



شبیه سازی عددی یک رادیاتور فشرده با پره های دندانه ای

رضا نیرومند^۱، محمدحسن سعیدی^{۲*}، سیامک کاظم زاده حنانی^۲

۱- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران

۲- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران

* تهران، ۹۵۶۷-۱۱۱۵۵، saman@sharif.edu

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: ۲۷ مهر ۱۳۹۳
پذیرش: ۳۰ آبان ۱۳۹۳
ارائه در سایت: ۰۳ دی ۱۳۹۳
کلید واژگان:
رادیاتور
شبیه سازی
پره های دندانه ای
ریزش گردابه
منحنی عملکرد حرارتی

چکیده

امروزه شبیه سازی های رایانه ای از جایگاه ویژه ای در بررسی عملکرد سیستم های حرارتی برخوردار شده است. در این مقاله رادیاتور سیستم خنک کاری موتور دیزل لکوموتیو ایران سفیر شبیه سازی می شود. این رادیاتور از آرایش موازی و سری چند مبدل حرارتی فشرده با پره های دندانه ای، تشکیل شده است و دارای دو بخش دما بالا و دما پایین است. با توجه به پیچیدگی و فشردگی صفحات انتقال حرارت به کاررفته در رادیاتور، شبیه سازی در دو مرحله انجام شده است. در بخش اول رابطه ای برای ضریب انتقال حرارت سمت هوا و سمت سیال خنک کننده به کمک دینامیک سیالات محاسباتی همبسته سازی می شود. با توجه به وقوع پدیده ریزش گردابه ها در آرایش دندانه ای پره ها، معادلات حاکم به صورت گذرا، در فضای دوبعدی حل شده است. گام زمانی مناسب برای حل گذرا باتوجه به مدت زمان جدایش گردابه ها از سطح انتخاب می شود. در بخش دوم با استفاده از کد محاسباتی که توسعه داده می شود، عملکرد حرارتی کلی رادیاتور به عنوان یک مبدل حرارتی شبیه سازی می شود. در اینجا توزیع دما درون رادیاتور و عملکرد حرارتی رادیاتور مورد بررسی قرار می گیرد. میزان حرارت دفع شده از رادیاتور در دبی های مختلف جریان سیال و همچنین دماهای سیال خروجی از رادیاتور از جمله خروجی های کد توسعه داده شده است. در نهایت به کمک نتایج استخراج شده، منحنی عملکرد حرارتی رادیاتور به دست می آید.

Numerical Simulation of a Compact Radiator with Offset Strip Fins

Reza Niroomand, Mohammad Hassan Saidi*, Siamak KazemZadeh Hannani

Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

* P.O.B. 11155-9567 Tehran, Iran, saman@sharif.edu

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 19 October 2014
Accepted 21 November 2014
Available Online 26 December 2014

Keywords:
Radiator
Simulation
Offset Strip Fins
Vortex Shedding
Thermal Performance Curve

ABSTRACT

Nowadays, computer simulations are becoming more and more important in performance investigation of thermal systems. In this article, radiator from a cooling system of a diesel engine of ER24PC locomotive is simulated. The radiator is composed of parallel and series arrangement of compact heat exchangers with offset strip fins. It also has two high and low temperature sections. Due to the complexity and compactness of heat transfer plates implemented in the radiator, the simulation is carried out in two steps. First, a relation for coolant-side and air-side heat transfer coefficient is correlated using computational fluid dynamics. Due to vortex shedding phenomenon in the staggered fin arrays, governing equations are solved transiently in two-dimensional space. Appropriate timestep for the transient solution is chosen according to time period of vortex shedding from the surface. In the second step, using the developed computational code, the overall thermal performance of the radiator is simulated as a heat exchanger. Consequently, temperature distribution inside the radiator and its thermal performance are studied. Amount of heat released from the radiator in different flow rates and temperatures of fluid flowing out of the radiator are among the outputs of the developed code. Finally, thermal performance curve of radiator is obtained.

