

# ارائه‌ی یک مدل محاسباتی برای مدل‌سازی حرارتی اتاقک خودرو

محمدحسن سعیدی (دانشیار)

قطب علمی تبدیل انرژی، دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

رامین کوهی‌کمالی (دانشجوی دکتری)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر

احمد رضا فقیه‌خراسانی (دانشجوی دکتری)

قطب علمی تبدیل انرژی، دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

هدف از ارائه‌ی این نوشتار ایجاد یک مدل عددی برای بررسی تغییرات دما و رطوبت انباشته در داخل اتاقک خودرو تحت شرایط عملکردی است. مدل ایجاد شده برای اتاقک و سرنشینان براساس روش ظرفیت انباشته است. میزان تغییرات دما و رطوبت نسبی براساس شرایط عملکرد گذرای خودرو، مانند گرمایش ناشی از تابش مستقیم خورشید به‌صورت بارهای حرارتی هدایت و جابه‌جایی از بدنه و بار حرارتی و رطوبت ناشی از سرنشینان در نظر گرفته شده است. با استفاده از پارامترهای دما و دبی هوای خروجی حاصل از کارکرد سیستم تبرید (شرایط عملکردی) و همچنین هندسه‌ی خودرو و شرایط آب و هوایی به‌عنوان ورودی به برنامه، مدل عددی ایجاد شده میزان دمای متوسط و رطوبت نسبی در داخل اتاقک خودرو را به‌عنوان خروجی مشخص می‌کند. به‌کمک تجزیه و تحلیل ظرفیت انباشته برای اجرام داخلی، رفتار گذرای دما و رطوبت انباشته در داخل اتاقک از طریق سه معادله‌ی دیفرانسیل کوبله غیرخطی مشخص می‌شود. مقایسه‌ی نتایج این روش با نتایج تست تونل باد بیانگر صحت مدل عددی است.

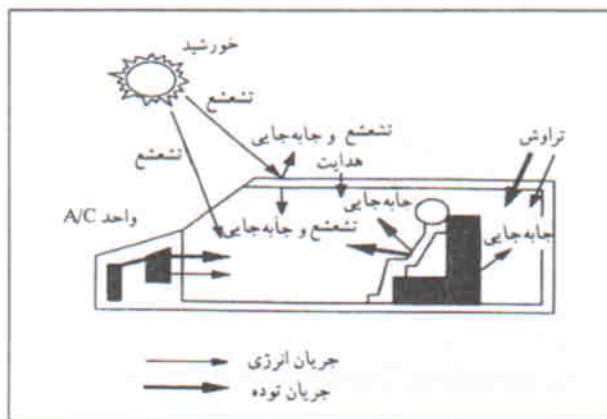
## مقدمه

تمامی این پارامترها روی بار حرارتی خودرو است. در شکل ۱ نمایی از بارهای مختلف ورودی به اتاقک خودرو نشان داده شده است.

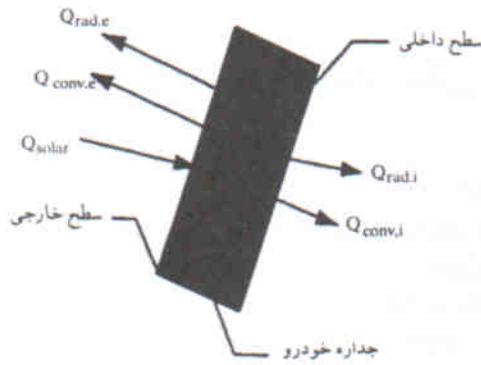
در این نوشتار به بررسی و مدل‌سازی قسمت‌های زیر پرداخته شده است:

- مدل‌سازی بار حرارتی خورشید؛
- مدل‌سازی بار حرارتی و رطوبتی سرنشینان؛
- مدل‌سازی بار هدایت و جابه‌جایی، و اثر ذخیره‌سازی حرارت؛
- مدل‌سازی حرارتی اتاقک به‌کمک روش ظرفیت انباشته.

