

شبیه‌سازی عددی و ارائه‌ی یک مدل محاسباتی برای

سیستم تبرید و تهویه‌ی خودرو

محمدحسن سعیدی (دانشیار)

احمد رضا فقیه خراسانی (دانشجوی دکتری)

رامین کوهی‌کمالی (دانشجوی دکتری)

قطب‌علی تبدیلی انرژی، دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

در این نوشتار، به منظور انجام محاسبات مربوط به چرخه‌ی تبرید خودرو، و با توجه به شرایط عملکرد گذرای این چرخه، یک مدل عددی ارائه شده است. این مدل شامل زیرمدل‌های اواپراتور، کندانسور (خنک‌کننده)، متراکم‌کننده (کمپرسور)، لوله‌ی مویین و سیستم انتقال هواست. در این مدل‌سازی، افت فشار و ظرفیت حرارتی اواپراتور، خنک‌کننده، کانال‌ها و اتصالات نیز لحاظ شده است. به طوری‌که با استفاده از این مدل می‌توان طراحی بهینه‌ی چرخه‌ی تبرید را انجام داد. خروجی این مدل، دما و دبی هوای خروجی از دریچه‌هاست که به‌عنوان ورودی برای مدل‌سازی حرارتی اتاقک سرنشینان خودرو استفاده می‌شود.

مقدمه

در گذشته طراحی و ساخت سیستم تهویه‌ی خودرو برای ورود به خط تولید، نیازمند انجام آزمایش‌های تونل باد با هزینه‌های بالا بوده است. در روش‌های قدیمی، ابتدا نمونه‌ی از سیستم تهویه را بر روی خودرو تعبیه می‌کنند، و سپس با صرف وقت و هزینه‌های گزاف آن را در تونل باد و تحت شرایط مختلف کارکرد خودرو آزمایش می‌کنند. سازندگان خودرو همواره در جست‌وجوی روش‌هایی بوده‌اند تا ضمن کاهش هزینه‌های نمونه‌سازی و آزمایش، با سایر تولیدکنندگان به رقابت بپردازند. امروزه طراحان با ترکیب و به‌کارگیری روش‌های عددی، شبیه‌سازی‌های رایانه‌ی و آزمودن آنها به ابزارهایی مؤثر برای طراحی دست یافته‌اند.

شبیه‌سازی سیستم کنترل دما برای خودرو شامل دو قسمت شبیه‌سازی سیستم تهویه و تبرید^۱ و شبیه‌سازی حرارتی اتاقک خودرو است. شرایط محیطی حاکم بر چرخه‌ی تبرید خودرو به موقعیت و سرعت خودرو وابستگی زیادی دارد، و بنابراین تحلیل پایدار آن نتایج دقیقی را به همراه نخواهد داشت. از این‌رو چرخه‌ی تبرید خودرو باید با توجه به شرایط گذرای آن تحلیل شود.

حجم محاسبات مربوط به حل معادلات حاکم بر اجزا و همچنین وابستگی این معادلات به یکدیگر در نقاط اتصال اجزای چرخه، ضرورت وجود یک الگوریتم رایانه‌ی را برای تحلیل چرخه‌ی تبرید مشخص‌تر می‌کند.

تحقیقاتی که تاکنون در این زمینه انجام شده است منحصر به

بعضی از اجزای چرخه‌ی تبرید و همراه با فرضیاتی خاص بوده است. به‌عنوان مثال دیویس کلیه‌ی اجزای چرخه‌ی تبرید را مدل کرده است اما رفتار گذرای آنها را در نظر نگرفته و در مدل‌سازی مبدل‌های حرارتی از روش ϵ -NTU استفاده کرده است. همچنین وی افت فشار میرد داخل اجزای چرخه و افت حرارتی هوای عبوری از کانال‌های انتقال هوا را در نظر نگرفته است.^[۱] اما در کار مشابه دیگری، افت فشار نیز ملحوظ شده است.^[۲] در زمینه‌ی مدل‌سازی سیستم تهویه‌ی خودرو تحقیقات دیگری نیز انجام گرفته است که در تمامی آنها حالت گذرای چرخه در نظر گرفته نشده است و در بعضی موارد افت فشار در اجزای چرخه نیز محاسبه نشده است.^[۳] آخرین کاری که در مورد شبیه‌سازی چرخه‌ی تبرید انجام گرفته، پروژه‌ی تحقیقاتی یانگ و آریسی است که در آن حالت گذرای چرخه و افت فشار اجزا در نظر گرفته شده است.^[۴]

تفاوت عمده‌ی تحقیق حاضر با سایر پژوهش‌های انجام شده در آن است که علاوه بر مدل‌سازی کلیه‌ی اجزای چرخه، در مدل‌سازی مبدل‌های حرارتی به لحاظ رفتار گذرای آنها، از روش حجم کنترل^۵ استفاده شده است. در این روش، مسیر عبور میرد به چندین حجم کنترل تقسیم شده و معادلات بقای انرژی در هر حجم کنترل نوشته می‌شود. با استفاده از این روش، تغییر پارامترها در کلیه‌ی نقاط چرخه و در تمام زمان‌ها به دست می‌آید.

