

طراحی و الگوسازی سامانه خنک کاری خودروی سمند برقی

رامین مهدی پور *

کارشناس مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو و دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین توسی
raminme56@yahoo.com

* نویسنده مسؤل / پذیرش نهایی مقاله: ۱۳۸۷/۸/۲۳

زهرا بنی عامریان

دانشجوی دکتری مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین توسی
rr_amerian@yahoo.com

علی اصغر جعفری

دانشیار، عضو هیأت علمی دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین توسی
jafari@uast.ac.ir

چکیده

در این مقاله، روند طراحی سامانه^۱ خنک کاری خودروی برقی^۲ معرفی و متغیرهای طراحی تعیین می شوند. در خودروی برقی، به علت اهمیت انرژی تلف شده در انباره^۳ و سامانه^۴ وارونگر^۴، خنک کاری به وسیله هوا مؤثر نیست و ناگزیر به کمک آب صورت می گیرد. در این تحقیق، سمند، خودروی بنزین سوز ساخت شرکت ایران خودرو به خودروی برقی تبدیل می شود. سامانه^۵ خنک کاری به روش های عددی شبیه سازی شده و ثابت می شود که با استفاده از سامانه^۶ مدیریتی جدید، مبدل^۵ سمند بنزین سوز که با استفاده از نتایج تجربی شبیه سازی شده، با اعمال پاره ای تغییرات، قابل استفاده برای خنک کاری سمند برقی است. به کمک الگوی عددی، متغیرهایی مانند سرعت تلمبه، سرعت پنکه مبدل، قطر لوله ها، مشخصات مبدل وارونگر، چیدمان اجزاء و ... تعیین می شود. در نهایت، بهترین چیدمان مدار خنک کاری از سه حالت پیشنهادی انتخاب می شود.

عملکرد خودروی برقی تا حدود زیادی وابسته به عملکرد انباره های برقی آن است. چون راه اندازی و کارکرد خودروی برقی جریان بسیار زیادی از انباره های خودرو دریافت می کند و نهایتاً باعث گرم شدن آن ها می شود؛ اگر خنک کاری این انباره ها و به طور کلی سامانه برقی خودروی برقی بخوبی صورت نگیرد، بازده خودرو تا حد زیادی کاهش پیدا می کند. افزایش دمای مدار سامانه وارونگر خودرو و تجاوز آن از مقداری خاص، منجر به کارکرد نامطلوب مدار برقی یاد شده می شود. تاکنون تحقیقات زیادی مبنی بر بررسی خنک کاری سامانه های موجود و یا بهینه سازی سامانه های خنک کاری موجود صورت گرفته که در ادامه به چند مورد آن ها اشاره می شود. در سال ۲۰۰۳، احمد پسران و همکارانش [۱] در دانشگاه کولورا دو، به بررسی تأثیر دمای انباره بر بازده عملکرد خودروی برقی پرداخته اند. آن ها به وسیله روش اجزاء محدود به شبیه سازی غیردائم انتقال حرارت از هر یک از انباره ها در حضور سامانه خنک کاری پرداخته اند. در این تحقیق هیچ تغییری در سامانه خنک کاری اعمال نشده، بلکه صرفاً انتقال حرارت از انباره ها به این سامانه شبیه سازی شده است. کفی و همکاران [۲]، در سال ۲۰۰۷، به مقایسه حالت های مختلف سامانه خنک کاری خودروی برقی پرداختند. متغیرهای این تحقیق، دمای سیال خنک کن، مقدار ضریب انتقال حرارت جابه جایی، جنس لوله های سامانه خنک کن و چند متغیر دیگر بوده

کلیدواژه ها: خودروی برقی، سامانه خنک کاری، شبیه سازی عددی، مبدل حرارتی، خنک کاری انباره

۱- مقدمه

با توجه به مشکلات استفاده از خودروهای موتور احتراقی و افزایش قیمت فرآورده های نفتی در جهان، بسیاری از شرکت های تولید خودرو، به تحقیقات گسترده ای برای تولید خودرویی با سامانه رانشی جدید، رو آورده اند. یکی از گزینه های مطلوب، خودروی برقی است. کاهش آلودگی، کاهش اتلافات انرژی و افزایش بازده از نقاط قوت خودروی برقی محسوب می شود. حجیم بودن انباره ها و کم بودن مقدار انرژی ذخیره شده در انباره، باعث شده که این خودرو، جایگاه مطلوب خود را پیدا نکند و نتواند جایگزین خودرو های احتراقی شود. امید است با پیشرفت فناوری در این زمینه، در سال های نزدیک این مشکل نیز مرتفع گردد.

System - ۱
Electronic - ۲
Battery - ۳
Inverter - ۴
Radiator - ۵

www.SID.ir

در این تحقیق برای یافتن بهترین چیدمان سامانه خنک کاری، معیارهایی در نظر گرفته شده است: دستیابی به بیشترین میزان انتقال حرارت مؤثر، کم بودن میزان افت فشار، آب بندی و قابلیت رسوب زدایی، سادگی ساخت و هزینه اجرا. با در نظر گرفتن معیارهای یادشده، آرایش قرارگیری سامانه مبدل حرارتی به صورت نشان داده شده در شکل (۲) طراحی شده است. با استفاده از دو قطعه با ابعاد مناسب (یکی در رو و دیگری در زیر) مسیری مانند شکل ۲ در آن ایجاد می شود. در مرحله آخر، این دو قطعه با آب بند مناسب به هم پیچ می گردد.

۴- محاسبات انتقال حرارت در وارونگر

در شرایط معمول، کارکرد خودرو بنزین سوز، شار آب خنک کن در مبدل خودرو، در محدوده ۲۴۰۰ تا ۴۲۰۰ لیتر بر ساعت است. با توجه به هندسه مبدل و قطر داخلی (D) (۲۰mm) لوله های تشکیل دهنده، عدد رینولدز محاسبه شده برای جریان در حدود $10^{+3} \times 83,33$ است. این مقدار رینولدز بیانگر آشفتگی جریان است. چون میزان تغییرات دمایی آب در روند خنک کاری بزرگ نیست، بنابراین می توان خواص آب خنک کن را ثابت فرض کرد. در جریان داخلی آشفته کاملاً توسعه یافته در مجرای دایره ای با خواص ثابت در حالت $0.5 < pr_b < 10^{+6}$ و $R_{eb} < 10^{+3} \times 3$ معادله (۱) با دقت ۱۰ درصد برای محاسبه عدد Nu، پیشنهاد شده است [۴].