به‌طور کلی چهار پارامتر محیطی در آسایش سرنشینان یک خودرو مؤثر است: دمای حباب خشک، رطوبت نسبی، سرعت هوا و میزان متوسط دمای تابش خورشید.<sup>[۱]</sup> از بین چهار پارامتر مذکور، تنها سه پارامتر اول قابل تغییر توسط یک سیستم کنترل شرایط دمایی است. در اکثر تحقیقاتی که تاکنون در این زمینه انجام شده است، تأثیرات رطوبت بر آسایش سرنشینان، یا محاسبات مربوط به تغییرات دمای داخل اتاقک خودرو در نظر گرفته نشده است. محاسبات مربوط به بار حرارتی نیز بدون در نظر گرفتن تأثیر ذخیره‌سازی حرارتی خودرو انجام شده است. به‌عنوان مثال، دیویس هیچ یک از عوامل رطوبت نسبی و اثر ذخیره‌سازی حرارتی را در مدل‌سازی خود لحاظ نکرده و تنها متوسط دمای داخل اتاقک را محاسبه کرده است.<sup>[۲]</sup> باس، کوهلر، خمسی و سیلو، علاوه بر دما، رطوبت نسبی را در مدل‌سازی خود لحاظ کرده‌اند ولی اثر ذخیره‌سازی حرارت را در مدل‌سازی بارهای حرارتی خود لحاظ نکرده‌اند.<sup>[۳-۶]</sup> در این میان تنها یانگ توانسته است در مدل‌سازی خود تمامی این اثرات را لحاظ کند.<sup>[۷]</sup> شایان ذکر است تفاوت عمده‌ی تحقیق حاضر با سایر پژوهش‌های انجام شده، در نظر گرفتن تأثیر تغییرات دما و رطوبت نسبی در داخل اتاقک، اثر ذخیره‌سازی حرارت در بدنه و قسمت‌های مختلف، در نظر گرفتن اثر حرارت نفوذی به داخل و میزان تأثیر



شکل ۱. نمایی از مدل ظرفیت انباشته در اتاقک خودرو.<sup>[۷]</sup>



شکل ۳. موازنه‌ی انرژی در جداره‌ی خودرو.

جابه‌جایی به سطح داخل انتقال می‌یابد. سپس حرارت از سطح داخل از طریق تابش و جابه‌جایی به محیط منتقل می‌شود. در شکل ۳، این مؤلفه‌های حرارتی نمایش داده شده‌اند.

با برقراری موازنه‌ی انرژی بین ترم‌های مذکور می‌توان میزان بار تابشی وارد شده به خودرو را از طریق انتقال حرارت هدایت و جابه‌جایی محاسبه کرد.

#### – بار تابشی خورشید روی شیشه‌ها

تابش خورشید با عبور از سطوح شفاف باعث اعمال بخشی از بار حرارتی خورشید به خودرو می‌شود. لذا بار حرارتی در این سطوح چنین بیان می‌شود:

$$Q_{\text{Transmission}} = I_t A \tau \quad (2)$$

#### مدل‌سازی حرارتی و رطوبتی سرنشینان

مدلی که بیانگر میزان حرارت و رطوبت تولیدشده توسط سرنشینان به محیط داخل اتاقک است براساس تحقیقات فننگر تدوین شده است.<sup>[۱]</sup> این مدل از قابلیت محاسبه‌ی بار حرارتی و رطوبتی ناشی از سرنشینان برحسب متغیرهایی چون قد، وزن، نوع لباس و میزان فعالیت برخوردار است. از این رو هدف اصلی این مدل، محاسبه‌ی میزان انرژی و جرم بخار اضافه شده به هوای داخل اتاقک توسط سرنشینان است. این دو کمیت تحت عنوان «بار حرارتی سرنشینان» و «بار رطوبتی سرنشینان» در نظر گرفته شده است.

#### – بار حرارتی سرنشینان

بار حرارتی سرنشینان یک خودرو با استفاده از یک مدل پایدار، و با فرض تعادل حرارتی و صرف‌نظر کردن از ذخیره‌سازی حرارت در داخل بدن محاسبه می‌شود. معادله‌ی تعادل حرارتی در این شرایط از طریق رابطه‌ی ۳ بیان می‌شود:<sup>[۹]</sup>

#### مدل‌سازی بار حرارتی خورشید

کل انرژی دریافتی تابشی روی یک صفحه‌ی شیب‌دار از مؤلفه‌های زیر تشکیل شده است:

- تابش مستقیم و پراکنده از آسمان؛
- تابش پراکنده از هاله‌ی اطراف زمین و خورشید؛
- تابش پراکنده از زمین؛
- بازتابش زمین.