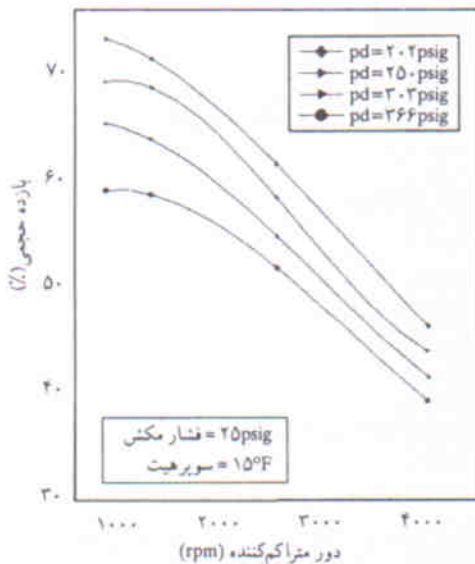
الگوریتم ارائه شده شامل یک برنامه‌ی اصلی و چندین زیربرنامه برای شبیه‌سازی هر یک از این اجزا است. ابتدا مدل‌سازی هر یک از

اجزا را شرح داده، و سپس الگوریتم ترکیبی رفتار مجموع اجزا ارائه می‌شود. در نهایت نتایج حاصل از شبیه‌سازی سیستم تهویه‌ی خودرو و سمند ارائه شده است.

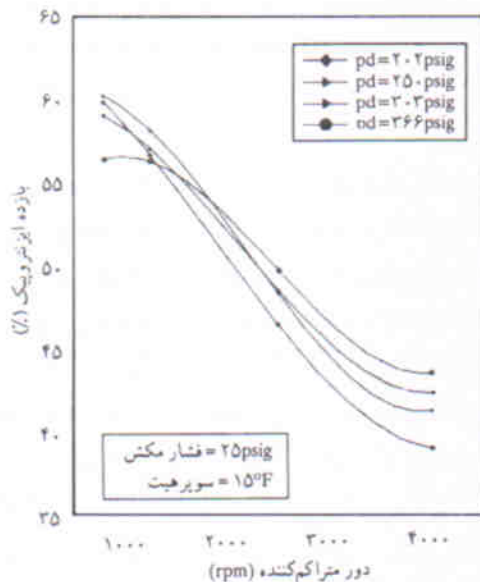
مدل متراکم‌کننده

اغلب تحقیقات انجام شده در زمینه‌ی مدل‌سازی متراکم‌کننده با فرض تراکم برگشت‌پذیر و گاز ایده‌آل بوده است. از آنجا که میرد R134a که اغلب در سیستم‌های تبرید خودرو استفاده می‌شود گاز ایده‌آل نبوده و فرض فرایند برگشت‌پذیر نیز واقعی نیست، لذا در این مدل از داده‌های تجربی و منحنی‌های مشخصه‌ی یک متراکم‌کننده‌ی نمونه استفاده شده است. عملاً اطلاعات مربوط به متراکم‌کننده همچون هندسه و منحنی‌های عملکرد را می‌بایست از سازنده دریافت کرد.^[۶]

هدف از مدل متراکم‌کننده محاسبه‌ی آنتالپی خروجی واقعی است. در حالت ایده‌آل با مشخص بودن فشار مکش (P_s)، آنتالپی ورودی (i_{in}) و نسبت فشار تخلیه به مکش (P_d / P_s)، بر روی خط



شکل ۲. منحنی بازده حجمی یک متراکم‌کننده‌ی نمونه.^[۶]



شکل ۳. منحنی بازده ایزنتروپیک یک متراکم‌کننده‌ی نمونه.^[۶]

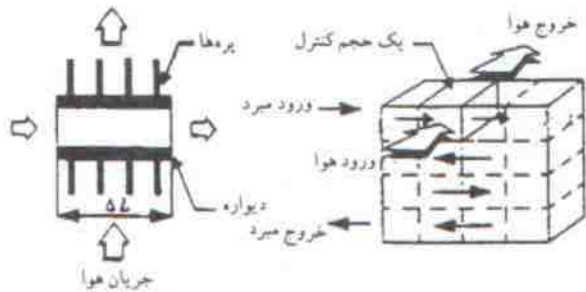
آنتروپی ثابت، آنتالپی خروجی ایده‌آل ($i_{o,ideal}$) به دست می‌آید. در عمل هیچگاه متراکم‌کننده به صورت ایده‌آل عمل نمی‌کند و برای به دست آوردن آنتالپی خروجی واقعی ($i_{o,actual}$)، باید بازده ایزنتروپیک (η_{isen}) مشخص باشد. شکل ۱ الگوریتم مدل‌سازی متراکم‌کننده را نشان می‌دهد.

برای شروع، آنتالپی و دبی میرد در ورود به متراکم‌کننده حدس زده می‌شود و با توجه به دور متراکم‌کننده (RPM)، بازده حجمی (η_{vol}) از رابطه‌ی ۱ محاسبه می‌شود:

$$\dot{m} = V \times \eta_{vol} \times RPM \times \rho \quad (1)$$



شکل ۱. الگوریتم کلی مدل متراکم‌کننده.



شکل ۴. مدل حجم کنترلی اوپراتور و یک المان از آن.

مدل حجم کنترلی اوپراتور و یک المان از آن در شکل ۴ نشان داده شده است.

با به کار بردن معادلات بقای انرژی برای دیواره، میرد و هوا در هر المان، سه معادله‌ی دیفرانسیل کوبله حاصل می‌شود: [۱۷]

$$\rho_w V_w C_w \frac{dT_w}{dt} = h_r A_r (T_r - T_w) + h_a A_a n' (T_a - T_w) \quad (4)$$

سمت میرد:

$$\rho_r V_r \frac{di_r}{dt} = \dot{m}_r (i_{r,i} - i_{r,o}) + h_r A_r (T_w - T_r) \quad (5)$$

سمت هوا:

$$\rho_a V_a C_a \frac{dT_a}{dt} = \rho_a A_a U_a C_a (T_{a,j} - T_{a,o}) + h_a A_a n' (T_w - T_a) \quad (6)$$

با گسستن [۱۸] این سه معادله برای هر حجم کنترل می‌توان دمای دیواره (T_w)، آنتالپی خروجی از حجم کنترل (i_{out}) و دمای هوا (T_{air}) در خروج از اوپراتور را پس از گذشت زمان Δt محاسبه کرد. گام زمانی به گونه‌ی انتخاب می‌شود که در این زمان میرد، طول حجم کنترل را طی کند و در گام بعد به حجم کنترل مسجاور وارد شود. الگوریتم مدل اوپراتور در شکل ۵ نشان داده شده است.