$$Nu_b = 0.012 Re_b^{0.87} - 280 pr_b^{0.4} \quad (1)$$

اگر شار ورودی مبدل با Q_d نشان داده شود و تعداد لوله های زیر هر وارونگر N باشد، می توان نوشت:

$$Re = \frac{\rho V D}{m} = \frac{4 \rho Q_d}{m \pi D N} \quad (2)$$

تغییرات انرژی سیال عبوری از مبدل به این شکل نوشته می شود:

$$Q_s = \frac{\dot{m} M}{N} C (T_2 - T_1) \quad (3)$$

$$\dot{m} = \rho Q_d$$

در هر بازه زمانی از شرط شبه تعادلی دمای ثابت برای شبیه سازی کمک گرفته می شود؛ برای جریان داخلی با شرایط دمای سطح ثابت این معادله برقرار است [۴]:

$$\begin{cases} q_{cov} = \bar{h} A_s \Delta T_m \\ \Delta T_m = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_i}{L_n \left[\frac{\Delta T_0}{\Delta T_i} \right]} \end{cases} \quad (4)$$

به کمک معادلات ۳ و ۴ و معلوم بودن مقدار انرژی تلف شده (در هنگام حرکت خودرو) و دمای سیال ورودی به مبدل، دمای آب خروجی و دمای دیواره مبدل قابل محاسبه است.

با معلوم بودن مقدار Q_s و با استفاده از معادله (۵) می توان دمای بدنه را محاسبه کرد. در معادله R مقاومت حرارتی کل وارونگر است که شامل مقاومت حرارتی دیواره آلومینیوم و مقاومت بدنه وارونگر (که مقدار آن در کتابچه راهنمای وارونگر آمده [۵]) است.

$$Q_s = R(T_s - T_w) = (R_B + R_K)(T_s - T_w) \quad (5)$$

است. در نهایت بهترین حالت خنک کاری پیشنهاد شده است. در این مقاله نیز اجزایی از سامانه خنک کاری خودروی برقی به روش اجزاء محدود شبیه سازی شده است. کیلی و همکاران [۳] در سال ۲۰۰۷، به بررسی روش های مختلف مرسوم در خنک کاری سامانه برقی خودروی برقی پرداخته اند. هدف از این تحقیق، یافتن مناسب ترین متغیرهای طراحی با در نظر گرفتن قیودی چون هزینه اجرا، وزن و حجم سامانه خنک کاری است. در این تحقیق سامانه های خنک کاری با سیال خنک کن اتیلن گلیکول بررسی شده اند. در این سامانه خنک کاری دمای طراحی در حدود ۷۰ درجه سانتی گراد است و استفاده از این سامانه خنک کاری هزینه گرانی دارد. به طور کلی در این مقاله، شرح مختصری از همه سامانه های استفاده شده و پیشنهاد شده برای خنک کاری خودروی برقی ارائه شده است. در مقاله حاضر طراحی سامانه خنک کاری سمند برقی بررسی می شود و مبدل های مورد نیاز و چیدمان اجزاء تعیین می گردد.

۲- روند طراحی سامانه خنک کاری

در خودروی برقی، انرژی بسیاری از انباره ها و مدارهای برقی کشیده می شود؛ در عین حال این اجزاء در فاصله کمی نسبت به یکدیگر قرار می گیرند، بنابراین انتقال حرارت جابه جایی آزاد، قادر به خنک کاری این اجزاء نیست و باید مدار خنک کاری مناسبی طراحی شود. بخش عمده اتلافات حرارتی مدار برقی، متعلق به مدار وارونگر است. برای خنک کاری این مدار، مبدلی طراحی و ساخته شده که با توجه به خصوصیات مدار در هنگام حرکت، قابلیت خنک نگاه داشتن سامانه را دارد.

واضح است که مبدل قبلی خودرو (مبدل خودروی سمند بنزینی) در صورتی که در شرایط جدید، بازه مناسبی داشته باشد، از لحاظ جانمایی اجزاء، بهترین گزینه است. به کمک نتایج دالان باد مبدل و با استفاده از شبیه سازی عددی نتایج تجربی، الگوی ریاضی مبدل به دست آمده است. در این مقاله، نشان داده می شود که مبدل سمند بنزین سوز، با شرایط کارکرد جدید (با اعمال پاره ای تغییرات)، پاسخگوی خنک کاری خودروی برقی خواهد بود.

رفتار اجزاء متفاوت مانند تلمبه ها، شیرها، منبع آب، مبدل سامانه وارونگر و انباره ها از لحاظ حرارتی و هیدرو دینامیکی الگوسازی شده و نرم افزاری تدوین شده که مشخصات سیال خنک کن (آب) را در هر نقطه و هر زمان در سامانه خنک کاری محاسبه نماید. به کمک نرم افزار تدوین شده با در نظر گرفتن قیود طراحی، چیدمان مناسب و نیز مقدار مجموعه ای از متغیرهای طراحی مانند سرعت تلمبه، سرعت پنکه مبدل، قطر لوله ها، مشخصات وارونگر، چیدمان اجزاء و ... تعیین می شود.

۳- طراحی سامانه مبدل حرارتی مدار برقی وارونگر

سامانه وارونگر، عمل تقسیم و انتقال قدرت الکتریکی را در موتور به عهده دارد. در حالتی که موتور تحت بار بیشتری قرار می گیرد، بالتبع انرژی بیشتری از این سامانه درخواست می کند؛ این امر باعث می شود جریان بیشتری از انباره کشیده شود و به عبارتی از مدارهای برقی آمپر شدیدی عبور کند و تلفات مهمی در سامانه وارونگر ایجاد شود. با توجه به میزان تلفات حرارتی این سامانه و پیشنهاد های شرکت سازنده قطعات برقی برای خنک کاری، مدار آب بهترین گزینه است.

در روی هر مبدل چهار مدار برقی به ابعاد نشان داده شده در شکل (۱) قرار دارد. این قطعات در دمای $92^\circ C$ (طبق پیشنهاد کتابچه راهنمای قطعه یاد شده) به حالت بحرانی و خطرناک نزدیک می شود. طبق نمودارهای شبیه سازی مدار برقی، این قطعات در حرکت شتاب گیری، بیشترین تلفات را دارند، در این حالت میزان تلفات حرارتی برای مدار برقی بزرگ تر و هر یک از مدارهای برقی کوچکتر بترتیب ۱۴۰۰ و ۱۲۰۰ وات است.