کل انرژی دریافتی از خورشید روی یک سطح شیب‌دار با زاویه‌ی  $\beta$  و مساحت  $A_t$  از طریق معادله‌ی ۱ بیان می‌شود.<sup>[۸]</sup>

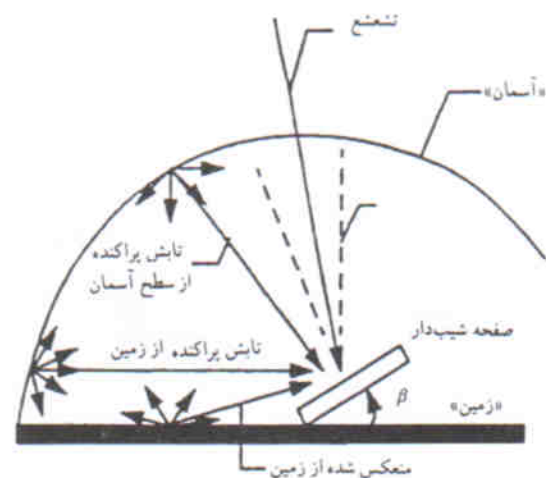
$$I_t = (I_b + I_d A_t) \cdot R_b + I_d \cdot (1 - A_t) \cdot \left[ \frac{1 + \cos \beta}{2} \right] + \rho_g \cdot [I_b + I_d] \cdot \left[ \frac{1 - \cos \beta}{2} \right] \cdot [1 + f \sin^2(\beta/2)] \quad (1)$$

که در آن  $R_b$  بیانگر نسبت تابش مستقیم روی یک صفحه‌ی شیب‌دار به یک صفحه‌ی افقی و وابسته به عرض جغرافیایی، زاویه‌ی سطح نسبت به افق و مقدار ساعت خورشیدی است.<sup>[۸]</sup>  $I_b$  و  $I_d$  مطابق شکل ۲ به ترتیب شدت تابش مستقیم و پراکنده‌ی آسمان و ضریب  $f$  وابسته به میزان پوشش ابر در آسمان است که در این تحقیق از آن صرف‌نظر شده است.

کل انرژی ورودی تابشی روی یک صفحه شامل بار تابشی خورشید روی بدنه و شیشه‌هاست.

#### – بار تابشی خورشید روی بدنه

بخشی از تابش خورشید که به سطح خارجی بدنه می‌تابد، جذب بدنه می‌شود یا از روی آن منعکس شده و مابقی آن از طریق هدایت و



شکل ۲. مؤلفه‌های تشعشع خورشیدی روی یک صفحه.<sup>[۸]</sup>

می شوند. خواص حرارتی، ضخامت و نوع ماده در لایه های مرتبط با آن سطح به صورت یکسان در نظر گرفته می شود. تعداد عنصرهای سطح در هر سمت بین یک تا بیست عنصر متغیر است. هر عنصر سطح توسط پارامترهایی مانند جهت، شیب، شرایط داخلی و خارجی مانند سرعت هوا و دما، مشخصات مواد و ساختار آن مشخص می شود. همان طور که در شکل ۴ مشاهده می شود سطح ۱ و ۳ پنجره های سمت راننده در جلو و سمت مسافر در عقب را نشان می دهد. سطح ۲ نمایانگر ستون بین دو درب است که با ۴ لایه از سطح خارجی تا سطح داخلی مدل می شود. این لایه ها عبارت اند از: سطح فلزی، فاصله ی هوایی عایق و پلاستیک، سطوح ۴ و ۵ شیشه به یکدیگر بوده و نمایانگر دیواره ی جانبی اند و با همان چهار لایه ی موجود در ستون بین دو درب مدل می شوند.

### بار هدایتی و جابه جایی با در نظر گرفتن اثر ذخیره شدن حرارت

در شروع تحلیل، اتاقتک در یک حالت پایدار قرار دارد، به طوری که دمای هوای داخل آن ۶۰ درجه سانتی گراد، و دمای محیط ۴۵ درجه سانتی گراد در نظر گرفته می شود. بنابراین مقدار انتقال حرارت هدایت و جابه جایی با داشتن دمای محیط، سرعت هوا، دمای متغیر داخل و ظرفیت حرارتی بدنه ی خودرو قابل محاسبه است. در این روش ضخامت هر لایه از طول و عرض آن کمتر فرض می شود و این فرض کمک می کند که تغییرات دمایی، تنها در جهت عمود بر سطح باشد و بتوان از تغییرات دمایی لبه ها صرف نظر کرد. بنابراین برای هر لایه می توان نوشت:

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ k \frac{dT}{dx} \right] \quad (6)$$

با توجه به ثابت بودن خواص حرارتی لایه ها، برای هر لایه یک نقطه کافی به نظر می رسد. پس در مدل برای هر سطح یک نقطه در مرکز و دو نقطه روی مرزها در نظر گرفته می شود.