در این مدل به مقادیر دما و دبی هوای ورودی به اوپراتور، دما، آنتالپی و دبی میرد در ورود به اوپراتور و همچنین دمای اولیه‌ی بدنه نیاز است. تعداد حجم کنترل‌ها نیز ابتدا براساس دقت مورد نیاز تعیین می‌شود. در مدل اوپراتور جزئیات مربوط به هندسه شامل طول، عرض، ارتفاع، تعداد پره‌ها، ابعاد پره‌ها، فاصله‌ی پره‌ها، تعداد و قطر داخلی و خارجی مجرای عبور میرد و همچنین جنس بدنه باید از سازنده دریافت شود. ضریب انتقال حرارت سمت هوا از رابطه‌ی ۷ به دست می‌آید. [۱۸]

$$St.Pr^{2/3} = 0.1122 \nu Re^{-0.261} \quad (7)$$

به طوری که:

$$Re = \frac{G.D_h}{\mu} \quad Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad St = \frac{h_a}{G.C_p}$$

در این رابطه V حجم جاروب شده در مترمکعب کننده است که می‌بایست از روی مشخصات سازنده تعیین شود. ρ چگالی میرد در لحظه‌ی ورود به کمپرسور است. در مرحله‌ی بعد با داشتن RMP و η_{vol} از روی منحنی عملکرد مربوط به η_{vol} در مترمکعب کننده که نمونه‌ی آن در شکل ۲ نشان داده شده است، نسبت تراکم (P_d/P_s) مشخص می‌شود. در انتهای مدل با مشخص بودن P_d/P_s و از روی منحنی عملکرد مربوط به η_{isen} در مترمکعب کننده، که در شکل ۳ نمونه‌ی آن نشان داده شده است، η_{isen} به دست می‌آید و در نهایت آنتالپی خروجی واقعی $i_{o,actual}$ از طریق رابطه‌ی ۲ محاسبه می‌شود.

$$\eta_{isen} = \frac{i_{o,deal} - i_i}{i_{o,actual} - i_i} \quad (2)$$

مدل لوله‌ی موین

نقش لوله‌ی موین تنظیم دبی میرد و کاهش فشار، از فشار خروجی مترمکعب کننده تا فشار ورودی به اوپراتور است. این دبی به طول و قطر لوله، اختلاف فشار ورودی و خروجی، و نیز درجه فوق سرد شدن میرد هنگام ورود به لوله‌ی موین بستگی دارد. ضریب تخلیه (C_d) در لوله‌ی موین به صورت تجربی به دست می‌آید که باید از سازنده دریافت شود. با ورودی‌های مذکور و به کمک رابطه‌ی ۳، دبی میرد محاسبه می‌شود.

$$\dot{m}_o = C_d A_o \sqrt{2 \rho_{in} (P_{in} - P_{out})} \quad (3)$$

با توجه به اینکه تغییر در جمع‌آوری انرژی جنبشی و پتانسیل در ورود و خروج لوله‌ی موین قابل اغماض است و انتقال حرارت نیز ناچیز است، می‌توان فرایند مدل‌سازی را آنتالپی ثابت در نظر گرفت.

مدل اوپراتور

مطالعه بر روی اوپراتورها نیاز به بررسی انتقال حرارت، افت فشار در ناحیه‌ی یک‌فازی و دوفازی، پارامترهای هندسی اوپراتور، تغییرات دمایی و جنس اوپراتور دارد.

در اکثر تحقیقات و مطالعات انجام شده بر روی اوپراتورها، حالت جریان در اوپراتور پایدار در نظر گرفته شده و در مدل‌سازی آن از روش ϵ -NTU استفاده شده است. این روش در شرایط گذرا و قابل تغییر اوپراتور مانند یک چرخه‌ی تردد شهری مناسب نیست. بنابراین یک مدل ریاضی گذرا برای پیش‌بینی رفتار اوپراتور در خودرو در نظر گرفته شده است.

به منظور بررسی تأثیر محلی انتقال حرارت، افت فشار، دما و تغییر فاز در میرد از روش حجم کنترل استفاده شده است. لذا در مسیر جریان میرد، اوپراتور به چندین حجم کنترل تقسیم شده و در هر یک از این حجم‌ها انتقال حرارت محلی و افت فشار محاسبه می‌شود.

$$h_c = 0.023 \left[\frac{k_f}{D} \right] Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} F \quad (10)$$

به طوری‌که:

$$F = 2.85 + 0.9552 \left[\frac{1}{X_{tt}} \right] - 0.0028225 \left[\frac{1}{X_{tt}} \right]^2$$

$$X_{tt} = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0.9} \left[\frac{\rho_v}{\rho_l} \right] \left[\frac{\mu_l}{\mu_v} \right]^{0.1}$$

برای محاسبه‌ی h_{NB} از رابطه‌ی ۱۱ استفاده می‌شود.

$$h_{NB} = 0.0122 \left[\frac{k_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} i_{fg}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right] \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} S \quad (11)$$