۱- مقدمه

بهبودیافته ای است که در مبدل های حرارتی فشرده مورد استفاده قرار می گیرد. پره های دندانه ای به واسطه فراهم کردن مسیر جریانی که شامل نواحی ورودی متوالی است، انتقال حرارت را تقویت می کنند [۱]. لایه مرزی که درون مسیر کانال رشد کرده است، در ناحیه پشتی مسیر متلاشی می شود. در نتیجه در کانال پایین دستی، لایه مرزی جدید شکل می گیرد. از این رو با توجه به در حال توسعه بودن جریان، عملکرد حرارتی سطح افزایش می یابد.

یکی از مهم ترین اجزاء سیستم خنک کاری در وسایل نقلیه رادیاتور است. رادیاتور بایستی امکان دفع حرارت مورد نیاز سیستم را فراهم آورد. رادیاتور سیستم خنک کاری وسایل نقلیه عموماً از نوع مبدل های حرارتی فشرده است. سطوح به کاررفته در این نوع مبدل ها می تواند به صورت پره های ساده، موج دار، کرکره ای و یا دندانه ای باشد. پره های دندانه ای یکی از رایج ترین انواع سطوح

Please cite this article using:

R. Niroomand, M.H. Saidi, S. KazemZadeh Hannani, Numerical Simulation of a Compact Radiator with Offset Strip Fins, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 2, pp. 1-12, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

می‌شود. مبدل‌های حرارتی فشرده به‌کاررفته در رادیاتور این لوکوموتیو از نوع صفحه‌ای پره‌دار و پره‌های آن از نوع پره‌های دندانه‌ای است. شبیه‌سازی عددی رادیاتور به‌صورت کامل از لحاظ محاسباتی کاری بسیار پرهزینه خواهد بود. چراکه این نوع مبدل‌ها دارای پره‌های با ضخامت اندک و با سطحی گسترده بوده و برای تحلیل عددی نیاز به تعداد مش بسیار بالایی است. ازاین‌رو برای شبیه‌سازی رادیاتور ابتدا به کمک دینامیک سیالات محاسباتی، رابطه‌ای برای محاسبه ضریب انتقال حرارت درون صفحات به‌کاررفته در رادیاتور هم‌بسته‌سازی می‌شود. مراجع [۹-۱۱] جریان سیال را به صورت پایا بررسی کرده‌اند، درنتیجه ریزش گردابه‌ها در نتایج آن‌ها قابل رؤیت نیست. در مراجع [۱۲، ۱۳] نیز صرفاً به ماهیت گذرای جریان سیال درون یک کانال همراه با موانعی در دیواره بالا و پایین آن پرداخته شده است. دربخش اول این مقاله جریان سیال درون ساختاری تکراری با پره‌های دندانه‌ای که در دو سمت تکرار می‌شود مورد بررسی قرار می‌گیرد. دراین‌جا شبیه‌سازی عددی جریان سیال درون پره‌ها به‌صورت گذرا انجام شده و با انتخاب گام زمانی مناسب، جزئیات جریان ازجمله پدیده ریزش گردابه‌ها شبیه‌سازی می‌شود. به دلیل وقوع پدیده ریزش گردابه‌ها، حل پایا برای محاسبه ضریب انتقال حرارت مناسب نیست؛ بنابراین دربخش نخست مقاله، با استفاده از نتایج حاصل از حل عددی معادلات حاکم در سلول واحد تکرارشونده پره‌های دندانه‌ای، رابطه‌ای برای محاسبه میانگین زمانی ضریب انتقال حرارت برحسب عدد رینولدز هم‌بسته‌سازی می‌شود.