برای حل عددی معادله ی مربوطه از روش پاتنکار استفاده می شود.<sup>[۱۰]</sup> برای محاسبه ی بار حرارتی در هر سطح باید دمای نقاط در مرزها محاسبه شود. با داشتن گام زمانی و توزیع دمایی اولیه و شرایط مرزی می توان مسأله را حل کرد. شرایط مرزی شامل تابش خورشید، ضریب انتقال حرارت در سطح خارجی و داخلی است.

برای سادگی حل، بار حرارتی جدید در هر گام را بر پایه ی ضریب انتقال حرارت به دست آمده در گام قبلی محاسبه می کنند. با دانستن دمای سطوح داخلی و دمای اتاقتک سرنشینان، کل بار حرارتی جابه جایی وارد شده به اتاقتک محاسبه می شود.

$$M \cdot W - E_{sk} - (C_{res} + E_{res}) = C_{sk} + R_{sk} \quad (3)$$

رابطه ی ۳، بیانگر این مطلب است که تفاضل نرخ تولید حرارت توسط بدن (M)، با کار انجام شده توسط ماهیچه ها (W)، تبخیر از پوست (E<sub>sk</sub>) و تنفس (C<sub>res</sub> + R<sub>res</sub>)، معادل میزان افت حرارت محسوس از پوست (R+C) است. از این رو حرارت اضافه شده توسط سرنشینان (Q<sub>human</sub>) از طریق رابطه ی ۴ بیان می شود:<sup>[۹]</sup>

$$Q_{human} = C_{sk} + R_{sk} + C_{res} + E_{res} + E_{sk} \quad (4)$$

### بار رطوبتی سرنشینان

بار رطوبتی تولید شده توسط سرنشینان به صورت بازدم و تعرق انجام می گیرد که هر یک دارای روابط خاص خود است. افزایش بار رطوبتی سرنشینان در داخل اتاقتک خودرو باعث افزایش میزان رطوبت نسبی می شود.

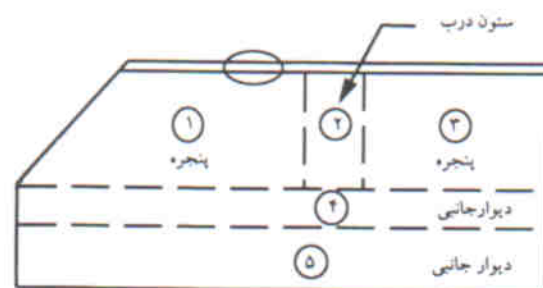
معادله ی ۵ بیانگر میزان دبی بخار تولید شده توسط سرنشینان است.

$$\dot{m}_{v_{human}} = \dot{m}_{res} + \dot{m}_{sw} + \frac{E_{diff}}{\lambda} \quad (5)$$

### مدل بار حرارتی خودرو

در این مدل بار حرارتی جابه جایی و هدایتی اتاقتک بررسی می شود. مقدار این بار به شرایط مرزی شامل دمای سطح داخلی و خارجی، سرعت هوا، و بار خورشید بستگی دارد. تابش خورشید روی هر سطح به عنوان یک منبع حرارتی برای محاسبه ی بارهای هدایت و جابه جایی است. به طور کلی اتاقتک خودرو به شش قسمت زیر تقسیم می شود: سمت راننده، عقب، جلو، کفی، سقف و سمت سرنشین. هر بخش شامل چندین عنصر سطحی بوده و هر سطح نیز با یک تا پنج لایه تقریب زده می شود. شکل ۴ نمایی از سمت راننده ی مدل اتاقتک است که شامل پنج سطح است.