به طوری‌که:

$$\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat} (°C)$$

$$\Delta P_{sat} = P_{sat} |_{T_w} - P_{sat} |_{T_{ref}}$$

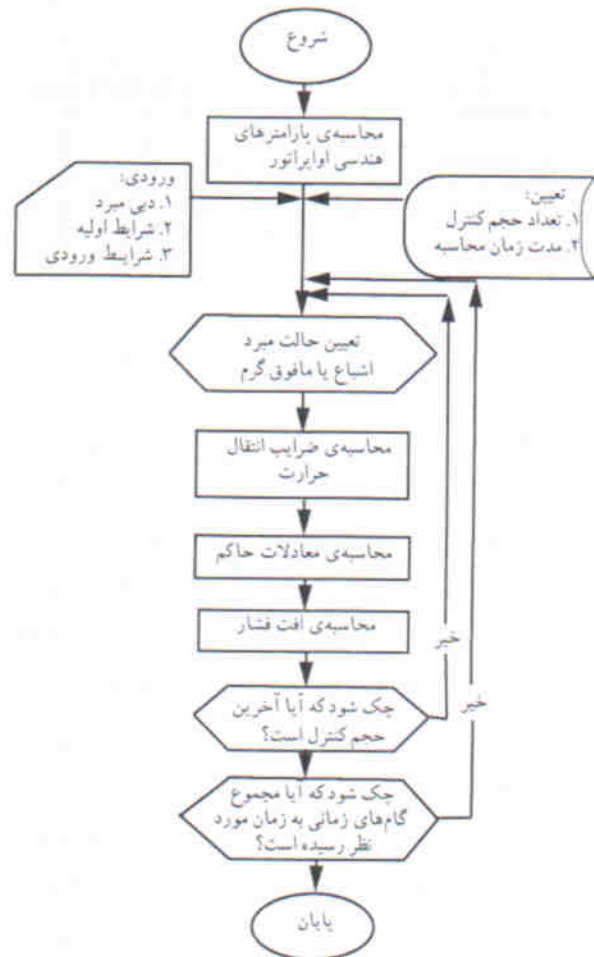
S کشش سطحی و S ضریبی است که از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$S = \exp \left\{ \begin{array}{l} -14/83847 + 3/1618.1 \log(Re_{TP}) \\ -0.17283 \cdot [\log(Re_{TP})]^2 \end{array} \right\}$$

$$Re_{TP} = F^{1/25} Re_l$$

مدل خنک‌کننده

خنک‌کننده به کمک پارامترهای هندسی، نوع میرد و وضعیت هوای ورودی مدل می‌شود. معادلات مورد نیاز برای شبیه‌سازی خنک‌کننده شبیه به اوپراتور است. همانند قبل، در مسیر جریان میرد، خنک‌کننده به حجم کنترل‌های کوچکی تقسیم شده و هر بخش از لحاظ مقدار انتقال حرارت و افت فشار میرد به‌طور مجزا بررسی می‌شود. الگوریتم کار در خنک‌کننده از لحاظ ورودی و خروجی مشابه اوپراتور است با این تفاوت که در مدل خنک‌کننده، میرد در سه فاز فوق گرم، اشباع و مادون سرد بررسی می‌شود. [۱۰-۱۲] همچنین تعداد مجراهای عبور میرد در طبقات مختلف خنک‌کننده نیز باید دیگر متفاوت است. این موضوع از این جهت بر روی مدل تأثیر می‌گذارد که به دلیل تغییر سطح مقطع عبور جریان، سرعت میرد نیز در طبقات مختلف متفاوت است. از این رو گام‌های زمانی به دست آمده برای هر طبقه باید دیگر متفاوت است و مشخصات میرد در ورود به اولین حجم کنترل هر طبقه از طریق درون‌یابی مشخصات سیال در خروج از آخرین حجم کنترل طبقه قبل به دست می‌آید. شکل ۶ یک



شکل ۵. الگوریتم کلی مدل اوپراتور.

محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت سمت میرد به حالت فاز آن بستگی دارد و معادلات مربوط به اشباع و فوق داغ با یکدیگر متفاوت است.

در حالت فوق داغ که میرد تنها در فاز بخار وجود دارد با فرض مغشوش بودن جریان از رابطه‌ی ۸ استفاده می‌شود. [۹]

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (8)$$

به طوری‌که:

$$Nu = \frac{h_r}{D_h \cdot k}$$

در حالت اشباع، میرد در دو فاز بخار و مایع است و برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت از رابطه‌ی پیشنهادی جن [۹] استفاده می‌شود.

$$h_{TP} = h_{NB} + h_c \quad (9)$$

h_{NB} ضریب انتقال حرارت جوشش هسته‌یی^۵ و h_c ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری^۶ است.

پس از گسستن این سه معادله و حل آن در هر گام زمانی برای تمام حجم کنترل‌ها، دمای دیواره، دمای هوای خروجی از حجم کنترل و دمای هوای عبوری از روی کانال‌ها به دست می‌آید.

مدل ترکیب اجزاء سیکل تبرید

برای تعیین یک چرخه‌ی تبرید سه پارامتر مورد نیاز است:

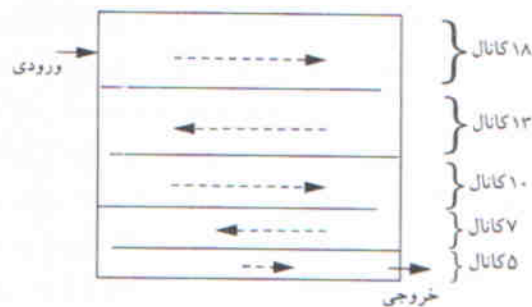
- فشار تخلیه

- فشار مکش

- دبی میرد

هر گاه شرایط هر یک از اجزاء سیستم تبرید تغییر کنند، پارامترهای فوق نیز تغییر خواهند کرد. بنابراین برای مشخص شدن یک چرخه‌ی تبرید، باید این سه پارامتر کاملاً مشخص شوند.