۵- محاسبات افت فشار در داخل وارونگر

با توجه به بحث های گذشته، استفاده از قطر داخلی برای این نوع لوله تقریب مناسبی است. برای محاسبه افت فشار از معادله ضریب اصطکاک فینگ [۴] استفاده می شود.

$$\Delta P = 4F \left(R_e, \frac{\ell}{D_n} \right) = \frac{L}{D_n} \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (6)$$

میزان R_e و زبری جریان خنک کن در نمودار مودی در محدوده ای قرار می گیرد که نمودار لوله صاف، تقریباً با نمودارهای دیگر یکسان است. بنابراین می توان با تقریبی مناسب از نمودار لوله بدون زبری استفاده کرد. برای سادگی بیشتر از معادله (۷) برای شبیه سازی زبری جریان استفاده شده است [۱].

$$f = 0.046 R_e^{-0.2} \quad 3 \times 10^4 < R_e < 10^6 \quad (7)$$

برای محاسبه افت فشار ناشی از اتصالات از معادله (۸) استفاده شده است. ضریب K

، از جدول (۱) به دست می آید.

$$\Delta P = \frac{1}{2} K r u_m^2 \quad (8)$$

برای محاسبه افت فشار در طول مبدل نیز از طول لوله معادل استفاده شده است.

۶- بهینه سازی و انتخاب ابعاد هندسی

متغیرهای تأثیرگذار بر این شبکه بندی:

- ۱- تعداد لوله هایی که زیر سامانه وجود دارد.
- ۲- ابعاد هندسی لوله
- ۳- طول لوله های عبوری
- ۴- شار آب عبوری
- ۵- نحوه تقسیم جریان عبوری نسبت به هندسه وارونگر

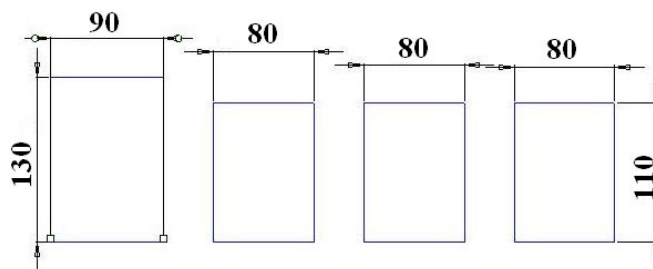
با توجه به معادلات بخش قبل، یک برنامه رایانه ای تدوین شده که با توجه به ابعاد هندسی داده شده، دمای وارونگر و افت فشار سامانه را محاسبه می کند. به عبارت دیگر الگویی ریاضی برای این مبدل خاص ایجاد شده است. حال با توجه به عملکرد این سامانه در کل چرخه، می توان با تغییر متغیرهای موتور عملکرد مبدل را بهینه کرد.

داوری برای بازده مبدل بر مبنای ۳ معیار است:

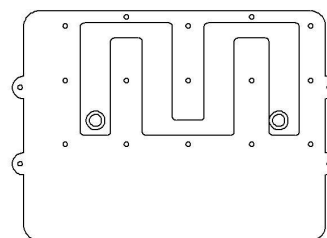
- ۱- انتقال حرارت
- ۲- افت فشار
- ۳- قابلیت ساخت

نتایج به دست آمده از بهینه سازی این مبدل در ادامه آمده است:

عرض مجرا (w) که در شکل (۴) مشخص شده است، بر مبنای معیارهای ساخت، باید کمتر از ۴۰ میلی متر باشد. ارتفاع مجرا (h_1) در شکل (۴) با استفاده از معیار افت فشار و انتقال حرارت انتخاب و مشخص شده که حالت تک مجرا، بهترین بازده را ایجاد می کند. با در نظر گرفتن تنها یک مجرا، برای شار $lit / hour$ ۱۰، ۱۲، ۲۴۰۰ (mm) می کند. $h_1 =$ و برای شار $lit / hour$ ۲۸۰۰، $h_1 = 10, 3$ (mm) بهترین انتخاب است. با در نظر گرفتن معیار ساخت این سامانه برای h_1 عدد ۱۰ میلی متر انتخاب گردید. باقی ابعاد مسیر به گونه ای انتخاب می شود تا از زیر هر وارونگر بیشترین مسیر ممکن لوله کشی خنک کن طی شود، که ابعاد نهایی در شکل های (۳) و (۴) آمده است. جزئیات طراحی این بخش در مرجع [۶] آمده است.



شکل ۱ مشخصات هندسی قطعات برقی



شکل ۲ مشخصات هندسی مبدل خنک کاری مدار برقی

جدول ۱ افت اصطکاک در لوله ها [۴]

| | | | | | | |
|---------------|-----|-----|-----|----|------|-----|
| | | | | | | |
| K | 0.4 | 1.3 | 1.5 | 1 | 0.74 | 1.3 |
| $\frac{L}{D}$ | 20 | 60 | 70 | 46 | 32 | 60 |

پرداخته شده [۷]. در این جا با استفاده از منحنی های حاصل از آزمایش در چند مرجع مختلف [۷ و ۴]، معادله ای واحد برای محاسبه h_o ، که بر همه نمودارهای به دست آمده از آزمایش های تجربی، منطبق است، به این شکل پیشنهاد شده است:

$$\frac{h_o}{Gc_p} \text{Pr}^{\frac{3}{2}} = a + b \text{Ln}(\text{Re}) \quad (15)$$

که در این معادله، داریم:

$$\frac{\text{حدافل سطح مقطع جریان}}{\text{مساحت آزاد سطح جلوبوی}} = \frac{A_{\text{min}}}{A_f} = \sigma \quad (16)$$

$$G = \frac{\rho u_o A_{fr}}{A_{\text{min}}} = \frac{\rho u_o}{\sigma} \quad (17)$$

طبق پیشنهاد مراجع [۱۳ و ۱]، برای محاسبه رینولدز از این معادله استفاده می شود:

$$R_e = \frac{GD_h}{m} \quad (18)$$

با معلوم بودن R_e جریان و معادله (۱۴) و نیز داشتن a ، b مناسب، می توان مقدار h_o را محاسبه کرد.

تا این مرحله برای محاسبه میزان انتقال حرارت از معادلات به دست آمده از نتایج تجربی مراجع یاد شده، شش ضریب a ، b ، c^* ، d^* ، a^* ، b^* ، c^* مجهول است. در ادامه با استفاده از قاعده ژنتیک، مقدار دقیق و بهینه هر یک از این مجهولات تعیین می شود. پیش از آن به بررسی آزمایش دالان باد پرداخته می شود.

۷-۲- محاسبه UA نتایج تجربی برای مبدل الگوی مذکور

برای اطمینان از درستی الگوسازی ریاضی صورت گرفته، عملکرد مبدل خودرو در دالان باد آزمایشگاه سیالات دانشگاه صنعتی شریف، آزمایش شده است [۸]. افت فشار و میزان انتقال حرارت در این آزمایش برای سرعت های مختلف جریان، اندازه گیری شده است. نتایج به دست آمده از این آزمایش در شکل های (۵) و (۶) آمده است. دیگر نتایج به دست آمده از آزمون دالان باد در جدول های (۲) و (۳) آورده شده است. با توجه به نمودارهای (۱) و (۲) و نیز جدول های (۲) و (۳)، برای هر آزمایش، مقدار واقعی متغیرهای UA از معادلات موجود محاسبه می شود که حاصل آن در جدول شماره (۴) فهرست شده است. این مقادیر می توانند به عنوان معیاری برای اطمینان از شبیه سازی ریاضی استفاده شوند.