سطوح، در یک جهت خاص به چند مستطیل مجزا تقسیم



شکل ۴. نمایی از مدل یک خودرو در سمت راننده.<sup>[۷]</sup>

### مدل سیستم انباشته

دمای داخل و رطوبت نسبی اتاقک سرنشینان، با استفاده از روش ظرفیت انباشته محاسبه می‌شود. در این روش فرض می‌شود که توزیع دما و رطوبت داخل اتاقک سرنشین در هر لحظه ثابت و در طول فرایند در همه جا یکنواخت است. این فرض همچنین بیانگر اختلاط کامل هوا در داخل اتاقک در تمام لحظات است. در مورد همه‌ی اجزاء داخل خودرو مثل صندلی‌ها، پوشش کف و سقف و غیره نیز همین فرض برقرار است. به طوری که این اجزاء مانند یک منبع یا چاه حرارتی در طول تحلیل عمل می‌کنند.

جریان انرژی و هوا در داخل و خارج اتاقک سرنشینان به کمک چهار معادله‌ی دیفرانسیل کوپله شده‌ی غیرخطی قابل بررسی است. این معادلات شامل موازنه‌ی جرم هوای خشک، موازنه‌ی جرم بخار، موازنه‌ی انرژی هوای داخل و موازنه انرژی اجرام داخل اتاقک است. بدین لحاظ دمای گذرا و رطوبت داخل حجم کنترل که تمام خودرو را شامل می‌شود، به کمک این معادلات قابل محاسبه است. معادلات موازنه‌ی جرم هوای خشک و بخار هوا از دو طریق وارد خودرو می‌شود:

۱- نفوذ<sup>۱</sup>

۲- سیستم تهویه<sup>۲</sup>

هوایی که داخل یا خارج می‌شود، حاوی مقداری رطوبت است. همچنین رطوبت متأثر از میزان دم و بازدم سرنشینان نیز می‌باشد. با این ملاحظات، معادلات موازنه‌ی جرم برای هوای خشک و بخار به صورت معادلات ۷ و ۸ بیان می‌شود:

$$\frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_{a,inf} + \dot{m}_{a,AC} - \dot{m}_{a,exit} \quad (7)$$

$$\frac{d}{dt} (m_a \omega) = (\dot{m}_a \omega)_{inf} + (\dot{m}_a \omega)_{AC} + \dot{m}_{v, human} - (\dot{m}_a \omega)_{exit} \quad (8)$$

### معادلات موازنه انرژی

موازنه‌ی انرژی هوای داخلی چنین بیان می‌شود:

$$\frac{d}{dt} (m_a i) = \Omega \dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{human} + \dot{Q}_{mass} + (\dot{m}_a i)_{inf} + (\dot{m}_a i)_{AC} - (\dot{m}_a i)_{exit} \quad (9)$$

اجرام داخل اتاقک به صورت یک منبع حرارتی عمل می‌کنند. در مورد این اجرام نیز با فرض انباشته بودن سیستم، رابطه‌ی ۱۰ نوشته می‌شود:

$$(1-\Omega) \dot{Q}_{solar} - \dot{Q}_{mass} = (mc)_{mass} \cdot \frac{dT_{mass}}{dt} \quad (10)$$

به طوری که:

$$\dot{Q}_{mass} = hA_{mass}(T_{mass} - T_{int}) \quad (11)$$

در رابطه‌ی ۱۱ اجرام داخلی، انرژی خورشیدی را جذب کرده و آن را به کمک هوای داخل اتاقک و به روش جابه‌جایی، با یک ضریب جابه‌جایی میانگین (h) منتقل می‌کنند. شایان ذکر است این ضریب را می‌توان با ساده در نظر گرفتن هندسه‌ی خودرو و از طریق روابط تجربی جابه‌جایی به طور تقریب محاسبه کرد.

با توجه به این که هوای خروجی از اتاقک سرنشینان در شرایط هوای داخل است لذا نرخ دبی حجمی هوای خروجی را نمی‌توان مستقیماً به دست آورد. بنابراین در این مدل‌سازی دبی جرمی هوای خروجی از خودرو به علت ناچیز بودن آن از سیستم معادلات حذف شده است. از این رو معادلاتی که برحسب دما و نسبت رطوبت بیان شده‌اند، عبارت‌اند از سه معادله‌ی غیرخطی کوپل شده که برحسب دمای ورودی به اتاقک (T<sub>int</sub>)، نسبت رطوبت هوا (ω) و دمای اجرام داخل اتاقک (T<sub>mass</sub>) هستند. این معادلات عبارت‌اند از:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{A}{m_a} \quad (12)$$

