



ارائه مدل حرارتی کوپل شده برای چرخه تبرید و کابین اولین محصول مبتنی بر پلتفرم ملی خودرو

محمد حسن شجاعی فرد^{*}، غلامرضا مولایی منش، علی یارمحمدی، سینا چنگیزیان

دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۷ اسفند ۱۳۹۵
بازنگری: ۲ اردیبهشت ۱۳۹۶
پذیرش: ۱ خرداد ۱۳۹۶
ارائه آنلاین: ۱۷ خرداد ۱۳۹۶

کلمات کلیدی:

سیستم تهویه مطبوع
مدل حرارتی
مدل عددی گذرا
آسایش حرارتی
پلتفرم ملی خودرو

چکیده: امروزه عملکرد سیستم تهویه مطبوع خودرو به عنوان یکی از مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر آسایش و راحتی سرنشینان خودرو، بیش از پیش مورد توجه می‌باشد. در این مطالعه، یک مدل عددی حرارتی گذرا برای چرخه تبرید و کابین اولین محصول مبتنی بر پلتفرم ملی خودرو توسعه داده شده و ارائه گردیده است. بدین منظور، هر یک از اجزای چرخه تبرید مدل‌سازی شده است. در گام بعدی، بارهای حرارتی وارد بر کابین خودرو محاسبه شده و همچنین بار حرارتی ناشی از تابش خورشید برای تمامی نقاط کشور و تمامی ساعات روز در نظر گرفته شده است. مدل پیشنهادی برای بررسی خنک‌کنندگی سیستم تهویه مطبوع اولین محصول مبتنی بر پلتفرم ملی خودرو استفاده شده است. همچنین، برای تحلیل ترمودینامیکی مبدل‌های حرارتی به کار رفته در مدل، از روش ε -NTU استفاده شده است. مدل ارائه شده در این مقاله می‌تواند به عنوان یک ابزار مؤثر در زمینه مهندسی به کمک رایانه جهت تجزیه و تحلیل عملکرد سیستم‌های تهویه مطبوع سایر خودروها استفاده گردد. در انتها، مقدار $5/239$ کیلووات بار حرارتی وارد شده به کابین خودرو به دست آمد. همچنین مشخص گردید که سیستم تهویه مطبوع توانایی رساندن دمای کابین خودرو را از 60 درجه سانتی‌گراد به 25 درجه سانتی‌گراد ظرف مدت 25 دقیقه داراست.

۱- مقدمه

ظرفیت متغیر، یک شیر انبساط، یک اواپراتور و یک کندانسور جریان موازی بود، ارائه دادند. آن‌ها اثرات کندانسور با ظرفیت متغیر را مورد بررسی قرار دادند. کیم و کیم [۳] تجزیه و تحلیل عددی برای ماژول‌های خنک‌کننده مربوط به سیستم تهویه هوای خودرو را انجام دادند. سیفی و کاکایی [۴] چرخه‌ی تبرید را به صورت عددی مدل‌سازی نمودند. آن‌ها اثرات رطوبت نسبی و تراکم در سطح بیرونی اواپراتور سیکل تبرید کولر خودرو را مورد بررسی قرار دادند. شایان‌ذکر است که در تمام مطالعات ذکر شده در بالا، چرخه‌ی تبرید خودرو بدون در نظر گرفتن شرایط حرارتی کابین مدل‌سازی شده است. در مقاله‌ی حاضر، چرخه‌ی تبرید اولین محصول از پروژه‌ی پلتفرم ملی خودرو که یک خودروی سدان ایرانی در کلاس سی^۱ است، با در نظر گرفتن شرایط حرارتی داخل کابین مدل‌سازی شده است. پس از توسعه مدل حرارتی چرخه‌ی تبرید و مدل حرارتی کابین و کوپل کردن آن‌ها، بررسی و تحلیل کارایی سیستم تهویه مطبوع خودرو صورت گرفته است. در مدل ارائه شده در این مقاله، توجه ویژه‌ای به مدل‌سازی دقیق کندانسور خودرو به عنوان جزئی که بیش‌ترین تلفات سیستم تهویه مطبوع عموماً مربوط به آن می‌باشد [۵]، صورت گرفته است. یانگ و وب [۶] یک مدل شبه تجربی جهت پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت مبرد در مجراهای کندانسور برای دو مبرد R-12 و R134a پرداختند. یان و لین [۷] برای ضرایب انتقال حرارت و افت فشار مبرد در یک مجرای دایروی افقی روابط تجربی ارائه

آینده زمین با نگرانی‌های زیست‌محیطی مانند آلودگی هوا در شهرهای بزرگ، کاهش ضخامت لایه ازن و گرم شدن زمین مواجه است. بخش عمده‌ای از این نگرانی‌ها ناشی از بخش حمل‌ونقل می‌باشد. موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده در خودروهای معمولی با انتشار اکسیدهای نیتروژن و کربن یکی از عوامل اصلی آلودگی‌های زیست‌محیطی می‌باشند. سیستم‌های تهویه مطبوع خودرو نیز با توجه به مصرف بخش قابل‌توجهی از توان موتور و همچنین کاربرد گازهای مبرد در آنها که معمولاً پتانسیل تخریب لایه اوزون را دارا می‌باشند، می‌توانند در افزایش این نگرانی‌های زیست‌محیطی مؤثر باشند. بنابراین، تحلیل و بهینه‌سازی سیستم‌های تهویه مطبوع خودرو می‌تواند منجر به مصرف سوخت کمتر و سیستم‌های تبرید کوچک‌تر با شارژ مبرد کمتر گردد. با پیشرفت‌های اخیر سیستم‌های محاسباتی، مهندسی به کمک رایانه به عنوان یک ابزار مؤثر برای طراحی، تحلیل و بهینه‌سازی سیستم‌های تهویه مطبوع خودرو به حساب می‌آید. در این زمینه، لی و یو [۱] یک مدل عددی برای تمام اجزای سیستم خنک‌کننده تحت شرایط حالت پایا برای شرایط عملیاتی مختلف ارائه کردند. آن‌ها اثر اندازه کندانسور و شارژ گاز مبرد بر عملکرد سیستم تهویه مطبوع یکپارچه‌ی خودرو را مورد مطالعه قرار دادند. ساز جاباردو و همکاران [۲] یک مدل عددی برای مدار ترمودینامیکی سیکل تبرید در شرایط حالت پایدار که شامل یک کمپرسور با

در هر سرعت دورانی و نسبت ظرفیت حرارتی مشخص می‌باشد. آنتالپی تخلیه‌ی واقعی ($\bar{h}_{dis, actual}$) به کمک رابطه‌ی (۲) محاسبه می‌شود:

$$\eta_s = \frac{\bar{h}_{dis, isen} - \bar{h}_{suc}}{\bar{h}_{dis, actual} - \bar{h}_{suc}} \quad (2)$$

علاوه بر این، با استفاده از نمودار مشابهی برای راندمان حجمی، می‌توان دبی جرمی سیال مبرد را محاسبه نمود:

$$\dot{m}_r = \eta_v \cdot \rho_{suc} V_{dis} \cdot RPM \quad (3)$$

که در آن V_{dis} حجم جابه‌جا شده توسط پیستون و RPM دور کمپرسور می‌باشد.

۲-۱-۲- مدل‌سازی کندانسور

کندانسور محصول اصلی مبتنی بر پلتفرم ملی که در این مقاله مدل شده است، یک کندانسور ۴ گذره‌ی جریان موازی با پره‌های کرکره‌ای می‌باشد (شکل ۱).

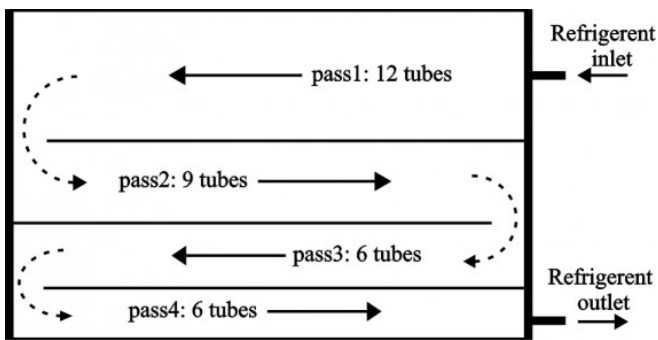


Fig. 1. Schematic of a 4 passes parallel flow condenser

شکل ۱: شماتیک یک کندانسور جریان موازی ۴ گذره

به منظور ساده‌سازی مدل‌سازی فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- از رسوب‌گذاری در لوله‌های عبور مبرد صرف‌نظر شده است.
- از اتلاف انتقال حرارت بین مبرد و هوا صرف‌نظر شده است.
- بین لوله‌های عبور مبرد انتقال حرارت وجود ندارد.
- توزیع مبرد در داخل لوله‌ها به صورت یکنواخت فرض شده است.

لازم به ذکر است که فشار و آنتالپی سیال مبرد در مسیر عبور آن از کندانسور تغییر می‌کند.

