر سایر پارامترهای محیطی برقرار شود. نتایج این آزمایش‌ها در شکل (۹-۴) آمده است [۲۱].



شکل ۹-۴. اثرات تابش نامتقارن بر درصد نارضایتی در شرایط حرارتی مختلف [۲۱].

منحنی‌های ارایه شده در شکل (۹-۴) را می‌توان در قالب معادله (۳-۴) بیان نمود [۲۲ و ۲۱]:

$$y = a + be^{cx^d} \quad (3-4)$$

که y بیانگر درصد نارضایتی افراد بر حسب درصد و x عدم تقارن تابشی بر حسب ($^{\circ}\text{C}$) است. ضرایب موجود در معادله (۳-۴) برای حالت‌های مختلف در جدول زیر آمده است:

جدول ۴-۱. ضرایب معادله (۳-۴) برای شرایط حرارتی مختلف [۲۲ و ۲۱].

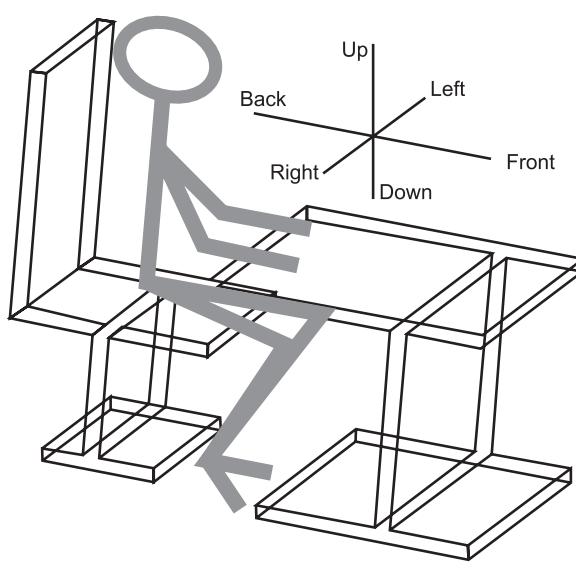
x_{\max}	x_{\min}	d	c	b	a	
۱۲/۸	۱/۳	.۰/۳۵	۲/۰۷۵۵	.۰/۱۸۶۵	-.۰/۹۵۲۵	سقف گرم
۱۷/۰	۶/۵	.۰/۴۷	۱/۹۴۶۹	.۰/۰۱۸۹	-.۱/۲۵۶۸	دیوار سرد
۱۶/۸	۷/۲	.۰/۴۹	۱/۵۸۴۷	.۰/۰۱۶۳	-.۰/۱۰۵۶	سقف سرد
۳۱/۴	۷/۲	.۰/۳۶	۱/۴۶۸۶	.۰/۰۵۳۹	-.۰/۱۱۱۲	دیوار گرم

همان‌طور که در شکل (۹-۴) دیده می‌شود، حساسیت افراد به تابش نامتقارن در حالت‌های سقف گرم خیلی بیشتر است تا دیوارهای سرد. این حساسیت در حالت

سقف سرد و دیوارهای گرم به مراتب کمتر است. بر طبق استاندارد ایزو ۷۷۳۰ محاسبه دمای نامتقارن تابشی برای افراد نشسته باید در ارتفاع ۰/۶ متری بالای کف اتاق و برای افراد ایستاده در فاصله ۱/۱ متری بالای کف محاسبه گردد. لازم است دمای تابش نامتقارن در سه راستای مختلف یعنی عدم تقارن تابشی در جهات بالا- پایین، چپ - راست و جلو-عقب محاسبه و بررسی شود (شکل ۱۰-۴) [۲۱].

محدوده‌های مجاز پیشنهاد شده توسط استاندارد ایزو ۷۷۳۰ برای تابش نامتقارن:

- دمای تابش نامتقارن به دلیل وجود پنجره‌های سرد و یا سایر سطوح سرد عمودی نباید از ۱۰ درجه سانتی گراد تجاوز نماید.
- دمای تابش نامتقارن در حالت سقف گرم نباید از ۵ درجه سانتی گراد بیشتر شود.



شکل ۱۰-۴. نمایی از سیستم مختصاتی برای محاسبه دمای تابش نامتقارن.

این محدوده‌ها برای حالتی پیشنهاد شده که فعالیت بدنش افراد چندان زیاد نیست (قریباً 1.2met). در شرایطی که فعالیت افراد زیاد است اثرات دمای تابش نامتقارن

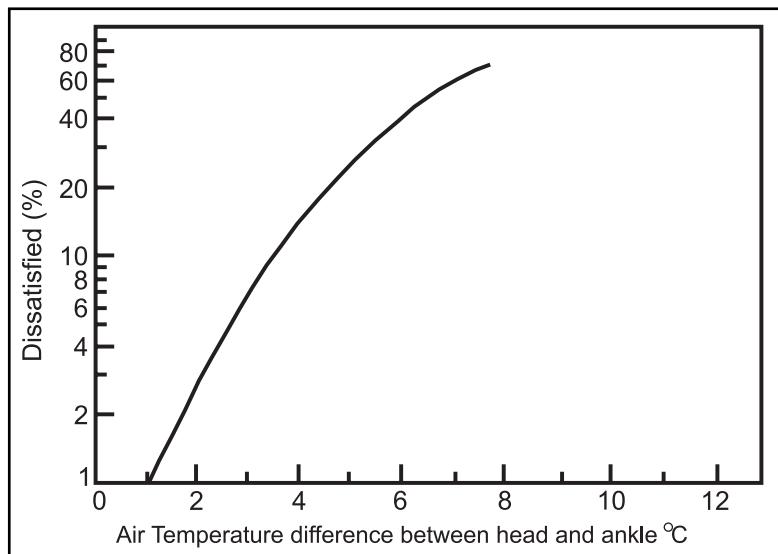
بسیار ناچیز خواهد بود به طوری که بررسی این پدیده به عنوان یک عامل ایجاد نارضایتی حرارتی موضعی در محاسبات آسایش حرارتی لزومی ندارد [۲۱ و ۲۲].

برای شرایط دیوار گرم و یا سقف سرد در استانداردهای آسایش حرارتی محدوده خاصی پیشنهاد نشده است چرا که در این شرایط احتمال رخداد نارضایتی حرارتی موضعی به دلیل پدیده تابش نامتقارن چندان چشمگیر نیست (شکل ۹-۴). در هر صورت در استانداردها نارضایتی حرارتی بیشتر از ۱۰٪ مورد پذیرش نیست.

برای محاسبه دمای تابش نامتقارن در هر نقطه، کافی است اختلاف دمای متوسط تابش (t_{mr}) در دو طرف یک المان صفحه‌ای کوچک که در مکان مورد نظر قرار گرفته است محاسبه شود. لازم است که المان صفحه‌ای مذکور در سه راستای مختلف قرار گرفته و محاسبات برای هر یک از سه راستا انجام شود. مکان قرار گرفتن المان صفحه‌ای برای افراد نشسته در ارتفاع ۰/۶ متری بالای کف اتاق و برای افراد ایستاده در فاصله ۱/۱ متری بالای کف در نظر گرفته می‌شود.

۳-۱-۴- گرادیان عمودی دما

دمای هوا در داخل اتاق معمولاً همگن نیست بلکه به صورت عمودی از کف تا سقف افزایش می‌یابد. گرادیان عمودی دما عاملی برای عدم رضایت حرارتی در افراد نشسته یا ایستاده می‌باشد. در شکل (۱۱-۴) رابطه بین اختلاف دمای سر و پا و نارضایتی حرارتی ناشی از گرادیان عمودی دما رسم شده است. اختلاف دما بین ارتفاع ۰/۱ متر از کف (مچ پا) تا ۱/۱ متر از کف یعنی سر در حالت نشسته محاسبه شده است. استاندارد ایزو ۷۷۳۰ حدکثر گرادیان عمودی دما را $3^{\circ}C$ یعنی معادل ۵٪ عدم رضایت پیشنهاد می‌کند [۱۶ و ۱۷].



شکل ۱۱-۴. اثرات گرadiان عمودی دما بین سر و پا بر روی درصد نارضایتی افراد [۱].

منحنی ارایه شده در شکل (۱۱-۴) را می‌توان به صورت معادله (۴-۴) بیان نمود [۲۲]:

$$y = 0.7038 + 0.2974x^{2.6781} - 0.0084e^x \quad (4-4)$$

که y بیانگر درصد نارضایتی افراد و x اختلاف دمای بین پا و سر بر حسب ($^{\circ}\text{C}$) است. این رابطه در محدوده $8.5^{\circ}\text{C} \leq x \leq 1^{\circ}\text{C}$ قابل استفاده است.

حداکثر میزان درصد نارضایتی مجاز به خاطر گرadiان عمودی دما، ۰.۵٪ می‌باشد.

ذکر این نکته الزامی است که تأثیرات گرadiان عمودی دما به عنوان عامل ایجاد نارضایتی حرارتی تنها در شرایطی حائز اهمیت است که دما از پا به سمت سر افزایش یابد. در حالتی که دمای پا بیشتر از دمای سر باشد، بدن می‌تواند گرadiان عمودی دمای بیشتری را تحمل نماید. لذا بررسی پارامتر گرadiان عمودی دما در ارزیابی فضاهای مسکونی و اداری تنها در شرایطی الزامی است که توزیع دما در داخل اتاق به گونه‌ای باشد که در ناحیه سر افراد دما بیشتر از ناحیه پا باشد. به عنوان

مثال در حالتی که از سیستم‌های گرمایش تابشی سقفی استفاده می‌شود بررسی پدیده گرادیان عمودی دما در ایجاد نارضایتی حرارتی موضعی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. لازم به ذکر است که گرادیان عمودی دما به عنوان عامل نارضایتی حرارتی تنها در محیط‌های مسکونی و اداری که فعالیت بدنی افراد چندان زیاد نیست لازم به بررسی است. در محیط‌هایی که فعالیت بدنی افراد زیاد است، حساسیت افراد به عوامل نارضایتی موضعی از جمله گرادیان عمودی دما به شدت کاهش می‌یابد.

۴-۱-۴- نارضایتی حرارتی موضعی به دلیل کف گرم و یا سرد

در زمستان احساس سرما در ناحیه پا بین افراد نشسته در منازل و یا ادارات بسیار معمول است. این عامل اغلب باعث مختل شدن شرایط آسایش حرارتی ساکنان ساختمان می‌شود. از نتایج تحقیقات تجربی معلوم شده است که برای پای بر هنرجنس کف بسیار در احساس آسایش حرارتی موثر است. به منظور مرتبط ساختن محدوده دمای مجاز برای کف (در حالتی که کف پا لخت است) با جنس پوشش کف، ضریبی تحت عنوان ضریب تماس^{۱۸}، تعریف می‌شود. ضریب تماس (b)، به صورت رابطه (۵-۴) بیان می‌شود [۳]:

$$b = \sqrt{k\rho c} \quad (5-4)$$

که ضریب هدایت حرارتی کف، ρ چگالی و c گرمای ویژه مصالح کف می‌باشد. کف بتُنی معمولاً ضریب تماس بزرگتری نسبت به کف چوبی دارد به همین دلیل به نظر می‌رسد که کف بتُنی دمای پایین‌تری دارد. محدوده دمای مجاز برای کف بر حسب برخی از مقادیر ضریب تماس پوشش کف، در جدول (۲-۴) آمده است.

¹⁸ -Contact Coefficient

محدوده‌های دمایی ارائه شده در جدول (۲-۴)، مربوط به حالتی است که مدت زمان تماس کف پا با پوشش کف، نسبتاً کوتاه است.

محدوده دمای پیشنهادی برای یک کف مفروش $21-28^{\circ}C$ است که در این حالت درصد نارضایتی ۱۵ درصد می‌باشد. در مواردی که افراد از پای پوش استفاده می‌کنند جنس کف موثر نیست. بهترین دمای موثر کف $25^{\circ}C$ برای افراد نشسته و $23^{\circ}C$ برای افراد ایستاده یا افرادی که راه می‌روند است. در شرایط ترکیبی بین نشسته و ایستاده و افرادی که راه می‌روند دمای پیشنهادی کف $24^{\circ}C$ است [۳].

جدول ۲-۴. محدوده دمای مجاز برای کف اتاق، وقتی کف پا لخت است [۳].

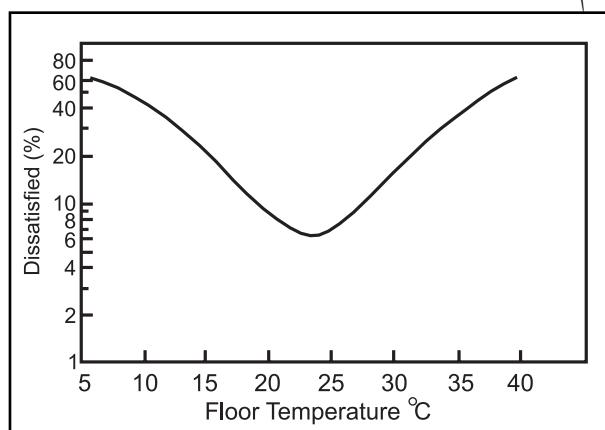
جنس مصالح کف	ضریب تماس پوش $\frac{kcal}{m^2 \cdot C.hr^{0.5}}$ کف	محدوده دمای مجاز کف ($^{\circ}C$)
فلز	۱۸۰	۲۹-۳۲
بتن، سرامیک	۲۵	۲۷-۳۴
کف پوش، پارکت	۹	۲۴-۳۵
چوب بلوط	۷	۲۲-۳۵
چوب صنوبر	۴	۱۷-۳۹
چوب پنبه	۲	۵-۴۲

در این حالت درصد نارضایتی ۶٪ است و برای درصد نارضایتی ۱۰٪ محدوده دمای کف $19/5$ تا $28^{\circ}C$ درجه سانتی‌گراد است. ایزو ۷۷۳۰ دمای کف را برای فعالیت کم در زمستان $19-26^{\circ}C$ پیشنهاد می‌کند و برای گرمایش از کف دمای طراحی $29^{\circ}C$ بیان نموده است [۲۳].

ASHRAE نیز برای افرادی که از پای پوش استفاده می‌کنند دمای کف را $18-29^{\circ}C$ درجه سانتی‌گراد پیشنهاد کرده است.

رابطه بین میزان نارضایتی حرارتی موضعی در ناحیه کف پا با دمای کف در

شکل (۱۲-۴) رسم شده است:



شکل ۱۲-۴. اثرات دمای کف بر درصد نارضایتی افراد [۳].

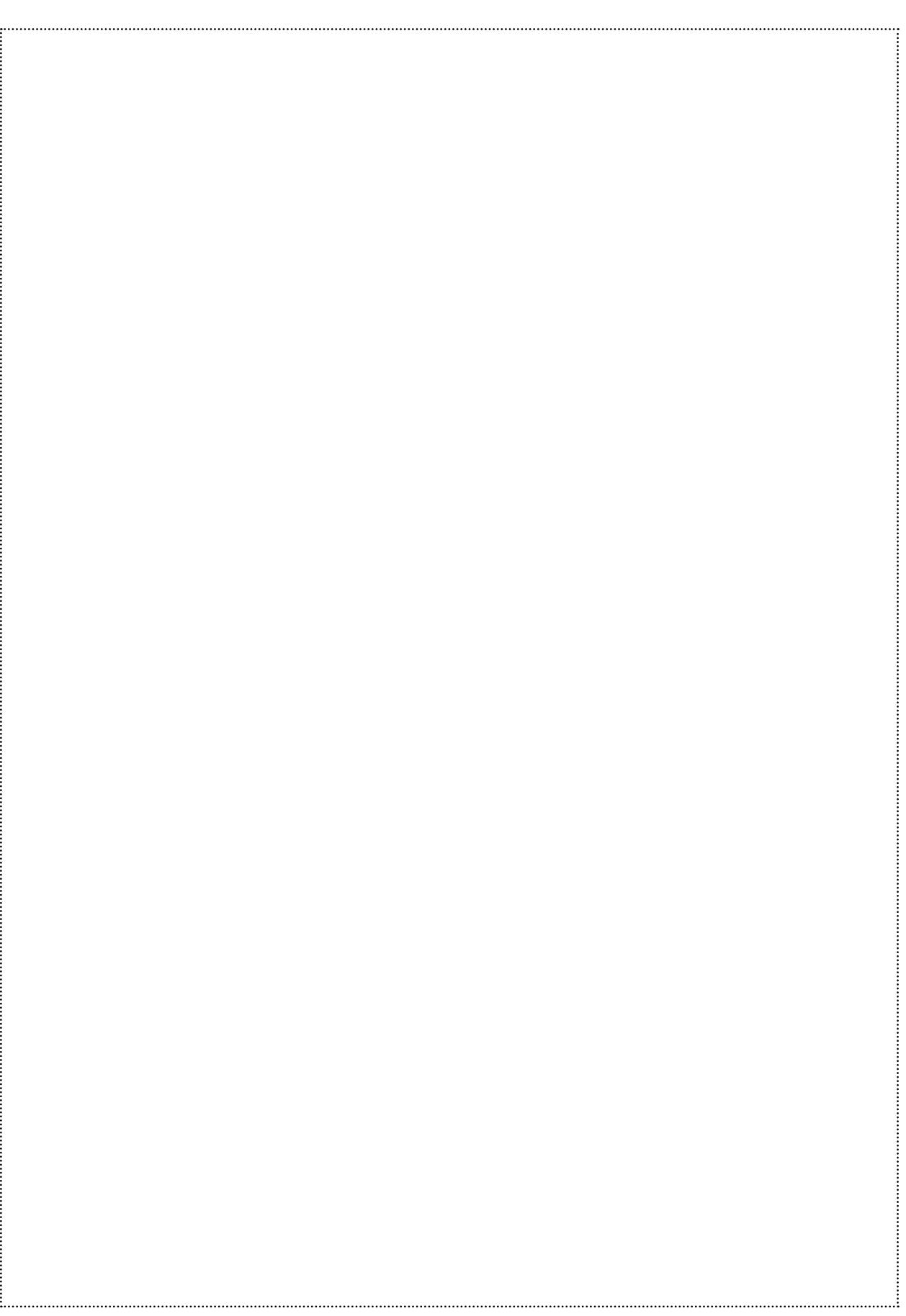
نمودار شکل (۱۲-۴) را می‌توان در قالب معادله زیر بیان کرد [۲۲]:

$$y = 59.5022 - 74.6871x + 16.4158(x + 9.3362)\ln(x) \quad (6-4)$$

که y درصد نارضایتی افراد بر حسب درصد و x دمای کف بر حسب ($^{\circ}\text{C}$) است. این معادله در محدوده $5 \leq x \leq 40^{\circ}\text{C}$ قابل استفاده است. همچنین این نتایج مربوط به حالتی است که افراد از پایپوش استفاده می‌کنند. همان‌طور که در شکل (۱۲-۲) مشاهده می‌شود، دمای بهینه برای کف، 24°C است [۲۳].

فصل پنجم

تحلیل همزمان آسایش حرارتی و مصرف انرژی در ساختمان



تحلیل همزمان آسایش حرارتی و مصرف انرژی در ساختمان

به منظور پیش‌بینی شرایط آسایش حرارتی در داخل ساختمان و همچنین تحلیل عملکرد انواع سیستم‌های سرمایش و گرمایش از نظر مصرف انرژی و آسایش حرارتی به منظور انتخاب مناسب سیستم تهویه مطبوع و یا بهینه‌سازی عملکرد این سیستم‌ها با توجه به شرایط اقلیمی، آداب و رسوم منطقه‌ای و همچنین محدودیت‌های معماری لازم است که فضای داخل ساختمان از نظر حرارتی مدل‌سازی شود.

به طور کلی سیستم‌های سرمایش و گرمایش ساختمان‌ها را می‌توان به دو دسته عمده یعنی سیستم‌های تابشی و همرفتی دسته‌بندی نمود. سیستم‌های گرمایش از کف و همچنین سیستم‌های گرمایش و سرمایش سقفی از جمله مهمترین و کاربردی‌ترین سیستم‌های تهویه مطبوع تابشی هستند.

شوفار، فن کویل، کولرهای تبخیری و دیسیکنت نیز در زمرة سیستم‌های گرمایش و سرمایش همرفتی قرار دارند.

از آنجا که مکانیزم‌های انتقال حرارتی در داخل ساختمان به شدت به نوع سیستم سرمایش و گرمایشی وابسته است، لذا در این فصل از کتاب بحث مدل‌سازی حرارتی فضای داخلی ساختمان را در دو بخش گوناگون برای سیستم‌های تابشی و همرفتی دنبال خواهیم کرد.