$$\frac{dT_{int}}{dt} = \frac{B - A(250 + 1/80 \Delta T_{int})}{m_a \times (1 + 1/80 \Delta \omega)} \quad (13)$$

$$\frac{dT_{mass}}{dt} = \frac{[(1-\Omega)\dot{Q}_{solar} - hA_{mass}(T_{mass} - T_{int})]}{(mc)_{mass}} \quad (14)$$

$$A = (\dot{m}_a \omega)_{inf} + (\dot{m}_a \omega)_{AC} + \dot{m}_{v, human} - \omega (\dot{m}_a)_{inf} + \dot{m}_{a, AC} \quad (15)$$

$$B = \Omega \dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{human} + \dot{Q}_{mass} + (\dot{m}_a i)_{inf} + (\dot{m}_a i)_{AC} - i (\dot{m}_a)_{inf} + \dot{m}_{a, AC} \quad (16)$$

با حل سه معادله‌ی فوق به روش رانگ-کوتا از مرتبه‌ی چهارم، و با جایگزینی مقدار نسبت رطوبت و دمای هر گام در گام بعدی، در نهایت مقدار رطوبت نسبی و دمای اتاقک تا دقت مورد نظر به دست می‌آید.

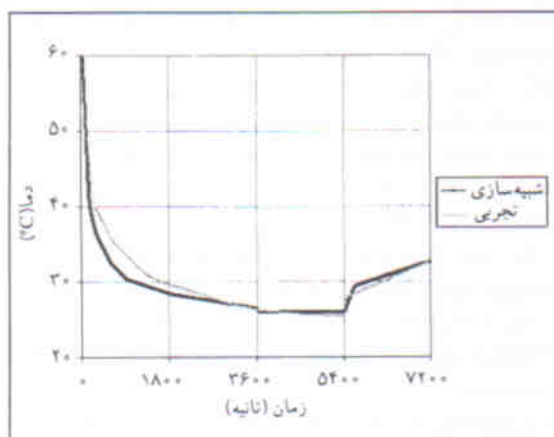
شایان ذکر است که مقدار هوای نفوذی به کمک یکی از آزمایش‌های خودرو به طور تقریبی محاسبه می‌شود. طی این آزمایش، فشار هوای داخل اتاقک را افزایش می‌دهند و در هر لحظه میزان خروج هوا را به کمک افت فشار ایجاد شده اندازه‌گیری می‌کنند و در نهایت قطر سوراخ معادل اتاقک را محاسبه می‌کنند. به کمک این عدد می‌توان به طور تقریب مقدار دبی هوای خروجی را محاسبه کرد.

### بحث و نتیجه گیری

همان‌طور که قبلاً ذکر شد، هدف این نوشتار ایجاد یک الگوریتم شبیه‌سازی رایانه‌ای است که تغییرات دمای متوسط و رطوبت نسبی در داخل اتاقک خودرو را با توجه به پارامترهای عملکردی سیستم تبرید، به‌صورت دینامیکی پیش‌بینی می‌کند. نتایج تجربی ارائه شده صرفاً نشان‌دهنده وضعیت هوای داخل اتاقک خودرو است. مقایسه‌ی بین نتایج حاصل از برنامه‌ی شبیه‌سازی رایانه‌ای با نتایج تجربی، حاکی از دقت و اعتبار این برنامه‌ی مدل‌سازی است.

شکل ۶ توزیع دمای متوسط هوای داخل اتاق خودرو سمنند را به‌صورت تابعی از زمان نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، در ۳۰ دقیقه اول آزمایش (مرحله‌ی اول آزمایش)، دمای متوسط هوای داخل اتاقک کاهش چشمگیری داشته، به‌طوری که از ۶۰ درجه‌ی سانتی‌گراد به حدود ۳۰ درجه‌ی سانتی‌گراد رسیده است. در مراحل بعدی آزمایش، زمانی که سرعت خودرو افزایش می‌یابد، دمای هوای داخل به‌طور یکنواخت کاهش پیدا می‌کند. شایان ذکر است که کاهش دما در مرحله‌ی دوم آزمایش با شیب کمتری همراه است، به‌طوری که در مرحله‌ی سوم به یک حالت پایدار می‌رسد. در ۳۰ دقیقه‌ی آخر آزمایش (از دقیقه‌ی ۹۰ تا ۱۲۰) سرعت خودرو صفر بوده و موتور درجا کار می‌کند. در این زمان به‌علت کاهش دور موتور و به‌تبع آن کاهش دور کمپرسور دمای داخل اتاقک افزایش می‌یابد. روند کلی نشان‌دهنده‌ی سازگاری بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی رایانه‌ای با نتایج حاصل از آزمایش تونل باد خودرو سمنند است که در شرکت MIRA انجام شده است به‌طوری که مطابق جدول ۲، حداکثر خطا در حدود ۸ درصد است و این حاکی از دقت روش ارائه شده در مقایسه با آزمایش است.