۸- شبیه سازی مبدل به کمک قاعده ژنتیک

همان طور که پیشتر اشاره شد، هدف از برنامه رایانه ای تدوین شده، به دست آوردن معادله ای ریاضی است که نتایج نمودارهای تجربی را با دقت شبیه سازی کند. پس از این شبیه سازی و با توجه به این که روند کلی ظاهری مبدل شبیه سازی شده، نقاط خارج از این نمودارها یا به عبارتی نقطه کارکرد جدید مبدل با دقت خوبی قابل تخمین است. همان طور که گفته شد، اگر مقادیر a^* ، b^* ، c^* ، d^* ، s ، a ، b ، a ، D_M ، n_o ، معلوم باشند، می توان UA را در هر دمایی محاسبه کرد. به علت تعدد متغیرها، یافتن مجموعه مقدار مناسبی، برای آن متغیرها از روش بهینه یابی قاعده ژنتیک کمک گرفته شد. تابع هدف برای بهینه یابی بدین صورت تعریف می شود:

$$\text{Se} = \text{Se} + \left| \text{UA}_{\text{تجرب}} - \text{UA}_{\text{آزمایش}} \right| \quad (19)$$

(در شرایط یکسان)

دو دلیل اساسی می توان برای استفاده از قاعده ژنتیک نام برد:

- ۱- تعدد متغیرهای مؤثر در شبیه سازی مبدل
- ۲- بی نیازی به سرعت برای تجزیه (شبیه سازی) برای به دست آوردن پاسخی بهینه پس از به کار بستن این قاعده با هزار بار تکرار، الگویی با دقت ۱/۶۸٪ حاصل شد.

۷- شبیه سازی ریاضی مبدل

معادله انرژی برای مبدلی که در دو سمت آن سیال گرم و سرد در جریان است، بدین شکل نوشته می شود:

$$\begin{cases} Q = (\dot{m}C_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) \\ Q = (\dot{m}C_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) \\ dQ = U A dT_m \end{cases} \quad (9)$$

۷-۱- روش متوسط لگاریتمی اختلاف دما برای تحلیل مبدل گرما

با حل معادلات انرژی (۹) در حالت تفاضلی برای جریانی با جهت های مختلف

می توان به معادله (۱۰) رسید:

$$\begin{cases} Q = AU\Delta T_{Lm} \\ \Delta T_{Lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\text{Ln}(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \end{cases} \quad (10)$$

که در آن ΔT_1 اختلاف دما بین دو سیال در یک انتهای مبدل و ΔT_2 اختلاف دمای دو سیال در انتهای دیگر مبدل است.

برای حالتی که جریان دقیقاً مخالف جهت یا هم جهت نباشد، از ضریب تصحیح F استفاده می شود. این ضریب تصحیح را به صورت نمودارهایی که بومن و همکارانش [۴] تهیه کرده اند و برای تمام مبدل های گرمایی چند گذر پوسته ای، لوله ای و جریان متقاطع در دسترس است.

$$\begin{cases} Q = UAF \Delta T_{Lm,cf} \\ \Delta T_{Lm,cf} = \frac{(T_{h2} - T_{c1}) - (T_{h1} - T_{c2})}{\text{Ln}[(T_{h2} - T_{c1}) / (T_{h1} - T_{c2})]} \end{cases} \quad (11)$$

ضریب F به متغیرهای نوع جریان، آرایش لوله ها و مقادیر P و R وابسته است [۴].

$$\begin{cases} P = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{\text{max}}} \\ R = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}} \end{cases} \quad (12)$$

ضریب کلی انتقال حرارت بین آب گرم و هوا در مبدل نیز با معادله (۱۳) تعریف

می شود:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{n_i h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{n_i A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{n_o A_o} + \frac{1}{n_o h_o A_o}} \quad (13)$$

با توجه به این معادله برای محاسبه UA باید مقادیر h_i و h_o ، معلوم باشند. بنابراین

ابتدا روند محاسبه این متغیرها بررسی می شود.

همان طور که قبلاً اشاره شد، با توجه به محدوده کارکرد مبدل خودروی بنزین سوز و قطر لوله آن، جریان در داخل مبدل از نوع جریان مغشوش است. برای محاسبه h_i باید مقدار عددی بعد Nu_i در جریان مغشوش محاسبه شود. معادلات مختلفی برای محاسبه عدد Nu در مراجع مختلف پیشنهاد شده که همه این معادلات دارای شکل مشابه (۱۴) هستند. تنها اختلاف این معادلات پیشنهادی در مقادیر a^* ، b^* ، c^* ، d^* است.

$$Nu_i = a^* (R_{eb}^{b^*} - C^*) P_{nb}^{d^*} \quad (14)$$

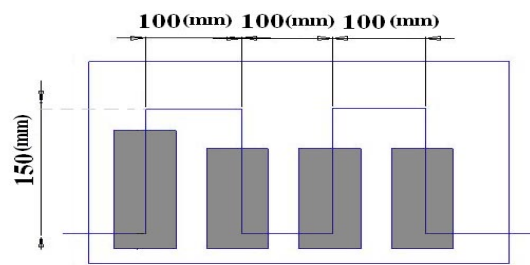
با محاسبه مقادیر بهینه a^* ، b^* ، c^* ، d^* ، می توان مقدار h_i را از روی Nu_i

محاسبه کرد.