روش‌هایی مشابه با روش اسپیلون-ان‌تی‌یو، مبدل حرارتی را به‌عنوان یک جعبه سیاه می‌بیند که در یک سمت ورودی‌ها توسط کاربر به آن داده شده و در سمت دیگر خروجی‌ها به کاربر گزارش می‌شود (برای نمونه دماهای ورودی داده‌شده و در سمت دیگر دما در خروجی‌ها مشخص می‌شود). در بخش دوم این مقاله پس از مشخص شدن رابطه ضریب انتقال حرارت برای دو سمت مبدل، به کمک الگوریتمی که در متن مقاله توضیح داده شده است و با استفاده از کد محاسباتی که به زبان برنامه‌نویسی سی توسعه داده می‌شود، توزیع دما در دو سمت مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار مشخص می‌شود. آگاهی از نحوه توزیع دما در رادیاتور دید کامل‌تری نسبت به انتقال حرارت صورت گرفته در بخش‌های مختلف رادیاتور ایجاد می‌کند. توزیع دما در مبدل حرارتی علاوه بر وضعیت انتقال حرارت در بخش‌های مختلف، می‌تواند برای تشخیص مناطق در معرض تنش‌های حرارتی نیز مورد استفاده قرار گیرد. ازاین‌رو آگاهی از نحوه توزیع دما به‌منظور بهبود عملکرد حرارتی، برای طراحان و سازندگان این نوع مبدل‌ها حائز اهمیت است. درنهایت با استفاده از این کد محاسباتی، توزیع دما برای دو سمت هوا و سیال خنک‌کننده، میزان حرارت دفع‌شده، دماهای خروجی از رادیاتور و منحنی عملکرد حرارتی رادیاتور که مورد استفاده تولیدکنندگان و مصرف‌کنندگان مبدل‌های حرارتی است، به‌دست می‌آید. هر چند دراین‌جا رادیاتور سیستم خنک‌کاری موتور دیزل لوکوموتیو ایران سفیر شبیه‌سازی می‌شود، ولی از این کد محاسباتی می‌توان برای شبیه‌سازی رادیاتور سایر کاربردها و با آرایش‌های متفاوت مبدل‌های حرارتی نیز استفاده کرد.

۲- مشخصات رادیاتور

شکل ۱ شمای کلی رادیاتور و فن‌ها را نشان می‌دهد [۱۷]. رادیاتور سیستم خنک‌کاری دارای دو مبدل حرارتی فشرده جریان متقاطع از نوع صفحه‌ای پره‌دار است که در دو سمت، به‌صورت عمود بر سطح زمین و روبه‌روی یکدیگر قرار می‌گیرند. هر یک از مبدل‌های فشرده، در سمت سیال

پدیده دیگری که در این نوع پره‌ها موجب افزایش انتقال حرارت می‌شود پدیده ریزش گردابه‌ها است [۲]. ریزش گردابه‌ها سبب ایجاد نوسان در جریان سیال می‌شود. نوسانات به‌وجودآمده در جریان سیال موجب می‌شود سطوح پره به‌طور متناوب با جریان تازه در تماس باشند و بدین‌ترتیب انتقال حرارت از سطوح افزایش یابد.

رابطه ضریب انتقال حرارت برای انواع مختلف پره‌های به‌کاررفته در مبدل‌های حرارتی فشرده را می‌توان به کمک کارهای تحلیلی، تجربی و یا عددی تعیین کرد. جامع‌ترین مطالعه تجربی بر ضریب انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی فشرده مربوط به کار تجربی کیز و لندن است [۳]. در کار آن‌ها نمودار مشخصه‌های جریان برای سطوح مختلف براساس آزمایشات تجربی مشخص شده است. ازجمله مهم‌ترین کارهای تجربی در زمینه پره‌های دندانه‌ای نیز می‌توان از کارهای جوشی و وب [۲]، ویتینگ [۴]، موچیزوکی [۵] و منگلیک و برگلس [۶] نام برد. محققان بسیاری نیز از روش‌های عددی برای محاسبه ضریب انتقال حرارت استفاده کرده‌اند. جودکی و اشرفی‌زاده [۷] انتقال حرارت درون یک کانال موجی شکل را مورد بررسی قرار داده‌اند. اسپارو و لیو [۸] مشخصه‌های انتقال حرارتی را برای یک آرایش دندانه‌ای، به‌کمک حل اختلاف محدود معادلات بقاء جرم، اندازه حرکت و انرژی به‌دست آوردند. آن‌ها جریان را به‌صورت پایا و دوبعدی درنظر گرفتند. ایشان ضخامت صفحات را نیز ناچیز فرض کردند. پاتانکار و پراکاش [۹] جریان سیال درون ساختار دندانه‌ای را با درنظر گرفتن ضخامت صفحات شبیه‌سازی کردند. آن‌ها برای شبیه‌سازی جریان سیال درون این ساختار دندانه‌ای از شرط مرزی تناوبی که در مرجع [۱۰] توسعه‌داده‌شده است استفاده کردند. پنگ و لینگ [۱۱] برای اعداد رینولدز پایین (کمتر از ۲۰۰)، جریان سیال را به‌صورت سه‌بعدی و پایا شبیه‌سازی کرده و مشخصه‌های انتقال حرارت در پره‌های دندانه‌ای را به‌دست آوردند. کوریچی و اوfer [۱۲] جریان سیال درون یک کانال دوبعدی که به‌صورت متناوب مانعی مربعی شکل در دیواره‌ی بالایی و پایینی آن قرار می‌گیرد را درحالت گذرا شبیه‌سازی کردند. نتایج به‌دست‌آمده از کار آن‌ها حاکی از آن است که در رینولدزهای پایین می‌توان جریان را پایا و پایدار درنظر گرفت. ولی با افزایش عدد رینولدز، جریان سیال دچار نوسان شده و جریان به‌طور کلی ناپایاست. شرط مرزی تناوبی ارائه‌شده توسط پاتانکار و همکاران برای جریان پایا درنظر گرفته شده است، لی و همکاران [۱۳] استفاده از شرایط مرزی تناوبی را برای جریان ناپایا مورد بررسی قرار دادند.