پارامتر دیگری که از شاخص‌های مهم در آسایش سرنشینان



شکل ۶: دمای متوسط هوای داخل اتاقک با مدل‌سازی و به‌صورت تجربی.

### تست تجربی و شرایط تونل باد

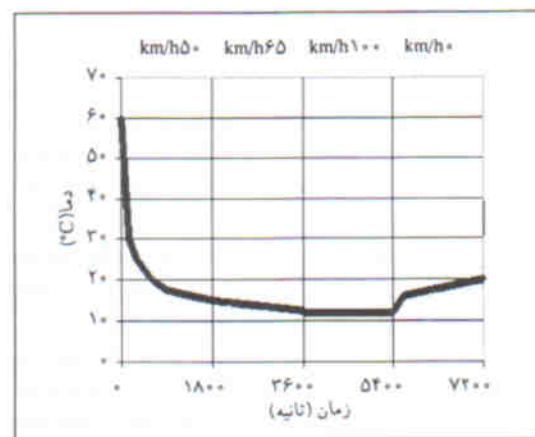
یکی از پارامترهای مورد نیاز در شبیه‌سازی بارهای حرارتی و دمای هوای داخل اتاقک خودرو، دبی و دمای هوای ورودی از سیستم تهویه است که مقدار آن از نتایج آزمایش‌های تجربی به دست آمده است. جدول ۱ شرایط آزمایش تهویه‌ی (HVAC) خودرو مطابق با استاندارد شرکت انگلیسی MIRA است. شایان ذکر است که این شرکت متصدی انجام آزمایش‌های مربوط به خودرو برای اغلب شرکت‌های خودروسازی دنیاست.

آزمایش در شرایط حداکثر دور فن دمنده انجام می‌شود و بار خورشید نیز  $1000 \text{ (w/m}^2\text{)}$  در نظر گرفته شده است. در این آزمایش بار حرارتی خورشید به کمک لامپ‌های الکتریکی شبیه‌سازی می‌شود.

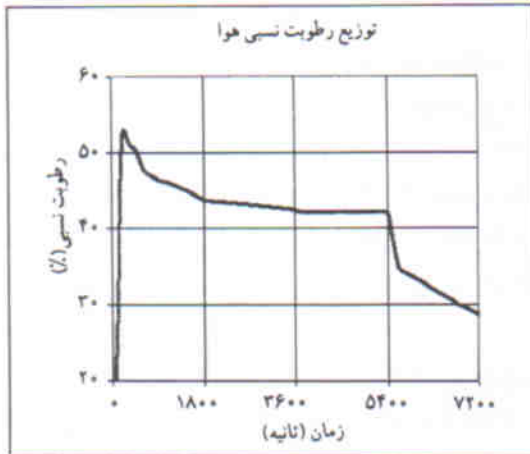
در شکل ۵ نمودار دمای هوای ورودی به اتاقک حاصل از شبیه‌سازی سیستم تبرید<sup>[۱۱]</sup> به صورت دمای متوسط هوای خروجی از دریچه‌ها در شرایط کارکرد مختلف خودرو نشان داده شده است. چنان که گفته شد دبی و دمای هوای خروجی از دریچه‌ها (ورودی به اتاقک) به‌عنوان ورودی‌های مدل فرض شده و نهایتاً برنامه‌ی شبیه‌سازی مقادیر متوسط دمای اتاقک و رطوبت نسبی آن را محاسبه می‌کند.

جدول ۱. شرایط آزمایش HVAC.