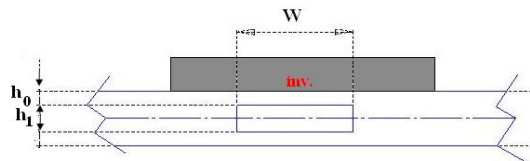
با مراجعه به دسته های مبدل های هوایی، می توان دریافت که برای محاسبه h_o به دلیل متنوع بودن شکل خارجی مبدل و شکل پره ها و پیچیده بودن محاسبات، معادله خاصی پیشنهاد نشده و فقط به بررسی مبدلی خاص به وسیله آزمایش های تجربی

جدول ۲ آزمون عملکردی مبدل پژو ۴۰۵ [۸]

| | | | | | |
|--------------------------|---------|--------|-----------|-----------|------|
| No. horizontal pipe | 1 | | | | |
| No. vertical pipe | 41 | | | | |
| dimension window | 620*360 | | | | |
| surface area | 0.2232 | | | | |
| paint | yes | | | | |
| enclosure type | plastic | | | | |
| No. fine per inch | 18 | | | | |
| basis | metal | | | | |
| aero-dynamic test | | | | | |
| w(rev.) | V(m/s) | dP(Pa) | Q(kW)(80) | Q(kW)(80) | |
| 0 | 22.2 | 649.7 | 56.9 | 71.9 | |
| 70 | 14.6 | 305.3 | 47.7 | 58.3 | |
| 90 | 7.8 | 97.7 | 33.5 | 39.8 | |
| 100 | 4.8 | 46.4 | 24.5 | 28.9 | |
| hydraulic test | | | | | |
| Hi(mmHg) | 385 | 350 | 310 | 265 | 220 |
| Ho(mmHg) | 515 | 545 | 583 | 625 | 675 |
| dP(kPa) | 16 | 24 | 33.9 | 44.4 | 56.1 |
| q(lit/hour) | 2400 | 3000 | 3600 | 4200 | 2800 |



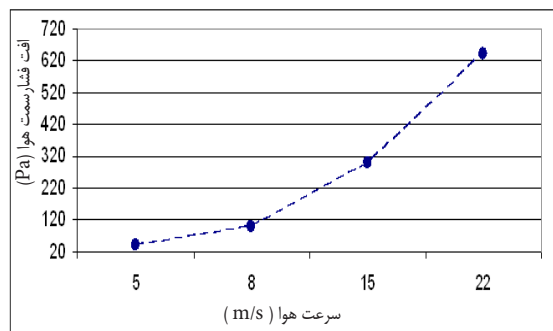
شکل ۳ ابعاد نهایی مسیر آب



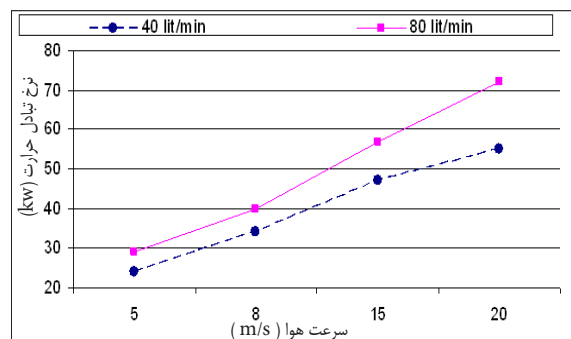
شکل ۴ نمای روبه روی مجرای خنک کاری

جدول ۳ آزمون عملکردی مبدل پژو ۴۰۵ [۸]

| V(m/s) | Hto(mm) | Hrt(mm) | Tair(^C) | Q(lit/hour) | Tair(^C) | Tair(^C) | w(rev.) |
|--------|---------|---------|----------|-------------|----------|----------|---------|
| 23.03 | 147 | 14 | 17.3 | 2400 | 60.9 | 82 | 0 |
| | | | | 2400 | 60.1 | 81 | 0 |
| | | | | 2400 | 59.1 | 80 | 0 |
| 22.34 | 146 | 13 | 17.4 | 4800 | 68.5 | 82 | 0 |
| | | | | 4800 | 67.6 | 81 | 0 |
| | | | | 4800 | 66.8 | 80 | 0 |
| 14.63 | 183 | 120 | 18.2 | 2400 | 64.3 | 82 | 70 |
| | | | | 2400 | 63.7 | 81 | 70 |
| | | | | 2400 | 62.5 | 80 | 70 |
| 14.58 | 183 | 120 | 17.7 | 4800 | 71.1 | 82 | 70 |
| | | | | 4800 | 70.2 | 81 | 70 |
| | | | | 4800 | 69.3 | 80 | 70 |
| 7.75 | 205 | 185 | 18.8 | 2400 | 68.9 | 82 | 90 |
| | | | | 2400 | 68.4 | 81 | 90 |
| | | | | 2400 | 67.7 | 80 | 90 |
| 7.85 | 207 | 187 | 18.9 | 4800 | 74.4 | 82 | 90 |
| | | | | 4800 | 73.5 | 81 | 90 |
| | | | | 4800 | 72.7 | 80 | 90 |
| 4.84 | 210 | 201 | 18.8 | 2400 | 73.3 | 82 | 100 |
| | | | | 2400 | 71.6 | 81 | 100 |
| | | | | 2400 | 71 | 80 | 100 |
| 4.75 | 211 | 201 | 19 | 4800 | 76.3 | 82 | 100 |
| | | | | 4800 | 75.5 | 81 | 100 |
| | | | | 4800 | 74.7 | 80 | 100 |



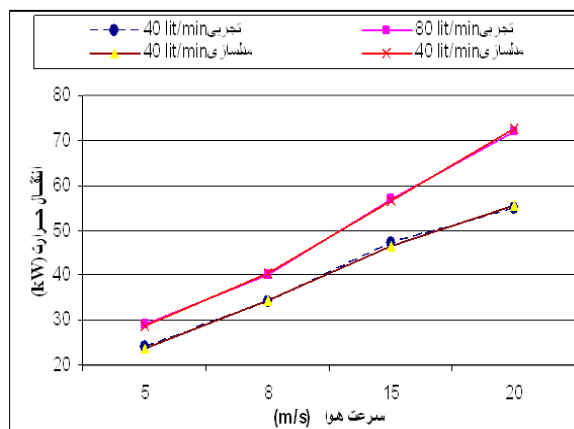
شکل ۵ آزمون عملکردی مبدل پژو ۴۰۵ [۸]



شکل ۶ آزمون عملکردی مبدل پژو ۴۰۵ [۸]

جدول ۴ محاسبه UA برای آزمایش تجربی

| Tc1 | Th1 | velocity air | water flow | UA |
|------|-----|--------------|------------|----------|
| ^C | ^C | m/s | lit/hour | W/^K |
| 17.3 | 82 | 22.04 | 2400 | 1.18E+03 |
| 17.3 | 80 | 22.03 | 2400 | 1.21E+03 |
| 17.4 | 82 | 22.34 | 4800 | 1.43E+03 |
| 17.4 | 80 | 22.34 | 4800 | 1.44E+03 |
| 18.2 | 82 | 14.63 | 2400 | 1.01E+03 |
| 18.2 | 80 | 14.63 | 2400 | 1.04E+03 |
| 17.7 | 82 | 14.58 | 4800 | 1.17E+03 |
| 17.7 | 80 | 14.58 | 4800 | 1.19E+03 |
| 18.8 | 82 | 7.75 | 2400 | 7.70E+02 |
| 18.8 | 80 | 7.75 | 2400 | 7.32E+02 |
| 18.9 | 82 | 7.85 | 4800 | 8.45E+02 |
| 18.9 | 80 | 7.85 | 4800 | 8.37E+02 |
| 18.8 | 82 | 4.84 | 2400 | 5.61E+02 |
| 19 | 82 | 4.75 | 4800 | 6.60E+02 |
| 18.8 | 80 | 4.84 | 2400 | 5.20E+02 |
| 19 | 80 | 4.75 | 4800 | 6.24E+02 |



شکل ۷ مقایسه نتایج تجربی با شبیه سازی

Archive of SID

در جدول (۶) دقت ۱۰ ژن برتر این شبیه سازی مشاهده می شود. مقادیر ۱۰ متغیر ژن برتر در جدول (۷) آورده شده است. در نمودار شکل (۷) نیز مقایسه ای از نتایج تجربی و الگوی ریاضی نهایی، نشان داده شده است.