در شکل ۷، منحنی دما-آنترپپی یک چرخه‌ی تبرید و سه پارامتر تعیین‌کننده‌ی آن نشان داده شده است. به‌طور کلی نقطه‌ی تعادل در چرخه‌ی تبرید جایی است که در آن دبی میرد پمپ شده توسط متراکم‌کننده، برابر با دبی خروجی از لوله‌ی موین باشد. الگوریتم کلی حل اجزای سیستم تبرید در شکل ۸ نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود، در شروع الگوریتم آنتالپی خروجی از اوپراتور، فشار مکش و دبی حدس زده می‌شود. ابتدا در مدل متراکم‌کننده مقدار آنتالپی خروجی و فشار تخلیه محاسبه شده و آنگاه پس از محاسبات افت درجه حرارت و فشار در لوله‌های رابط، شرایط میرد ورودی به لوله‌ی موین در مدل خنک‌کننده محاسبه می‌شود. سپس در مدل لوله‌ی موین، مقدار دبی محاسبه و با مقدار دبی میرد در متراکم‌کننده مقایسه می‌شود. در صورتی که اختلاف این دو مقدار به دقت مورد نظر نرسیده باشد، با جایگزینی دبی جدید در مدل متراکم‌کننده، و تصحیح فشار تخلیه، الگوریتم تکرار می‌شود. در نهایت پس از تصحیح فشار تخلیه و رسیدن به دقت مطلوب برای دبی میرد، شرایط خروجی از اوپراتور در مدل اوپراتور محاسبه می‌شود. مقادیر محاسبه شده با شرایط حدس زده شده در ورود به متراکم‌کننده مقایسه می‌شود و مجدداً در صورت وجود خطای غیر قابل قبول، با تصحیح فشار مکش، الگوریتم از ابتدا تکرار می‌شود. در صورت رسیدن به دقت مطلوب در اختلاف آنتالپی میرد در خروج از اوپراتور و ورود به متراکم‌کننده، الگوریتم حل به پایان می‌رسد. باید توجه داشت که بین محاسبات هر جزء از چرخه در صورت نیاز از الگوریتم لوله‌های ارتباطی استفاده می‌شود و افت فشار و دمای میرد در ورود به اجزای بعدی محاسبه می‌شود. در نهایت در مدل کانال‌های هوا افت حرارتی محاسبه شده و دمای ورودی به اتاقک خودرو تعیین می‌شود.



شکل ۶. شمایی از یک خنک‌کننده‌ی نمونه.

خنک‌کننده‌ی نمونه به همراه تعداد کانال‌ها در طبقات مختلف را نشان می‌دهد.

برای محاسبه‌ی ضرایب انتقال حرارت سمت هوا و میرد از روابط ذکر شده در مدل اوپراتور استفاده می‌شود. در حالت فوق داغ ضریب انتقال حرارت چگالش^۷ توسط رابطه‌ی پیشنهادی آکرز^[۹] محاسبه می‌شود.

$$\frac{h_r d}{k_f} = 0.026 Pr^{1/3} \left[Re_f + Re_v \left[\frac{\rho_f}{\rho_v} \right]^{1/2} \right]^{0.4} \quad (12)$$

مدل سیستم انتقال هوا

حرارت موتور و بار خورشید باعث می‌شود که فضای عبور کانال هوا در تابستان، هنگام روشن بودن سیستم تبرید، گرم شود. این فضای داغ بر روی دمای هوای خروجی از کانال و ورودی به اتاقک خودرو تأثیر زیادی گذاشته و بایستی در تحلیل لحاظ شود.

دبی هوای عبوری از کانال‌های هوا با استفاده از منحنی عملکرد دمنده، که باید از سازنده دریافت کرد، در دوره‌های مختلف به دست می‌آید. به‌منظور شبیه‌سازی، ابتدا هندسه‌ی پیچیده‌ی کانال‌های هوا را با کانالی با مقطع مستطیلی تقریب زده و سپس مسیر عبور کانال‌های هوا به چندین حجم کنترل تقسیم می‌شود. مطابق قانون اول ترمودینامیک سه دسته از معادلات انتقال حرارت به شکل زیر برای هر حجم کنترل نوشته می‌شود:

هدایت کانال:

$$\rho_w V_w C_w \frac{dT_w}{dt} = h_f A_f (T_f - T_w) + h_a A_a (T_a - T_w) \quad (13)$$

جریان جابه‌جایی داخلی:

$$\rho_f V_f C_f \frac{dT_f}{dt} = \rho_f A_f U_f C_f (T_{f,i} - T_{f,o}) + h_f A_f (T_w - T_f) \quad (14)$$

جریان جابه‌جایی خارجی:

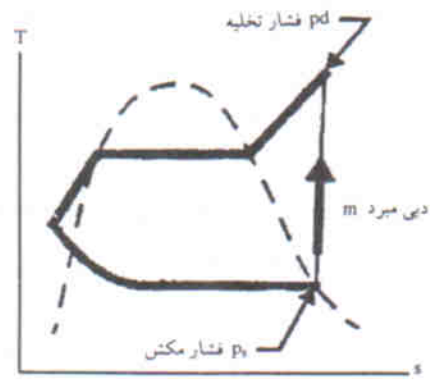
$$\rho_a V_a C_a \frac{dT_a}{dt} = \rho_a A_a U_a C_a (T_{a,i} - T_{a,o}) + h_a A_a (T_w - T_a) \quad (15)$$

آزمایش HVAC که در جدول ۱ نشان داده شده، استخراج شده است. لازم به ذکر است که این آزمایش در تونل هوا انجام می‌شود و روند انجام آن، بسته به شرایط مختلف، متفاوت است.