برای مدل‌سازی، کندانسور به اجزای کوچک‌تری در مسیر عبور سیال مبرد تقسیم شده است و معادلات مربوط به هر المان به کمک روش ε - NTU حل شده و سرانجام خروجی هر المان به عنوان ورودی برای المان بعدی در نظر گرفته شده است. با استفاده از مفروضات فوق، یک سیستم معادلات با استفاده از تعادل انرژی و روابط ε - NTU به دست آمده و حل می‌شوند. در این مدل حرارتی، انتقال حرارت از عنصر k م برابر است با [۱۳]:

$$Q_k = [\varepsilon C_{min} (T_{ref, i} - T_{air, i})]_k \quad (4)$$

نموده‌اند. اسکپکو [۸] یک کندانسور جریان موازی با نواحی مختلف دو فاز و تکفازی را مدل نمود. نتایج او نشان می‌داد که تغییر رژیم جریان و تغییر کیفیت بخار آب بر نرخ انتقال حرارت و بازده انتقال حرارت مؤثر است. پتچارین و همکاران [۹] یک مدل ریاضی برای کندانسور با هدف بهینه‌سازی آن ارائه نمودند. صنایع و حاج‌عبداللهی [۱۰] یک کندانسور دارای پره‌های صفحه‌ای را مورد بررسی قرار دادند. تیان و همکاران [۱۱] از روش شبکه عصبی برای پیش‌بینی عملکرد حرارتی کندانسور جریان موازی با سیال مبرد R-134a استفاده نمودند. همچنین به تازگی، زارع و شجاعی‌فرد [۱۲] اقدام به مدل‌سازی و بهینه‌سازی یک کندانسور چند گذره (چند پاسه) با پره‌های کرکره‌ای و لوله‌های تخت نموده‌اند. در مقاله حاضر، به منظور بالا بردن دقت مدل‌سازی کندانسور محل جریان تکفازی و دو فاز در کندانسور تعیین شده و همچنین روابط افت فشار برای هر یک از نواحی ارائه شده است. پس از آن، مدل ارائه‌شده توسط نتایج آزمون تجربی صحت آزمایشی شده است. به صورت مشخص نوآوری‌های این پژوهش عبارت‌اند از: الف) ارائه مدل کاملی از فرآیند سرمایش خودرو با کوپل نمودن مدل چرخه تبرید و مدل حرارتی کابین، ب) محاسبه بار خورشید برای یک وسیله نقلیه در ایران برای هر ساعت از هر یک از روزهای سال با توجه به نحوه قرارگیری خودرو نسبت به راستاهای جغرافیایی.

۲- مدل عددی

۲-۱-۲- مدل حرارتی سیکل تبرید

به منظور مدل‌سازی حرارتی کامل سیکل تبرید، تمام اجزای سیکل به صورت جداگانه به شرح زیر مدل‌سازی شده و پس از آن، این مدل‌ها از طریق یک الگوریتم تکرارشونده به یک مدل واحد یکپارچه تبدیل شده‌اند.

۲-۱-۱-۲- مدل‌سازی کمپرسور

به طور معمول برای مدل‌سازی عملکرد کمپرسور، سه مشخصه راندمان آیزنتروپیک (η_s)، راندمان حجمی (η_v) و راندمان مکانیکی (η_m) تعریف می‌شوند. در مورد مدل‌سازی کمپرسور، ورودی‌ها شامل فشار مکش (P_{suc})، فشار تخلیه (P_{dis}) و میزان مافوق گرم بودن در سمت مکش کمپرسور می‌باشند و خروجی نیز دمای سیال خروجی از کمپرسور می‌باشد. از آن جا که فشار در سمت مکش و میزان مافوق گرم بودن در سمت مکش هر دو معلوم‌اند (و از این رو دمای سیال در سمت مکش (T_{suc}) نیز معلوم می‌باشد)، حالت سیال مبرد در سمت تخلیه (T_{dis}) طبق روابط آیزنتروپیک گازها به صورت زیر مشخص می‌شود:

$$T_{dis} = T_{suc} \left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (1)$$

که در آن n نسبت ظرفیت گرمایی است. با کمک نمودار راندمان آیزنتروپیک کمپرسور که توسط تولیدکننده کمپرسور ارائه شده است، η_s

که در آن:

$T_{air,i}$: دمای هوا بر حسب کلونین.

$T_{ref,i}$: دمای مبرد بر حسب کلونین.

C_{min} : ظرفیت حرارتی کمینه سیال مبرد بر حسب J/s.K.

همچنین ε میزان انتقال حرارت به انتقال حرارت ماکزیمم می‌باشد که

برای هر فاز مبرد رابطه‌ای جداگانه دارد [۱۳]:

الف) برای ناحیه تک فازی (مادون سرد یا مافوق گرم):

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C^*}\right)(NTU)^{0.22} \times \exp(-C^* \times (NTU)^{0.78}) - 1\right] \quad (5)$$

در روابط فوق NTU و C^* به ترتیب عبارت‌اند از عدد سطح انتقال گرما

و نسبت نرخ ظرفیت که با استفاده از روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (6)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (7)$$

که در آن:

U : ضریب انتقال حرارت کلی سیال بر حسب J/m².K.

A : سطح انتقال حرارت در مبدل بر حسب m².

ب) برای ناحیه‌ی دو فازی [۱۳]:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (8)$$

همچنین داریم:

$$C_{min} = \text{Min}(C_{air}, C_{ref}) \quad (9)$$

$$C_{\text{min}} = \text{Max}(C_{air}, C_{ref}) \quad (10)$$

و:

$$C_{ref} = \dot{m}_{ref} c_{p,ref} \quad (11)$$

$$C_{air} = \rho_{air} U_{air} A_{air} c_{p,air} \quad (12)$$

که در این معادلات، $c_{p,ref}$ ظرفیت حرارتی سیال مبرد در حالت مرجع، و

نیز ظرفیت حرارتی هوا می‌باشد.

همچنین، ضریب کلی انتقال حرارت نیز برابر است با [۱۳]:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{ref} A_{ref}} + \frac{1}{\eta_o h_{air} A_o} \quad (13)$$

که A_{ref} سطح داخلی لوله در تماس با سیال مبرد می‌باشد. A_o نیز سطح

کلی بیرونی بوده که مجموع مساحت بیرونی لوله و پره‌ها می‌باشد. راندمان

پره (η_f) و راندمان کلی (η_o) عبارت‌اند از [۱۳]:

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (14)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_{air}}{k_f \delta_f} \left(1 + \frac{\delta_f}{L_f}\right)} \quad (15)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{fin}}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (16)$$

که در رابطه‌ی فوق δ_f ، L_f و k_f به ترتیب عبارت‌اند از: ضخامت پره بر

حساب متر، طول پره بر حسب متر و ضریب رسانایی پره بر حسب J/m².K.

همچنین:

$$l = \frac{F_h}{2} - \delta_f \quad (17)$$

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی هوای مجاور پره (h_{air})

چندین رابطه پیشنهاد شده است [۱۴]. در این مطالعه، از رابطه‌ی ارائه‌شده

توسط چانگ و وانگ [۱۵] استفاده شده است:

$$h_{air} = \frac{j \cdot (k_{air}) \cdot (Re_{D_{h,air}})^{-0.29} \cdot (Pr_{air})^{\frac{1}{3}}}{D_{h,air}} \quad (18)$$

که در رابطه‌ی فوق:

k_{air} : ضریب رسانایی هوا بر حسب J/m².K.

$Re_{D_{h,air}}$: عدد رینولدز.

Pr_{air} : عدد پرانتل.

$D_{h,air}$: قطر هیدرولیکی بر حسب m.

همچنین پارامتر j از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود [۱۵]:

$$j = Re_{lp}^{-0.49} \left(\frac{L_a}{90}\right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.14} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-0.29} \times \left(\frac{L_d}{L_p}\right)^{-0.23} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{0.68} \left(\frac{P_t}{L_p}\right)^{-0.28} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (19)$$

که L_a ، L_p ، F_p ، F_h ، L_d و L_h عبارت‌اند از زاویه‌ی کرکری پره، گام

پره، گام کرکری پره، ارتفاع پره، عرض لوله‌ی مبرد و ارتفاع کرکری پره

(شکل ۲).

در مورد محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی مبرد برای حالات دو

فازی و تک فازی روابط متفاوتی ارائه‌شده است [۱۶].

الف) برای ناحیه‌ی تک فازی:

$$h_{ref} = 0.023 (Re_{D_{h,ref}})^{0.8} (Pr_{ref})^{0.3} \left(\frac{k_{ref}}{D_{h,ref}}\right) \quad (20)$$

$$f = 0.0814 (Re_{D_h,ref})^{-0.22} \quad (27)$$

(ب) برای ناحیه چند فازی:

$$\Delta P = 2f \left(\frac{L}{D_{h,ref}^3} \right) \left(\frac{\mu_l^2}{\rho_l} \right) (Re_{D_h,air})^2 \quad (28)$$

که در آن:

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot D_{h,ref}}{\mu_l} \quad (29)$$

$$G_{eq} = \rho u \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (30)$$

$$f = 0.435 f_l Re_{eq}^{0.12} \quad (31)$$

با محاسبه‌ی میزان انتقال حرارت صورت گرفته از هر المان و جمع زدن آن‌ها، انتقال حرارت کلی صورت گرفته از کندانسور Q_c به دست می‌آید. همچنین پارامترهای عملیاتی کندانسور مانند فشار سیال خروجی $P_{ref,o}$ دمای سیال خروجی $T_{ref,o}$ و دمای هوای خروجی از کندانسور $T_{air,o}$ و همچنین نرخ کلی انتقال حرارت صورت گرفته از کندانسور (\dot{Q}) و افت فشار آن مورد ارزیابی قرار خواهند گرفت. بدین منظور [۱۷]:

$$Q_c = \sum Q_k \quad (32)$$

$$\bar{h}_{ref,out} = \bar{h}_{ref,in} - \frac{Q_c}{\dot{m}_r} \quad (33)$$

$$P_{ref,out} = P_{ref,in} - \sum \Delta P_k \quad (34)$$

مقادیر پارامترهای هندسی کندانسور، در جدول ۱ آورده شده است. بر اساس معادلات بیان شده کدهای نرم‌افزاری در نرم‌افزار متلب نوشته شده است.