۹- محاسبات انتقال حرارت و افت فشار در تجهیزات جانبی

تغییرات شدید و ناگهانی دما در مدار برقی که عمدتاً به واسطه تغییرات ناگهانی در شرایط کار کرد خودرو و حرکت های آن رخ می دهد، می تواند تأثیرات نامطلوبی بر مدار خنک کاری داشته باشد. برای حذف این تأثیرات معمولاً مخزن ذخیره آب در سامانه خنک کاری تعبیه می شود. این مخزن وظیفه استهلاک تغییرات را به عهده دارد و به عبارتی باعث می شود تغییرات دمایی شدید در مدار برقی با مقدار کمتر و با تأخیر بر مدار خنک کاری تأثیر بگذارد. برای سامانه خنک کاری خودرو که دارای پیشینه لحظه ای در شتاب گیری است، تعبیه این نوع مخازن لازم و ضروری است. این مخازن در هنگام هواگیری و تأمین آب نشستی نیز تأثیر چشمگیری دارند.

نمودار شکل (۸) تلفات حرارتی را در ۳۰ انباره موجود در سامانه برقی خودروی برقی نشان می دهد. آن چه واضح و ضروری است، این است که همه این مقدار حرارت باید به توسط مدار خنک کاری دفع گردد.

برای خنک کردن انباره می توان از هر دو گزینه جابه جایی اجباری با استفاده از آب و جابه جایی آزاد هوا استفاده کرد، ولی با توجه به قرار گرفتن تجهیزات در فاصله بسیار کم از یکدیگر، استفاده از آب، بسیار مناسب تر است. نحوه چیدمان انباره ها در خودرو در شکل (۹) نمایش داده شده است. با توجه به الگوسازی هندسی خودروی جدید، ۲۱ انباره در عقب و ۹ انباره در جلو قرار دارد. طبق تأکید شرکت سازنده، در مدار خنک کاری حداکثر سه انباره با هم به صورت مجموعه بسته می شوند. نحوه لوله کشی تجهیزات با توجه به این امر، در شکل (۱۰) آمده است.

شبیه سازی حرارتی مخزن و انباره ها با استفاده از فرض ظرفیت گرمایی انباشته ۴ صورت گرفته است. قانون اول ترمودینامیک برای سامانه حاضر به این شکل نوشته می شود:

$$R_e = \frac{GD_h}{m} \quad (20)$$

یادآوری می شود که هر انباره ۱۰ kg نیکل و یک لیتر آب دارد.

نمودار افت فشار برحسب شار عبوری از انباره در دفترک شرکت سازنده ارائه شده است. با عملیات برازش منحنی بر این نمودار، معادله درجه ۴ بر نمودار منطبق گردیده که از آن در برنامه رایانه ای، استفاده شده است.

در نهایت به کمک معادلات ریاضی مبدل، مبدل حرارتی وارونگر، تلمبه، شیرها و منبع آب، نرم افزاری تهیه شده که مشخصات دما و افت فشار سیال خنک کن را بر مبنای حرکت خودرو در هر نقطه و هر زمان محاسبه می کند.

۱۰- حرکت در نظر گرفته شده

برای بررسی عملکرد سامانه، از بدترین تحرک متصور برای خودرو استفاده شده است. بدین ترتیب که:

خودرو از زمان حرکت در حال شتاب گیری است.

پس از ۲۰ ثانیه، سرعت خودرو به ۱۰۰ km/h رسیده است.

پس از این ۲۰ ثانیه، خودرو بر روی شیب حرکت می کند. (شیب پیمایی)

در ثانیه های ۸۰۰ و ۹۰۰ به طور متوالی دو بار شتاب گیری داریم.

با توجه به عملکردهای متصور برای خودرو، اگر سامانه خنک کاری شبیه سازی شده

به این عملکردها پاسخ مناسبی دهد، پاسخگوی عملکردهای دیگر نیز خواهد بود.

جدول ۵ ژن اولیه استفاده شده برای a^*, b^*, c^*, d^*

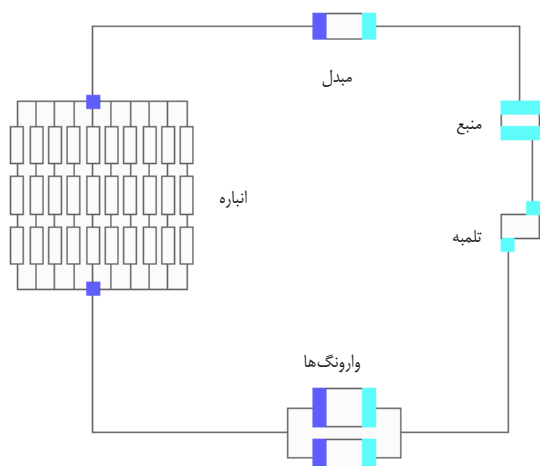
| a^* | b^* | c^* | d^* | N |
|--------|-------|-------|-------|---|
| 0.012 | 0.87 | 280 | 0.4 | ۱ |
| 0.0214 | 0.8 | 100 | 0.4 | ۲ |
| 0.022 | 0.8 | 0 | 0.5 | ۳ |
| 0.021 | 0.8 | 0 | 0.4 | ۴ |
| 0.015 | 0.88 | 0 | 0.333 | ۵ |
| 0.189 | 0.63 | 0 | 0.36 | ۶ |

جدول ۶ دقت شبیه سازی ده ژن برتر (خروجی برنامه بعد از ۱۰۰۰۰ بار اجرا)