۵-۱-۵- مدل سازی حرارتی فضاهایی که از سیستم‌های تابشی استفاده می‌کنند

در سیستم‌های گرمایش و سرمایش تابشی هر سه نوع مکانیزم انتقال حرارت یعنی تابش، جابه‌جایی و هدایت وجود دارد. به عنوان مثال تحقیقات انجام شده بر روی نحوه عملکرد سیستمهای گرمایش از کف هیدرونیک حاکی از این است که سطوح داخلی اتاق با جذب حرارت تابش شده از کف، گرم می‌شوند [۲۴]. مکانیزم همرفت یا جابه‌جایی باعث مبادله حرارت بین سطوح داخلی و هوای اتاق می‌شود. بخشی از حرارت نیز از طریق مکانیزم هدایت حرارتی به محیط بیرون منتقل می‌شود.

به طور کلی در سیستم‌های گرمایش یا سرمایش تابشی، مکانیزم انتقال حرارت غالب، تابش است. به همین علت این سیستم‌ها به نام سیستم‌های گرمایش تابشی دما پایین مشهورند. بنابراین قبل از هر چیز لازم است با اصول اولیه انتقال حرارت تابشی بیشتر آشنا شویم.

۵-۱-۱-۵- مقدمه‌ای بر انتقال حرارت تابش [۲۵]

تابش حرارت فرآیند بسیار مهمی است و از نظر فیزیکی جالب‌ترین شیوه انتقال گرما به شمار می‌رود. منشأ تشعشع، تهییج گرمایی در داخل ماده است و در این حالت برای انتقال انرژی ناشی از تهییج، نیاز به محیط واسطه نیست. در مورد فرآیند تابش دو تئوری موجود است. یکی از این تئوری‌ها، تابش را به صورت انتشار مجموعه‌ای از ذرات بنام فوتونها یا کوانتا تعبیر می‌کند. تئوری دیگر، تابش را به صورت انتشار امواج الکترومغناطیسی در نظر گرفته است. در هر دو حالت فوق، خاصیتهای موجی نظیر فرکانس ν و طول موج λ ، به تابش نسبت داده می‌شود. برای انتشار تابش در یک محیط ویژه، رابطه این دو خاصیت چنین است:

$$\lambda = \frac{c}{\nu} \quad (1-5)$$

که در آن c ، سرعت نور در همان محیط است. برای انتشار تابش در خلا (m/s) 2.998×10^8 است. طیف کامل الکترومغناطیسی، تابش‌هایی با طول موج‌های کوتاه نظیر پرتوهای گاما و ایکس و طول موجهای بلند نظیر امواج رادیویی را شامل می‌شود. قسمت میانی طیف، یعنی طول موجهای بین $0.1 \mu m$ تا $100 \mu m$ تحت عنوان تابش گرمایی خوانده می‌شوند و در مبحث انتقال گرما از این محدوده طیفی استفاده می‌شود. تابش صادر شده از یک سطح، گسترهای از طول موجهای را در بر می‌گیرد. به طوری که اندازه تابش با طول موج تغییر می‌کند. بنابراین ماهیت طیفی تابش یکی از ویژگی‌های مهم آن است. دومین ویژگی تابش، جهتمندی است. یک سطح ممکن است که در جهات مختلف انرژی صادر کند. این امر باعث ایجاد توزیع جهتی تابش می‌گردد. به منظور کمیت بخشیدن به انتقال حرارت تابش باید بتوانیم با هر دو خاصیت طیفی و جهتی آن کار کنیم. ویژگی‌های طیفی و جهتی تابش، محاسبات مربوط به انتقال حرارت تابشی را به شدت پیچیده می‌کند. بنابراین باید به دنبال فرضیات ساده کننده‌ای باشیم. بطور مثال، توزیع جهتی صدور تابش از سطح با جنس سطح تغییر می‌کند. ولی حالت خاصی وجود دارد که تقریب معقولی را برای اغلب سطوح فراهم می‌کند. از واژه گسیل کننده پخشی^{۱۹} برای سطحی استفاده می‌کنیم که در آن شدت تابش مستقل از جهت است. بنابراین با فرض پخشی بودن تابش می‌توان ویژگی جهتی بودن آن را نادیده گرفت. این فرض برای اکثر سطوح تابش کننده در شرایط معمولی، فرض معقولی است. تقریب ساده کننده دیگر، فرض سطح خاکستری^{۲۰} است. سطح خاکستری به عنوان سطحی تعریف می‌شود که در آن ضریب جذب (α) و ضریب صدور (ϵ) در نواحی طیفی شدت تابش ورودی و صدور

¹⁹-Diffuse Emitter²⁰-Gray Surface

انرژی از سطح، مستقل از طول موج (λ) باشد. فرض خاکستری بودن در اغلب کاربردهای عملی تابش، فرض معقولی است. تنها در مواردی که ناحیه‌های شدت تابش ورودی و صدور انرژی کاملاً از هم فاصله داشته باشند، نمی‌توان از این فرض استفاده نمود. بنابراین با فرض سطح پخشی خاکستری، می‌توان ویژگیهای جهتی و طیفی پدیده تابش را نادیده گرفت. این فرض تا حد زیادی به ساده شدن محاسبات کمک می‌کند.

در سیستم‌های گرمایش از کف هیدرونیک، حرارت تابش شده از کف پس از عبور از یک محیط واسطه حاوی هوا عبور نموده، به سطوح داخلی اتاق می‌رسد. وقتی محیط انتشار موج گرمایی یک محیط غیر موثر^{۲۱} باشد، شدت موج گرمایی در حین عبور دچار تغییر نخواهد شد. محیط غیر موثر محیطی است که بر شدت موج گرمایی اثری نداشته باشد. در حالتی که رطوبت موجود در هوا زیاد باشد، هوا را نمی‌توان یک محیط غیر موثر فرض کرد. بنابراین در مدل‌سازی فرآیندهای تبادل حرارت تابشی، فرض بر این است که رطوبت هوا تا حدی است که فرض محیط غیر موثر در مورد آن صادق باشد.

در حال حاضر سوالی مطرح است مبنی بر این که آیا بخشی از توان تشعشعی رادیاتور و یا سطوح گرم کننده، از شیشه پنجره عبور می‌کند؟ شیشه پنجره برای تابش‌هایی در محدوده طول موجهای بین صفر تا چهار مایکرومتر به صورت یک محیط شفاف عمل می‌کند. در طول موج‌های بیشتر از $4\text{ }\mu\text{m}$ شیشه جسم کدر است. بر طبق قانون جابه‌جایی وین^{۲۲} بین حداقل توان تابشی صادر شده از یک جسم سیاه در دمای معین و طول موج متناظر با این ماکزیمم توان تابشی، رابطه زیر برقرار است:

$$\lambda_{\max} T = 2897.8 \quad \mu\text{m}\cdot\text{K} \quad (2-5)$$

²¹ - Nonparticipating Medium

²² - Wien's Displacement Law

از آنجا که دمای سطح خورشید تقریباً $5000^{\circ}C$ است، طول موج متناظر با حداقل توان تابشی خورشید $\mu m = 0.61\lambda$ است. لذا نور خورشید به راحتی از شیشه پنجره می‌گذرد. در مواردی که از سیستم‌های گرمایش از کف هیدرونیک استفاده می‌شود، حداقل دمای مجاز برای کف اتاق $29^{\circ}C$ است. بنابراین طول موج متناظر با حداقل توان تابشی در این دما تقریباً $9.5\mu m$ است. شیشه پنجره در مقابل این طول موج به صورت جسم کدر عمل می‌کند و حرارت تابش شده از کف اتاق نمی‌تواند از شیشه پنجره عبور نماید. بنابراین در مدل‌سازی سیستم‌های گرمایش تابشی، فرض عدم خروج حرارت تابشی از پنجره نمی‌تواند از دیدگاه حرارتی فرض غیر معقولی باشد. اما در مورد مدل‌سازی سیستم‌های سرمایش تابشی لازم است که پنجره به عنوان یک جدار نور گذر مدنظر قرار گیرد.

۲-۱-۵- مدل‌سازی فرایندهای تبادل حرارتی فضای داخل اتاق، شامل سطوح داخلی و هوا برای مدل‌سازی فرایندهای تبادل حرارت در فضای داخل اتاق، از مدل انتقال حرارت چندگانه^{۲۳} استفاده می‌شود^[۲۳]. در شکل (۱-۵) نمایی از یک دیوار تحت انتقال حرارت چندگانه نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل دیده می‌شود سطح داخلی دیوار، مقداری انرژی به صورت امواج الکترومغناطیس گرمایی تابش می‌کند (ϵE_b). مقداری از انرژی تابیده شده از خارج را نیز جذب می‌کند ($G\alpha$). از طریق جابه‌جایی با هوای اطراف نیز انرژی مبادله می‌کند (q_{Conv}). مکانیزم هدایت حرارتی نیز نقش تبادل انرژی را در ضخامت دیواره بر عهده دارد (q_{Cond}). بنابراین معادله موازنه انرژی را برای سطح داخلی دیوار می‌توان به صورت زیر نوشت:

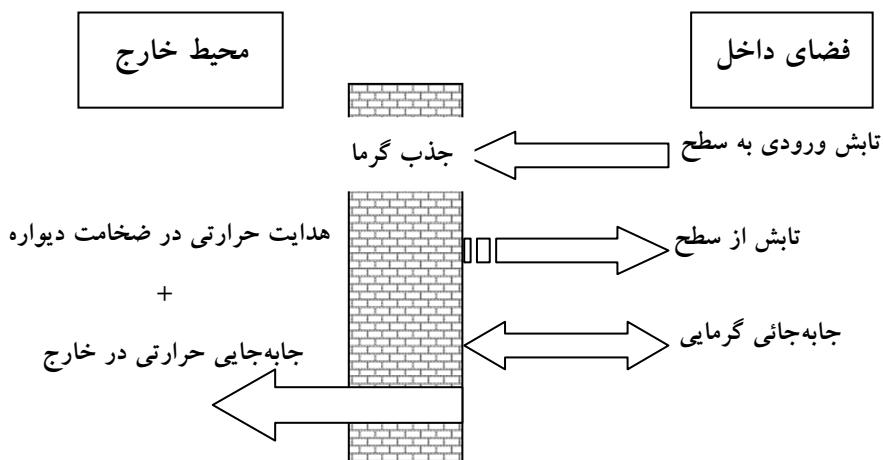
$$\alpha G - \epsilon E_b + q_{conv} - q_{Cond} = 0 \quad (3-5)$$

معادله (۶-۲) را می‌توان به صورت (۴-۵) نوشت:

²³ -Multimodal Heat Transfer

$$\alpha G - \varepsilon \sigma T_s^4 + h(T_{air} - T_s) - \frac{T_s - T_o}{R_{th}} = 0 \quad (4-5)$$

که α ضریب جذب تابش، G تابش ورودی به سطح ناشی از سطوح جانبی، T_s دمای مطلق سطح داخلی دیوار، σ ثابت استیفان بولتزمن، h ضریب جابه‌جایی حرارتی، T_o دمای مطلق سطح خارجی دیوار، T_{air} دمای مطلق هوا و R_{th} مقاومت حرارتی دیوار است. برای تعیین دمای سطوح داخلی یک اتاق باید معادله موازنۀ انرژی یعنی معادله (۴-۵)، برای همه سطوح نوشته شود.



شکل ۱-۵. تبادل حرارت در یک دیوار تحت انتقال حرارت چندگانه.

از آنجا که تمامی سطوح با هوای داخل اتاق از طریق هم‌رفتی اندرکنش حرارتی دارند، لذا برای هوانیز باید معادله موازنۀ انرژی نوشته شود. موازنۀ انرژی برای هوا به صورت معادله (۵-۵) بیان می‌شود.

$$\sum_{i=1}^6 h(T_i - T_{air}) = 0 \quad (5-5)$$

در صورتی که به خاطر تعویض هوا و یا نفوذ ناخواسته، مقداری هوا از فضای خارج وارد اتاق گردد، معادله (۶-۵) به صورت (۶-۵) در می‌آید:

$$\sum_{i=1}^6 h A_i (T_i - T_{air}) = m_{inf}^* C_{p,air} (T_{air} - T_{inf}) \quad (6-5)$$

که T_{inf} و m_{inf}^* به ترتیب دبی جرمی و دمای مطلق هوای نفوذی است. بنابراین معادلات حاکم بر فضای بسته اتاقی که با سیستم گرمایش و سرمایش تابشی به شرایط آسایش حرارتی می‌رسد را می‌توان به صورت زیر نوشت: برای سطوحی که پانل‌های تابشی در آن‌ها وجود ندارد مانند چهار دیوار جانبی، معادله موازنۀ انرژی به صورت زیر است:

$$i = 1, 2, 3, \dots, 6 \quad (7-5)$$

$$h_{in} A_i (T_{air} - T_i) + \varepsilon (\sigma A_i) \left\{ \sum_{j=1}^6 F_{ij} (T_j^4 - T_i^4) \right\} = \frac{(T_i - T_o) A_i}{(R_{w,i} + \frac{1}{h_e})}$$

که h_{in} و h_e به ترتیب ضریب جابه‌جایی حرارتی در داخل و خارج اتاق، A مساحت دیوار، ε ضریب صدور سطح، F_{ij} ضریب دید و T_o دمای هوای بیرون است. در این معادله $R_w = \frac{L}{k}$ است. که L ضخامت و k ضریب هدایت حرارتی دیوار است. در مرجع [۲۶] روش‌های مناسبی برای محاسبه ضریب دید گزارش شده است. لازم به ذکر است که در معادله (۷-۵)، فرض بر این است که سطوح داخلی اتاق، سطوح پخشی خاکستری هستند. همچنین فرض شده که $\varepsilon = \alpha$ است. معادله موازنۀ انرژی برای کف یا سقف اتاق که شامل پانل‌های تابشی است، به صورت (۸-۵) نوشتۀ می‌شود:

$$h_{in} A_6 (T_{air} - T_6) + \varepsilon (\sigma A_6) \left\{ \sum_{j=1}^6 F_{6j} (T_j^4 - T_6^4) \right\} + Q = 0 \quad (8-5)$$

که Q شار حرارتی گذرنده از سطح مذکور می‌باشد. در مواردی که سیستم سرمایشی است در معادله فوق به جای Q از $-Q$ - استفاده می‌شود. در نهایت باید موازنۀ انرژی برای هوا (معادله (۶-۵)) نیز صادق باشد.

با توجه به این‌که مبادله انرژی بین سطوح داخلی و هوا از طریق جابه‌جایی آزاد صورت می‌گیرد و در این نوع جابه‌جایی، ضریب انتقال حرارتی به دما وابسته است؛ h_{in} از روابط زیر به دست می‌آید [۲۳ و ۲۷]:

$$h_{in} = 1.31(T_s - T_{air})^{0.333} \quad (W / m^2 K) \quad (9-5)$$

$$h_{in} = 1.52(T_s - T_{air})^{0.333} \quad (W / m^2 K) \quad (10-5)$$

تا اینجا معادله موازنۀ انرژی برای ۶ سطح داخلی اتاق و همچنین برای هوا نوشته شد. دمای سطوح داخلی اتاق و دمای هوا مجهولات مساله هستند که از حل همزمان دستگاه ۷ معادله غیرخطی بدست آمده از معادلات موازنۀ انرژی برای سطوح داخلی اتاق و هوا، قابل محاسبه‌اند. برای حل این دستگاه می‌توان از روش عددی تصحیح ضرایب با تکرار ساده^{۲۴} استفاده نمود. در هر تکرار نیز دستگاه معادلات به کمک روش مستقیم تبدیل ماتریس ضرایب به حاصل ضرب ماتریس‌های بالا مشابه و پایین مشابه^{۲۵} حل می‌شوند. به منظور جلوگیری از واگرایی جواب‌های دستگاه معادلات، از ضریب زیر تخفیف^{۲۶} استفاده می‌شود. در این نوع مسایل معمولاً ضریب زیر تخفیف بین ۰/۲ تا ۰/۶ مناسب است [۲۸].

۲-۵- مدل‌سازی فرایندهای تبادل حرارتی و جریان هوای داخل اتاق در سیستم‌های همرفتی

در ساختمان‌هایی که از سیستم‌های گرمایش و سرمایش همرفتی استفاده می‌کنند به منظور تعیین پارامترهای محیطی آسایش حرارتی، لازم است که علاوه بر نوشتمن

²⁴ - Simple Iterative Update of Coefficients

²⁵ - L.U. Decomposition

²⁶ - Under Relaxation Factor

معادلات بالанс انرژی بر روی دیوارها، کف و سقف اتاق به منظور تعیین دمای سطوح داخلی ساختمان، معادلات میدان جریان نیز برای هوای داخل اتاق حل شوند تا کلیه پارامترهای محیطی آسایش حرارتی قابل محاسبه گردند. بدین منظور لازم است که معادلات بقاء جرم، ممتوом انرژی و غلظت به طور همزمان حل شوند. در سال‌های اخیر با پیشرفت‌های چشمگیری که در علم دینامیک سیالات محاسباتی ایجاد شده است حل معادلات میدان جریان به منظور پیش‌بینی مقدار پارامترهای محیطی چندان دشوار نیست.

در این بخش روش محاسبه پارامترهای محیطی برای پیش‌بینی شرایط آسایش حرارتی توضیح داده خواهد شد. معادلات بنیادی جریان سیال و انرژی بیان می‌شوند و روش حل همزمان معادلات مذکور مورد بررسی قرار می‌گیرد. همچنین مروری گذرا و بسیار کلی خواهیم داشت بر مدل‌های توربولانسی و مدل‌سازی تأثیر گردابه‌های متلاطم بر رفتار جریان هوای داخل اتاق.

۲-۵-۱- معادلات انتقال^{۲۷}

کلیه معادلاتی که جریان سیال، حرارت و یا غلظت را در یک فضای بسته بیان می‌کنند بر مبنای معادلات بقاء جرم، ممتووم، انرژی حرارتی و غلظت گونه‌های مختلف در داخل آن محیط نوشته می‌شوند. از آنجا که برای بررسی شرایط آسایش حرارتی، کیفیت هوای داخل ساختمان و همچنین ملاحظات مصرف انرژی در ساختمان به آنالیز دقیق توزیع کمیت‌های فیزیکی مؤثر نیاز است، لذا معادلات بقاء به فرم معادلات دیفرانسیل جزئی نوشته و حل می‌شوند. هر معادله دیفرانسیل جزئی بیان‌گر بقاء یک متغیر وابسته در یک میدان است. در یک اتاق یا یک فضای تهويه شونده، این متغیرهای وابسته عبارتند از: جرم، مؤلفه‌های سرعت (ممتووم در واحد جرم)، انتالپی یا دما، غلظت و یا کسر جرمی ذرات و پارامترهای اغتشاشی جریان.

²⁷ - Transport Equations

کلیه معادلات دیفرانسیل جزئی مورد بحث در این فصل، در دستگاه مختصات کارتزین بیان شده‌اند. در واقع معادلات مذکور از طریق نوشتن معادلات بقاء کمیت‌ها در حجم کنترلی با ابعاد dx ، dy و dz بدست می‌آیند.