۲-۱-۳- مدل‌سازی شیر انبساط

هدف از مدل‌سازی شیر انبساط به دست آوردن میزان آنتالپی ورودی به اواپراتور و دبی عبوری می‌باشد. در این مدل‌سازی پارامترهای ورودی عبارت‌اند از: فشار می‌برد ورودی (فشار خروجی از کندانسور)، دمای می‌برد ورودی و فشار خروجی می‌برد (فشار اواپراتور). رابطه به کار گرفته شده جهت محاسبه دبی عبوری از شیر انبساط حرارتی، رابطه (۳۵) می‌باشد [۱۸]:

$$\dot{m}_r = C_v A_o \sqrt{2 \rho_l \Delta P} \quad (35)$$

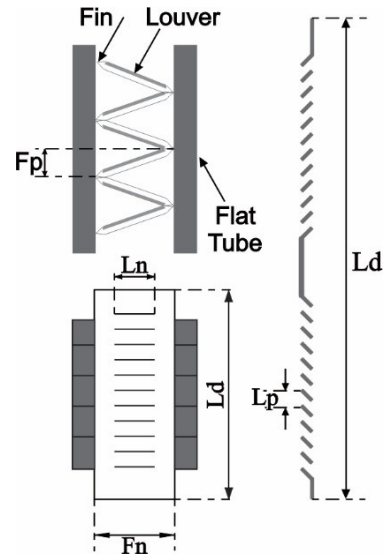


Fig. 2. Schematic and geometric parameters of louver fins
شکل ۲: طرح شماتیک و پارامترهای هندسی پرده‌های کرکده‌ای

(ب) برای ناحیه چند فازی:

$$h_{ref} = 0.05 (Re_{eq})^{0.8} (Pr_{ref})^{0.3} \left(\frac{k_{ref}}{D_{h,ref}} \right) \quad (21)$$

که Re_{eq} از طریق رابطه‌ی (۲۲) محاسبه می‌گردد:

$$Re_{eq} = Re_g \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} + Re_l \quad (22)$$

که Re_g و Re_l عبارت‌اند از:

$$Re_l = \rho_l (1-x) u \frac{D_{h,ref}}{\mu_l} \quad (23)$$

$$Re_g = \frac{\rho_g x u D_{h,ref}}{\mu_g} \quad (24)$$

همچنین در مورد محاسبه‌ی افت فشار می‌برد در طول لوله‌ها باید به این نکته توجه داشت که برای نواحی مختلف تک فاز و دو فاز روابط متفاوتی ارائه شده است [۱۷]:

(الف) برای ناحیه تک فاز:

$$\Delta P = 2f \left(\frac{L}{D_{h,ref}^3} \right) \left(\frac{\mu^2}{\rho} \right) (Re_{D_h,ref})^2 \quad (25)$$

که در آن:

$$Re_{D_h,ref} = \frac{\rho u D_{h,ref}}{\mu} \quad (26)$$

f ضریب اصطکاک بوده که از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

۲-۱-۴- مدل سازی اواپراتور

اواپراتورهایی که در خودرو مورد استفاده قرار می گیرند، از قبیل صفحه‌ای و ماریچ، در گروه مبدل‌های حرارتی فشرده می‌باشند و روش ε -NTU جهت مدل سازی این مبدل‌ها مناسب است. در اواپراتورهای صفحه‌ای، مبرد در گذر از اواپراتور از مسیر U شکلی عبور کرده و هوای عبوری از اواپراتور را خنک می‌کند و در آخر در حالت مافوق گرم از اواپراتور خارج می‌شود. برای افزایش انتقال حرارت در سمت هوا، از صفحه‌های پره‌دار استفاده می‌شود. همچنین مبرد در طی عبور از اواپراتور بین صفحه‌های موازی تقسیم می‌شود. پره‌های سمت هوای اواپراتور از نوع کرکره‌ای می‌باشد. روند مدل سازی اواپراتور بسیار شبیه به مدل سازی کندانسور می‌باشد، با این تفاوت که مدل اواپراتور در دو حالت خشک^۱ و تر^۲ مورد تجزیه و تحلیل قرار می‌گیرد. اگر دمای مبرد ورودی به هر المان در نظر گرفته شده کمتر از دمای نقطه شبنم هوا باشد، قطرات آب بر روی پره‌های سمت هوای اواپراتور تشکیل می‌شود (حالت تر) ولی اگر دمای مبرد عبوری بیشتر از دمای نقطه شبنم هوا باشد، قطرات آب تشکیل نمی‌شوند (حالت خشک). برای مدل سازی هر یک از حالات فوق، از روابط خاص خود استفاده می‌شوند که عبارت‌اند از [۱۴]:

الف) حالت اول (حالت تر): جهت محاسبه انتقال حرارت برای هر المان از روابط ε -NTU به شرح زیر استفاده می‌شود:

$$Q = \varepsilon Q_{i,max} \quad (40)$$

که در آن:

$$Q_{max} = \dot{m}_{air} (\bar{h}_{ref,out} - \bar{h}_{ref,in}) \quad (41)$$

که در معادله‌ی فوق \dot{m}_{air} ، $\bar{h}_{ref,out}$ و $\bar{h}_{ref,in}$ به ترتیب عبارت‌اند از: نرخ جرمی هوای وارد شده به هر المان بر حسب kg/s، آنتالپی هوا در ورود به هر المان بر حسب J.s/kg و آنتالپی اشباع هوا در دمای مبرد ورودی به هر المان. جهت محاسبه ε مانند کندانسور عمل می‌کنیم، با این تفاوت که در رابطه مربوط به راندمان فین یعنی معادله (۱۴) مقدار m به صورت رابطه (۴۲) تعریف می‌شود [۱۴]:

$$m = \sqrt{\frac{2h_{air,w}}{k_f \delta_f} \left(1 + \frac{\delta_f}{L_f} \right)} \quad (42)$$

$$h_{air,w} = \frac{1}{\frac{C_{p,air}}{b_w h_{air}} + 0.1 \times 10^{-3}} \quad (43)$$

جملات $h_{air,w}$ و b_w ظاهر شده در معادله فوق به ترتیب عبارت‌اند از شیب آنتالپی اشباع هوا و ضریب انتقال حرارت هوا در حالت تر. الف) حالت دوم (حالت خشک):

جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی هوا، دقیقاً شبیه مدل

جدول ۱: پارامترهای هندسی کندانسور اولین محصول مبتنی بر پلتفرم ملی خودرو

Table 1. The condenser geometrical parameters of the first produced vehicle based on the first national platform

نام متغیر	علائم اختصاری	واحد	مقدار
تعداد گذرهای کندانسور	۴
تعداد لوله در هر گذر	۱۲ و ۹، ۶، ۴
طول کندانسور	L	mm	۵۵۰
عرض کندانسور	w	mm	۳۹۰
ارتفاع لوله مبرد	H_t	mm	۲
عرض لوله مبرد	L_d	mm	۱۶
طول پره	L_f	mm	۱۶
ارتفاع پره	F_h	mm	۱۰/۶
ضخامت پره	δ_f	mm	۰/۱۱
گام پره	F_p	mm	۱/۳
ارتفاع کرکره پره	L_h	mm	۸/۴
گام کرکره پره	L_p	mm	۱
زاویه کرکره پره	L_a	deg	۳۰

که در آن:

C_v : ضریب تخلیه شیر انبساط حرارتی.

A_0 : مساحت کوچک‌ترین مقطع بر حسب mm^2 می‌باشد.

جهت محاسبه C_v ، از رابطه زیر استفاده شده است [۱۸]:

$$C_v = K_A / \sqrt{2A_0} \quad (36)$$

$$K_A = A + B \times T_{evaporation} \quad (37)$$

که در این معادلات $A=7 \times 10^{-5}$ و $B=5 \times 10^{-6}$. در صورتی که اثرات مافوق گرم بودن نیز در نظر گرفته شود، خواهیم داشت [۳]:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{r,catalog} \times \frac{\Delta T_{actual} - \Delta T_{static}}{\Delta T_{os}} \quad (38)$$

$$\Delta T_{os} = \Delta T_{maximum} - \Delta T_{static} \quad (39)$$

که در این معادلات ΔT_{static} ، ΔT_{os} و $\Delta T_{maximum}$ به ترتیب برابر تفاوت دمای استاتیک (که با توجه به میزان فشرده‌گی فنر تنظیم در شیر انبساط تعیین می‌شود)، مقدار مافوق گرم عملکردی و ماکزیمم دمای مافوق گرم خروجی از اواپراتور که با توجه به حداکثر ظرفیت شیر انبساط حرارتی به دست می‌آید، می‌باشد. با توجه به در نظر نگرفتن مقدار حرارتی تلف شده در شیر انبساطی، فرآیند عبور مبرد از شیر انبساط حرارتی را آنتالپی ثابت در نظر می‌گیریم.

- 1 Dry condition
- 2 Wet condition

۲-۱-۵- مدل کامل چرخه‌ی تبرید

در نهایت پس از مدل کردن هر یک از اجزاء چرخه‌ی تبرید، می‌بایست برای ایجاد یک حالت واقعی، اجزای مدل شده را به یکدیگر کوپل کرد و چرخه‌ی تبرید را تشکیل داد. فلوجارت مربوط به این مدل در شکل ۳ ارائه شده است که در ادامه به بیان نحوه‌ی عملکرد این فلوجارت می‌پردازیم. این برنامه شامل ورودی‌هایی از قبیل مشخصات کمپرسور، مشخصات مربوط به هندسه کندانسور و اواپراتور و همچنین پارامترها و ثابت‌های استفاده شده در مدل شیر انبساط حرارتی می‌باشد. علاوه بر این پارامترها، سه پارامتر دیگر نیز وجود دارند که به عنوان حدس اولیه، در برنامه وارد می‌شوند و عبارت‌اند از فشار ورودی به کمپرسور، فشار خروجی از کمپرسور و میزان مافوق گرم. باید توجه داشت که میزان مادون سرد در کندانسور، در یک محدوده‌ی دمایی در نظر گرفته شده و در ابتدا به پارامترهای ورودی برنامه اضافه می‌گردد.