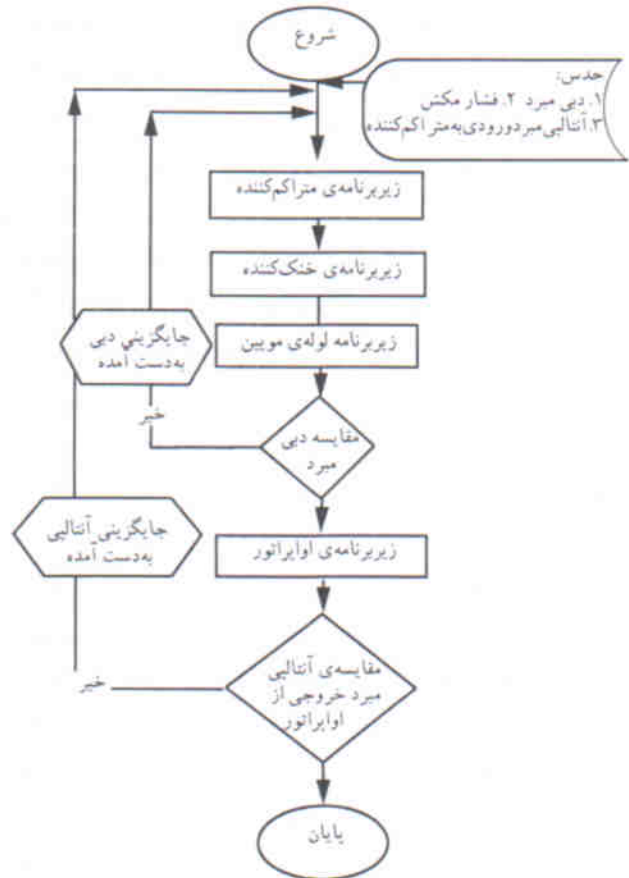
در این آزمایش، در حالی که رطوبت نسبی هوا ۴۰ درصد است، دمای هوای داخل اتاقک توسط لامپ‌هایی که در بالای خودرو روشن می‌شود تا ۶۰ درجه بالا برده شده و سپس سیستم تهویه روشن می‌شود. در طول آزمایش، دمای هوای اتاقک خودرو در نقاطی که از قبل در آن حس‌گر نصب شده، اندازه‌گیری و ثبت می‌شود. یکی از نقاطی که دمای هوای آن اندازه‌گیری می‌شود، دمای هوای خروجی از سیستم تهویه و ورودی به اتاقک است که میانگین این دماها با دمای حاصل از شبیه‌سازی مقایسه شده است.

در این شبیه‌سازی، پس از آنکه در یک گام زمانی سیستم تهویه به‌طور کامل تحلیل شد و دمای هوای خروجی از کانال‌های هوا به دست آمد، بارهای حرارتی خودرو در آن گام زمانی محاسبه می‌شود. با مشخص بودن دبی و دمای هوای خروجی از سیستم تهویه، و با فرض سیستم انباشته برای دمای اتاقک، دمای هوای بازگشتی به سیستم تهویه محاسبه می‌شود^[۱۲] و محاسبات برای گام زمانی بعد تکرار می‌شود.

در شکل ۹ نتایج حاصل از آزمایش تجربی و شبیه‌سازی انجام شده ارائه شده است. این نمودار، میانگین دمای هوای خروجی از



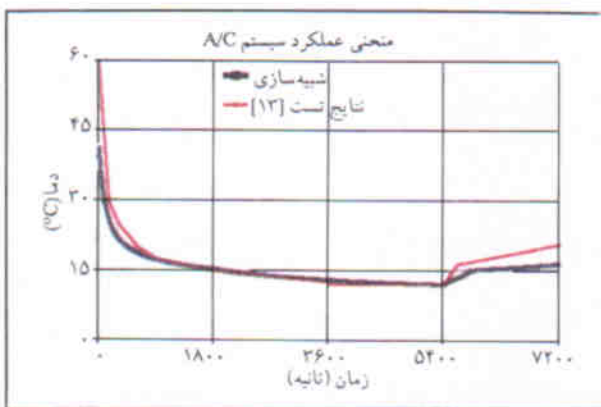
شکل ۷. چرخه‌ی تبرید و سه پارامتر تعیین‌کننده‌ی آن.



شکل ۸. الگوریتم کلی تحلیل چرخه‌ی تبرید در هر فاصله‌ی زمانی.

جدول ۱. فرآیند آزمایش HVAC در شرکت MIRA^[۱۳]

زمان آزمایش (Min)	سرعت (km/h)	رطوبت نسبی محیط (%)	دمای محیط (°C)
۰-۳۰	۵۰	۴۰	۲۵
۳۰-۶۰	۶۵	۴۰	۲۵
۶۰-۹۰	۱۰۰	۴۰	۲۵
۹۰-۱۲۰	-	۴۰	۲۵



شکل ۹. نتایج حاصل از آزمایش تجربی^[۱۳] و شبیه‌سازی.