۱-۲-۵- بقاء جرم

فرض کنید U ، V ، W مؤلفه‌های بردار سرعت در راستای x ، y و z ، ρ چگالی سیال و t زمان باشند در این صورت نرخ تغییرات چگالی در حجم کنترل $dx dy dz$ برابر است با شار جرمی گذرنده از سطوح حجم کنترل:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho U) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho W) = 0.0 \quad (11-5)$$

در صورتی که جریان سیال معشوش باشد، در معادله فوق هر یک از مؤلفه‌های سرعت به صورت مجموع یک مؤلفه متوسط زمانی و یک مؤلفه نوسانی نوشته می‌شود.

$$U = u + u' \quad V = v + v' \quad W = w + w'$$

با اعمال روابط فوق در معادله (11-5) داریم:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0.0 \quad (12-5)$$

در معادلات فوق، چگالی از طریق معادله حالت به فشار و دما وابسته است: $\rho = f(P, T)$

۱-۲-۶- بقاء ممتوом

با اعمال معادلات بقاء ممتووم در جهات x ، y و z داریم:

ممتووم در جهت x :

$$(13-5)$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial}{\partial t}(\rho U) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho UU) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho UV) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho UW) = \\
 -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial U}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial U}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial U}{\partial z}) + \\
 \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} \right) \right] + \rho g_x \\
 \text{ممتومن در جهت } y : \\
 \end{aligned} \tag{۱۴_۵}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial}{\partial t}(\rho V) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho UV) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho VV) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho VW) = \\
 -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial V}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial V}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial V}{\partial z}) + \\
 \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} \right) \right] + \rho g_y \\
 \text{ممتومن در جهت } z : \\
 \end{aligned} \tag{۱۵_۵}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial}{\partial t}(\rho W) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho UW) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho VW) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho WW) = \\
 -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial W}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial W}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial W}{\partial z}) + \\
 \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} \right) \right] + \rho g_z
 \end{aligned}$$

در معادلات (۱۳_۵) تا (۱۵_۵)؛ P فشار استاتیکی، μ لزجت دینامیکی سیال و ρg معرف نیروی بدنی است. در معادلات مذکور با جاگذاری U ، V و W با مجموع مؤلفه‌های میانگین زمانی و مؤلفه نوسانی و همچنین در نظر گرفتن فشار به صورت $P = p + p'$ معادلات بقاء ممتومن در جریان مغشوش به صورت زیر نوشته می‌شوند:

(١٦_٥)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho uw) = \\ -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial u}{\partial z}) + \\ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left(-\rho \overline{u' u'} \right) + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left(-\rho \overline{u' v'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(-\rho \overline{u' w'} \right) + \rho g_x \end{aligned}$$

(١٧_٥)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho vw) = \\ -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial v}{\partial z}) + \\ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left(-\rho \overline{u' v'} \right) + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left(-\rho \overline{v' v'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(-\rho \overline{v' w'} \right) + \rho g_y \end{aligned}$$

(١٨_٥)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uw) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vw) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho ww) = \\ -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial w}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial w}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial w}{\partial z}) + \\ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left(-\rho \overline{u' w'} \right) + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left(-\rho \overline{w' v'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(-\rho \overline{w' w'} \right) + \rho g_z \end{aligned}$$

در این معادلات ترم‌های $\rho \bar{u}_i \bar{u}'_j$ - به تنش‌های توربولانسی یا تنش‌های رینولدزی مشهورند که با استفاده از مدل‌های توربولانسی مناسب می‌توان اثراً این ترم‌ها را مدل‌سازی نمود.

۲-۱-۳- بقاء انرژی

معادله بقاء انرژی گرمایی برای حجم کنترل به صورت زیر نوشته می‌شود:

(۱۹-۵)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{T}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho U \tilde{T}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V \tilde{T}) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho W \tilde{T}) = \\ \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial \tilde{T}}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\Gamma \frac{\partial \tilde{T}}{\partial z})$$

در این معادله Γ ضریب دیفیوژن یا پخش است:

$$\Gamma = \mu/\sigma \quad (20-5)$$

که $\sigma = \mu C_p / \lambda$ عدد پرانتل یا اشمیت است.

با فرض یک مؤلفه میانگین زمانی و یک مؤلفه نوسانی برای دما به صورت $T' = T - \tilde{T}$ و اعمال آن در معادله (۱۹-۵)، معادله بقاء انرژی برای جریان مغشوش به صورت زیر نوشته می‌شود:

(۲۰-۵)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v T) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w T) = \\ \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\Gamma \frac{\partial T}{\partial z}) + \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(-\rho \bar{u}' T'\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(-\rho \bar{v}' T'\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(-\rho \bar{w}' T'\right) + S_t$$

که ترم‌های $\rho \bar{u}' T'$ - بیانگر شار حرارتی اغتشاشی هستند. S_t هم ترم تولید است.

۴-۱-۲-۵ معادله غلظت

معادله غلظت گونه‌ها کاملاً مانند معادله بقاء انرژی است:

(۲۱-۵)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho c) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uc) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho cv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho cw) = \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial c}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial c}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{\partial c}{\partial z}\right) + \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(-\rho \bar{u'c'}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(-\rho \bar{c'v'}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(-\rho \bar{c'w'}\right) + S_c \end{aligned}$$

در این رابطه c میانگین زمانی غلظت و c' ترم نوسانی غلظت است.

ترمهای $\rho \bar{u'c'}$ - به شار پخشی توربولانسی معروفند.

۴-۲-۵ مدل‌سازی توربولانس

۴-۲-۵-۱ لزجت توربولانسی و ضرایب پخشی

وظیفه اصلی مدل توربولانسی توصیف تنش‌های رینولدزی، شارهای حرارتی توربولانسی و شارهای پخشی توربولانسی با کمک تعدادی معادله کمکی است. اکثر مدل‌های توربولانسی بر مبنای ایده و مفاهیم لزجت توربولانسی یا گردابه‌ای و پخش رینولدز و شارهای توربولانسی به صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\begin{aligned} -\rho \bar{u'u'} &= 2\mu_t \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \rho k \\ -\rho \bar{v'v'} &= 2\mu_t \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \rho k \\ -\rho \bar{w'w'} &= 2\mu_t \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \rho k \end{aligned} \quad (۲۲-۵)$$

$$\begin{aligned} -\rho \overline{u'v'} &= \mu_t \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\ -\rho \overline{v'w'} &= \mu_t \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ -\rho \overline{u'w'} &= \mu_t \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ -\rho \overline{u'\phi'} &= -\Gamma_t \frac{\partial \phi}{\partial x} \end{aligned} \quad (۲۳-۵)$$

$$-\rho \overline{v'\phi'} = -\Gamma_t \frac{\partial \phi}{\partial y}$$

$$-\rho \overline{w'\phi'} = -\Gamma_t \frac{\partial \phi}{\partial z}$$

در معادلات (۲۲-۵) μ_t لزجت گردابهای و k انرژی جنبشی توربولانس است [۲۹]:

$$k = \frac{1}{2} \left[\overline{(u')^2} + \overline{(v')^2} + \overline{(w')^2} \right] \quad (۲۴-۵)$$

در معادله (۲۳-۵)، ϕ بیانگر کمیت‌های اسکالاری مانند دما، غلظت و مانند آنهاست. Γ ضریب پخش توربولانسی است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\Gamma_t = \mu_t / \sigma_t \quad (۲۵-۵)$$

که σ بیانگر عدد پرانتل مغشوش و یا عدد اشمت در شرایط مغشوش است.

در جریانهای مغشوش لازم است که در معادلات انتقال، از ضرایب لزجت و

پخش گردابهای مؤثر استفاده نمود:

$$\mu_e = \mu + \mu_t \quad (۲۶-۵)$$

$$\Gamma_e = \Gamma + \Gamma_t = \frac{\mu}{\sigma} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \quad (۲۷-۵)$$

یا

$$\Gamma_e = \frac{\mu_e}{\sigma_e} = \frac{\mu + \mu_t}{\sigma_e} \quad (۲۸-۵)$$

σ_e عدد پرانتل یا اشمت مؤثر است که عبارتست از:

$$\sigma_e = (\mu + \mu_t)^{-1} \left(\frac{\mu}{\sigma} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right)^{-1} \quad (۲۹_۵)$$

معادلات بقاء ممتووم را با در نظر گرفتن لزجت مؤثر می‌توان به صورت زیر بازنویسی نمود:

(۳۰_۵)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho uw) = \\ -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial z}\right) + \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_e \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_e \frac{\partial w}{\partial x}\right) \end{aligned}$$

(۳۱_۵)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho vw) = \\ -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_e \frac{\partial v}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_e \frac{\partial v}{\partial z}\right) + \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_e \frac{\partial v}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_e \frac{\partial w}{\partial y}\right) - g(\rho - \rho_0) \end{aligned}$$

(۳۲_۵)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uw) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho wv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho ww) = \\ -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e \frac{\partial w}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_e \frac{\partial w}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_e \frac{\partial w}{\partial z}\right) + \\ \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial z}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_e \frac{\partial v}{\partial z}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_e \frac{\partial w}{\partial z}\right) \end{aligned}$$

به خاطر این که در جریان مغشوش $\mu <> \mu$ است، در نوشتمن معادلات (۳۰-۵) تا (۳۲-۵) از ترم‌های

$$\frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} [\mu()], \quad \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial y} [\mu()], \quad \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial z} [\mu()]$$

صرفنظر شده است. همچنین ترم‌های $\rho k \frac{2}{3}$ و نیروهای بدنای در جهات x و z ناچیز فرض شده‌اند.

نیروی بدنای در جهت y به صورت نیروی شناوری نوشته شده است که ρ_0 چگالی مرجع در دمای T_0 است. همچنین معادلات انتقال برای دما و غلظت به صورت زیر بازنویسی می‌شوند:

(۳۳-۵)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho T) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u T) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v T) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w T) = \\ \frac{\partial}{\partial x} (\Gamma_e \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\Gamma_e \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (\Gamma_e \frac{\partial T}{\partial z}) + S_t \end{aligned}$$

(۳۴-۵)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho c) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u c) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v c) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w c) = \\ \frac{\partial}{\partial x} (\Gamma_e \frac{\partial c}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\Gamma_e \frac{\partial c}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (\Gamma_e \frac{\partial c}{\partial z}) + S_c \end{aligned}$$

۵-۲-۲-۲- مدل توربولانسی

به منظور حل معادلات انتقال لازم است که لزجت مؤثر (μ_e) و ضریب پخش مؤثر (Γ_e) به صورت عبارات ریاضی بیان شوند. در این بخش به طور خلاصه به معرفی یکی از مهمترین و کاربردی‌ترین مدل‌های توربولانسی می‌پردازیم.

مدل $k - \varepsilon$

هرچند که مدل تک معادله‌ای تا حدودی توانست مدل صفر معادله‌ای را بهبود بخشد اما همچنان به دلیل وابستگی محاسبات به مقیاس طولی دچار مشکل بود. مدل توربولانسی $\varepsilon - k$ یکی از مدل‌های دو معادله‌ای مرسوم است که کاربرد نسبتاً وسیعی دارد و برای اغلب جریانها جوابهای نسبتاً قابل قبولی را ارایه داده است. البته بعد از آن مدل‌های بسیار پیچیده‌تر و دقیق‌تری نیز ارایه شد اما مدل‌های خانواده $\varepsilon - k$ به دلیل حجم محاسباتی نسبتاً کمی که دارند همچنان مورد استفاده قرار می‌گیرند. در مدل $\varepsilon - k$ علاوه بر انرژی سینتیک جریان (k ، نرخ اتلاف انرژی (ε) نیز مدنظر قرار می‌گیرد) [۲۹]:

$$\varepsilon = C_\mu k^{1.5} / L \quad (45-5)$$

بنابراین معادله (۳۲-۵) را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon \quad (46-5)$$

معادله انتقال برای ε نیز باید نوشته شود:

$$(47-5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w \varepsilon) = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) \\ + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right\} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + C_1 \beta g \frac{\varepsilon}{k} \Gamma_t \frac{\partial T}{\partial y} \end{aligned}$$

که $\sigma_e / \sigma_e = \Gamma_e = \mu_e / C_2 = 1.44$ است و برابر $1/22$ است. [۲۹] است.

مدل $\varepsilon - k$ - تاکنون بارها برای تحلیل جریان هوای داخل اتاق مورد استفاده قرار گرفته و نتایج خوبی را بدست داده است. البته مدل‌های جدیدتر و پیشرفته‌تری مانند *RSM* و *LES* نیز وجود دارند. این مدل‌ها نسبت به مدل $\varepsilon - k$ - محاسبات زیادتری را تحمیل می‌کنند اما برای مدل‌سازی و تحلیل جریان هوای داخل اتاق نتایج بهتری نسبت به مدل $\varepsilon - k$ - ارایه نکرده‌اند.

۳-۲-۵- شرایط مرزی

در تحلیل جریان هوای داخل اتاق، شرایط مرزی گوناگونی برای معادلات انتقال وجود دارد از جمله شرط مرزی دیواره جامد^{۲۸}، شرط جریان ورودی^{۲۹}، شرط جریان خروجی^{۳۰}، مرز آزاد^{۳۱} و مانند آن. در ادامه به بررسی اجمالی شرایط مرزی می‌پردازیم.

۴-۳-۱- شرط مرزی دیواره

به دلیل خواص میرا کنندگی دیواره جامد، معادلات انتقال برای کمیت‌های توربولانسی (k, ε) در نزدیکی دیوار جامد نمی‌توانند مورد استفاده قرار گیرند. یکی از روش‌های برخورد با چنین معضلی استفاده از مش محاسباتی بسیار ریز در نزدیکی دیواره و همچنین وارد کردن ترم‌های تولید اضافی در معادلات انتقال پارامترهای توربولانسی است. اما در این روش به دلیل استفاده از مش محاسباتی بسیار ریز در نزدیکی دیواره، حجم محاسبات را به خصوص برای هندسه‌های سه بعدی به شدت افزایش می‌دهد. رهیافت دیگر برای این رفع مشکل تعمیم دادن

²⁸-Solid Wall

²⁹-Inlet

³⁰-Outlet

³¹-Free Boundary

جريان کوئت به نقاط نزدیک دیواره و استفاده از روابط جبری برای این نقاط است.^{۳۲}
برای نقاط نزدیک دیواره می‌توان از معادلات لگاریتمی به نام توابع دیواره‌ای استفاده نمود.

اگر خواص را برای نقاط نزدیک دیواره به صورت اندیس "P" نشان دهیم؛ داریم $\tau_p = \tau_{wall}$. برای نقاطی که در زیر لایه آرام قرار می‌گیرند ($y^+ \leq 11.36$) داریم:

$$\begin{cases} u_p^+ = y_p^+ \\ T_p^+ = \sigma y_p^+ \end{cases} \quad (48-5)$$

که:

$$y^+ = u_\tau y_p / \nu \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (49-5)$$

σ عدد پرانتل و u_p^+ سرعت بی بعد است.

$$u_p^+ = u_p / u_\tau \quad (50-5)$$

T_p^+ نیز دمای بی بعد است:

$$T_p^+ = \rho u_\tau C_p (T_w - T_p) / q_w \quad (51-5)$$

که q_w شار حرارتی دیواره است. در نقاطی از میدان حل که $y^+ \geq 11.63$ ، تنش برشی توربولانسی چشمگیر است بطوریکه $C_\mu^{1/2} k = \tau_p$. در این نقاط روابط زیر صادق است:

$$(52-5)$$

$$u_p^+ = (1/\kappa) \ln(Ey_p^+) \quad T_p^+ = \sigma_t [u_p^+ + f(\sigma/\sigma_t)]$$

که $E = 9.793$ ثابت کارمن و $\kappa = 0.4187$ است.

$$(53-5)$$

$$f(\sigma/\sigma_t) = 9.24 \left[(\sigma/\sigma_t)^{0.75} - 1 \right] \times \left\{ 1 + 0.28 \exp[-0.007(\sigma/\sigma_t)] \right\}$$

³² -Wall Function

مقدار σ برای هوا بین ۰/۹ تا ۰/۷ است. بر روی سطوح جامد و دیوارها شرط عدم لغزش برقرار است.

اگرچه مقدار پارامتر k در نزدیکی دیوارها به سمت صفر میل می‌کند اما مقدار ε_p در نزدیکی مرز به ماکریزم خود می‌رسد.

$$\varepsilon_p = C_\mu^{0.75} k_p^{1.5} / (K y_p) \quad (54-5)$$

یک ترم تولید خطی شده غیر واقعی به فرم $S = b\varphi + c$ در نقطه "p" در نزدیکی مرز در نظر گرفته می‌شود که

$$b = -G \quad c = G\varepsilon_p \quad (55-5)$$

این عمل باعث می‌شود که در نقاط مجاور دیواره نرخ اتلاف انرژی بسیار بزرگ شود. G می‌تواند هر عدد دلخواه بزرگی باشد. G از مرتبه 10^{10} تا 10^{30} است [۱].

۳-۲-۲-۵- شرایط مرزی در دهانه خروجی تغذیه کننده‌های هوا^{۳۳}

معمولًاً در در دهانه خروجی تغذیه کننده‌های هوا اتاق مؤلفه‌های سرعت و همچنین دمای هوا معلوم و مشخص است. تنها لازم است که مقادیر k و ε در این ناحیه محاسبه و مشخص شوند. با فرض توربولانس ایزوتروپ می‌توان مقدار انرژی سیستیک توربولانس را در دهانه خروجی به صورت زیر نوشت [۱]:

$$k = 1.5 I_u^2 U^2 \quad (56-5)$$

U مؤلفه افقی سرعت در دهانه خروجی و I_u شدت توربولانس است:

$$I_u = \overline{u'}/U \quad (57-5)$$

نرخ اتلاف انرژی توربولانس در دهانه خروجی نیز به صورت زیر محاسبه می‌شود:

³³-Conditions at Supply Outlets

$$\varepsilon = k^{1.5} / \lambda H \quad (585)$$

که H ارتفاع اتاق و $\lambda \approx 0.005$ است.

فشار استاتیکی نیز در دهانه خروجی تغذیه کننده هوای اتاق معمولاً برابر صفر در نظر گرفته می‌شود.

^{۳۴} ۳-۲-۵- شرایط مرزی خروجی

معمولًا مؤلفه‌های عرضی سرعت در خروجی هوا ناچیز فرض می‌شوند و مؤلفه محوری سرعت در خروجی (U_e) از معادله بقاء جرم به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱]:

$$U_e = U_{in} \left(\frac{A_{in} \rho_{in}}{A_e \rho_e} \right) \quad (59-5)$$

اندیس "in" بیانگر مقدار پارامترها در ناحیه ورودی هوا (تغذیه) به اتاق است. برای سایر پارامترها در ناحیه خروجی شرایط گرادیان صفر برقرار است.

۴-۳-۲-۵- شرایط مرزی دمایی بر روی دیوارها

دمای دیوارها و مرزهای جامد از طریق نوشتن معادلات موازنۀ انرژی بر روی سطح داخلی دیوار (همانند آنچه برای سیستمهای تابشی توضیح داده شد) به دست می‌آیند. حال که دستگاه معادلات مورد نیاز برای تحلیل فرایندهای تبادل حرارتی و جريان هوا در داخل اتاق مشخص شدند می‌توان با استفاده از روش‌های عددی و دینامیک سیالات محاسباتی به حل دستگاه‌های معادلات مذکور اقدام نمود. معمولاً در حل میدانهای جريان و دما از رهیافت حجم محدود استفاده می‌شود [۳۰]. برای مطالعه بیشتر در زمینه حل عددی معادلات پارهای با روش حجم محدود می‌توانید به مرجع [۲۹] رجوع نمایید.

³⁴ - Exit Conditions

۵-۳- مدل آسایش حرارتی

برای بررسی‌های آسایش حرارتی معمولاً از مدل فنگر استفاده می‌شود. شاخص‌های آسایش حرارتی در مدل فنگر و پارامترهای مؤثر بر آن در فصل سوم به دقت مورد بحث و بررسی قرار گرفت. لازم است که شاخص PMV برای اتاق با توجه به معادله (۳۵-۳) محاسبه گردد. مطابق با استانداردهای آسایش حرارتی (ایزو ۷۷۳۰)، محدوده $-0.5 < PMV < +0.5$ - به عنوان محدوده قابل قبول برای آسایش حرارتی می‌باشد.

۵-۴- نحوه اعمال اثرات شدت اغتشاش جریان هوا در مدل آسایش حرارتی

پارامترهای محیطی مؤثر بر آسایش حرارتی از قبیل: دمای هوا، دمای متوسط تابش، رطوبت نسبی و سرعت جریان هوا بسته به این‌که برای ایجاد شرایط آسایش حرارتی در ساختمان از چه نوع سیستم سرمایش یا گرمایش (همرفتی یا تابشی) استفاده شده است، از معادلات و مدل‌های ریاضی که تاکنون ارایه شد قابل محاسبه هستند.

همان‌طور که در فصل‌های گذشته توضیح داده شد؛ تحقیقات و بررسی‌ها نشان داده است که در شرایطی که وزش هوا در داخل اتاق محسوس است؛ علاوه بر سرعت متوسط جریان هوای وزشی، میزان شدت اغتشاش جریان نیز بر آسایش حرارتی ساکنان ساختمان مؤثر است. از سوی دیگر با نگاهی اجمالی بر مدل‌های ریاضی ارایه شده برای پیش‌بینی آسایش حرارتی از جمله مدل Fanger، مشخص می‌شود که پارامتر شدت اغتشاش جریان در این مدلها مستقیماً لحاظ نشده است. بنابراین لازم است که اثرات شدت اغتشاش جریان هوا در داخل اتاق به گونه‌ای در معادلات آسایش حرارتی منظور گردد.

برای این منظور مفهوم سرعت متوسط معادل پیشنهاد شده است به گونه‌ای که اثرات سرعت متوسط جریان و شدت اغتشاش آن از نقطه نظر آسایش حرارتی، در

مفهوم سرعت متوسط معادل لحاظ شده است [۱]. بنابراین از دیدگاه آسایش حرارتی برای هر جریانی با سرعت متوسط معلوم و شدت اغتشاش مشخص می‌توان سرعت متوسط معادل تعریف نمود و در معادلات آسایش حرارتی از این پارامتر به جای سرعت جریان هوا استفاده نمود.