روند برنامه بدین صورت است که ابتدا دبی مبرد عبوری و شرایط خروجی آن از کمپرسور محاسبه شده و بعد از اجرای مدل لوله‌های بین کمپرسور و کندانسور، وارد جزء بعدی یعنی کندانسور می‌شود. با توجه به فشار و آنتالپی و دیگر شرایط مربوطه، افت فشار و انتقال حرارت و در نهایت میزان مادون سرد در خروج از کندانسور محاسبه می‌شود. در این مرحله میزان مادون سرد محاسبه شده با مقدار مادون سرد ورودی مقایسه شده و فشار کندانسور تا زمانی که خطای تعریف شده ارضا شود، تصحیح می‌گردد. فشار جدید به صورت ترکیبی از فشار قدیم و ضریبی از خطا تعریف شده است. ضریب استفاده شده نیز به صورت آزمون و خطا و با توجه به نحوه‌ی همگرایی برنامه تعریف می‌شود.

بعد از این مرحله، مدل جریان در لوله‌ی بین کندانسور و شیر انبساط حرارتی اجرا می‌گردد. همان‌طور که قبلاً کامل توضیح داده شد، در مدل شیر انبساط حرارتی مقدار دبی با توجه به میزان مافوق گرم حدس زده شده و فشار ورودی به اواپراتور (فشار ورودی اواپراتور برابر با مجموع فشار ورودی به کمپرسور و میزان کاهش فشار در لوله‌ی بین اواپراتور و کمپرسور و همچنین افت فشار در اواپراتور می‌باشد) محاسبه می‌شود و میزان مافوق گرم تا زمانی که دبی مبرد عبوری از شیر انبساط حرارتی با دبی مبرد عبوری از کمپرسور با توجه به خطای تعریف شده برابری کند، تصحیح می‌شود. حال با توجه به اینکه فرآیند صورت گرفته در شیر انبساط حرارتی، آنتالپی ثابت بوده، میزان آنتالپی و فشار و در نهایت کیفیت مبرد دو فازی در ورود به اواپراتور را داشته و بنابراین مدل اواپراتور اجرا می‌شود.

در این جا میزان افت فشار و انتقال حرارت مبرد و همچنین میزان مافوق گرم خروجی از اواپراتور محاسبه شده و فشار ورودی به کمپرسور با در نظر گرفتن مقدار مافوق گرم محاسبه شده در بخش مربوط به شیر انبساط حرارتی و با توجه به شکل ۳ تصحیح می‌شود.

کندانسور عمل می‌شود، ولی باید در نظر داشت که برای ضریب انتقال حرارت جابجایی مبرد در حالات دو فازی و تک فازی روابط متفاوتی ارائه شده است [۱۹]. برای ناحیه تک فازی:

$$h_{ref} = 0.02106 \left(\frac{k}{D_h} \right) (Re_{D_h})^{0.62} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (44)$$

و برای ناحیه دو فازی:

$$h_{ref} = \text{Max} (h_{NB}, h_{CB}) \quad (45)$$

$$h_{NB} = 0.6633CO^{-0.2} (1-x)^{0.8} h_{lo} E_{CB} + 1058BO^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{fl} h_{lo} E_{NB} \quad (46)$$

$$h_{CB} = 1.136CO^{-0.9} (1-x)^{0.8} h_{lo} E_{CB} + 66.7BO^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{fl} h_{lo} E_{NB} \quad (47)$$

در این روابط پارامتر F_{fl} وابسته به نوع سیال است که برای مبرد $R134a$ مقدار آن برابر $1/63$ می‌باشد. همچنین پارامترهای ضریب افزایشی انتقال حرارت جوشش جابجایی^۱ (E_{CB}) و هسته‌ای^۲ (E_{NB})، به ترتیب برابر با مقادیر $1/2$ و 0.77 در نظر گرفته شده‌اند. سایر پارامترهای ظاهر شده در معادلات (۴۶) و (۴۷) به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$h_{lo} = 0.02106 \left(\frac{k_l}{D_h} \right) (Re_{D_h})^{0.62} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (48)$$

$$BO = \frac{Q_i / A_{ref}}{Gh_{fg}} \quad (49)$$

$$CO = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \quad (50)$$

جهت محاسبه افت فشار مبرد با توجه به هندسه خاص آن‌ها از روابط تجربی زیر استفاده شده است [۱۹]:

$$\Delta P = A \times Re_g^B \quad (51)$$

$$\Delta P = A \times Re_g^B \quad (52)$$

همچنین در روابط (۵۱) و (۵۲) مقادیر ثوابت A و B به ترتیب برابر $10^{-6} \times 1.5396$ و $1/9.079$ می‌باشد. مقدار افت فشار به دست آمده از معادله (۴۷) برای کل اواپراتور در نظر گرفته شده است. لذا برای تعمیم دادن آن به هر المان باید مقدار به دست آمده را بر تعداد کل المان‌های اواپراتور تقسیم کرد.

-
- 1 Enhancement factor for convective boiling
 - 2 Enhancement factor for nucleate boiling

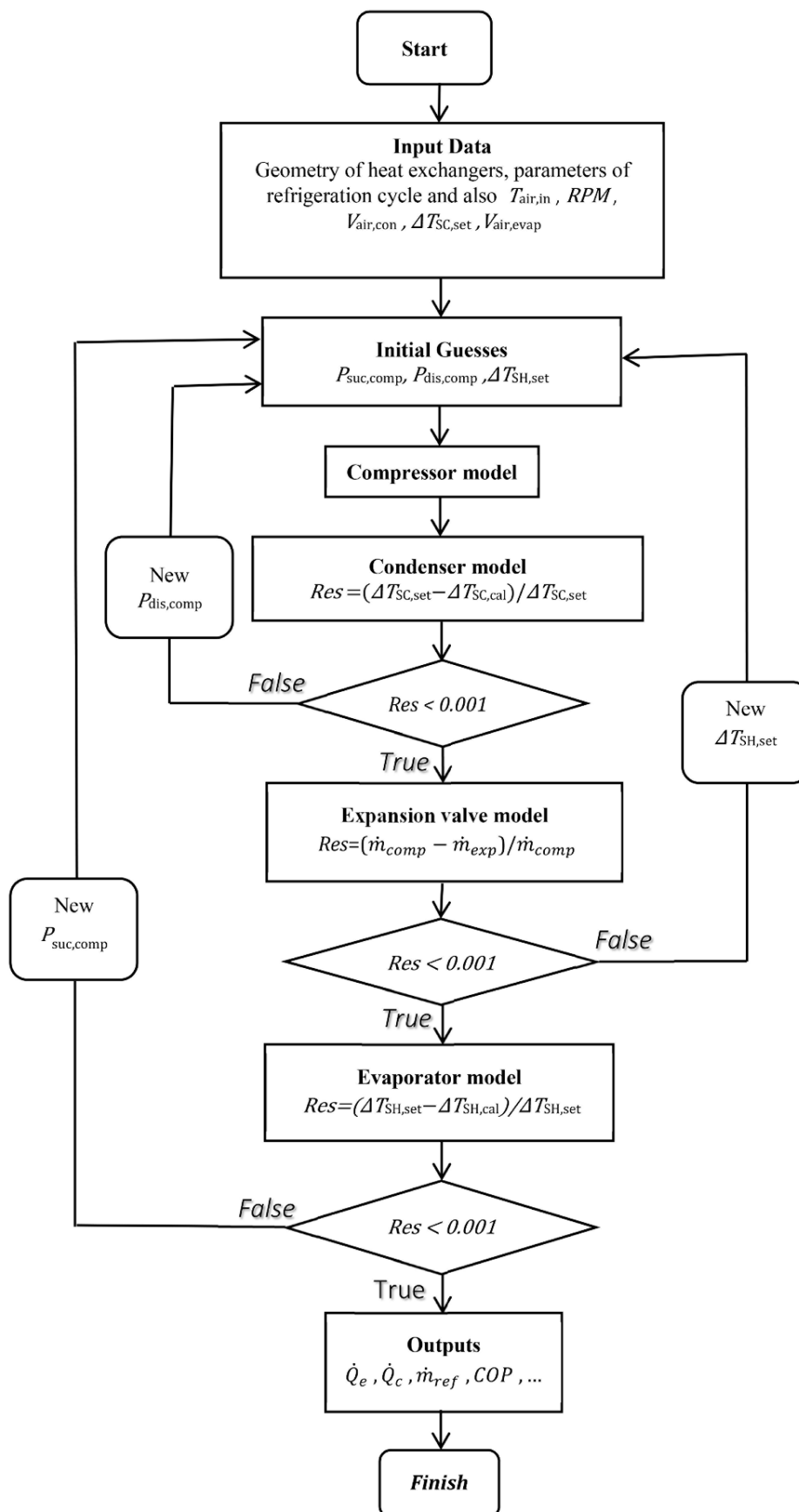


Fig. 3. Adopted algorithm for integration of components of refrigeration cycle model

شکل ۳: الگوریتم به کار گرفته شده جهت یکپارچه کردن اجزای مدل چرخه ی تبرید

۲-۲- مدل سازی حرارتی کابین

در این مطالعه، به منظور مدل سازی حرارتی کابین خودرو از روش ظرفیت فشرده استفاده شده است. همچنین توزیع دمای هوا در داخل کابین در حالت پایا و به صورت یکنواخت در نظر گرفته شده است. کل بار حرارتی وارد بر کابین خودرو \dot{Q}_{tot} از هفت بار مجزا تشکیل شده است (شکل ۴):

$$\dot{Q}_{tot} = \mu \dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{Met} + \dot{Q}_{Amb} + \dot{Q}_{Exh} + \dot{Q}_{Eng} + \dot{Q}_{Ven} + \dot{Q}_{mass} \quad (53)$$

که در معادله فوق جملات ظاهر شده در سمت راست معادله به ترتیب از چپ به راست عبارتند از بار خورشید، بار سرنشینان، بار محیطی، بار آگزوز، بار موتور، بار ناشی از نفوذ هوا و بار حرارتی ناشی از دمای اجرام داخلی کابین. شایان ذکر است که بار حرارتی ناشی از دمای اجزای داخلی کابین، به دلیل اختلاف دمای بین اجزای داخلی کابین که تحت تابش نور خورشید قرار گرفته و دمایشان بیش از دمای هوای ساکن کابین است، در نظر گرفته شده است. در واقع سیستم تهویه مطبوع، بخشی از بار سرمایشی خود را صرف غلبه بر دمای بالای این قطعات می کند. ولذا این پارامتر برای محاسبه بار حرارتی کل کابین خودرو در نظر گرفته شده است.