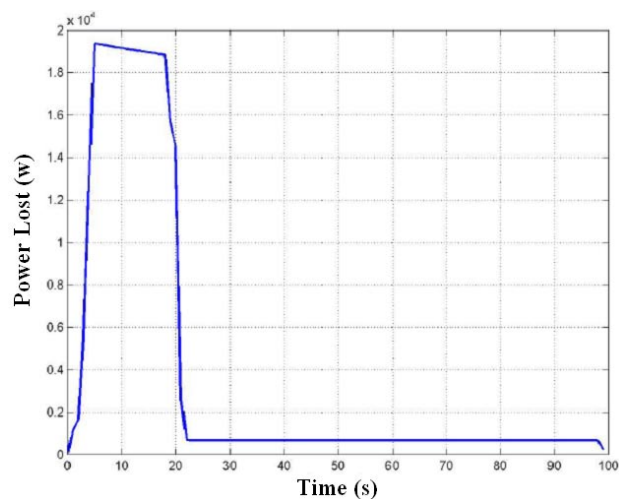
| شماره ژن | se | درصد خطا |
|----------|--------|----------|
| 1 | 255.30 | 1.678 |
| 2 | 255.40 | 1.678 |
| 3 | 255.40 | 1.678 |
| 4 | 255.50 | 1.679 |
| 5 | 255.70 | 1.680 |
| 6 | 255.70 | 1.680 |
| 7 | 255.70 | 1.680 |
| 8 | 255.80 | 1.681 |
| 9 | 255.90 | 1.682 |
| 10 | 256.20 | 1.684 |

جدول ۷ مقدار متغیرهای ژن برتر

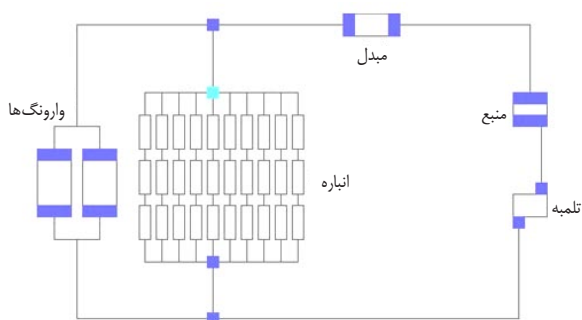
| | |
|----------|-----------|
| a^* | 1.13E-01 |
| b^* | 4.32E-01 |
| c^* | 1.65E+01 |
| d^* | 0.00E+00 |
| σ | 1.09E-03 |
| Dhm | 3.16E-01 |
| a | 1.13E-01 |
| b | -3.79E-03 |
| n_o | 9.30E-01 |



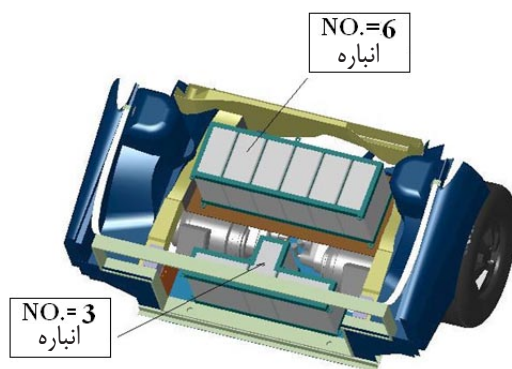
شکل ۱۱ چرخه خنک کاری خودروی برقی



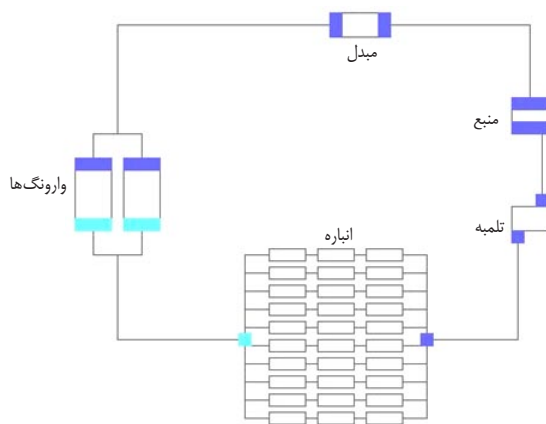
شکل ۸ نمودار تغییرات توان تلف شده در مجموعه انباره‌ها (شتاب گیری) [۵]



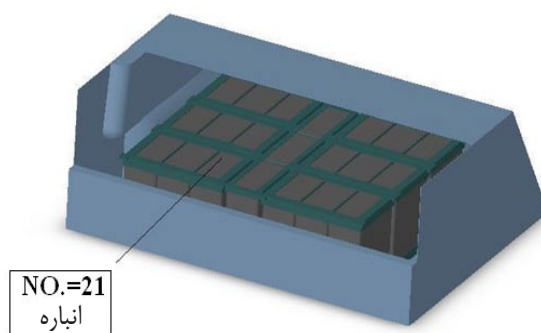
شکل ۱۲ چرخه خنک کاری خودروی برقی



شکل ۹ (الف)



شکل ۱۳ چرخه خنک کاری خودروی برقی

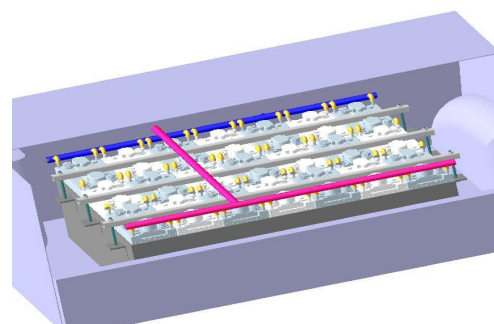


شکل ۹ (ب)

نحوه چیدمان انباره‌ها در خودرو، (الف) ۹ انباره در جلو، (ب) ۲۱ انباره در صندوق عقب

جدول ۸ مشخصات تلمبه مورد نیاز

| waterflux(lit/hour) | waterPreessure drop(pa) | power(w) |
|---------------------|-------------------------|----------|
| 1800 | 2.31E+03 | 14.4 |
| 2100 | 2.40E+04 | 17.4 |
| 2400 | 2.67E+04 | 22.2 |
| 2700 | 3.07E+04 | 28.8 |
| 3000 | 3.68E+04 | 38.3 |
| 3300 | 4.43E+04 | 50.8 |
| 3600 | 5.23E+04 | 65.4 |
| 3900 | 6.07E+04 | 82.1 |
| 4200 | 6.94E+04 | 101.2 |
| 4500 | 7.86E+04 | 122.8 |
| 4800 | 8.85E+04 | 147.5 |
| 5100 | 9.95E+04 | 176.2 |



شکل ۱۰ نحوه لوله کشی انباره‌ها در صندوق عقب (هر سه انباره مجموعه هستند)