۴-۱-۴-۵ روش محاسبه سرعت متوسط معادل

درصد نارضایتی حرارتی افرادی را که در معرض جریان وزشی هوایی با دمای t_a ، سرعت متوسط \bar{v} و شدت اغتشاش TI قرار گرفته‌اند به صورت زیر تعریف می‌شود [۱ و ۴]:

$$PD = (34 - t_a)(\bar{v} - 0.05)^b (a + c\bar{v}TI) \quad (۶۰-۵)$$

که $a = 3.143$ ، $b = 0.6223$ و $c = 0.3696$ است. TI نیز بر حسب درصد در معادله فوق وارد می‌گردد. بنابراین برای اعمال اثرات شدت اغتشاش جریان در مدل آسایش حرارتی لازم است که پارامتر سرعت متوسط معادل یعنی \bar{v}_e به گونه‌ای تعیین شود که از نظر احساس حرارتی همان اثرات جریان واقعی را داشته باشد.

بدین منظور داریم:

$$a(34 - t_a)(\bar{v}_e - 0.05)^b = (34 - t_a)(\bar{v} - 0.05)^b (a + c\bar{v}TI) \quad (۶۱-۵)$$

لذا:

$$\bar{v}_e = 0.05 + \left[\left(\frac{(34 - t_a)(\bar{v} - 0.05)^b (a + c\bar{v}TI)}{a(34 - t_a)} \right) \right]^{1/b} \quad (۶۲-۵)$$

۵-۵-۵ ارایه الگوریتمی برای ارزیابی فضاهای مسکونی یا اداری از نظر آسایش حرارتی استاندارد بین المللی ایزو ۷۷۳۰ به منظور بررسی شرایط آسایش حرارتی فضای داخل ساختمان، یک الگوریتم دو مرحله‌ای تحت عنوان ($GTC-LTD$) را به صورت زیر پیشنهاد می‌کند:

۱- محاسبه شاخصهای عمومی آسایش حرارتی^{۳۵} (*GTC*)

۲- محاسبه پارامترهای نارضایتی حرارتی موضعی^{۳۶} (*LTD*)

بر طبق استاندارد ایزو ۷۷۳۰، قرار گرفتن شاخصهای عمومی آسایش حرارتی (*PMV, PPD*) در محدوده مجاز و قابل قبول، شرط لازم برای برقراری شرایط آسایش حرارتی در ساختمان است ولی کافی نیست؛ چراکه میزان درصد نارضایتی ساکنان ساختمان به دلیل عوامل نارضایتی موضعی نیز باید محاسبه و ارزیابی شود. بدین منظور می‌توان الگوریتم قدم به قدم ارزیابی آسایش حرارتی را به زیر بیان نمود:

۱- مشخص نمودن میزان لباس ساکنان ساختمان و همچنین میزان فعالیت بدنی آن‌ها.

۲- محاسبه شاخصهای عمومی آسایش حرارتی (*PMV, PPD*)

۳- تعیین توزیع دمای کف اتاق.

۴- تعیین دمای تابش نامتقارن.

۵- محاسبه میزان نارضایتی افراد به دلیل سرمایش هم‌رفته یا کوران.

۶- محاسبه اختلاف دمای بین سر و پای افراد.

محاسبه هر یک از عوامل مذکور باید در هر نقطه از اتاق، در چهار ارتفاع متفاوت از کف اتاق یعنی در ناحیه کف اتاق (۰/۰ m)، در ناحیه مچ پا (۰/۱ m)، در مرکز ثقل بدن (۰/۶ m بالای کف برای افراد نشسته و ۱/۱ m برای افراد ایستاده) و در ناحیه سر (۱/۱ m برای افراد نشسته و ۱/۷ m برای افراد ایستاده) صورت گیرد.

۵-۶- تحلیل همزمان آسایش حرارتی و مصرف انرژی در قالب یک مثال ساده

اکنون که معادلات حاکم بر میدان‌های جریان و موازنۀ انرژی بر روی سطوح داخلی ساختمان به طور کامل مورد بحث و بررسی قرار گرفته‌اند لازم است که به عنوان یک

^{۳۵} - General Thermal Comfort

^{۳۶} - Local Thermal Discomfort

مثال ساده، به تحلیل همزمان شرایط آسایش حرارتی و مصرف انرژی بپردازیم. بدین منظور یک اتاق مکعب شکل ساده را به عنوان یک فضای مسکونی در نظر گرفته، عملکرد دو نوع سیستم گرمایش تابشی سقفی و کفی را در ایجاد شرایط آسایش حرارتی یکسان برای ساکنان آن مقایسه می‌کنیم [۳۱].

- مقایسه سیستم‌های گرمایش تابشی سقفی و کفی

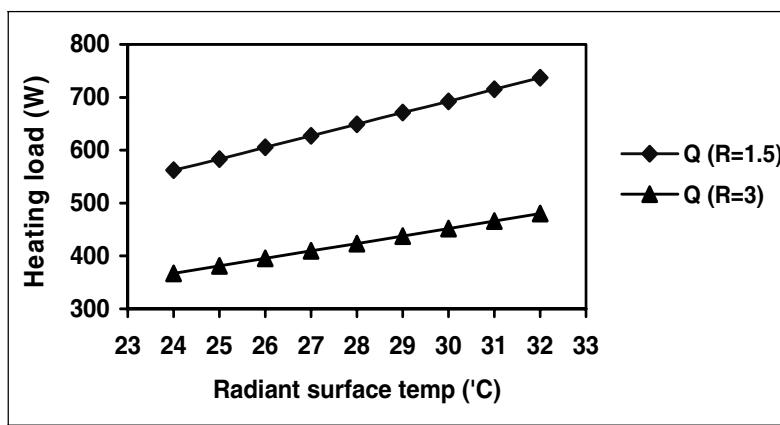
برای مقایسه سیستم‌های گرمایش تابشی کفی و سقفی، مدل‌های فوق را برای یک اتاق مکعب شکل به ابعاد ۳ متر به کار می‌گیریم. فرض می‌کنیم کلیه دیوارها و سقف اتاق جدار خارجی هستند. دمای هوای بیرون اتاق 5°C و دمای هوای نفوذی به اتاق صفر درجه سانتی‌گراد است. ضریب انتقال حرارت جابه‌جاگی در خارج از اتاق نیز ($\text{W/m}^2\text{K}$) ۵۰ است. ضریب صدور تابشی کلیه سطوح ۰/۹ در نظر گرفته شده است. در کلیه موارد شرایط آسایش حرارتی برای فردی در حالت استراحت و نشسته بر روی صندلی با لباس معمولی (۱ clo) در محیطی با رطوبت نسبی ۵۰٪ محاسبه شده است. سرعت متوسط جریان هوا در داخل اتاق با لحاظ نمودن شدت اغتشاش جریان هوا معادل (m/s) ۰/۱۵ در نظر گرفته شده است.

در این گونه سیستم‌ها، امواج گرمایی در روی سطوح جذب می‌گردند و هوای داخل اتاق به صورت یک محیط غیر فعال عمل می‌کند، از این رو ساختار حرارتی سطوح جانبی عملکرد این سیستم‌ها را به شدت تحت تاثیر قرار می‌دهد. برای اینکه بتوان نقش عایقکاری سطوح جانبی ساختمان را بر عملکرد سیستم‌های گرمایش تابشی سقفی و کفی بررسی نمود، کلیه محاسبات برای دو مقاومت حرارتی متفاوت ($R = 3 \text{ m}^2\text{K/W}$) و ($R = 1.5 \text{ m}^2\text{K/W}$)، برای سطوح جانبی ساختمان انجام شده است.

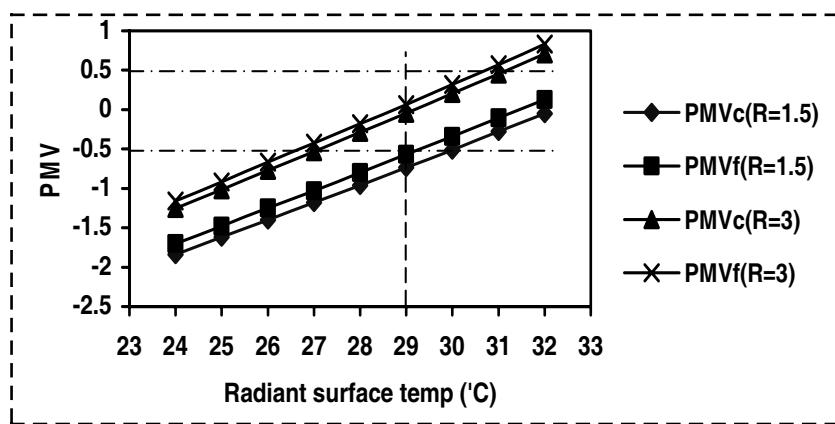
در شکل (۲-۵) میزان بار حرارتی اعمال شده به اتاق بر حسب دمای سطح تابش کننده، برای دو عایق حرارتی مختلف برای سطوح جانبی رسم شده است. از دیدگاه تحلیل حرارتی، تنها کافی است که سیستم گرمایشی بتواند بار حرارتی اعمال شده به ساختمان را تأمین نماید و اینکه این حرارت از طریق کف و یا سقف وارد ساختمان می‌گردد تفاوتی ندارد. در حالی که نحوه گرمایش (از سقف یا از کف) بر آسایش حرارتی اثرات متفاوتی دارد.

در شکل (۳-۵) احساس حرارتی افراد (*PMV*)، بر حسب دمای سطح تابش کننده، در اتاقی با دو نوع عایق حرارتی متفاوت رسم شده است. اندیس "c" مربوط به حالت گرمایش سقفی و اندیس "f" مربوط به گرمایش کفی است. استانداردهای آسایش حرارتی، $0.5 \leq PMV \leq 0.5$ - را به عنوان ناحیه قابل قبول از نظر آسایش حرارتی معرفی می‌کند.

همچنین بر طبق این استانداردها، در مواردی که کف اتاق گرم می‌شود، دمای کف نباید از $29^{\circ}C$ تجاوز نماید. همان‌طور که در شکل (۳-۵) دیده می‌شود در ساختمان‌هایی که به خوبی عایق نشده‌اند، سیستم‌های گرمایش کفی نمی‌توانند شرایط آسایش حرارتی را فراهم نمایند. با بررسی شکل‌های (۲-۵) و (۳-۵) معلوم می‌شود که عایق‌کاری ساختمان علاوه بر این‌که مصرف انرژی را کاهش می‌دهد، باعث بهبود شرایط آسایش حرارتی نیز می‌گردد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که در شرایط آسایش حرارتی مشابه، استفاده از سیستم‌های گرمایش سقفی مصرف انرژی را ۲ تا ۳ درصد افزایش می‌دهد. از سوی دیگر نتیجه برخی از تحقیقات انجام شده حاکی از این است که در مواردی که دمای سطوح جانبی ساختمان از سقف کمتر است، به علت افزایش حساسیت افراد به پدیده تابش نامتقارن که بیشتر به دلیل وجود پنجره در ساختمان است، نارضایتی حرارتی بیشتر است [۲۰].



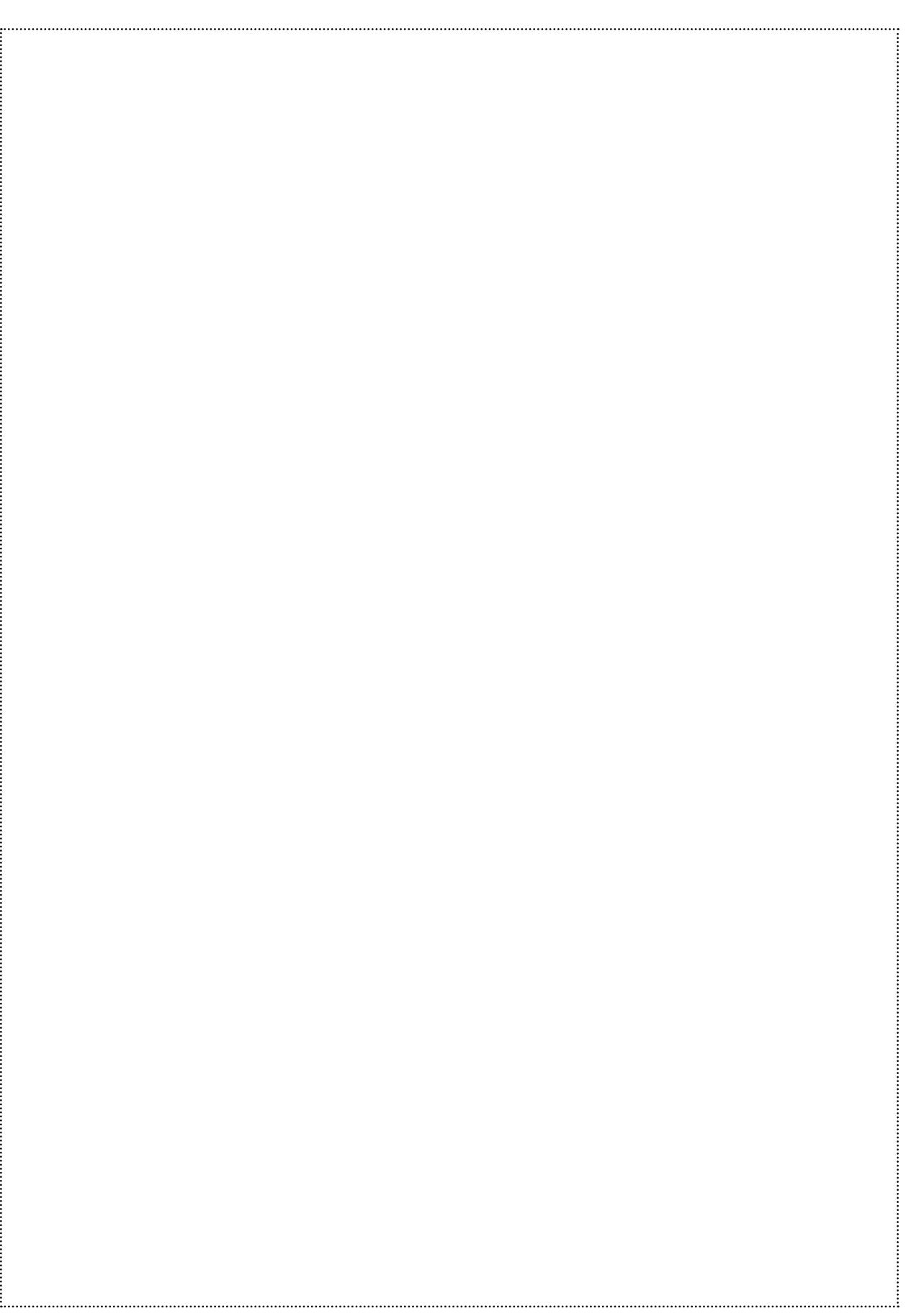
شکل ۲-۵. بار حرارتی بر حسب دمای سطح تابش کننده با دو نوع عایق حرارتی مختلف [۳۱].



شکل ۳-۵. احساس حرارتی ساکنان ساختمان در دو نوع سیستم گرمایش سقفی و کفی [۳۱].

فصل ششم

مباحث ویژه



مباحث ویژه

۶-۱- بررسی تأثیر برخی از پارامترهای ثانویه بر آسایش حرارتی

از آنجا که معادله آسایش حرارتی بر مبنای آزمایشات انجام شده بر روی افراد امریکایی در رده سنی جوان و در فصل زمستان بدست آمده است لازم است که در این بخش به بررسی فاکتورهای خاص موثر بر معادله ارایه شده بپردازیم. مطالب گزارش شده در این بخش به طور عمدۀ از مرجع [۳] انتخاب شده است.

۶-۱-۱- سن و جنسیت

برای بررسی اثرات سن و سال آزمایشاتی مشابه با آنچه بر روی افراد جوان صورت گرفت بر روی ۱۲۸ دانمارکی میانسال نیز انجام شد. این آزمایشات بر روی ۱۲۸ دانمارکی (۶۴ نفر مرد و ۶۴ نفر زن) در رده سنی جوان و میانسال ترتیب یافته است. در طی این آزمایشات افراد بلوز و شلوار کتانی بر تن داشته، مردها از پوشیدن زیر پیراهنی یا تی شرت منع شدند. آزمایشات در ایالت کانزاس امریکا انجام گرفته است. در طی آزمایش افراد نشسته بودند. در ضمن به منظور تعرق کامل به آنها اجازه داده شد که حتی بیشتر از حد لازم آب و مایعات بنوشند. آزمایشات در رطوبت نسبی ۵۰٪ برای امریکایی‌ها و دانمارکی‌ها انجام شد. نتایج نشان داد که شرایط آسایش حرارتی برای این دو رده سنی کاملاً مشابه است.

آزمایشات مشابهی بر روی بچه‌های ۷ تا ۱۴ ساله در کانادا نیز انجام شد و شرایط آسایش کاملاً با جوانان و افراد میانسال مشابه بود. همچنین آزمایشات نشان داده است که جنس افراد بر شرایط آسایش تأثیر چندانی ندارد.

۶-۱-۲- ساختار بدنی

به نظر می‌رسد که ساختار بدنی، چاقی و لاغری افراد بتواند در احساس حرارتی آنها مؤثر باشد. آزمایشات نشان داده است که ساختار بدنی افراد نیز تأثیر چشمگیری بر شرایط آسایش حرارتی آنها در شرایط دائم ندارد.

۶-۱-۳- غذا

غذای مصرفی باعث افزایش تولید حرارت در بدن می‌گردد. بنابراین انتظار می‌رود که میزان و نوع غذای مصرفی برآسایش حرارتی موثر باشد. این افزایش به فعالیت دینامیکی ویژه غذا (*SDA*) بر می‌گردد که برای پروتئین‌ها بیشترین و برای هیدروکربن‌ها کمترین است. چربی‌ها بین پروتئین‌ها و هیدروکربن‌ها قرار دارند. صرف غذایی که مخلوطی از تمام مواد فوق باشد باعث ۱۰ تا ۱۵ درصد افزایش در *SDA* می‌گردد که معادل با $3-5 \frac{kcal}{m^2 hr}$ افزایش در متابولیک پایه است. در صورتی که پروتئین غذا بیشتر باشد این مقادیر باز هم افزایش می‌یابند. میزان *SDA* چهار تا شش ساعت بعد از صرف غذا به میزان طبیعی خود می‌رسد و حداقل آن یک تا دو ساعت بعد از صرف غذاست. تجربه نشان داده است که تغییرات $2 \pm 0.3 \frac{kcal}{m^2 hr}$ باعث تغییرات C° در دمای بھینه کارکرد می‌گردد. اگر مصرف پروتئین زیاد باشد این مقدار افزایش می‌یابد و ممکن است حتی به $1^\circ C$ تغییر بیانجامد.

۶-۴- رنگ داخل اتاق

به نظر می‌رسد افراد در فضاهایی که رنگ مایه سبز یا آبی دارند بیشتر احساس خنکی می‌کنند تا در جاهایی که رنگ مایه قرمز یا نارنجی دارند . به منظور بررسی اثرات رنگ بر احساس حرارتی افراد آزمایشاتی انجام شده است.

نتایج بیان می‌دارد که رنگ از نظر حرارتی بر افراد اثربار ندارد اما در احساس گرمایی آن‌ها موثر بوده است که این به طبیعت فیزیولوژیکی افراد بر می‌گردد که در آزمایشات حرارتی قابل بررسی نیست.

۶-۵- فشار هوا

فشار هوا در میزان دیفیوژن بخار از سطح پوست موثر است . اما به طور کلی فشار هوا به طور مستقیم بر احساس حرارتی افراد اثربار ندارد بلکه بر برخی پارامترهای دیگر موثر بر آسایش حرارتی، اثر می‌گذارد و از این رو می‌تواند در احساس گرمایی افراد اثر بگذارد.

۶-۶- درصد رطوبت نسبی

میزان رطوبت نسبی نه تنها در شرایط آسایش حرارتی موثر است بلکه در سلامتی انسان نیز نقش اساسی ایفا می‌کند. برخی محققان معتقدند که بالا بودن میزان رطوبت می‌تواند رشد کپک‌ها گردد. پایین بودن میزان رطوبت نسبی مشکلات تنفسی را در بردارد. در میزان رطوبت کمتر از ۳۰٪ و بیشتر از ۶۰٪ باکتری‌ها به طرز چشمگیری شروع به رشد و نمو می‌کنند. رطوبت نسبی کمتر از ۴۰٪ باعث عفونت‌های تنفسی می‌گردد. افزایش بیش از حد رطوبت موجب سهولت رخداد بسیاری از واکنش‌های شیمیایی می‌گردد و کم بودن بیش از حد آن موجب تولید ازن می‌گردد که خارش غشاء مخاطی و چشم‌ها را به دنبال دارد.