۲-۲-۱- بار حرارتی خورشیدی

بار حرارتی ناشی از خورشید مهم ترین بار حرارتی وارد بر کابین می باشد. در معادله (۵۴) سه ترم اصلی این بار نشان داده شده است:

$$\dot{Q}_{solar} = \dot{Q}_{Dir} + \dot{Q}_{Dif} + \dot{Q}_{Ref} \quad (54)$$

که در آن \dot{Q}_{Dir} بار حرارتی ناشی از تابش مستقیم خورشید، \dot{Q}_{Dif} بار حرارتی ناشی از تابش اشعه‌ی خورشید منتشر شده در فضا و \dot{Q}_{Ref} نیز بار حرارتی ناشی از تابش منعکس شده‌ی خورشید از زمین می باشد.

در این مطالعه بار حرارتی حاصل از تشعشع وارد شده بر کابین با استفاده از مدل همگن HDKR^۱ به دست می آید [۲۰]. همچنین برای محاسبه این پارامترها در ابتدا باید E_a و E_b تعیین شوند:

$$E_b = E_o \exp[-\tau_b m^{ab}] \quad (55)$$

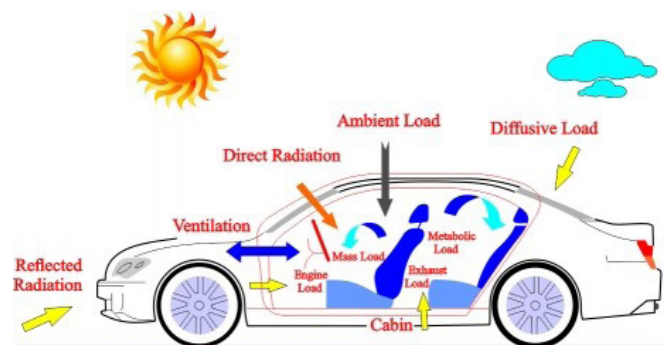


Fig. 4. Different thermal loads acted on a vehicle cabin

شکل ۴: بارهای حرارتی وارد بر یک کابین خودرو

$$E_d = E_o \exp[-\tau_d m^{ad}] \quad (56)$$

ضرایب ثابت موجود در معادلات (۵۵) و (۵۶) به صورت زیر محاسبه می شوند:

$$m = 1 / [\sin \beta + 0.50572(6.07995 + \beta)^{-1.6364}] \quad (57)$$

$$E_o = E_{sc} \left\{ 1 + 0.033 \cos \left[360^\circ \frac{(n-3)}{365} \right] \right\} \quad (58)$$

$$ab = 1.219 - 0.043 \tau_b - 1.151 \tau_d - 0.204 \tau_b \tau_d \quad (59)$$

که E_o میزان تابش خورشید در خارج از اتمسفر، E_{sc} میزان ثابت تابش خورشیدی که به عنوان شدت تابش بر روی یک سطح عمود بر اشعه خورشید در خارج از اتمسفر، n روز سال می باشد، m نسبت جرم هوا در مسیر واقعی خورشید و زمین به مقداری که اگر خورشید مستقیماً و به طور عمودی بالای زمین قرار داشت و β زاویه خورشید نسبت به افق^۲ می باشد که بر حسب درجه بیان می شود. τ_d و τ_b نیز خواص مکانی می باشند که در طول سال تغییر می کنند. همچنین \dot{Q}_{Dir} و \dot{Q}_{Dif} نیز به ترتیب زیر محاسبه می شوند:

$$\dot{Q}_{Dir} = \sum_{surfaces} S \tau_s E_{t,b} \quad (60)$$

$$\dot{Q}_{Dif} = \sum_{surfaces} S \tau_s E_{t,d} \quad (61)$$

$$\dot{Q}_{Ref} = \sum_{surfaces} S \tau_s E_{t,r} \quad (62)$$

که در این معادلات S سطح پنجره خودرو می باشد. همچنین τ_s ضریب عبور مربوط به سطح، $E_{t,b}$ تابش رسیده به سطح ناشی از تابش مستقیم خورشید، $E_{t,d}$ تابش رسیده به سطح ناشی از تابش پراکنده خورشید و $E_{t,r}$ تابش رسیده به سطح ناشی از تابش منعکس شده‌ی خورشید از زمین می باشد.

۲-۲-۲- سایر بارهای حرارتی

الف) بار حرارتی سرنشینان:

بار حرارتی سرنشینان بر طبق رابطه (۶۳) محاسبه می شود:

$$\dot{Q}_{Met} = \sum_{passengers} MA_{Du} \quad (63)$$

در این معادله M نرخ حرارت تولیدی ناشی از فعالیت متابولیک سرنشینان بر حسب وات می باشد که از مقادیر دسته بندی شده در استاندارد ایزو ۸۶۹۶ بر اساس معیارهای مختلف و با توجه به میزان فعالیت های بدن انسان به دست می آید. همچنین A_{Du} میزان تخمینی بدن انسان از رابطه زیر به دست می آید:

ه) بار حرارتی ناشی از نفوذ هوا:

هوای تازه دارای شرایط هوای محیط بوده و به همین دلیل با دما و رطوبت محیط به کابین وارد شده و در نتیجه باعث افزایش بار حرارتی ورودی به کابین خواهد شد. این میزان بار حرارتی با توجه به رابطه زیر تعیین می‌شود [۱۷]:

$$\dot{Q}_{ven} = \dot{m}_{ven} (\bar{h}_{sur} - \bar{h}_{in}) \quad (۶۶)$$

در این رابطه \dot{m}_{ven} میزان نرخ جرمی ورودی به کابین، \bar{h}_{sur} آنتروپی هوای محیط و \bar{h}_{in} آنتروپی هوای درون کابین می‌باشد.

و) بار حرارتی اجرام داخل کابین:

اجرام داخلی کابین خودرو که شامل صندلی‌ها، داشبورد و غیره می‌باشند به دلیل جذب تابش بخشی از نور آفتاب وارد شده به کابین، دمای آن‌ها به میزان زیادی بالا رفته و همین امر نیز باعث افزایش بار حرارتی کابین می‌شود. با در نظر گرفتن اجرام داخل کابین به عنوان حجم کنترل و با توجه به قانون بقای انرژی و همچنین فرض یک جرم بودن تمامی اجرام داخل کابین داریم [۲۱]:

$$\dot{Q}_{mass} = (1 - \mu) \dot{Q}_{solar} - m_{mass} C_{mass} \frac{dT_{mass}}{dt} \quad (۶۷)$$

۲-۳- مدل‌سازی هم‌زمان چرخه‌ی تبرید و کابین

واضح است که هدف اصلی و نهایی در سیستم تهویه مطبوع یک خودرو تأمین شرایط آسایش سرنشینان می‌باشد. در واقع فضای کابین سرنشینان، فضایی است که باید دما و رطوبت آن در محدوده‌ای باشد که سرنشینان و مسافران احساس آسایش داشته باشند. برای این که بتوان تأثیر دما و رطوبت هوا را در کل سیستم مشاهده کرد می‌بایستی تأثیر متقابل شرایط کابین و مجموعه چرخه تبرید را بررسی کرد. بنابراین نیاز به مدل‌سازی و شبیه‌سازی کابین می‌باشد. اوپراتور نقطه مشترک مدل کابین و مدل سیکل تبرید خودرو می‌باشد.

از آنجا که شرایط هوای ورودی و خروجی اوپراتور و در نهایت شرایط هوای کابین برای ما حائز اهمیت است، به دنبال سه فاکتور مهم که در تعیین شرایط هوایی نقش اصلی را دارند، هستیم. این فاکتورها عبارت‌اند از نرخ جرمی، آنتالپی (\bar{h}) و رطوبت مطلق (ω)، که با داشتن دو فاکتور آخر، دما نیز طبق رابطه (۶۹) به دست می‌آید [۲۲]:

$$T = \frac{\bar{h} - 2501\omega}{1.006 + 1.805\omega} \quad (۶۸)$$

مطابق شکل ۶ میزان رطوبت مطلق و دما هوای نفوذی و هوای تازه برابر با میزان رطوبت مطلق و دمای محیط می‌باشند که در نتیجه طبق رابطه (۶۹) آنتالپی این نقاط نیز مشخص خواهند شد. بدین منظور داریم:

$$A_{Du} = 0.202W^{0.425} H^{0.725} \quad (۶۴)$$

که در این رابطه W وزن سرنشین خودرو بر حسب نیوتون و H میزان قد فرد بر حسب سانتی‌متر می‌باشد.

ب) بار حرارتی محیط:

چنانچه دمای هوا در داخل کابین و بیرون از کابین معلوم باشد (دمای هوای داخل کابین همان دمای کابین در نظر گرفته شده در این مطالعه در حالت گذرا متغیر می‌باشد)، قادر خواهیم بود که میزان بار حرارتی محیط را با توجه مقاومت‌های حرارتی معادل به دست آوریم [۲۰] (شکل ۵). برای به دست آوردن مقاومت‌های حرارتی و پس از آن محاسبه بار محیط از یک فرایند تکرارشونده استفاده می‌شود. بدین منظور ضریب انتقال حرارت هدایتی متوسط برای کابین، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی محیط (h_{out}) و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی هوای داخل کابین (h_{in}) باید تعیین گردد.