زمان آزمایش (دقیقه)	سرعت (km/h)	رطوبت نسبی محیط (%)	دمای محیط (°C)
۰-۳۰	۵۰	۴۰	۴۵
۳۰-۶۰	۶۵	۴۰	۴۵
۶۰-۹۰	۱۰۰	۴۰	۴۵
۹۰-۱۲۰	۰	۴۰	۴۵



شکل ۵: منحنی نتایج تجربی دمای متوسط خروجی از دریچه‌ها.<sup>[۱۱]</sup>



شکل ۷. توزیع رطوبت نسبی هوای داخل اتاقک با مدل‌سازی.

دقیق و قابل استنادی در خصوص تغییرات رطوبت نسبی در داخل اتاقک خودرو نمونه به صورت تجربی در دسترس نبود، ولی به علت کویل بودن معادلات دما و رطوبت نسبی به یکدیگر و همچنین به دلیل محاسبه‌ی نسبتاً دقیق توزیع دمای داخل اتاقک در این شبیه‌سازی، نتایج رطوبت نسبی نیز از اعتبار قابل قبولی برخوردار خواهد بود.

جدول ۲. شرایط آزمایش HVAC.

زمان (دقیقه)	متوسط دمای اتاقک یا مدل‌سازی (°C)	متوسط دمای اتاقک به صورت تجربی (°C)	درصد خطا
۱۵	۳۰/۹	۳۳/۷	۸/۳
۳۰	۲۸/۹	۲۹/۶	۲/۳
۶۰	۲۶/۹	۲۶/۲	۲/۶
۹۰	۲۶/۵	۲۵/۳	۴/۷
۱۲۰	۳۲/۶	۳۲/۵	۰/۳

داخل یک خودرو است، رطوبت نسبی است. شکل ۷ تغییرات رطوبت نسبی داخل اتاقک خودرو نمونه را نشان می‌دهد. در ابتدا دما و رطوبت نسبی داخل اتاقک خودرو به ترتیب  $30^{\circ}\text{C}$  و  $20\%$  درصد بوده است. در ۴ دقیقه‌ی اول آزمایش، افزایش حدود  $35\%$  درصدی رطوبت نسبی مشاهده می‌شود که به علت کاهش ناگهانی دمای داخل سیستم تهویه‌ی هوا در ۵ دقیقه‌ی اول آزمایش بوده است.

کاهش رطوبت نسبی در مرحله‌ی پایانی آزمایش، به علت افزایش دمای داخل اتاقک به واسطه‌ی متوقف بودن خودرو در این مرحله است. این نتیجه قابل انتظار است، به طوری که با نتایج تجربی و تحقیقات کوهلر<sup>[۴]</sup> نیز سازگاری دارد. قابل ذکر است که نتایج تجربی

## پانوش

1. Infiltration
2. Air Conditioning System (A/C)

## منابع

1. Fanger, P.O., Thermal Comfort, McGraw-Hill (1970).
2. Davis, G.L., et al., "Computer simulation of automobile air conditioning components system and vehicle", SAE Paper 720077 (1972).
3. Bos, J.A., "A computer model for automobile passenger compartment climate control", M.S. Thesis, Michigan Technological University, Houghton Michigan (1993).
4. Kohler, J., et al., "Numerical Calculation of distribution of temperature and heat flux in buses under the influence of the vehicle A/C system", *ASHRAE Trans.* 96, part 1, pp 432-446 (1990).
5. Khamsi, Y., Mathy, F., Pomme, V., "Modeling of automotive

- passenger compartment and its air conditioning system", SAE Paper 971783 (1997).
6. Selow, J, et al., "Towards a virtual vehicle for thermal analysis" SAE Paper 971841 (1997).
7. S.L. Yang and O. Arci, D.C. Huang, "A dynamic computer-aided engineering model for automobile climate control system simulation and application, part II: passenger compartment simulation and application", SAE Paper 1999-01-1196 (1999).
8. Duffe, J.A., Beckman, W.A., Solar Engineering of Thermal Processes, 2nd Edition, John Wiley & Sons, Inc (1991).
9. ASHRAE Handbook (Fundamental), Atlanta, GA (1993).
10. Patankar, S.V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere.
۱۱. قتیبه، احمدرضا. «شبیه‌سازی عددی و ایجاد یک مدل محاسباتی (CAE) برای سیستم تبرید و تهویه‌ی خودرو». پروژه‌ی کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف (۱۳۸۱).