ASHRAE55-1994 درصد رطوبت نسبی مناسب را ۴۰-۶۰٪ معرفی می‌کند. نتایج آزمایشات حاکی از اینست که افزایش رطوبت نسبی از ۶۰٪ به ۸۰٪ بیشتر مردها را دچار مشکل می‌کند. در حالی که زنان از افزایش رطوبت کمتر شکایت دارند. لازم به ذکر است که در فرآیند تبخیر عامل اصلی موثر، فشار جزئی بخار است نه رطوبت نسبی. اثرات رطوبت نسبی بر شرایط آسایش حرارتی تقریباً از میزان لباس و سطح فعالیت مستقل است. زمانیکه دمای محیط زیاد است، اثرات رطوبت نسبی بر آسایش حرارتی چشمگیرتر می‌باشد. اثرات رطوبت نسبی با افزایش نرخ متابولیک افزایش می‌یابد.

۶-۲- دمای متوسط تابش

۶-۲-۱- تعریف دمای متوسط تابش

دمای متوسط تابش برای شخصی با وضعیت بدنی مشخص (نشسته و یا ایستاده)، با لباس و پوشش معین و در نقطه‌ای مشخص از یک اتاق عبارتست از دمای یک محیط سیاه محصور کننده شخص به طوری که مبادلات حرارتی تابشی بین بدن شخص و محیط سیاه برابر با مبادلات حرارتی تابشی فرد در فضای واقعی باشد.

لازم به ذکر است که دمای متوسط تابش به شکل هندسی اتاق، وضعیت و موقعیت فرد و جهت و راستای قرار گرفتن او در اتاق بستگی دارد. در شرایطی که بدن فرد در معرض تابش‌هایی با طول موج کوتاه (تابش‌هایی با شدت بالا) قرار می‌گیرد، مانند شرایطی که فرد در معرض تابش خورشید قرار می‌گیرد و یا در مواردی که برای گرم کردن اتاق از گرم کننده‌های مادون قرمز استفاده می‌شود، ضریب جذب لباس و یا پوست بدن نیز در محاسبه دمای متوسط تابش مؤثر است. به عنوان مثال، دمای متوسط تابشی برای شخصی با لباس تیره که در معرض تابش

خورشیدی قرار دارد بیشتر است از دمای متوسط تابشی برای فردی با شرایط مشابه و با لباسی با رنگ روشن.

در شرایطی که منابع تابش کننده با طول موج‌های بلند موجود است، ضریب جذب و صدور برای لباس‌های معمولی و یا پوست بدن برابر و مساوی یک فرض می‌شوند.

۶-۲- تأثیر ضریب صدور تابشی سطوح اتاق بر دمای متوسط تابش

بنا به تعریف دمای متوسط تابش، ضریب صدور تابشی سطوح جانبی اتاق (کف، دیوارها و سقف اتاق)، بر دمای متوسط تابش مؤثرند. به منظور درک بهتر تأثیر ضریب صدور تابشی سطوح داخلی اتاق بر دمای متوسط تابش، حالت‌های زیر را با هم مقایسه می‌کنیم.

ابتدا فرض کنید که ضریب صدور تابشی کلیه سطوح داخلی اتاق برابر یک باشد ($\epsilon = 1$)، یا به عبارت دیگر این سطوح صادر کننده‌های کامل^{۳۷} باشند و همچنین فرض کنید دمای کلیه سطوح 15°C است. در این حالت دمای متوسط تابش در داخل این اتاق فرضی برابر با 15°C است.^{۳۸}

حال، حالتی را در نظر بگیرید که ضریب صدور تابشی کلیه سطوح برابر صفر باشد ($\epsilon = 0$)، یا به عبارتی سطوح داخلی اتاق بازتابنده کامل^{۳۸} باشند و دمای کلیه سطوح 15°C باشد. در چنین شرایطی هیچگونه مبادله تابشی بین بدن فرد و سطوح اطرافش صورت نمی‌گیرد. تابش صادر شده از سطوح بدن فرد به سطوح اطراف خود برخورد نموده و بازتابش می‌یابد. در این حالت شخص احساس می‌کند که دمای سطوح داخلی اتاق با دمای سطح بدن او برابر است (تقریباً 28°C).

^{۳۷}-Perfect Emitter

^{۳۸}-Perfect Reflector

بنابراین در حالتی که سطوح داخلی اتاق بازتابنده کامل هستند دمای متوسط تابش با دمای سطح لباس فرد برابر است.

در برداشت اول چنین به نظر می‌رسد که استفاده از موادی با ضریب بازتابش بالا به عنوان پوشش دیوارهای داخلی اتاق باعث می‌شود که دمای متوسط تابش بالاتر رفته و با هوایی با دمای کمتر نیز بتوان شرایط آسایش حرارتی را در اتاق فراهم نمود. اما در عمل بازتابنده کامل وجود ندارد. استفاده از موادی با ضریب بازتابندگی بالا مانند فویل‌های آلومینیمی به عنوان پوشش دیوارهای داخلی اتاق باعث می‌شود که دمای متوسط تابش به دمای واقعی سطوح جانبی نزدیک شود. این پدیده از این حقیقت ناشی می‌شود که تابش صادر شده از بدن شخص بعد از بازتابش از روی دیوارهای قبلاً از برخورد مجدد با بدن فرد، چندین بار بازتابش یافته و در هر مرحله نیز بخشی از آن جذب شده است.

اثرات ضریب صدور تابشی سطوح داخلی در اتفاقهای کوچک چشمگیرتر است در اتفاقهایی که دمای کلیه سطوح داخلی آن یکسان است، ضریب صدور تابشی سطوح نقش مؤثری در محاسبه دمای متوسط تابش ندارد اما در حالتی که سطوح داخلی اتاق با هم اختلاف دمای چشمگیری دارند تأثیر ضریب صدور تابشی سطوح بر دمای متوسط تابش مشهودتر است [۳].

۶-۲-۳- روش محاسبه دمای متوسط تابش

دمای متوسط تابش برای فردی که در فضایی محصور با N سطح با دماهای T_1 تا T_N قرار گرفته، عبارتست از:

$$T_{mrt}^4 = T_1^4 F_{P-1} + T_2^4 F_{P-2} + \dots + T_N^4 F_{P-N} \quad (1-6)$$

که T_i ها دماهای مطلق سطوح و F_{P-i} ها ضرایب دید فرد به هر یک از سطوح است. اگر اختلاف دمای بین سطوح مختلف ناچیز باشد می‌توان از رابطه (۲-۷) نیز استفاده نمود:

$$T_{mrt} = T_1 F_{P-1} + T_2 F_{P-2} + \dots + T_N F_{P-N} \quad (۲-۶)$$

معادله (۲-۶) همیشه مقدار کمتری را نسبت به معادله (۱-۶) به دست می‌دهد اما در اغلب موارد اختلاف این دو مقدار بسیار ناچیز است.
مقادیر ضریب دید شخص و سطوح مختلف از نمودارهای ارایه شده در پیوست (۲) قابل محاسبه است.

در برخی از محاسبات مهندسی برای محاسبه T_{mrt} از فرمول زیر استفاده می‌شود:

$$T_{mrt} = \frac{T_1 A_1 + T_2 A_2 + \dots + T_N A_N}{A_1 + A_2 + \dots + A_N} \quad (۳-۶)$$

این فرمول اغلب خطای زیادی دارد لذا استفاده از آن توصیه نمی‌شود [۳].
در مواردی که برای محاسبه T_{mrt} دقت چندان زیادی لازم نیست می‌توان از فرمول‌های زیر استفاده نمود:

برای فرد در حالت نشسته:

(۴-۶)

$$T_{mn} = \frac{0.18(t_p(up) + t_p(down)) + 0.22(t_p(right) + t_p(left)) + 0.3(t_p(front) + t_p(back))}{2(0.18 + 0.22 + 0.3)}$$

برای فرد در حالت ایستاده:

(۵-۶)

$$T_{mn} = \frac{0.08(t_p(up) + t_p(down)) + 0.23(t_p(right) + t_p(left)) + 0.35(t_p(front) + t_p(back))}{2(0.08 + 0.23 + 0.35)}$$

منظور از t_p دمای سطوح بر حسب ($^{\circ}\text{C}$) است.

۶-۴-۴- محاسبه دمای متوسط تابش برای شخصی در معرض تابش‌هایی با طول موج کوتاه

در شرایطی که فرد در معرض تابش‌های ناشی از منابع دما بالا (طول موج کوتاه) است مانند استفاده از تابشگرهای مادون قرمز برای گرم کردن فضاهای صنعتی،

کارگاهها و یا کارخانه‌ها و یا وقتی که شخص در معرض تابش مستقیم خورشید قرار دارد؛ برای محاسبه دمای متوسط تابش نمی‌توان از فرمول‌های ارایه شده در بخش قبل استفاده نمود.

فرض کنید که شخص در معرض چگالی شار تابشی متوسط q_{ir} قرار دارد. اگر مساحت تصویری بدن شخص در صفحه‌ای عمود بر راستای تابش برابر A_p فرض شود، شار برخورد کننده به بدن شخص $q_{ir}A_p$ خواهد بود. لذا $\alpha_{ir}q_{ir}A_p$ مقدار شار جذب شده توسط شخص است که ضریب جذب سطح خارجی بدن شخص به ازاء طول موج متوسط تابش است. لذا می‌توان نوشت [۳۷]:

$$\varepsilon_p \sigma A_{eff} (T_{cl}^4 - T_{mrt}^4) = \varepsilon_p \sigma A_{eff} (T_{cl}^4 - T_{umrt}^4) - A_p \alpha_{ir} q_{ir} \quad (6-6)$$

که در این رابطه ε_p ضریب صدور تابشی سطح بدن شخص، σ ثابت استیفان بولتزمن، A_{eff} سطح مؤثر تابشی بدن فرد، T_{cl} دمای سطح لباس، T_{mrt} دمای متوسط تابش و T_{umrt} دمای متوسط تابش بدن فرد بدون وجود تابش‌های باشد بالاست. با ساده‌سازی داریم:

$$T_{mrt} = \left[T_{umrt}^4 + \frac{A_p \alpha_{ir} q_{ir}}{A_{eff} \varepsilon_p \sigma} \right]^{0.25} \quad (7-6)$$

از سوی دیگر داریم:

$$f_p = \frac{A_p}{A_{eff}} \quad (8-6)$$

که f_p تحت عنوان فاکتور مساحت تصویر شده^{۳۹} نامیده می‌شود. f_p تابعی از راستای تابش و موقعیت شخص است.

الگوریتم ذیل برای محاسبه f_p در مرجع [۳۷] ارایه شده است:

³⁹ - Projected Area Factor

برای افراد نشسته:

$$f_p(\alpha, \beta) = \sum_{i=0}^4 A_i(\beta) \alpha^i \quad (9_6)$$

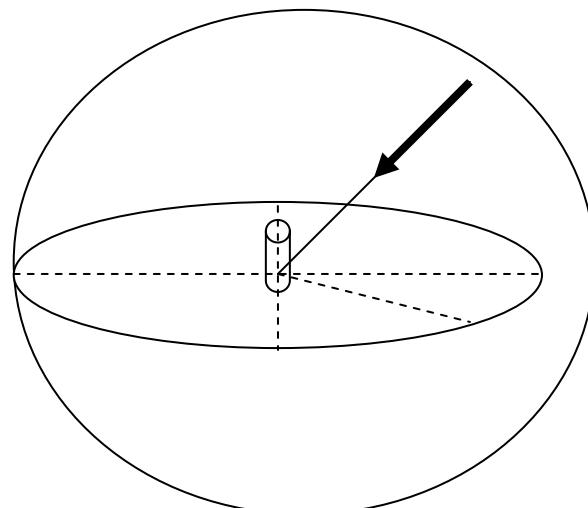
$$A_i(\beta) = \sum_{j=0}^3 A_{ij} \beta^j \quad (10_6)$$

برای افراد ایستاده:

$$f_p(\alpha, \beta) = \sum_{i=0}^4 B_i(\beta) \alpha^i \quad (11_6)$$

$$B_i(\beta) = \sum_{j=0}^3 B_{ij} \beta^j \quad (12_6)$$

که A_{ij} و B_{ij} از جداول (۱_۶) به دست می‌آیند.



شکل ۶. نمایی از زوایای سمت و فراز برای تابش مستقیم
جهتی بر روی شخص.

جدول ۶-۱. الف. مقادیر A_{ij} برای حالت نشسته، ب. مقادیر B_{ij} برای حالت ایستاده [۳۷].

(الف)

j	i				
j	0	1	2	3	4
0	+2.884 E-01	+2.225 E-03	-9.292 E-05	+9.027 E-07	-2.517 E-09
1	+2.225 E-03	-7.653 E-05	+4.021 E-06	-4.632 E-08	+1.380 E-10
2	-5.472 E-05	+7.286 E-07	-6.215 E-08	+7.690 E-10	-2.341 E-12
3	+1.802 E-07	-1.457 E-09	+3.152 E-10	-4.015 E-12	+1.231 E-14

(ب)

j	i				
j	0	1	2	3	4
0	+3.453 E-01	+1.945E-03	-1.023 E-05	+1.003 E-07	-2.747 E-09
1	+6.930 E-04	-1.122 E-05	-1.0502 E-06	+4.040 E-08	+8.461 E-10
2	-7.319 E-05	-1.288 E-07	+3.676 E-08	+3.036 E-10	+7.489 E-12
3	+3.675 E-07	+1.030 E-09	-2.517E-10	+1.969 E-12	-4.715 E-14

هم‌چنین برای حالتی که شخص در معرض تابش خورشیدی قرار دارد فرمول زیر قابل استفاده است [۳۸]:

(۱۳-۶)

$$T_{mrt} = \left(\sum_{i=1}^N F_{P-i} T_i^4 + \frac{\alpha_{ir,d} \sum_{j=1}^M F_{P-j} I_{d,j}}{\varepsilon_p \sigma} + \frac{\alpha_{ir,b} f_p I_b}{\varepsilon_p \sigma} \right)^{0.25}$$

۶-۳- دمای عملکرد^{۴۰}

دمای عملکرد بنا به تعریف عبارتست از دمای یک محفظه سیاه به طوری که مبادله انرژی از طریق تابش و همرفت از بدن افراد قرار گرفته در این محفظه با مقدار انرژی مبادله شده از طریق بدن با یک محیط غیر یکنواخت واقعی برابر باشد [۴].

^{۴۰} - Operative Temperature

در واقع دمای عملکرد مقیاسی است برای پاسخ افراد به مبادلات انرژی با محیط اطرافشان از طریق تابش و جابه‌جایی. دمای عملکرد از نظر کمی یک میانگین وزنی است از دمای هوا و دمای متوسط تابش.

ASHRAE دمای عملکرد را به صورت زیر تعریف می‌کند^[۲۳]:

$$T_{op} = \frac{h_r T_{mrt} + h_c T_{air}}{h_r + h_c} \quad (14-6)$$

که

$$h_r = 4f_{eff}\sigma \left(\frac{(T_{mrt} + T_{air})}{2} + 273 \right)^3 \quad (15-6)$$

$$h_c = 8.5v^{0.5} \quad (16-6)$$

که در این رابطه v سرعت جریان هوا بر حسب (m/s) است و f_{eff} برای شخص در حالت نشسته تقریباً برابر $0/69$ و برای فرد ایستاده برابر $0/72$ است. برای محاسبه دمای عملکرد رابطه دیگری نیز موجود است:

$$T_{op} = \alpha T_{air} + (1-\alpha)T_{mrt} \quad (17-6)$$

که

$$\alpha = \begin{cases} 0.5 & v < 0.2 \text{ } m/s \\ 0.6 & 0.2 < v < 0.6 \text{ } m/s \\ 0.7 & 0.6 < v < 1.0 \text{ } m/s \end{cases} \quad (18-6)$$

۶-۴- آسایش حرارتی در محیط‌های لایه‌ای^{۴۱}

برخی از سیستم‌های تهویه مطبوع باعث ایجاد میدان دمای لایه‌ای در داخل اتاق می‌شوند به گونه‌ای که ساکنان اتاق در ناحیه سردتر قرار دارند. این روش تا حدودی می‌تواند مصرف انرژی را در ساختمان کاهش دهد. سیستم‌های گرمایش سقفی از جمله این سیستم‌ها هستند.

⁴¹ - Stratified Environment

پروفسور آرنس^{۴۲} و همکارانش در سال ۲۰۰۵ میلادی در مقاله‌ای تحت عنوان "مدل‌سازی آسایش حرارتی در محیط‌های لایه‌ای" تأثیر عامل گرadiان عمودی دما را بر آسایش حرارتی با دقت بیشتری مورد بحث و بررسی قرار داده‌اند [۳۹].

همان‌طور که قیلاً نیز به آن اشاره شد، اغلب استانداردهای آسایش حرارتی، حداقل گرadiان عمودی دمای مجاز را برابر 3°C معرفی کرده‌اند. البته این در حالتی است که سر گرمتر از ناحیه پاست. در حالتی که گرadiان عمودی دما معکوس است، افراد قادرند گرadiان دماهای بسیار شدیدتری را تحمل نمایند بدون اینکه از شرایط حرارتی محیط شکایت نمایند.

نتایج تحقیقات در این زمینه حاکی از این است که محدوده مجاز برای گرadiان عمودی دما به شدت به دمای عملکرد وابسته است. ASHRAE محدوده قابل قبول برای دمای عملکرد را $23^{\circ}\text{C} < T_{op} < 27^{\circ}\text{C}$ معرفی می‌کند. در این تحقیقات معلوم شد که در محدوده $25.3^{\circ}\text{C} < T_{op} < 28.8^{\circ}\text{C}$ یعنی تقریباً در بخش میانی محدوده آسایش، افراد قادرند گرadiان عمودی دما برابر 7°C را نیز تحمل کنند. این در حالی است که در دو انتهای محدوده آسایش یعنی در $T_{op} = 27^{\circ}\text{C}$ و $T_{op} = 23^{\circ}\text{C}$ ، افراد به هیچ وجه نمی‌توانند حتی گرadiان‌های عمودی اندک دما را نیز تحمل کنند [۳۹].

همچنین اثرات وجود پنجره گرم و سرد بر حداقل گرadiان عمودی قابل قبول برای دما مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان داده است که به طور کلی وجود پنجره سرد باعث می‌شود که افراد راحت‌تر بتوانند گرadiان‌های عمودی دما را تحمل کنند در حالی که وجود پنجره گرم نارضایتی افراد را به دلیل وجود گرadiان عمودی دما تشدید می‌کند. البته وقتی فاصله افراد از پنجره از ۳ متر تجاوز می‌کند، وجود پنجره تأثیر زیادی بر شرایط آسایش حرارتی ندارد.

⁴² - Arens

همچنین تأثیر وزش هوا به ناحیه سر و اثر متقابل آن بر محدوده قابل قبول برای گرادیان عمودی دما مورد بررسی قرار گرفت. نتایج تحقیق نشان داد که با جابه‌جایی هوا در اطراف ناحیه سر افراد با سرعت تقریباً 0.8 m/s حتی در دو انتهای محدوده آسایش یعنی در 27°C و $T_{op} = 23^\circ\text{C}$ ، افراد می‌توانند گرادیان عمودی دما برابر 6°C را نیز تحمل کنند. در حالی که در این شرایط اگر وزش وجود نداشت افراد حتی قادر به تحمل گرادیان‌های اندک دما نیز نبودند.

لازم به یادآوری است که کلیه نتایج تحقیق [۳۹] تنها برای حالتی صحیح است که نرخ فعالیت بدنی افراد در حد معمولی است (1met). در شرایطی که افراد فعالیت بدنی بیشتری دارند محدوده مجاز و قابل قبول برای گرادیان عمودی دما افزایش می‌یابد به طوری که برای افرادی که نرخ فعالیت بدنی آن‌ها خیلی زیاد است، گرادیان عمودی دما اصلاً به عنوان یک عامل نارضایتی حرارتی مطرح نمی‌باشد.

۵- آسایش حرارتی در گرمایش بخش‌های بیمارستانی

در گرمایش تابشی بخش‌های بیمارستانی نکات ویژه‌ای وجود دارد که نمی‌توان بدون توجه از آن‌ها گذشت. در این نوع مکان‌ها افراد بر روی تخت خوابیده و دارای پوشش هستند. سر افراد در نزدیکی دیوار است لذا فاکتور زاویه‌ای در بالای سر آن‌ها کوچک است. از سوی دیگر تابشگرها درست در مقابل صورت افراد قرار دارند و این امر کار را کمی متفاوت می‌کند. مرجع [۲۰] داده‌های زیر را به منظور دستیابی به آسایش حرارتی برای بخش‌های بیمارستانی به صورت زیر ارائه کرده است.