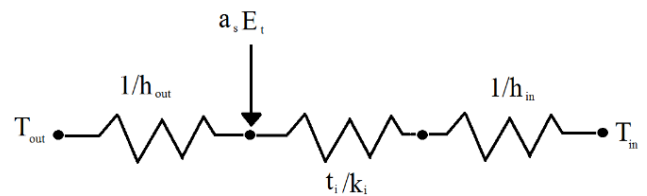


Fig. 5. Thermal resistances concerning the environmental thermal

شکل ۵: مدار مقاومت‌های حرارتی مربوط به بار حرارتی محیط

لازم به ذکر است که پارامترهای هندسی که وابسته به مکان می‌باشند بسته به مکان خودرو قابل تعیین هستند. اما مقدار ضریب انتقال حرارتی جابه‌جایی هوای بیرون عددی ثابت نبوده و با توجه به رابطه زیر با سرعت خودرو (V) رابطه دارد:

$$\bar{h}_{out} = 5.7 + 3.8V \quad (۶۵)$$

ج) بار حرارتی اگزوز:

محصولات احتراق که همان گازهای داغ خروجی از سیلندر موتور خودرو هستند، در هنگام عبور از کف خودرو، با توجه به دمای بالا، با کابین خودرو انتقال حرارت انجام داده و می‌تواند باعث بالا رفتن دمای کابین خودرو شوند. چنانچه دمای دود اگزوز مشخص باشد (که این دما به شرایط کارکرد موتور بستگی دارد [۱۷]) و دمای کابین خودرو نیز مشخص باشد، می‌توان به کمک مدار مقاومت حرارتی میزان انتقال حرارت صورت گرفته به کابین را محاسبه نمود.

د) بار حرارتی مجموعه موتور:

موتور منبع اصلی تولیدکننده گرما در داخل خودرو می‌باشد که می‌تواند با وجود عایق حرارتی در نظر گرفته شده در خودرو نیز باعث بالا رفتن دمای کابین شود. با این وجود دمای موتور وابسته به شرایط کارکرد آن می‌باشد [۱۷].

بدین ترتیب سه فاکتور مهم تعیین شرایط هوا در نقطه ۳ (ورودی اواپراتور) نیز به دست آمد (شکل ۶). این سه فاکتور همان طور که در معادلات (۷۶) و (۷۷) مشهود می‌باشد، به شرایط داخلی هوای کابین نیز وابسته است.

حال به سراغ کابین به عنوان یک حجم کنترل می‌رویم. ابتدا فرض می‌کنیم که در تمامی نقاط کابین (حجم کنترل)، تغییرات هوا مانند یکدیگر می‌باشد. دبی جرمی هوا، میزان رطوبت و دمای آن و نیز دمای اجرام درون کابین توسط ۴ معادله دیفرانسیل غیرخطی مرتبط به هم توصیف می‌گردند که عبارت‌اند از:

الف: موازنه جرمی هوای خشک

ب: موازنه جرمی بخار آب

ج: موازنه انرژی هوای داخلی

د: موازنه انرژی اجرام داخل کابین

۲-۳-۲- معادله بقاء جرم برای هوای خشک داخل کابین

معادله کلی بقاء جرم برای هوای خشک به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} \quad (77)$$

بنابراین با در نظر گرفتن کابین به عنوان حجم کنترل داریم:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{AC} + \dot{m}_* - \dot{m}_1 \quad (78)$$

که با توجه به رابطه (۷۳) به معادله‌ی زیر می‌رسیم:

$$\frac{dm}{dt} = (1 - \xi) \dot{m}_{AC} + \dot{m}_* \quad (79)$$

۲-۳-۳- معادله بقاء جرم برای بخار آب موجود در هوای خشک

معادله کلی بقاء جرم برای بخار آب به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{d(m\omega)}{dt} = \sum (\dot{m}\omega)_{in} - \sum (\dot{m}\omega)_{out} \quad (80)$$

با در نظر گرفتن کابین به عنوان حجم کنترل داریم:

$$\frac{d(m\omega_c)}{dt} = (\dot{m}\omega)_* + (\dot{m}\omega)_{AC} + \dot{m}_{V, human} - (\dot{m}\omega)_1 \quad (81)$$

در نهایت با باز کردن ترم مشتق سمت چپ و استفاده از معادلات (۷۳)

و (۸۰):

$$\omega_c \frac{dm}{dt} + m \frac{d\omega_c}{dt} = \dot{m}_* \omega_* + \dot{m}_{AC} \omega_{AC} + \dot{m}_{V, human} - \dot{m}_1 \omega_1 \quad (82)$$

$$\Rightarrow \frac{d\omega_c}{dt} = \frac{\dot{m}_{AC} [\omega_{AC} - \omega_c] + \dot{m}_* [\omega_{sur} - \omega_c] + \dot{m}_{V, human}}{m}$$

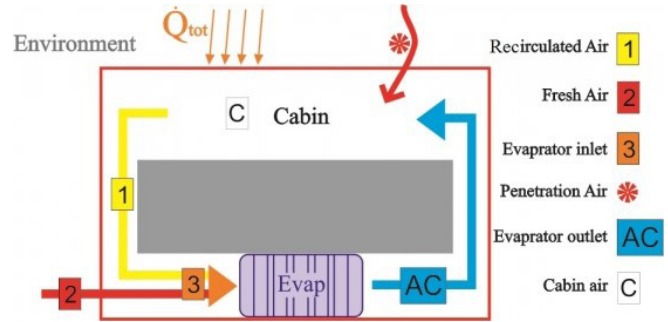


Fig. 6. Schematic model of the cabin and evaporators

شکل ۶: مدل شماتیک کابین و اواپراتور

$$\omega_2 = \omega_* = \omega_{sur} \quad (69)$$

$$e_2 = e_* = e_{sur} \quad (70)$$

$$T_2 = T_* = T_{sur} \quad (71)$$

واضح است که شرایط هوایی داخل کابین با شرایط نقطه ۱ در شکل ۶ برابر ولی مجهول است که هدف نهایی ما یافتن این شرایط می‌باشد. پس می‌بایست شرایط هوای ورود و خروج اواپراتور را نیز تعیین کنیم.

۲-۳-۱- تعیین شرایط هوای ورودی به اواپراتور

پارامتر بدون بعد ξ را طبق رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$\xi = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_3} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{AC}} \quad (72)$$

که در معادله فوق \dot{m}_1 ، \dot{m}_3 و \dot{m}_{AC} به ترتیب عبارت‌اند از: دبی جرمی هوای بازگشتی، مجموع دبی هوای بازگشتی و هوای تازه و دبی هوای عبوری از اواپراتور. بنابراین $\xi \dot{m}_{AC}$ برابر دبی جرمی هوای بازگشتی و $(1 - \xi) \dot{m}_{AC}$ برابر دبی جرمی هوای تازه می‌باشد. از آنجا که $\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$ موازنه جرمی بخار آب به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\omega_1 (\xi \dot{m}_{AC}) + \omega_2 (1 - \xi) \dot{m}_{AC} = \dot{m}_{AC} \omega_3 \quad (73)$$

با تقسیم دو طرف معادله فوق بر \dot{m}_{AC} داریم:

$$\omega_3 = \xi \omega_c + (1 - \xi) \omega_{sur} \quad (74)$$

با اعمال موازنه انرژی در نقطه ۳ داریم:

$$(\xi \dot{m}_{AC}) e_1 + (1 - \xi) \dot{m}_{AC} e_2 = \dot{m}_{AC} e_3 \quad (75)$$

با تقسیم دو طرف معادله فوق بر \dot{m}_{AC} داریم:

$$e_3 = \xi e_c + (1 - \xi) e_{sur} \quad (76)$$

$$\dot{m}_{AC} \omega_3 = \dot{m}_{AC} \omega_{AC} + \dot{m}_w \quad (87)$$

در این معادله، \dot{m}_w نرخ جرمی بخار آب تقطیرشده در اواپراتور می‌باشد.
۲- معادله بالانس انرژی هوای عبوری از اواپراتور:

$$e_{AC} = e_3 - \frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}_{AC}} - \frac{\dot{m}_w e_f}{\dot{m}_{AC}} \quad (88)$$

در نهایت با توجه به رابطه زیر، میزان دمای متوسط هوای داخل کابین نسبت به زمان به دست می‌آید:

$$T = \frac{e - 2501\omega}{1.006 + 1.805\omega} \quad (89)$$

۲-۴- صحت آزمایشی مدل

به منظور صحت آزمایشی مدل به دست آمده، از داده‌های تجربی استفاده شده است. بدین منظور تغییرات دمای متوسط کابین بر حسب زمان که توسط مدل ارائه شده در این مقاله به دست آمد، با نتایج تجربی موجود در مرجع [۲۳] مقایسه گردیده است. نمودار نشان داده شده در شکل ۷ نحوه تغییرات دمای متوسط کابین پس از ده دقیقه از زمان روشن شدن سیستم تبرید خودرو را بر اساس نتایج تجربی و مدل‌سازی عددی نشان می‌دهد. همان طور که در نمودار واضح است، حداکثر اختلاف دمای حاصل از نتایج تجربی و مدل‌سازی تقریباً ۵ درجه سانتی‌گراد بوده که حاکی از دقت قابل قبول مدل ارائه شده در این مقاله می‌باشد. باید در نظر داشت که مقادیر بسیاری از پارامترهای مربوط به آزمون تجربی صورت گرفته در مرجع [۲۳] موجود نبودند و در مدل‌سازی صورت گرفته، مقدار این پارامترها بر اساس حدس انتخاب گردیده‌اند. بدیهی است که اگر مقادیر این پارامترها گزارش شده بود و یا اطلاعات مربوط به یک آزمون تجربی کامل‌تر در دسترس می‌بود، خطای کمتری در صحت آزمایشی مشاهده می‌شد.