نمادها

| | |
|---|--|
| T_w : دمای دیواره مبدل | $A_s = P$: سطح لوله |
| T_{h_2} : دمای آب خروجی از مبدل | h : ضریب جابه جایی میانگین در طول لوله |
| T_{h_1} : دمای آب ورودی از مبدل | Q_d : شار عبوری از زیر وارونگر |
| T_{c_2} : دمای هوای خروجی از مبدل | Q_s : مقدار تلفات حرارتی از وارونگر |
| T_{c_1} : دمای هوای ورودی از مبدل | N : تعداد کل لوله ها |
| ΔT_m : اختلاف دمای میانگین لگاریتمی | M : تعداد لوله ها زیر هر وارونگر |
| R_s : مقاومت بین وارونگر و مبدل | m° : شار جرمی آب عبوری |
| R_k : مقاومت حرارتی دیواره آلومینیومی | T_1 : دمای آب رودی |
| R_e : رینولدز | T_2 : دمای آب خروجی |
| | T_s : دمای دیواره وارونگر |

پس از تکمیل برنامه رایانه ای، سه حالت پیشنهادی (شکل های ۱۱، ۱۲ و ۱۳) برای چیدمان مدار خنک کاری به توسط برنامه رایانه ای شبیه سازی شد و عملکرد هر چرخه، الگو شد، پس از بررسی های انجام گرفته، مشخص شده که بهترین چیدمان مدار خنک کاری متعلق به شکل (۱۲) است. در این حالت، دمای خروجی سیال از حساس ترین قطعه، یعنی مبدل مدار برقی، کمتر از ۶۰ درجه سانتی گراد می شود. این شرط از مشکل ترین قیود طراحی این مسأله است.

۱۱- نتیجه گیری

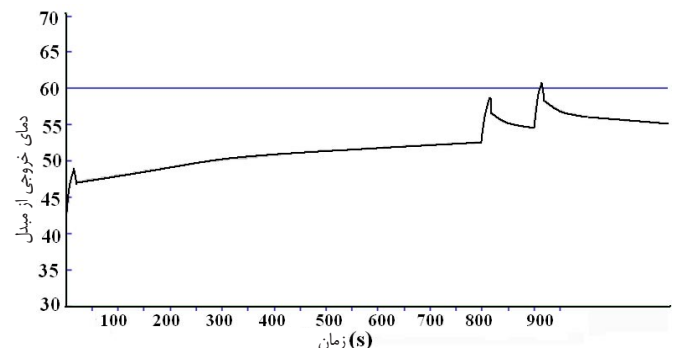
در این مقاله، سامانه خنک کاری خودرویی برقی طراحی شده است. برنامه ای رایانه ای برای شبیه سازی ریاضی اجزای این سامانه خنک کاری تدوین شده که به وسیله این برنامه، متغیرهای طراحی سامانه خنک کاری بهینه شده اند. الگوسازی مبدل خودروی بنزینی برای استفاده در سامانه خنک کاری خودروی برقی از بخش های بسیار مهم و کلیدی این مقاله بوده است. در نهایت ثابت شده که خنک کاری سامانه برقی خودرو برقی با استفاده از مبدل خودروی بنزین سوز با شرایط کارکرد جدید، امکان پذیر است.

سه آرایش مختلف برای چیدمان مدار سامانه خنک کاری در آغاز مقاله پیشنهاد شده که در پایان، چیدمان بهینه ای که در آن بیشترین انتقال حرارت صورت پذیرفته، انتخاب و معرفی شده است. تغییرات دمای سیال خروجی از مبدل و نیز خروجی از انباره در حرکت اعمال شده بر روی خودرو بترتیب در شکل های (۱۴) و (۱۵) نشان داده شده است. بهینه سازی متغیرهای طراحی در سامانه خنک کاری نشان می دهد که شار تلمبه کردن ۳۶۰۰ لیتر بر ساعت، به عملکرد بهینه این سامانه منجر می شود.

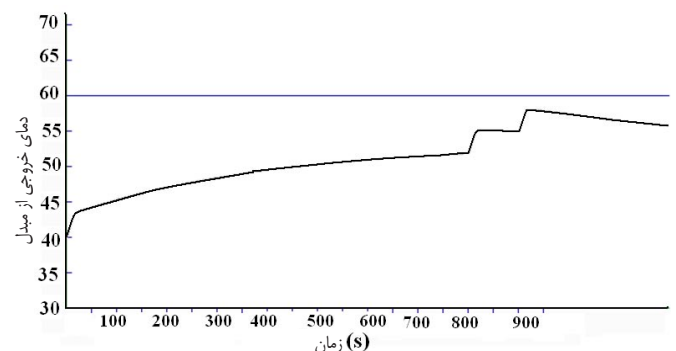
از دیگر دستاوردهای این پژوهش، مقادیر مطلوب متغیرهای طراحی سامانه حرارتی، به کمک نرم افزار تدوین شده و به روش طراحی Forward است. حجم بهینه مخزن ذخیره آب، ۴ لیتر تعیین شده است. مشخصات عملکرد تلمبه نیز در حالت بهترین چیدمان، تعیین شده و در جدول (۸) آورده شده است ■

References

- 1- Pesaran A., Vlahinos A. and Stuart T., Cooling of Batteries in Hybrid Electric Vehicles. ASME-JSME Thermal Engineering Conference, 2003.
- 2- O'Keefe M. and Bennion K. Comparison of Hybrid Electric Vehicle Power Electronics Cooling Options, National Renewable Energy Laboratory, 2007.
- 3- Kelly K. J., Abraham T., Benion K., Bharathan D., Narumanchi S. and O'Keefe M., Assessment of Thermal Control Technologies for Cooling Electric Vehicle Power Electronics, National Renewable Energy Laboratory, 2007.
- 4- Sadlk, K. and Hongtan L. Heat Exchanger, Eection, Rating and Thermal Design, 1999.
- 5- Jovin industrial group, results of heat loss analysis in electric vehicle equipped with the individual electric driver, 2003
- 6- Mehdipour, R., Baniamerian, Z., Heat exchanger designing for an electrical vehicle inverter, Mechanical Engineering Conference, Isfahan, Azad University of Allame Majlesi, 2007.
- 7- Kays, W. M. and London A. L. Compact Heat Exchangers. New York: McGraw-Hill, 1984.
- 8- Experimental analysis accomplished by Sharif University of technology required by IKCO. (the results have been brought to KNT University of Technology to accomplish designing of electric vehicle.)



شکل ۱۴ دمای خروجی از مبدل (الگوسازی) (شار کلی ۲۴۰۰ لیتر بر ساعت، مانور شتاب گیری، دمای محیط ۴۰ درجه)



شکل ۱۵ دمای خروجی از انباره (الگوسازی) (شار کلی ۲۴۰۰ لیتر بر ساعت، مانور شتاب گیری، دمای محیط ۴۰ درجه)