▪ حد پایین

دماهی هوا $21/5-22$ درجه سانتی‌گراد (گرمایش تابشی)

دماهی هوا $24-25$ درجه سانتی‌گراد (گرمایش با رادیاتور)

▪ حد بالا

دمای هوا ۲۴/۵-۲۵ درجه سانتی گراد (گرمایش تابشی)

دمای هوا ۲۷-۲۸ درجه سانتی گراد (گرمایش با رادیاتور)

داده های مذکور با این فرض ارایه شده که پانل های تابشی کل سقف اتاق را در بر گرفته اند. در حالت گرمایش تابشی به کمک پانل های تکه ای نتایج متفاوت خواهد بود.

۶- آسایش حرارتی برای افرادی که ناتوانی فیزیکی دارند

شرایط آسایش حرارتی برای افرادی که ناتوانی فیزیکی دارند کمی متفاوت است. این تفاوت ممکن است به خاطر عدم تحرک، تغییرات جریان خون و میزان تعرق این افراد باشد. در ضمن مصرف دارو در احساس گرمایی این افراد نیز موثر است. استفاده از بعضی از ابزارهای کمکی مانند صندلی چرخدار می تواند شرایط آسایش حرارتی را تغییر دهد. مثلاً ضریب تماس بدن با سطح مواد تشکیل دهنده صندلی های چرخدار می تواند اثراتی را بر احساس گرمایی افرادی که ناتوانی حرکتی دارند اعمال کند.

آزمایشات زیادی بر روی افراد ناتوان (натوانی مغزی، قلبی، نقص ستون فقرات، قطع عضو و وجود برخی وسایل فلزی در برخی اعضای بدن مخصوصاً پاهای) انجام شده است. آزمایشات برای سه احساس گرمایی متفاوت؛ کمی خنک، خشی و کمی گرم انجام شده است. جالب توجه است که در حالت گرم یا کمی گرم (PMV = 1.0)، احساس حرارتی افراد ناتوان با احساس حرارتی افراد سالم کمی متفاوت است ولی در حالت های سرد و کمی سرد (PMV = -1.0) احساس حرارتی در افراد سالم و ناتوان مشابه است. بنابراین می توان چنین نتیجه گیری نمود که بررسی احساس حرارتی افرادی که ناتوانی فیزیکی دارند در فصول گرم سال از اهمیت بیشتری برخوردار است [۳].

۶-۷- آسایش حرارتی تطبیقی

رویکرد آسایش حرارتی تطبیقی را در ساختمان می‌توان از دو منظر مختلف مورد تجزیه و تحلیل قرار داد. دیدگاه اول توجه به تغییرات دمای محیط خارج ساختمان و تنظیم شرایط حرارتی محیط داخل مناسب با تغییرات شرایط محیط خارج است. استانداردهای آسایش حرارتی همواره دمای ثابتی را برای داخل ساختمان پیشنهاد می‌کنند. به عبارت دیگر از دیدگاه این استانداردها، تغییرات دمایی در خارج از ساختمان در روزهای متفاوت هیچ‌گونه تأثیری بر دمای طرح داخل ندارد.

از سوی دیگر اغلب استانداردها دیدگاهی کاملاً دائم دارند و نمی‌توانند پدیده‌های گذرا را مورد بررسی قرار دهند. لذا در کاربردهای روزانه تغییراتی را در دمای داخل پیشنهاد نمی‌کنند. به منظور دستیابی به شرایط آسایش تطبیقی روش‌های متفاوتی وجود دارد. اولین روش ربط دادن دمای داخل به دمای خارج است. یعنی باید رابطه‌ای بین دمای آسایش حرارتی و دمای خارج بیان گردد تا بتوان تأثیر تغییرات دمای هوای طرح خارج را به داخل ساختمان اعمال نمود. ASHRAE 55. رابطه زیر را معرفی نموده است:

$$T_{comf} = 0.31T_{out} + 17.8 \quad (19-6)$$

طبق تحقیقات انجام شده توسط شاهین حیدری در ایلام رابطه بین دمای آسایش و دمای طرح خارج به صورت زیر می‌باشد [۳۳]:

$$T_{comf} = 0.36T_{out} + 17.3 \quad (20-6)$$

روش دیگر برای دستیابی به شرایط آسایش حرارتی تطبیقی، استفاده از تهویه طبیعی ساختمان‌هاست. تحقیقات نشان داده است که افراد هنگامی که دمای داخل بیشتر از $20^{\circ}C$ و دمای خارج بیشتر از $15^{\circ}C$ است تمایل به باز کردن پنجره‌ها دارند. بررسی‌های انجام شده بر روی ساختمان‌هایی که بطور طبیعی تهویه می‌شوند

و ساختمان‌هایی که تهویه مکانیکی دارند نشان داده است که در حالت تهویه طبیعی، افراد می‌توانند با محیط سازگار شده و خود را بهتر تطبیق دهند. تهویه طبیعی به خودی خود می‌تواند رابطه‌ای خطی بین دمای آسایش و دمای خارج ایجاد نماید.

معلوم شده است که در ساختمان‌هایی که به طور طبیعی تهویه می‌شوند تقریباً نصف ساختمان‌هایی که تهویه مکانیکی دارند انرژی مصرف می‌شود. لذا با به کارگیری تهویه طبیعی می‌توان مصرف انرژی را تا حد زیادی کاهش داد [۴۰].

آسایش حرارتی را از منظر دیگری نیز می‌توان مورد توجه قرار داد و آن توانایی‌های فیزیولوژیکی بدن انسان در جهت تطبیق با شرایط محیطی است. بدن انسان به گونه‌ای خلق شده که می‌تواند تا حدی خود را با شرایط حرارتی محیط اطراف وفق دهد. به عنوان مثال می‌توان به برخی از رفتارها و عکس‌العمل‌های فردی برای تحقق شرایط آسایش حرارتی تطبیقی اشاره کرد:

- انساط و انقباض عروق
- لرزیدن
- کاهش سطح تبادل حرارتی بدن به هنگام سرما، از طریق قرار دادن دست‌ها در بین پاهای و یا در آغوش کشیدن آن‌ها.
- تغییر میزان لباس.
- نوشیدن یک فنجان چای یا قهوه گرم به هنگام احساس سرما.
- خواب نیمروز به منظور هماهنگ کردن میزان فعالیت بدنی و نرخ متابولیک با شرایط محیطی.
- باز کردن پنجره.
- تغییر مکان نشستن در اتاق به امید یافتن یک مکان مناسب.

مهاجرت نیز یک شیوه طویل المدت برای دستیابی به شرایط محیطی دلخواه به شمار می‌رود. در بحث آسایش حرارتی تطبیقی مفهوم مهمی تحت عنوان فرصت سازگاری^{۴۳} نیز مطرح می‌گردد.

منظور از فرصت سازگاری امکان استفاده از یکی از روش‌ها و یا رفتارهای فوق الذکر برای دستیابی به شرایط حرارتی مورد قبول است. به عنوان مثال در یک منزل مسکونی اگر افراد در فصل تابستان در ناحیه خاصی از اتاق احساس آسایش نداشته باشند، به صورت ذاتی و طبیعی چیدمان مبلمان منزل را به گونه‌ای تغییر می‌دهند که تا حد امکان مکان نشستن افراد در آن ناحیه قرار نگیرد.

فرصت سازگاری در محیط‌های اداری بسیار محدودتر از فضاهای مسکونی است. تغییر چیدمان مکان‌های اداری به راحتی امکان‌پذیر نیست. از سوی دیگر تغییر میزان لباس در محیط‌های اداری بسیار محدودتر است.

با توجه به محدودیت فرصت سازگاری در محیط‌های کاری نسبت به فضاهای مسکونی می‌توان چنین نتیجه‌گیری نمود که ایجاد شرایط آسایش حرارتی تطبیقی در فضاهای اداری تنها از طریق روش‌های سیستماتیک یعنی استفاده از تهويه طبیعی و تغییر شرایط داخل با محیط خارج تحقق می‌گردد.

۶-۸- آسایش حرارتی در ایران

تحقیقات انجام شده در ایران در زمینه آسایش حرارتی و تعیین معیارها و شاخص‌های مربوط به آن چندان زیاد نیست. همان‌طور که در فصول قبل نیز بدان اشاره شد؛ بررسی شرایط آسایش حرارتی به دو طریق بررسی‌های میدانی و روش‌های تحلیلی امکان‌پذیر است. البته در تعیین معیارها و محدوده‌های قابل قبول

⁴³ - Opportunity for Adaption

آسایش حرارتی، روش پیمایش میدانی بسیار کاراتر عمل می‌کند. روش تحلیلی بیشتر برای تحلیل تأثیر پارامترهای مختلف بر شرایط آسایش حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. آسایش حرارتی در ایران هم از طریق پیمایش میدانی و هم از طریق روش‌های تحلیلی مورد بررسی قرار گرفته است.

شاید از جمله مهمترین بررسی‌های انجام شده به شیوه پیمایش میدانی در ایران بتوان به تحقیقات شاهین حیدری اشاره نمود. وی در دو تحقیق جداگانه به بررسی میدانی شرایط آسایش حرارتی در دو منطقه مختلف از ایران پرداخته است. ایشان در سال‌های ۱۳۷۷-۱۳۷۸ شرایط آسایش حرارتی را در استان ایلام بررسی کرده است [۳۲]. پس از آن به بررسی شرایط آسایش حرارتی در نواحی مختلف شهر تهران پرداخته است [۳۳].

حیدری در شهر ایلام تحقیقات خود را در دو مرحله کوتاه مدت و بلند مدت انجام داده است. در تحقیق کوتاه مدت بررسی‌ها در تابستان و زمستان سال ۱۳۷۷ انجام شده است. در بررسی بلند مدت نتایج تحقیق مربوط به تمام فصول سال ۱۳۷۸ است. شهر ایلام در ارتفاع ۱۳۱۹ متری از سطح دریا و در عرض جغرافیایی $38^{\circ} 33'$ شمالی و طول جغرافیایی $46^{\circ} 26'$ شرقی واقع است. دو ماه از سال سرد و پنج ماه از سال گرم است. در ماه‌های گرم رطوبت نسبی اندک است. حیدری در نتایج تحقیق خود یک رابطه خطی بین دمای داخل ساختمان و میزان لباس ساکنان بیان نموده است [۳۲].

$$CL = 1.868 - 0.047T_i \quad (21-6)$$

که CL میزان عایق لباس و T_i میانگین دمای داخل بر حسب درجه سانتی‌گراد است. او رابطه بین دمای خنثی و دمای داخل، دمای خارج و دمای آسایش را به صورت زیر به دست آورده است [۳۲]:

$$T_n = 0.68T_i + 7.42 \quad (^{\circ}C) \quad (22-6)$$

$$T_c = 17.3 + 0.36T_{out} \quad (^{\circ}C) \quad (23-6)$$

که T_n دمای خنثی، T_i دمای داخل، T_c دمای آسایش و T_{out} دمای خارج است. حیدری در تحقیقات خود دریافت که مردم این بخش از ایران در دماهایی بیشتر از آن‌چه استاندارد ایزو ۷۷۳۰ معرفی کرده است احساس آسایش دارند. نتایج آزمایشات کوتاه‌مدت و بلندمدت در ایلام تقریباً نتایج یکسانی را در پی داشت [۳۲]. داده‌های به دست آمده در این تحقیق این نظر را که مهمترین عامل مؤثر در آسایش حرارتی دمای هواست، تأیید می‌کند.

همچنین بررسی‌های آسایش حرارتی توسط حیدری در شهر تهران در چهار منطقه:

- نارمک و تهرانپارس
- امامزاده یحیی
- شهرک ژاندارمری حد فاصل فلکه اول و دوم صادقیه
- خیابان پاسداران بالاتر از نیستان هفتم تا نیاوران

انجام شده است. بررسی‌ها نشان داده است که در فصل سرد متوسط دمای داخل ۲۱/۷ درجه سانتی‌گراد بوده که کمترین دما از منطقه امامزاده یحیی و حداقل دما در خیابان پاسداران گزارش شده است.

دامنه اختلاف دمای داخل در فصل سرد در مناطق مختلف مورد بررسی در شهر تهران ۶/۸ درجه سانتی‌گراد است که اختلاف فاحشی است. در فصل گرم متوسط دمای داخل ۲۸/۶ درجه سانتی‌گراد بوده که کمترین دما متعلق به پاسداران و بیشترین دما مربوط به منطقه امامزاده یحیی است [۳۳].

در حالیکه در فصل سرد اهالی امامزاده یحیی ۱/۷۴ clo لباس بر تن دارند اهالی منطقه سردتر پاسداران نسبت به اهالی منطقه امامزاده یحیی ۰/۳۶ clo کمتر لباس به

تن دارند. در فصل گرم توزیع لباس تقریباً مشابه است. از نظر نرخ فعالیت در هر دو فصل، اهالی منطقه پاسداران فعالیت کمتری دارند.

تحقیقات انجام شده نشان داد که در تهران در فصل گرم افراد در دمای بین ۲۴ تا ۳۱ درجه و در فصل سرد بین ۱۷/۷ تا ۲۴/۵ درجه سانتی گراد احساس آسایش می‌کنند [۳۳].

همان‌طور که ملاحظه می‌شود محدوده‌های دمایی مذکور با آنچه استانداردها پیشنهاد می‌کنند کمی متفاوت است که این تفاوت باید در طراحی سیستم‌های گرمایش و سرمایش لحاظ شود.

همان‌طور که ملاحظه می‌شود در فصل زمستان بین پوشش لباس ساکنان منطقه پاسداران و منطقه امامزاده یحیی تقریباً $clo\ 0/34$ اختلاف وجود دارد. از آنجا که هر $0/2\ clo$ تغییر در میزان پوشش لباس معادل ۶ درصد تغییر در مصرف انرژی است، می‌توان چنین نتیجه‌گیری نمود که در فصل زمستان اهالی منطقه پاسداران تقریباً ۱۰٪ بیشتر انرژی مصرف می‌کنند.

علاوه بر تحقیقات میدانی انجام شده توسط حیدری، بررسی‌های منطقه‌ای دیگری اما در سطح بسیار محدود در برخی از نواحی ایران انجام شده است که از آن جمله می‌توان به تعیین محدوده آسایش حرارتی در فضاهای بسته آموزشگاهی یزد اشاره نمود. نتایج این تحقیق در سال ۱۳۸۵ توسط قاسم زاده و نوری ارایه شده است [۳۴].

در ایران بررسی‌های دیگری نیز از طریق شیوه‌های تحلیلی بررسی آسایش حرارتی انجام شده است. اکثر این تحقیقات در زمینه بررسی عملکرد سیستم‌های گوناگون گرمایش و سرمایش ساختمان انجام شده است. بررسی‌های نسبتاً گسترده‌ای در جهت تحلیل عملکرد سیستم‌های گرمایش از کف ساختمان با توجه

به شرایط اقلیمی و منطقه‌ای شهر تهران و همچنین با در نظر گرفتن آداب و رسوم زندگی سنتی ایرانی توسط مؤلفین انجام شده است [۲۸]. همچنین در تحقیق دیگری تأثیر عایق کاری حرارتی ساختمان بر عملکرد سیستمهای گرمایش از کف هیدرونیک بر مبنای روش تحلیلی آسایش حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است [۳۵]. مقایسه عملکرد سیستمهای گرمایش کفی و سقفی از نظر مصرف انرژی و آسایش حرارتی نیز از جمله تحقیقات انجام شده توسط مؤلفین بر مبنای روش تحلیلی بررسی شرایط آسایش حرارتی است [۳۱].

در ادامه این تحقیقات به بررسی عملکرد سیستمهای سرمایش سقفی بر مبنای مدل‌های تحلیلی آسایش حرارتی و با توجه به شرایط اقلیمی شهر تهران پرداخته شده است [۳۶].

۱-۸- لزوم بومی سازی استانداردهای آسایش حرارتی

اگرچه تحقیقات نشان داده است که عواملی مانند نژاد و موقعیت جغرافیایی تأثیر زیادی بر شرایط آسایش حرارتی ندارد ولی عواملی وجود دارند که به طور غیر مستقیم بر شرایط آسایش حرارتی مؤثرند. در این میان نقش فرهنگ و آداب و رسوم منطقه‌ای و باورهای ریشه‌دار مذهبی را در میان افراد یک قوم یا ملت نمی‌توان نادیده گرفت. در گذشته تحقیقات آسایش حرارتی در دو بخش مختلف از دنیا یعنی اروپا و امریکا انجام شده و نتایج نشان داده است که نژاد و موقعیت جغرافیایی نقشی در شرایط آسایش حرارتی قابل قبول برای افراد ندارد. این نتیجه در واقع ریشه در هماهنگی و هم‌آوایی فرهنگی این دو منطقه دارد. اگر تغییر موقعیت جغرافیایی با تغییر فرهنگ و آداب و رسوم و باورهای اعتقادی افراد همراه باشد مطمئناً نتیجه متفاوت خواهد بود.

نوع و میزان لباس ساکنان ساختمان نقش مؤثری بر شرایط آسایش حرارتی داشته و برخاسته از فرهنگ و اعتقادات مردم آن منطقه است. در برخی از ملتها وجود یک حجب وحیای ملی مانع از آن می‌شود که افراد لباس خود را از حد معین و مشخصی کمتر کنند. همچنین نوع پوشش افراد نیز به شرایط و موقعیت آنها وابسته است. این نوع محدودیتها اگرچه برای زنان چشمگیرتر است اما مردها نیز از این قاعده مستثنی نیستند.

تحقیقات متعدد نشان داده است که با تغییر انداز میزان لباس ساکنان ($clo = 0.2$) می‌توان تا ۶٪ مصرف انرژی در ساختمان را کاهش داد. در فصول گرم سال، کاهش میزان لباس یک راهکار تطبیقی برای دستیابی به شرایط آسایش حرارتی است. اما حجب وحیای افراد مانع از آن می‌شود که لباس خود را بیش از حد کم کنند. بنابراین در جوامعی با باورهای اعتقادی و مذهبی، راهکار دستیابی به شرایط آسایش حرارتی در فصول گرم سال؛ از طریق تطبیق با محیط با کمک تغییر میزان لباس نمی‌تواند راهکار مؤثری باشد. این در حالی است که باورهای فرهنگی و مذهبی، در فصول سرد سال به هیچ وجه به عنوان یک عامل محدود کننده مطرح نیست.

با توجه به آنچه گفته شد می‌توان چنین نتیجه‌گیری کرد که استانداردهای آسایش حرارتی موجود که همگی بر مبنای شرایط و موقعیت افراد در کشورهای اروپایی و امریکایی تبیین شده‌اند نمی‌توانند به طور کامل پاسخگوی نیازهای کشورهای دیگر باشند. آنچه مسلم است اینست که بومی‌سازی استانداردها یکی از گام‌های اصلی و اولیه در جهت تعیین الگوهای درست مصرف و همچنین تعیین سیاستهای کلی در زمینه کاهش مصرف انرژی در ساختمان است.

۶-۹- ناهمانگی فصلی استانداردهای آسایش حرارتی

آزمایشات نشان داده است که دمای آسایشی که با افزایش دما در یک محیط سرد به دست می‌آید با دمای آسایشی که با کاهش دما در یک محیط گرم ایجاد می‌گردد

یکسان نیستند [۴۴]. در حالت دوم دمای آسایش بیشتر از حالت اول است. اگر چنانچه در فصل سرد دمای هوای اتاق در ابتدا بیش از حد گرم شود و سپس با کم کردن نقطه تنظیم دمای دستگاه تهویه مطبوع بخواهیم به شرایط آسایش دست یابیم، به دمای آسایش بالاتر خواهیم رسید که این به معنی مصرف بیشتر انرژی است. عکس این عمل نیز می‌تواند در تابستان موجب مصرف بیش از حد انرژی گردد. این حالت برای ساختمان‌هایی که به طور غیردایم مورد استفاده قرار می‌گیرند و همچنین در مواردی که افراد تحت شرایط گرمایی گذرا قرار می‌گیرند از اهمیت بیشتری برخوردار است.

معمولًاً ترموستات‌هایی که برای تنظیم دمای هوای داخل اتاق مورد استفاده قرار می‌گیرند محدوده عملکرد نسبتاً وسیعی دارند؛ به طوری که قادرند کل دامنه دمای آسایش حرارتی را اعم از زمستانه و تابستانه پوشش دهند. اغلب این سیستم‌ها به کاربران اجازه می‌دهند که دمای اتاق را در محدوده بین ۱۵ تا ۳۵ درجه سانتی‌گراد تغییر دهند.