۲-۵- ارائه و تحلیل نتایج

بر اساس محاسبات بار حرارتی خورشیدی، بیش‌ترین مقدار گرمای حاصل از نور خورشید در ایران برای شهر اهواز در روز ۱۴ تیرماه می‌باشد. همان

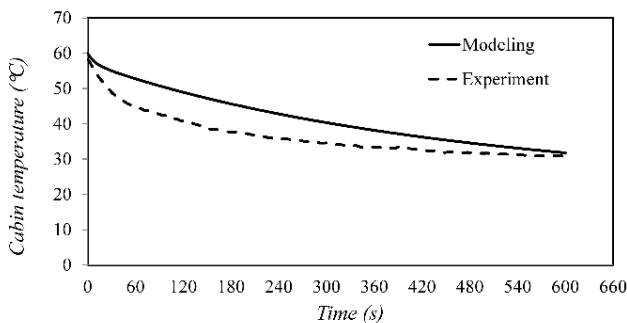


Fig. 7. Validation of the numerical model with experimental data

شکل ۷: صحت آزمایشی نتایج حاصل از مدل ارائه شده با نتایج تجربی

۲-۳-۴- معادله بقاء انرژی برای هوای داخلی کابین

قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل بدون در نظر گرفتن انرژی جنبشی و پتانسیل به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{d(me)}{dt} = \dot{Q}_{tot} + \sum (me)_{in} - \sum (me)_{out} \quad (83)$$

با در نظر گرفتن کابین به عنوان حجم کنترل داریم:

$$\frac{d(me_c)}{dt} = \dot{Q}_{tot} + (me)_* + (me)_{AC} - (me)_1 \quad (84)$$

که علامت * نشان دهنده‌ی شرایط هوای نفوذی به کابین می‌باشد.
در نهایت با مشتق گرفتن از ترم سمت چپ و استفاده از معادلات (۷۳) و (۸۰) داریم:

$$\frac{de_c}{dt} = \frac{\dot{Q}_{tot} + \dot{m}_{AC} [e_{AC} - e_c] + \dot{m}_* [e_{sur} - e_c]}{m} \quad (85)$$

۲-۳-۵- موازنه انرژی برای اجرام داخل کابین

با در نظر گرفتن اجرام داخل کابین به عنوان یک حجم کنترل و نوشتن معادله بقاء انرژی و همچنین با استفاده از معادله (۶۸) و با توجه به رابطه گرمای انتقال یافته به روش جابه‌جایی، $\dot{Q}_{mass} = \dot{h}A_{mass} (T_{mass} - T_c)$ ، معادله مربوط به تغییرات دمای اجرام داخل کابین نسبت به زمان را می‌توان به دست آورد:

$$\frac{dT_{mass}}{dt} = \frac{(1 - \mu)\dot{Q}_{solar} - \dot{h}A_{mass} (T_{mass} - T_c)}{m_{mass} C_{mass}} \quad (86)$$

۲-۳-۶- محاسبه دمای هوای داخل کابین نسبت به زمان

جهت محاسبه تغییرات دمای متوسط هوای داخل کابین می‌بایست چهار معادله (۸۰)، (۸۴)، (۸۶) و (۸۷) به طور هم‌زمان تحلیل شوند که بدین منظور در این پروژه از روش رانگ کوتای^۱ مرتبه چهار استفاده شد. در تحلیل این معادلات شرایط هوای خروجی از اواپراتور مورد نیاز می‌باشد، یعنی همان طور که از این معادلات مشخص است، مقادیر e_{AC} و ω_{AC} که در واقع وابسته به ظرفیت سرمایشی اواپراتور هستند، باید تعیین گردند. بنابراین اواپراتور را به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته و با توجه به معادلات زیر و همچنین میزان ظرفیت سرمایشی اواپراتور (\dot{Q}_e) که از مدل چرخه‌ی تبرید به دست می‌آید، مقادیر آنتالپی و رطوبت مطلق خروجی از اواپراتور تعیین می‌شود و در معادلات ذکر شده جایگزین می‌گردد. معادلات مورد استفاده جهت تعیین ω_{AC} و e_{AC} بدین شرح‌اند:

۱- معادله بالانس جرمی بخار آب هوای عبوری از اواپراتور:

1 Runge-Kutta

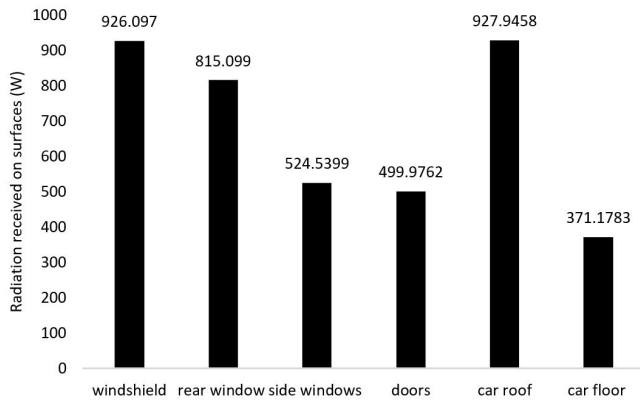


Fig. 10. The radiation reached to the different levels of the cabin

شکل ۱۰: تابش رسیده به سطوح مختلف کابین خودرو

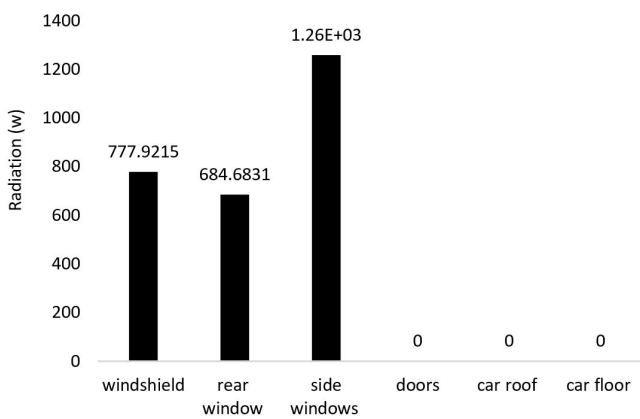


Fig. 11. Radiation entering to the different surface levels of the cabin

شکل ۱۱: تابش ورودی به کابین از سطوح مختلف کابین خودرو

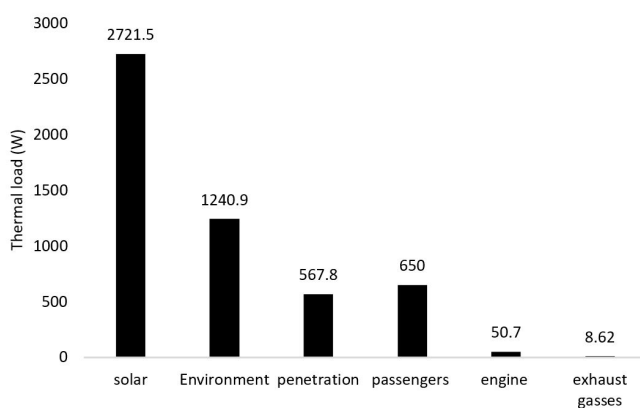


Fig. 12. Thermal loads entering to the cabin

شکل ۱۲: بارهای حرارتی وارد شده به کابین

همان طور که در شکل ۱۲ نشان داده شده است، قرار گرفتن در معرض خورشید از علل عمده گرما در داخل کابین بوده و پس از آن انتقال حرارت از محیط، مهم‌ترین عامل محسوب می‌شود. همچنین، فرض بر این بوده که کابین خودرو دارای ۵ سرنشین می‌باشد. در شکل ۱۳ تغییرات زمانی دمای کابین در طی یک ساعت از فعالیت سیستم تهویه مطبوع خودرو ارائه شده

طور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، بیشینه این مقدار در حدود ۱۰۰۰ وات بر مترمربع است.

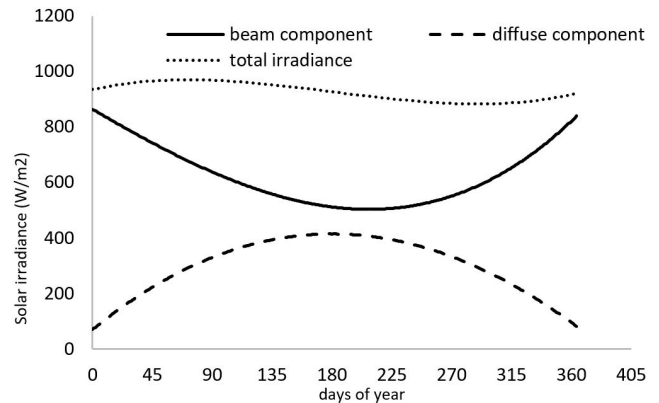


Fig. 8. The amount of radiation on different days in Ahwaz

شکل ۸: میزان تابش در روزهای مختلف شهر اهواز

در مطالعات قبلی تابش خورشیدی به کابین خودرو به صورت عمودی در نظر گرفته شده است و این در حالی است که در این مطالعه، زاویه نور خورشید نسبت به افق نیز در نظر گرفته شده است. در شکل ۹ مقادیر پارامترهای مختلف تابش خورشیدی بر روی سطح با شیب ۴۵ درجه، برای کل جهات جغرافیایی، ساعت ۱۴ در ۳۰ تیرماه در شهر تهران نشان داده شده است. در همین راستا، در شکل ۱۰ میزان اشعه رسیده به سطوح مختلف کابین خودرو در شهر اهواز در ساعت ۱۲ روز ۳۱ تیرماه نشان داده شده است.

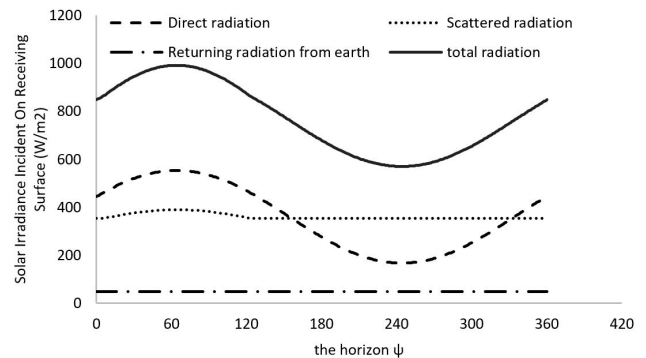


Fig. 9. The amount of radiation reaching the surface with a slope of 45 degrees in different geographical directions in Tehran

شکل ۹: میزان تابش رسیده به سطح با شیب ۴۵ درجه در راستاهای مختلف جغرافیایی شهر تهران

در ادامه، در شکل ۱۱ بار حرارتی وارد شده به کابین خودرو ناشی از تابش خورشید نشان داده شده است. از آنجا که سطوح کابین دارای ضریب عبور و مساحت‌های مختلفی می‌باشند، مقادیر تابش ورودی به کابین از هر سطح متفاوت است. در این مثال ضریب عبور بدنه کابین صفر در نظر گرفته شده است.