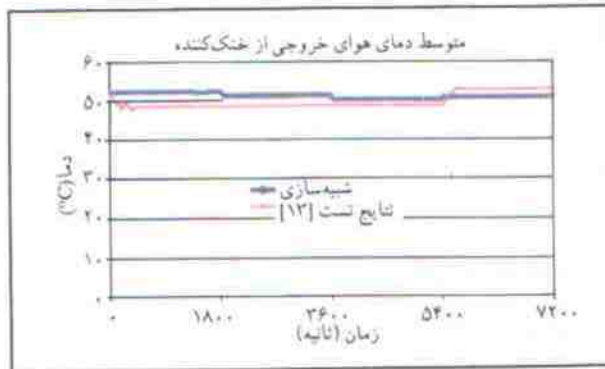
نتایج

مدل ارائه شده در این نوشتار، برای سیستم تهویه‌ی خودرو سمدن نوشته شده و پارامترهای مورد نیاز برای شبیه‌سازی سیستم تهویه و تبرید این خودرو جمع‌آوری شده است. در این تحقیق، شبیه‌سازی هر المان با توجه به محدودیت اطلاعات موجود با یک سری فرضیات انجام شده است. به‌منظور مقایسه‌ی نتایج خروجی از این مدل با نتایج آزمایش‌های تجربی، نتایج شبیه‌سازی بر اساس رویه

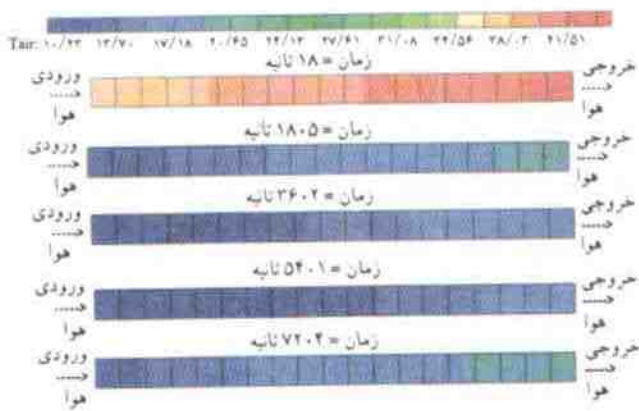
تمام دریاچه‌ها را، که از آزمایش و شبیه‌سازی به دست آمده است، نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود بیشترین خطاها در ابتدای آزمایش، که شرایط خودرو در حالت گذراست، و در مرحله‌ی آخر آزمایش، که خودرو به صورت درجا کار می‌کند، اتفاق افتاده است. علت افزایش دما در مرحله‌ی انتهایی کاهش ناگهانی دور متراکم‌کننده و دبی می‌رزد، و به تبع آن کاهش ظرفیت خنک‌کنندگی سیستم است.

متوسط دمای هوای خروجی از کانال‌های هوادر مقایسه با آزمایش تجربی و مقدار خطای موجود در زمان‌های مختلف در جدول ۲ نشان داده شده است.

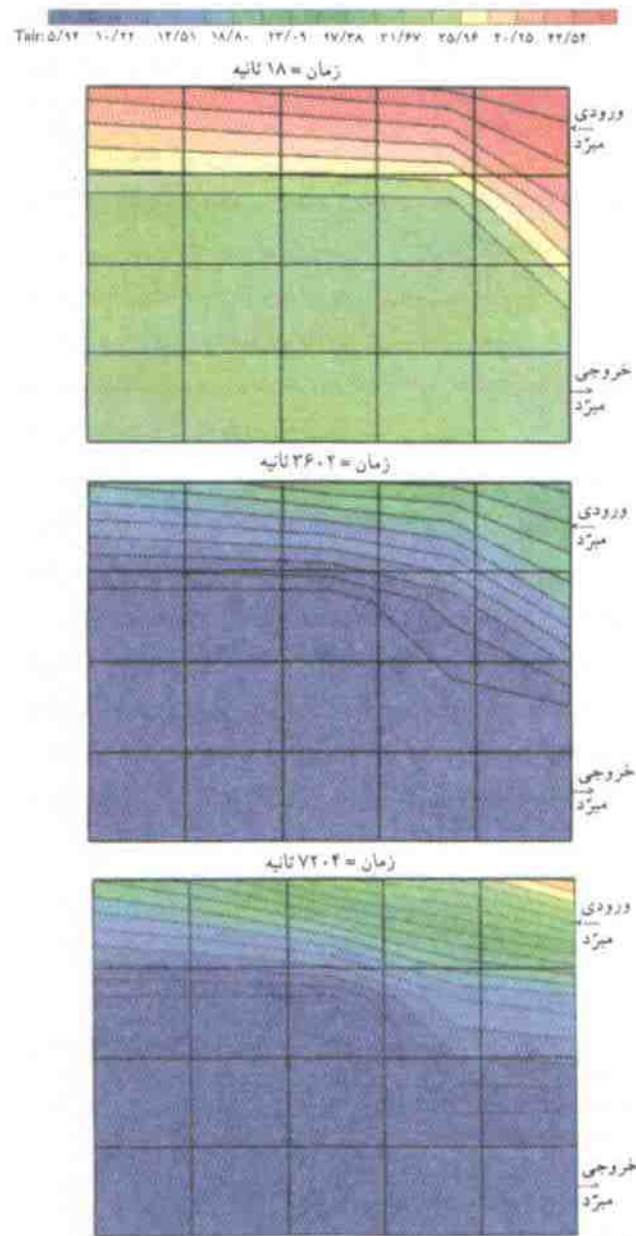
شکل ۱۰ توزیع دمای هوای خروجی از حجم کنترل‌های اویراتور را در زمان‌های مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود در طی یک زمان کوتاه دمای هوای اولیه‌ی اتاقک (۶۰ درجه سانتی‌گراد) افت زیادی کرده است و پس از مدتی، توزیع دما به حالت پایدار می‌رسد. در مرحله‌ی آخر نیز که خودرو در حالت درجا کار



شکل ۱۱. نمودار تغییرات میانگین دمای هوای خروجی از خنک‌کننده نسبت به زمان.



شکل ۱۲. توزیع دمای هوادر یکی از کانال‌های هوادر زمان‌های مختلف.



شکل ۱۰. توزیع دمای هوای خروجی از اویراتور در زمان‌های مختلف.