به عنوان مثال در فصل سرما، افراد پس از ورود به داخل ساختمان و احساس سرما، اقدام به راهاندازی سیستم گرمایش می‌کنند. این امر از طریق تغییر دمای ترموستات محلی صورت می‌گیرد. معمولًاً افراد به هنگام احساس سرما، دمای ترموستات را بدون توجه به محدوده‌های آسایش حرارتی، به بیشتر از ۲۵ درجه سانتی‌گراد تغییر می‌دهند. پس از مدتی دمای هوای داخل اتاق به بیشتر از ۲۵ درجه سانتی‌گراد می‌رسد. در این حالت افراد کمی احساس گرما می‌کنند بنابراین به طریق تطبیقی (باز کردن پنجره‌ها) و یا از طریق مکانیکی (کاهش دمای ترموستات) اقدام به کاهش دما می‌نمایند. با کاهش تدریجی دمای اتاق و رسیدن به دمای ۲۴ درجه سانتی‌گراد افراد احساس آسایش حرارتی می‌کنند. افزایش بیش از حد دما در

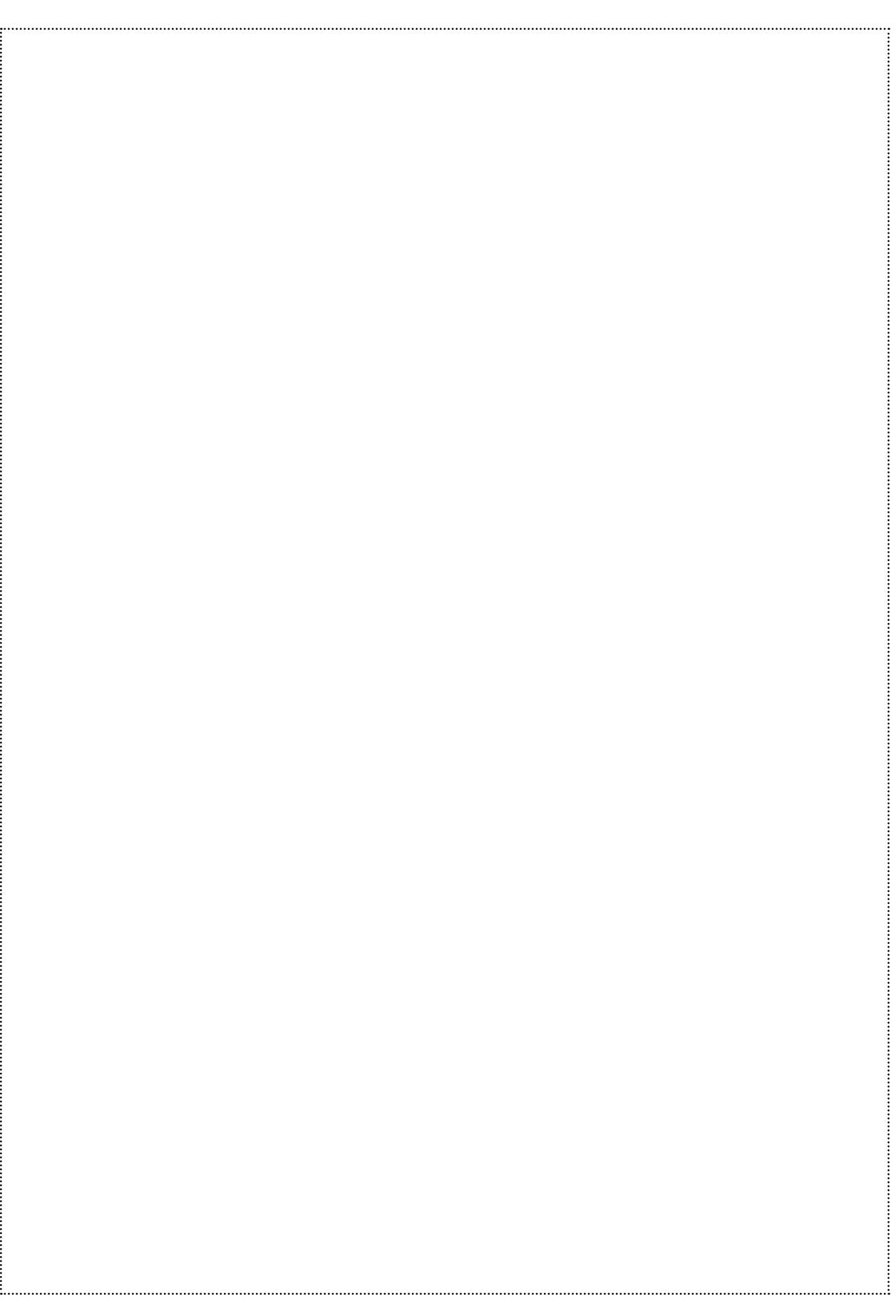
زمستان و سپس کاهش تدریجی آن تا رسیدن به دمای آسایش حرارتی باعث می‌شود که افراد به مرز بالای محدوده آسایش حرارتی زمستانه دست یابند. این در حالی است که اگر فرایند گرمایش در ابتدا به صورت تدریجی انجام می‌شد، افراد پس از رسیدن دمای اتاق به ۲۲ درجه سانتی‌گراد احساس رضایت می‌کردند.

در تابستان نیز فرایند مشابهی رخ می‌دهد. افراد پس از ورود به فضای اتاق و احساس گرما، بدون توجه به محدوده آسایش حرارتی تابستانه، دمای ترمومترات را به کمتر از ۲۵ درجه سانتی‌گراد تغییر می‌دهند. پس از مدتی احساس سرمای نسبی بر فضای حکم فرما می‌شود. در چنین شرایطی افراد اقدام به افزایش نسبی دما از طریق باز کردن پنجره‌ها و یا افزایش دمای ترمومترات می‌کنند. با افزایش تدریجی دمای اتاق و رسیدن به دمای ۲۶ درجه سانتی‌گراد احساس آسایش حرارتی برقرار می‌گردد. این در حالی است که اگر فرایند سرمایش در تابستان به صورت تدریجی انجام می‌شد، افراد پس از رسیدن دمای اتاق به ۲۸ درجه سانتی‌گراد احساس رضایت می‌کردند.

همانطور که ملاحظه می‌شود؛ گستردگی دامنه عملکرد ترمومترات‌های تنظیم‌کننده دمای اتاق در اغلب موارد سبب می‌شوند که دمای داخل ساختمان‌ها در زمستان حداقل ۲ درجه بیشتر و در تابستان ۲ درجه کمتر از مقدار مورد نیاز باشد. از سوی دیگر رابطه تنگاتنگی بین دمای داخل ساختمان و میزان مصرف انرژی در آن وجود دارد؛ بطوریکه با تغییر هر یک درجه دمای داخل، مصرف انرژی تقریباً ۵ تا ۱۵ درصد تغییر خواهد کرد [۴].

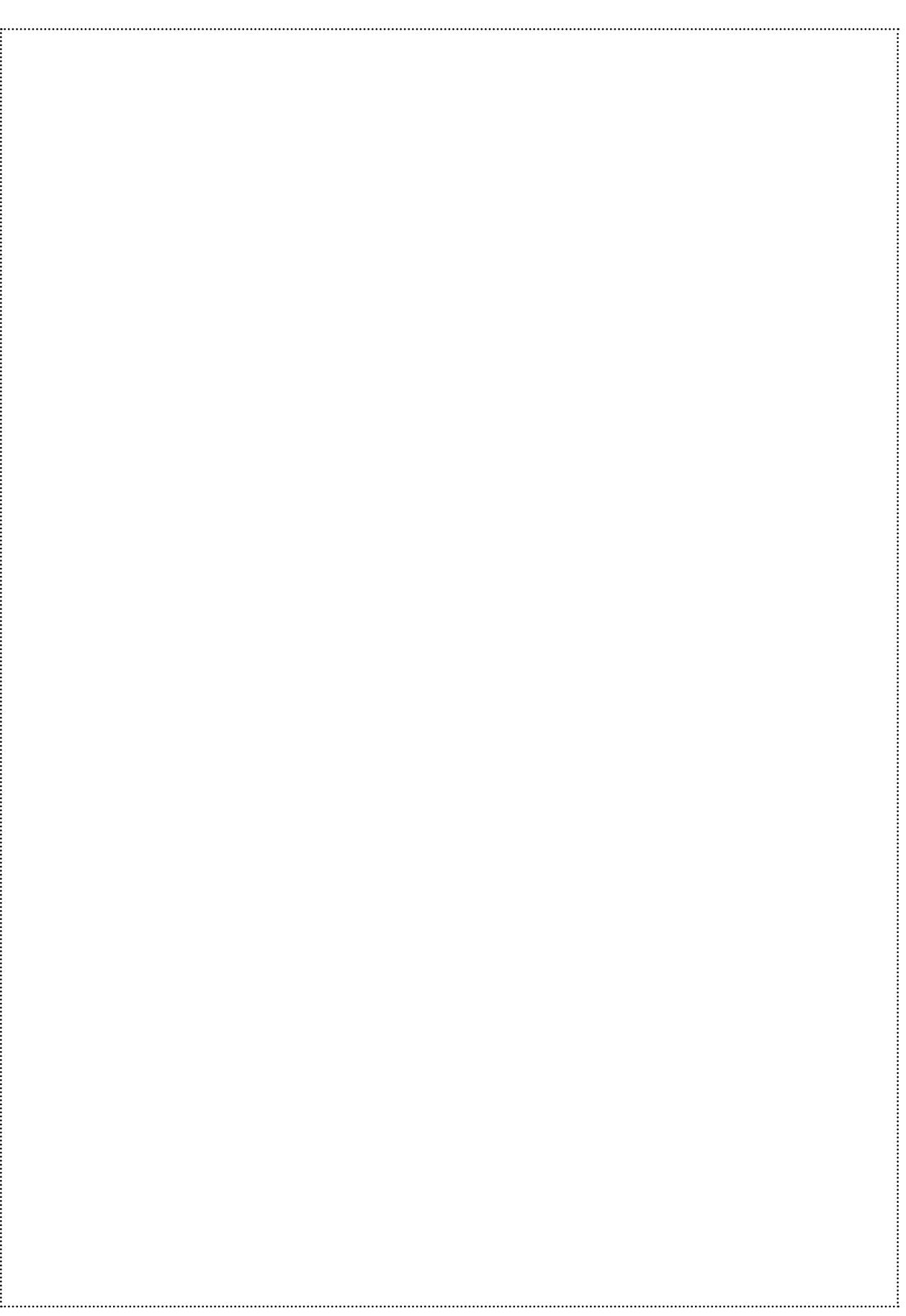
در یک تحقیق، میزان بار حرارتی و برودتی مورد نیاز یک ساختمان نمونه در هفت ناحیه متفاوت شهر تهران (تجربیش، پارک شهر، دوشان تپه، سعدآباد، مهرآباد، نارمک و نمایشگاه) در طول یکسال محاسبه شد. در این بررسی یکبار برای حالتی

که دامنه عملکرد ترموموستات‌ها محدود است و بار دیگر در حالتی که از ترموموستات‌های معمولی استفاده می‌شود، میزان مصرف انرژی سالانه مورد نیاز ساختمان برای سرمایش و گرمایش برآورده شد. نتایج بررسی‌ها نشان داد که در شرایط اقلیمی تهران و با توجه به نوع مصالح ساختمانی مرسوم، با استفاده از ترموموستات‌هایی با قابلیت تفکیک شرایط آسایش حرارتی فصلی، می‌توان یک تا دو درجه دمای داخل ساختمان را تغییر داد که این مقدار تغییر دما معادل ۵ تا ۱۰ درصد صرفه‌جویی در مصرف انرژی سالانه مورد نیاز ساختمان برای سرمایش و گرمایش است [۴۵].





پیوست‌ها



پیوست ۱:

برنامه کامپیوتری جهت محاسبه احساس حرارتی افراد بر مبنای استاندارد ایزو ۷۷۳۰

```
FNPS(T)=EXP(16.6536-4030.183/(T+235))
WRITE(*,*)'DATA ENTRY'
WRITE(*,*)'Clothing=? (Clo)'
READ(*,*) CLO
WRITE(*,*)'METabolic Rate=? (Met)'
READ(*,*)BMET
WRITE(*,*)'External Work=? (MET).(normally around 0)'
READ(*,*)WME
WRITE(*,*)'Air Temperature=? (C)'
READ(*,*) TA
WRITE(*,*)'Mean Radient Temp=? (C)'
READ(*,*)TR
WRITE(*,*)'Relative Air Velocity=? (m/s)'
```

```
READ(*.* )VEL
WRITE(*.* )'ENTER EITHER RH OR VAPOUR PRESSURE BUT
NOT BOTH'
WRITE(*.* )'Relative Humidity=? (%)'
READ(*.* )RH
WRITE(*.* )'Water Vapour Pressure=? (Pa)'
READ(*.* )PA
IF(PA.EQ.0)THEN
PA=RH*10*FNPS(TA)
ENDIF
BICL=0.155*CLO
BM=BMET*58.15
W=WME*58.15
BMW=BM-W
IF (BICL.LT.0.078)THEN
FCL=1+1.29*BICL
ELSE
FCL=1.05+.645*BICL
ENDIF
HCF=12.1*SQRT(VEL)
TAA=TA+273
TRA=TR+273

TCLA=TAA+(35.5-TA)/(3.5*(6.45*BICL+0.1))
P1=BICL*FCL
P2=P1*3.96
P3=P1*100
P4=P1*TAA
P5=308.7-.028*BMW+P2*(TRA/100)**4
XN=TCLA/100
XF=XN
N=0
EPS=0.00015
350 XF=(XF+XN)/2
HCN=2.38*ABS(100*XF-TAA)**0.25
```

```

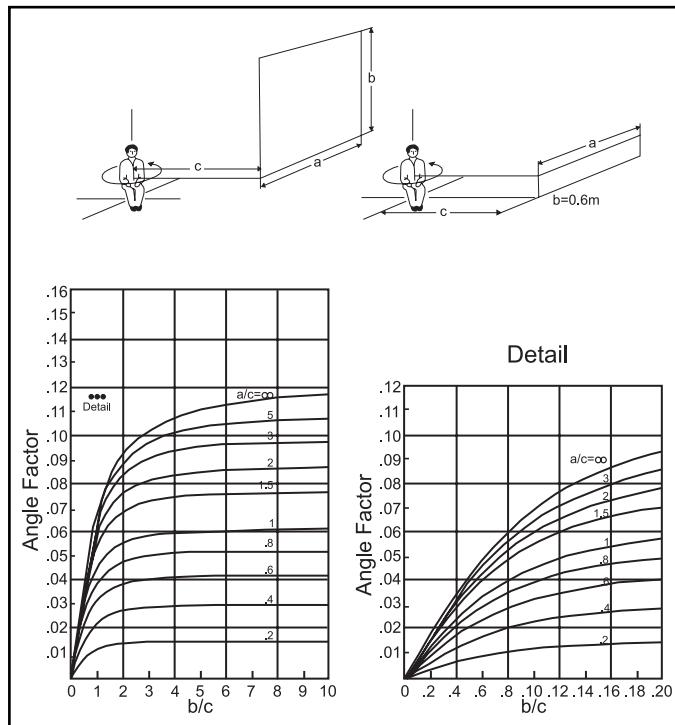
IF(HCF.GT.HCN)THEN
HC=HCF
ELSE
HC=HCN
ENDIF
XN=(P5+P4*HC-P2*XF**4)/(100+P3*HC)
N=N+1
IF(N.LE.150)THEN
IF(ABS(XN-XF).GT.EPS)THEN
GOTO 350
ENDIF
TCL=100*XN-273
ELSE
GOTO 550
ENDIF
HL1=3.05*0.001*(5733-6.99*BMW-PA)
IF(BMW.GT.58.15)THEN
HL2=.42*(BMW-58.15)
ELSE
HL2=0
ENDIF
HL3=1.7*.00001*BM*(5867-PA)
HL4=0.0014*BM*(34-TA)
HL5=3.96*FCL*(XN**4-(TRA/100)**4)
HL6=FCL*HC*(TCL-TA)
TS=.303*EXP(-.036*BM)+.028
PMV=TS*(BMW-HL1-HL2-HL3-HL4-HL5-HL6)
PPD=100-95*EXP(-.03353*PMV**4-.2179*PMV**2)
GOTO 570
550 PMV=999999
PPD=100
570 WRITE(*,*)"Predicted Mean Vote (PMV)='
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)PMV
WRITE(*,*)

```

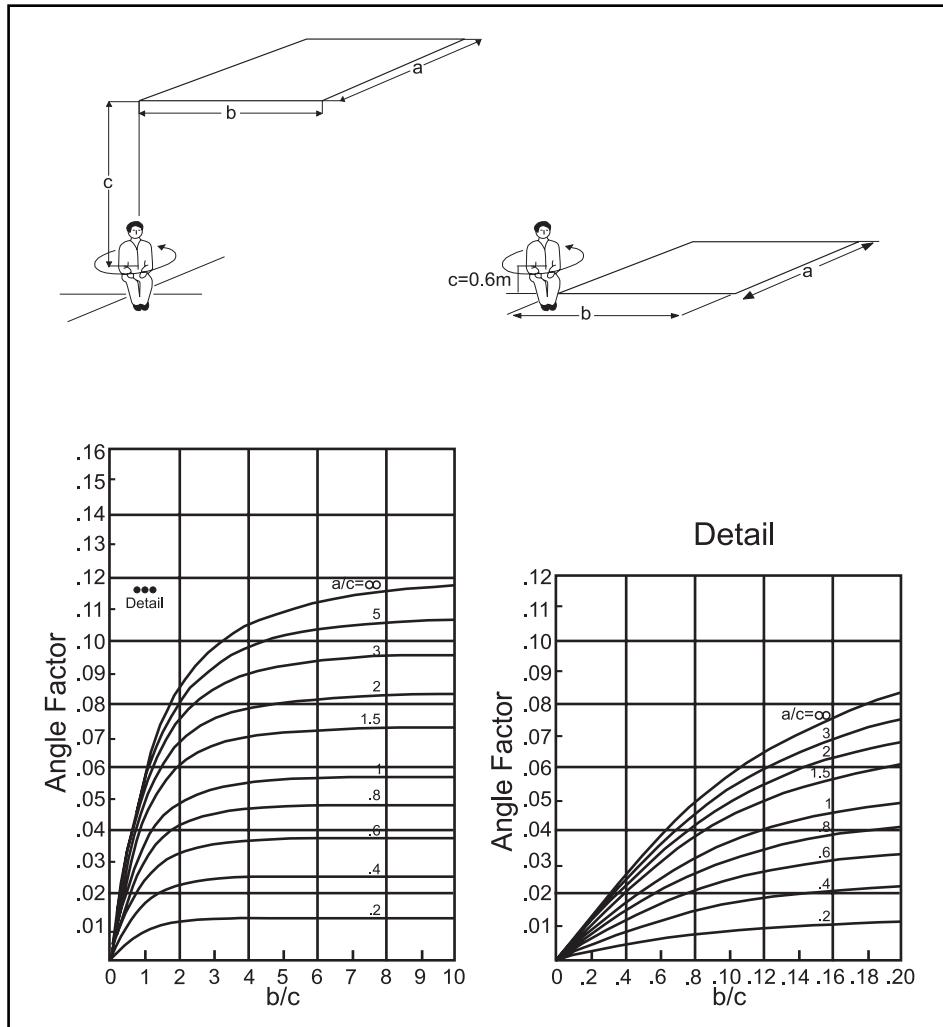
```
WRITE(*,*)"Predicted Percentage of Dissatisfied(PPD)='  
WRITE(*,*)  
WRITE(*,*)PPD  
STOP  
END
```

پیوست ۲

نمودارهای لازم برای محاسبه ضریب دید بدن انسان با سطوح جانبی اتاق

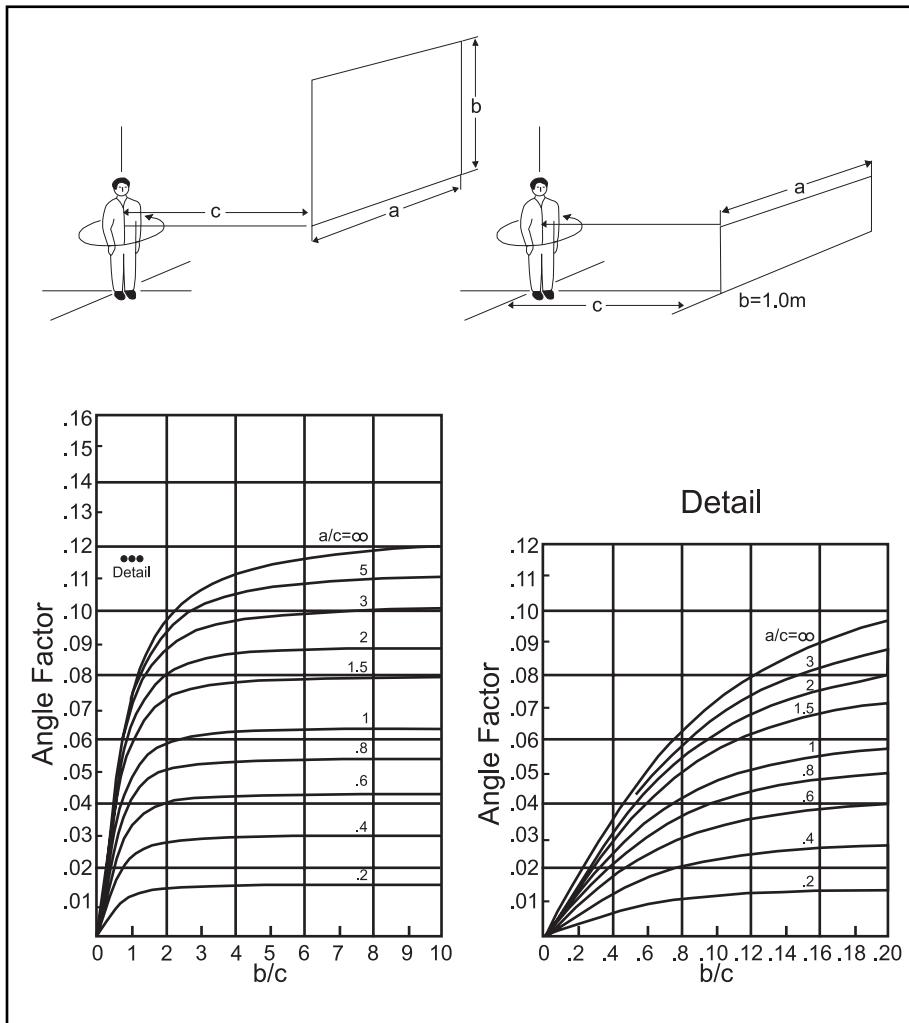


شکل ۱. فاکتور زاویه برای شخصی که روی صندلی نشسته نسبت به سطوح عمودی جانبی [۳].