به طور کلی، مقدار کل بار حرارتی که به کابین خودرو وارد شده است، در شکل ۱۲ نشان داده شده است.

فهرست علائم

T	دما، K
P	فشار، Pa
m	جرم سیال، kg
L	طول، m
V	حجم سیال، m^3
n	نسبت ظرفیت گرمایی
\dot{m}	دبی جرمی سیال، kg/s
C	ظرفیت گرمایی، J/s.K
RPM	دور موتور، rev/min
\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت، J/s
\bar{h}	آنتالپی سیال، J/kg
NTU	عدد سطح انتقال گرما
A	سطح انتقال حرارت، m^2
U	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی
h	ضریب انتقال حرارت، $W/m^2.K$
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی، $W/m.K$
Re	عدد رینولدز
Pr	عدد پرانتل
f	ضریب اصطکاک
μ_r	ضریب لزجت دینامیکی سیال
D_h	قطر هیدرولیکی، m
x	عدد کیفیت سیال
e	انرژی مخصوص، J/kg
E	مقدار تابش خورشیدی، W/m^2
علامت یونانی	
ρ	چگالی سیال، kg/m^3
ε	نسبت میزان انتقال حرارت
η	راندمان
δ	ضخامت، mm
ω	رطوبت مطلق، g/m^3
زیرنویس	
dis	تخلیه
suc	مکش
air	هوا
ref	حالت مرجع

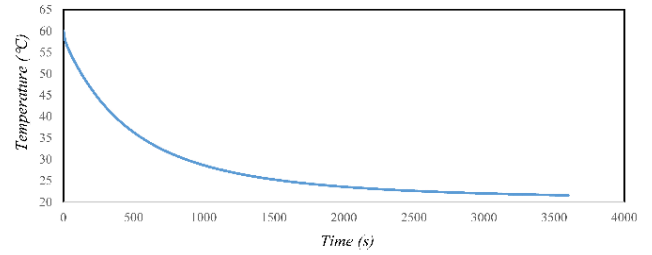


Fig. 13. Time evolution of predicted cabin temperature

شکل ۱۳: تغییرات پیش‌بینی‌شده‌ی دمای کابین

است. همان‌گونه که قابل مشاهده است، پس از گذشت حدود ۲۵ دقیقه، دمای هوای درون کابین به زیر ۲۵ درجه سانتی‌گراد خواهد رسید.

۳- نتیجه‌گیری

در این مقاله، یک مدل حرارتی عددی گذرا برای اولین محصول مبتنی بر پلتفرم ملی خودرو توسعه داده و ارائه شده است. در مدل ارائه شده، به عنوان اولین گام هر جزء از چرخه تبرید مدل‌سازی شده و پس از آن این مدل‌ها در یک حلقه تکرارشونده یکپارچه شده‌اند. در این مرحله برای مدل‌سازی مبدل‌های حرارتی سیکل تبرید از روش ε - NTU استفاده شده است. در گام دوم، هفت بار حرارتی مختلف برای کابین محاسبه شده است. در این مرحله، یک پایگاه داده برای محاسبه بار خورشید در هر مکان از ایران و هر روز از سال و برای هر گونه نحوه قرارگیری خودرو ارائه شده است. و به عنوان آخرین مرحله، یک مدل کوپل شده بر اساس دو مرحله قبل برای اولین بار ارائه شده است. در مدل کوپل شده، چهار معادله دیفرانسیل معمولی مختلف از طریق روش رانگ-کوتا حل شده است. در گام بعد مدل کوپل شده با نتایج تجربی صحت آزمایی گردیده است. از مدل ارائه شده جهت محاسبه انواع بارهای حرارتی خورشید وارده بر اجزای خودرو استفاده گردیده است. مقادیر مربوط به بارهای حرارتی وارد بر کابین خودرو نیز برای اولین بار برای تمامی شهرهای کشور و برای تمامی روزهای سال و در هر ساعت از شبانه‌روز مورد محاسبه قرار گرفته که در این مقاله از داده‌های به‌دست آمده برای تهران و اهواز استفاده شده است. مجموع بارهای حرارتی وارد شده به کابین خودرو در حدود ۵/۲۳۹ کیلووات بوده که بیشترین سهم را، تابش رسیده از خورشید به میزان ۲/۷۲۱ کیلووات دارد. لازم به ذکر است که میزان بار حرارتی رسیده از تابش خورشید در تمامی راستاها اعم از تابش مستقیم و مایل، در نظر گرفته شده است. در پایان از مدل ارائه شده جهت پیش‌بینی دمای هوای درون کابین محصول اصلی پلتفرم ملی خودرو استفاده شده است. نتایج حاصل حاکی از آن است که پس از گذشت تقریباً ۲۵ دقیقه از شروع به کار سیستم تهویه مطبوع، دمای هوای درون کابین از ۶۰ درجه سانتی‌گراد به ۲۵ درجه سانتی‌گراد کاهش خواهد یافت.

objective optimization of plate fin heat exchanger using genetic algorithm, *Applied Energy*, 87(6) (2010) 1893-1902.

- [11] Z. Tian, B. Gu, L. Yang, F. Liu, Performance prediction for a parallel flow condenser based on artificial neural network, *Applied Thermal Engineering*, 63(1) (2014) 459-467.
- [12] M.H. Shojaefard, J. Zare, Modeling and combined application of the modified NSGA-II and TOPSIS to optimize a refrigerant-to-air multi-pass louvered fin-and-flat tube condenser, *Applied Thermal Engineering*, 103 (2016) 212-225.
- [13] W.M. Kays, A.L. London, *Compact heat exchangers*, (1984).
- [14] J. Dong, J. Chen, Z. Chen, W. Zhang, Y. Zhou, Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, 48(5) (2007) 1506-1515.
- [15] Y.-J. Chang, C.-C. Wang, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, *International Journal of heat and mass transfer*, 40(3) (1997) 533-544.
- [16] A. Gholap, J. Khan, Design and multi-objective optimization of heat exchangers for refrigerators, *Applied Energy*, 84(12) (2007) 1226-1239.
- [17] M.A. Fayazbakhsh, M. Bahrami, Comprehensive modeling of vehicle air conditioning loads using heat balance method, 0148-7191, *SAE Technical Paper*, 2013.
- [18] J.S. Jabardo, W.G. Mamani, M. Ianella, Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor, *International Journal of Refrigeration*, 25(8) (2002) 1157-1172.
- [19] R.K. Shah, D.P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*, John Wiley & Sons, 2003.
- [20] H. Grog, JA duffie and WA Beckman, *Solar Engineering of Thermal Process*, in, Wiley-inter science, New York, NY, USA, 1991.
- [21] K.K. Jha, V. Bhanot, V. Ryali, A simple model for calculating vehicle thermal loads, 0148-7191, *SAE Technical Paper*, 2013.
- [22] S. Sanaye, M. Dehghandokht, Thermal modeling

پره f

حالت اشباع w

بالانویس

* نسبت حالت کمینه به بیشینه

منابع

- [1] G. Lee, J. Yoo, Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system, *International journal of refrigeration*, 23(3) (2000) 243-254.
- [2] J.S. Jabardo, W.G. Mamani, M. Ianella, Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor, *International Journal of Refrigeration*, 25(8) (2002) 1157-1172.
- [3] H.J. Kim, C.-J. Kim, A numerical analysis for the cooling module related to automobile air-conditioning system, *Applied Thermal Engineering*, 28(14-15) (2008) 1896-1905.
- [4] M. Kakaee, M. Seifi, Simulation of refrigeration cycle and cabin temperature and relative humidity of Peugeot 405 and the effect on system performance, *Proceedings of The 17th Annual Conference of Mechanical Engineering (ISME2009)*, Tehran University, (2009) (in Persian)).
- [5] E.B. Ratts, J.S. Brown, An experimental analysis of cycling in an automotive air conditioning system, *Applied Thermal Engineering*, 20(11) (2000) 1039-1058.
- [6] C.-Y. Yang, R. Webb, A predictive model for condensation in small hydraulic diameter tubes having axial micro-fins, *Journal of heat transfer*, 119(4) (1997) 776-782.
- [7] Y.-Y. Yan, T.-F. Lin, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe, *International journal of heat and mass transfer*, 42(4) (1999) 697-708.
- [8] T. Skiepko, Thermal design of automotive HVAC condensers for mixed flow regimes in minichannels, *Archives of Thermodynamics*, 27(1) (2006) 53-74.
- [9] P. Saechan, S. Wongwises, Optimal configuration of cross flow plate finned tube condenser based on the second law of thermodynamics, *International Journal of Thermal Sciences*, 47(11) (2008) 1473-1481.
- [10] S. Sanaye, H. Hajabdollahi, Thermal-economic multi-

[23] S. Sanaye, M. Dehghandokht, Thermal modeling of mini-channel and laminated types evaporator in mobile air conditioning system, (2012).

for predication of automobile cabin air temperature, *International Journal of Automotive Engineering*, 1(3) (2011) 152-164.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

M. H. Shojaeefard, G. R. Molaeimanesh, A. Yarmohammadi, S. Changizian, A Coupled Thermal Model for Refrigeration Cycle and Cabin of the First Produced Vehicle Based on the National Vehicle Platform, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 50(6) (2018) 1159-1174.
DOI: 10.22060/mej.2017.12542.5372