جدول ۲. مقایسه‌ی نتایج دمای هوای خروجی از کانال‌ها با نتایج حاصل از آزمایش.

زمان (Min)	T برنامه (°C)	T آزمایش (°C)	درصد خطا
۳۰	۱۵/۴۷	۱۵	۳/۱۳
۶۰	۱۳/۱۵	۱۲/۵	۵/۲
۹۰	۱۱/۹۸	۱۲	۰/۱۶
۱۲۰	۱۶/۰۵	۲۰	۱۹/۷۵

مسیر میرد در اواپراتور و خنک‌کننده و در زمان‌های مختلف نیز از دیگر نتایج این برنامه‌ی شبیه‌سازی است.

بحث و نتیجه‌گیری

هدف این نوشتار ارائه‌ی یک کد رایانه‌ی به‌منظور شبیه‌سازی دینامیکی تغییرات دما و رطوبت نسبی در داخل اتاقک یک خودرو و نیز شبیه‌سازی عملکرد سیستم تهویه و تبرید آن بوده است.

این برنامه‌ی شبیه‌سازی، نه تنها در کاهش زمان و هزینه‌ی طراحی سیستم تهویه‌ی یک خودرو نقش دارد، بلکه در بالا بردن کیفیت و اصلاح آن به طراح کمک می‌کند.

مزیت این مدل این است که به‌لحاظ رفتار گذرای مبدل‌های حرارتی (اواپراتور و خنک‌کننده)، می‌توان در کلیه‌ی زمان‌ها و در تمام طول مسیر جریان، خصوصیات میرد را تعیین کرد.

یکی از قابلیت‌های برنامه تغییر پارامترهای حساس و مشاهده‌ی اثر تغییر این پارامترها در نتایج است. بدین لحاظ به‌عنوان یک فعالیت تحقیقی و تکمیلی می‌توان اثر تغییر پارامترهایی مانند نسبت تراکم متراکم‌کننده، هندسه‌ی مبدل‌ها، ضریب تخلیه‌ی لوله‌ی موین، نوع میرد و دبی جریان هوای خروجی از سیستم را مطالعه کرد.

می‌کند توزیع دما افزایش یافته است. دمای هوای خروجی از اواپراتور، میانگین دمای هوای خروجی از تمام حجم‌های کنترل است.

به‌همین صورت می‌توان تغییرات دمای هوای خروجی از خنک‌کننده را نسبت به زمان به دست آورد. اهمیت این نمودار بدان سبب است که این دما، همان دمای هوای ورودی به رادیاتور است که در بررسی عملکرد سیستم خنک‌کاری خودرو از اهمیت زیادی برخوردار است. طبق نمودار ارائه شده در شکل ۱۱، خطای نتایج حاصل از شبیه‌سازی نسبت به نتایج آزمایش تجربی^[۱۳] در مراحل اولیه و انتهایی آزمایش بیشتر از دیگر قسمت‌هاست. توزیع دمای هوای خروجی از حجم کنترل‌های خنک‌کننده نیز از دیگر نتایج این برنامه است.

از دیگر نتایج برنامه‌ی شبیه‌سازی، توزیع دمای هوا در طول کانال‌های هوا و در زمان‌های مختلف است. در شکل ۱۲ توزیع دمای هوا در یکی از کانال‌های هوا نشان داده شده است. در محاسبات مربوط به دمای هوای اتاقک خودرو^[۱۴]، میانگین دمای هوای خروجی از کلیه‌ی کانال‌ها به‌عنوان دمای هوای خروجی از سیستم در نظر گرفته می‌شود. توزیع دمای دیواره و توزیع فشار در طول

پانویس

1. A/C System.
2. control volume approach
3. discharge coefficient
4. discretizing
5. saturated nucleate boiling
6. forced convection
7. condensation

منابع

1. Davis, G.L., et al., "Computer simulation of automotive air conditioning components, system, and vehicle", SAE p. 720077.
2. Khamsi, Y., Mathy, F., and pomme, V., "Modeling of automotive passenger compartment and its air conditioning system", SAE p. 971783.
3. Kyle, D.M., Mei, V.C. and Chen, F.C., "An automobile air conditioning design model", SAE p. 931137.
4. Cherng, J.G., and Wu, W.J., "Design tool for climate control of an automotive vehicle", SAE p. 891966.
5. Yang, S.L., Arici, O., and Huang, D.C. "A dynamic computer-aided engineering model for automobile climate control system simulation and application, part I: A/C

- component simulation and integration", SAE p. 1999-01-1195.
6. Sanden Company Homepage, <http://WWW.sanden.com>.
7. Patankar, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere.
8. Kays, W.M., and London, A L., *Compact Heat Exchanger*, 3rd Edition, McGraw Hill, Inc., (1997).
9. Ozisik, M.N., *Heat Transfer*, McGraw Hill, Inc., (1985).
10. Gneiting, R., "Design and optimization of evaporators and condensers of automotive air conditioning system with 3-D cell model", SAE p. 971846.
11. Chiang, E.C., and Ng, S.Y.C., "Computer simulation of refrigerant vapor condenser in transient operation", SAE p. 951014.
12. Ali, A.A.R., Castro, F., Tinaut, F.V., and Melgar, M., "Modeling of automotive air conditioning parallel flow condensers with pressure drop calculations", SAE p. 954052.
13. HVAC and Powertrain Cooling Performance of two Prototype Vehicles Manufactured in Iran (EP7 and EP8), Report No: MIRA-00-383986.

۱۴. کوهی، رامین. «شبیه‌سازی کامپیوتری رفتارگذرای اتاق سرنشینان خودرو به منظور کنترل شرایط محیطی آن»، پروژه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، (۱۳۸۱).