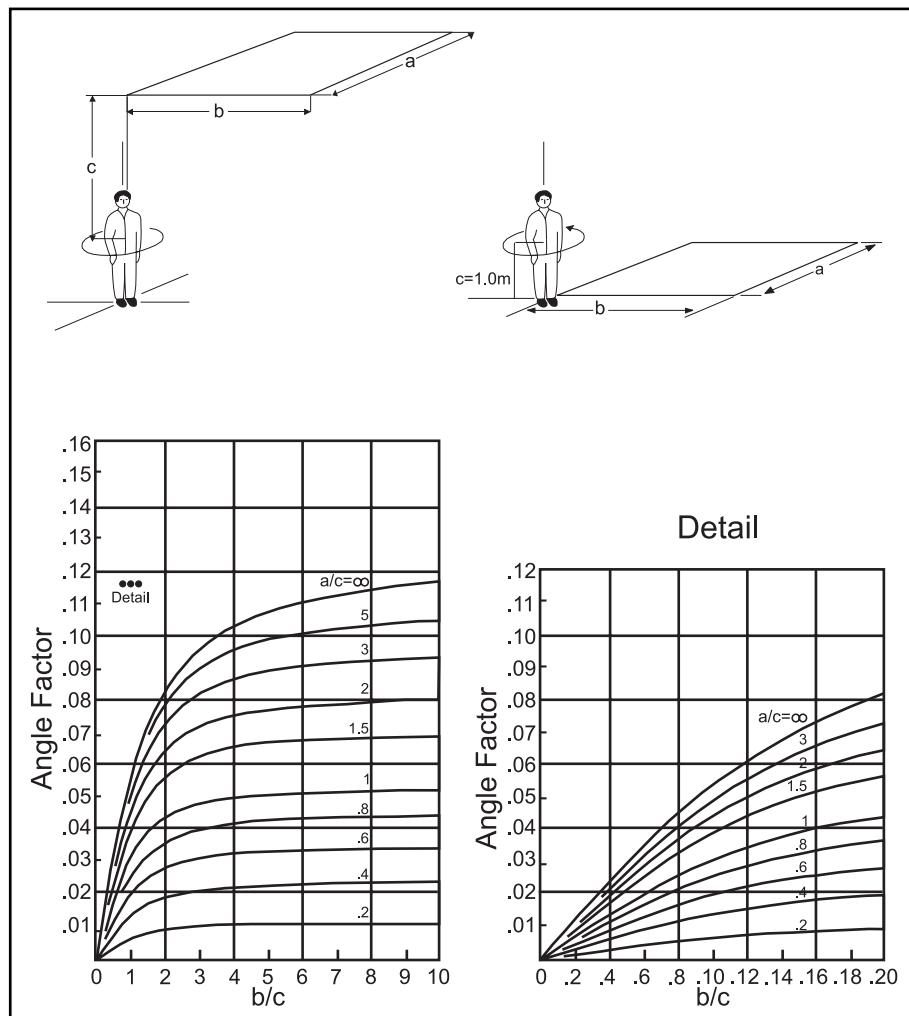


شکل (۲). فاکتور زاویه برای شخصی که روی صندلی نشسته

نسبت به سطوح افقی جانبی [۳].



شکل (۳). فاکتور زاویه برای شخصی که ایستاده، نسبت به سطوح عمودی جانبی [۳].



شکل (۴). فاکتور زاویه برای شخصی که ایستاده، نسبت به سطوح افقی جانبی [۳].

پیوست ۳

خواص ترموفیزیکی و تابشی برخی از مواد

جدول (۱). خواص ترموفیزیکی برخی از مصالح ساختمانی و عایق‌های حرارتی [۲۵].

c_p (J/kg.K)	k (W/m.K)	ρ (kg/m ³)	ماده
۱۲۵۵	۰/۱۶	۷۲۰	چوب
۷۸۰	۰/۷۲	۱۸۶۰	ملاط سیمان
۸۳۵	۰/۷۲	۱۹۲۰	آجر معمولی
-	۱/۲	۲۰۸۳	آجر روکار
-	۰/۷۲	۱۸۶۰	روکش سیمان، ماسه فشرده
۱۰۸۵	۰/۲۲	۱۶۸۰	روکش گچ
۱۲۱۰	۰/۰۴۷	۵۵	پلی استیرن قالبی (R-12)
۱۲۱۰	۰/۰۴	۱۶	پلی استیرن دانه‌ای
-	۰/۰۴۵	۱۶۰	چوب پنبه
-	۰/۱	-	کرک استات پلی وینیل
۱۰۴۵	۰/۰۲۶	۷۰	پلی اورتان

جدول (۲). ضریب صدور تابشی برخی از مواد در دمای K [۴۱ و ۴۲].

ماده	(ε) ضریب صدور
آسفالت	۰/۹۳
آجر	۰/۹۲
سرامیک	۰/۹
سفال	۰/۹۱
لباس کتانی	۰/۷۷
سنگ مرمر	۰/۹۵
رنگ روغنی	۰/۹۲-۰/۹۶
شن	۰/۷۶
قالی	۰/۸۸-۰/۹۵
کاغذ	۰/۹۱
بتن	۰/۹۴

منابع و مراجع

- 1- H. B. Awbi, Ventilation of Buildings, E&FN Spon, London, 1998.
- 2- Yunus A. Cengel, Michael A. Boles, Thermodynamics an engineering approach, 4'th ed, McGraw-Hill, New York, 2002.
- 3- P. O. Fanger, Thermal comfort; analysis and application in environmental engineering, McGraw-Hill, New York, 1970.
- 4- ASHRAE handbook-fundamentals, Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 1989 [chapter 8].
- 5- Abdulvahap Yigit, Combining thermal comfort models, ASHRAE Transactions, 1999, 149-156.
- 6- Wissler EH, Mathematical simulation of human thermal behaviour using whole body model, Heat and mass transfer in medicine and biology, 1985, 325-373.
- 7- Fu G, A transient 3D mathematical thermal model for cloth man, Kansas, Kansas State University, PhD thesis, 1995.
- 8- Stolwijk JAJ, hardy JD, Control of body temperature, Handbook of Physiology, Williams and Wilkins, Baltimore, 1977.

- 9- Fiala D, Lomas KJ, Stohrer M. Computer predictions of human thermoregulatory and temperature response to a wide range of environmental conditions. *Int J Biometeorol.* 2001; 45: 143-59.
- 10- Werner J, Webb P. A six-cylinder model of human thermoregulation for general use on personal computers. *Ann Physiol Anthropol.* 1993; 12 (3): 123-34.
- 11- Havenith g, Holmer I, den Hartog IA, Parsons KC. Clothing evaporative heat resistance- proposal for improved representation in standars and models. *Ann Occupant hygiene.* 1999; 43 (5):339-346.
- 12- Lotens WA. Heat transfer from humans wearing clothing. Delf. Delf University of Technology, PhD thesis. 1993.
- 13- Murakami S, Kato S, Zeng J. Combined simulation of air flow; radiation and moisture transport for heat release from a human body. *Build Environ.* 2000; 35(6): 448-500.
- 14- Kaynakli O, Unver U, Kilic M. Evaluating thermal environments for sitting and standing posture. *Int Commun Heat Mass Transfer.* 2003; 30(8):1179-88.
- 15- Omer Kaynakli, Muhsin Kilic. Investigation of indoor thermal comfort under transient conditons. *Build Environ.* 2005; 40: 165-74.
- 16- Doherty TJ, Arens E. Evaluation of the physiological bases of thermal comfort models. *ASHRAE Transcations* 1988; 94(Part1): 1371-85.
- 17- Fergus Nicol, Michael Humphreys, Oliver Sykes, Susan Roaf. Standards for thermal comfort. E&FN Spon, London. 1995.
- 18- Byron W. Jones. Capabilities and limitations of thermal models for use in thermal comfort standars for buildings. *Energy Build.* 2002; 34: 653-59.

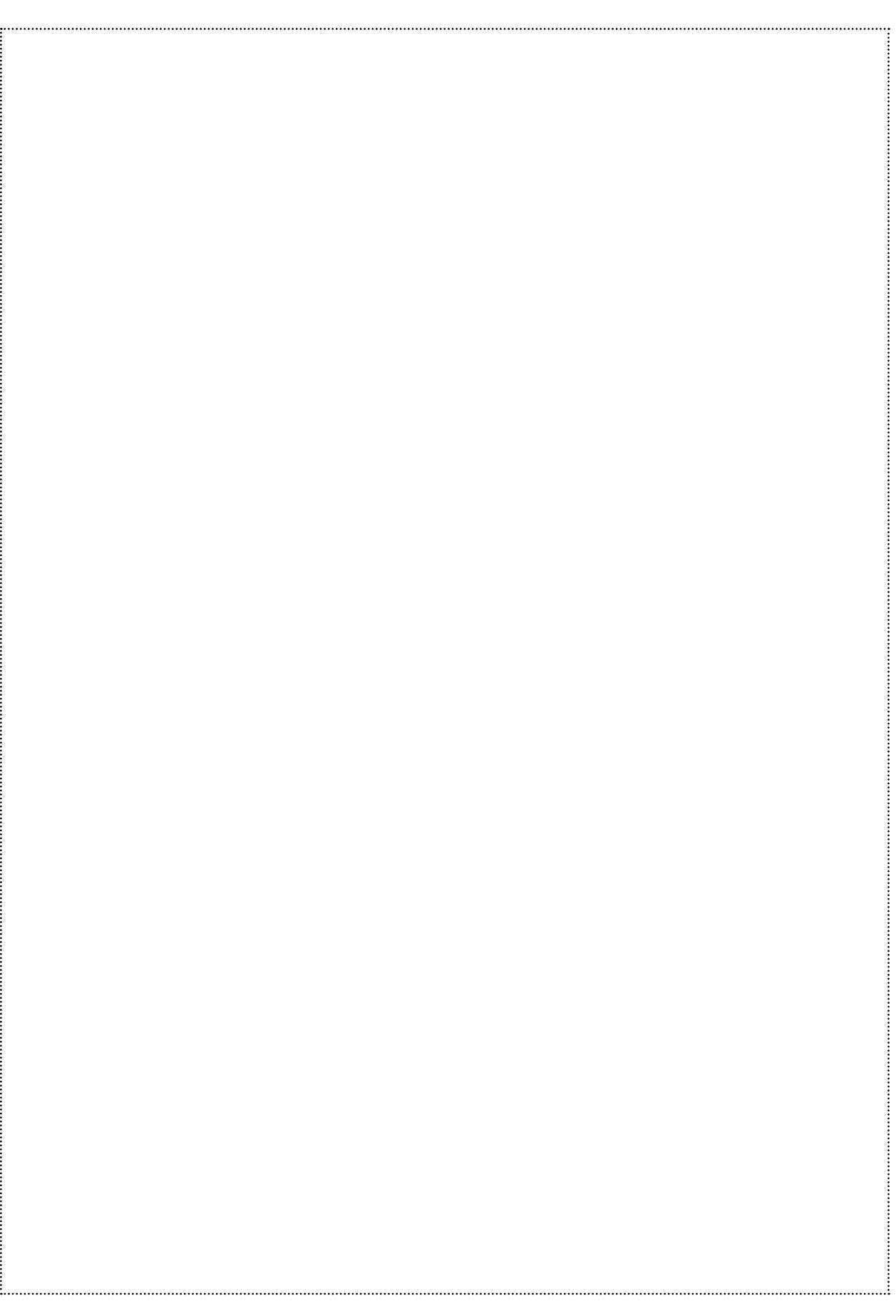
- 19- J. F. Nicol, M. Humphreys. Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standars for buildings. Energy Build. 2002, 34, 563-72.
- 20- Laszlo J. Banhidi. Radiant heating syystems; design and applications. Pergamon Press, England, 1991.
- 21- CR 1752-1998: Ventilation for buildings- Design criteria for the indoor environment.
- 22- ISO 7730-1994: Modereate thermal environments- Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort.
- 23- Richard d. Watson, Kirby S. Chapman. Radiant heating and cooling handbook. McGraw-Hill, New York, 2001.
- 24- Hanibichi, Haruo. Basic study of radiative and convective heat exchange in a room with floor heating. ASHRAE Transactions. 1998, 4, 1098-1105.
- 25- G. Canistraro, G. Franzitta, C. Giaconia. Algorithms for the calculation of the view factors between human body and rectangular surfaces in parallelepiped environments. Energy Build. 1992, 19, 51-60.
- 26- Peter Wallentren. Convective heat transfer coefficients in a full-scale room with and without furniture. Build environ. 2001, 36, 734-751.
- 27- Stephen B. Pope. Turbulent Flows. Cambrige University Press, UK, 2000.
- 28- S V. Patankar. Numerical heat transfer and fluid flow. Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1980.

- 29- S. Heidari, S. Sharples. A comparative analysis of short-term and long-term thermal comfort surveys in Iran. Energy Build. 2002, 34, 607-614.
- 30- G. Rizzo, G. Franzitta, G. Canistraro. Algorithms for the calculation of the mean projected area factors of seated and standing persons.
- 31- K. Kubaha, D. Fiala, J. Toftum, A. H. Taki. Human projected area factors for detailed direct and diffuse solar radiation analysis. Int J Biometeorol. 2004, 49, 113-129.
- 32- Maria La Gennusa, Antonino Nucara, Gianfranco Rizzo. The calculation of the mean radiant temperature of a subject exposed to the solar radiation- a generalised algorithm. Build Environ. 2005, 40, 367-375.
- 33- http://repositories.cdlib.org/cedr/cbe/ieq/Zhang2005_Thermal_Comfort, visited on Feb 2006.
- 34- Richard J. de Dear, Gail Schiller Brager. Developing an adaptive model of thermal comfort and preference. ASHRAE Trans. 1998, 104 (Part 1), 18-36.
- 35- Robert Siegel, John R. Howell. Thermal radiation heat transfer. 3rd ed, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1992.
- 36- http://www.Simitecno.it/jenoptik/javelin_brochure, visited on Jan 2006.
- 37- K.C.Parsons. The effects of gender, acclimation state, the opportunity to adjust clothing and physical disability on requirements for thermal comfort. Energy and Buildings, v34, (2002), 593-599.

۳۸- فرانک پ-اینکروپر، دیوید پ-دویت، مقدمه‌ای بر انتقال گرما، جلد ۲، ترجمه علی

اصغر رستمی، شهرام حمایت، چاپ دوم، اردیبهشت ۱۳۷۶.

- ۳۹- امیر امیدوار، مهدی معرفت، تحلیل سیستمهای گرمایش از کف هیدرولیک از نظر مصرف انرژی و آسایش حرارتی، دانشگاه تربیت مدرس تهران، پایاننامه کارشناسی ارشد، ۱۳۸۳.
- ۴۰- امیر امیدوار، مهدی معرفت، مقایسه سیستم‌های گرمایش تابشی سقفی و کفی از نظر مصرف انرژی و آسایش حرارتی در ساختمان، اولین کنفرانس اکو انرژی ایران، ارومیه، شهریور ۱۳۸۳.
- ۴۱- شاهین حیدری، سیستم‌های تهویه مطبوع در ایران (استفاده یا ضرر؟)، مجموعه مقالات چهارمین همایش ملی انرژی، تهران، اردیبهشت ۱۳۸۲.
- ۴۲- محمد نوری، مرضیه قاسم زاده، تعیین محدوده آسایش حرارتی در فضاهای بسته آموزشگاهی یزد، مجموعه مقالات پنجمین همایش بهینه‌سازی مصرف سوخت در ساختمان، تهران، اردیبهشت ۱۳۸۵.
- ۴۳- امیر امیدوار، مهدی معرفت، عایق‌کاری حرارتی نامطلوب محدودیتی در استفاده از سامانه‌های گرمایش از کف ساختمان، مجموعه مقالات پنجمین همایش بهینه‌سازی مصرف سوخت در ساختمان، تهران، اردیبهشت ۱۳۸۵.
- ۴۴- سید علیرضا ذوالفقاری، مهدی معرفت، بهینه‌سازی عملکرد سیستم سرمایش تابشی سقفی با تحلیل همزمان مصرف انرژی و آسایش حرارتی، دانشگاه تربیت مدرس، پایان نامه کارشناسی ارشد، ۱۳۸۵.
- ۴۵- امیر امیدوار، سید علیرضا ذوالفقاری، مهدی معرفت، تفکیک دامنه عملکرد ترمومترهای دمای داخل ساختمان بر اساس معیارهای آسایش حرارتی فصلی، رهیافتی مؤثر در اقتصاد انرژی، اولین کنفرانس بهینه‌سازی مصرف انرژی، مشهد، تیرماه ۱۳۸۶.



واژه‌نامه

فارسی - انگلیسی

(خ)	(الف)
Gray	خاکستری
(د)	
Steady	دایم
Heat Dissipation	دفع حرارت
Operative Temperature	دما ^ی عملکرد
Mean Radian Temperature	دما ^ی متوسط
Effective Temperature	تابش
(ر)	دما ^ی مؤثر
Regression	رگرسیون
(س)	
Building	ساختمان
Cooling	سرماشی
Effective Area	سطح مؤثر
Ceiling	سقف
(ش)	
Intensity	شدت
(ص)	
Emitter	صادر کننده
Saving	صرفه‌جویی
(ض)	
Contact Coefficient	ضریب تماش
View factor	ضریب دید
Emissivity	ضریب صدور
(ط)	
Wave length	طول موج
(ع)	
Insulation	عایق
Sweat	عرق
Response	عكس العمل
	آسایش
	آسایش تطبیقی
	آماری
	اختلاط
	استفاده نوبتی
	اشبع
	اغتشاش
	المان محدود
	(ب)
	بدن
	بهینه‌سازی
	(پ)
	پخش
	پوست
	پیمایش میدانی
	(ت)
	تابش
	تابع دیواره
	تبخیر
	تحلیلی
	تنظیم
	تهویه
	تهویه طبیعی
	تغییج
	(ج)
	جابه‌جایی
	جابه‌جایی آزاد
	جابه‌جایی اجباری
	جهتی
	Convexion
	Free Convexion
	Forced Convexion
	Directional

م	غ
Transfer	مبادله
Metabolic	متاپولیک
Sensible	محسوس
Environment	محیط
Core	مرکز بدن
Free Boundary	مرز آزاد
Energy Consumption	صرف انرژی
Local	موقعی
Criterion	معیار
ن	
Thermal Discomfort	نارضایتی حرارتی
Latent	نهان
ه	
Conduction	هدايت
Hydronic	هیدروپنیک
غ	
Concentration	غاظت
	ف
Activity	فعالیت
	ک
Floor	کف
Draught	كوران
Quality	کیفیت
Sedentary Work	کار معمولی
	گ
Heating	گرمایش
Transient	گذرا
	ل
Stratified	لایه‌ای
Cloth	لباس
Shivering	لرز