در زمینه‌ی شبیه‌سازی عملکرد کلی رادیاتور نیز، چاریولو و همکاران [۱۴]، براساس مدل اسپیلون-ان‌تی‌یو برنامه‌ای را برای تحلیل رادیاتور یک موتور دیزلی ارائه کردند. رادیاتور بررسی‌شده در کار آن‌ها از نوع مبدل‌های حرارتی پره و لوله و با پره‌های ساده است. اولیت و همکاران [۱۵]، عملکرد رادیاتور یک وسیله نقلیه از نوع پره و لوله را ارزیابی کردند. پره‌های به‌کار رفته در این رادیاتور از نوع پره‌های کرک‌های بود. آن‌ها برای مدل‌سازی رادیاتور از روشی که توسط پرزسگارا و همکاران [۱۶] شرح داده شده است استفاده کردند. در این روش برای مدل‌سازی رادیاتور، حجم کنترل‌هایی مقیاس‌بزرگ حول لوله‌ها درنظر گرفته شده است. هر یک از این حجم کنترل‌ها مانند یک مبدل حرارتی کوچک بوده که شرایط مرزی ورودی برای هر دو مسیر جریان را از حجم کنترل‌های اطراف خود دریافت می‌کند.

در این مقاله رادیاتور سیستم خنک‌کاری موتور دیزل لوکوموتیو ایران سفیر که در خطوط ریلی ایران مورد استفاده قرار می‌گیرد، شبیه‌سازی

پارامترهای هندسی در پره‌های دندانه‌ای را نشان می‌دهد. در جدول ۱ مشخصات هندسی پره‌های سمت هوا و سمت سیال خنک‌کننده آمده است.

۳- تعیین عددی مشخصه‌های جریان در پره‌های دندانه‌ای

برای تعیین مشخصات جریان، معادلات پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی به‌صورت عددی حل شده است. با توجه به گستره‌ی عدد رینولدز در مبدل حرارتی مورد استفاده، رژیم جریان آرام در نظر گرفته می‌شود. با فرض جریان تراکم‌ناپذیر دوبعدی و رژیم جریان آرام، معادلات ناپایای حاکم با صرف نظر از اثرات نیروی شناوری و اتلافات لزجی برای یک سیال نیوتونی به‌صورت روابط (۱-۴) است.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial \tau} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

در شکل ۴ مدل هندسی در نظر گرفته شده برای شبیه‌سازی جریان در پره‌های دندانه‌ای نشان داده شده است. برای کاهش محاسبات عددی و زمان حل مسئله از شرط مرزی تناوبی که توسط پاتانکار و همکاران [۱۰] توسعه داده شده، استفاده می‌شود. شرایط مرزی تناوبی برای مؤلفه‌های سرعت را می‌توان به شکل رابطه (۵) بیان کرد.

$$u(x + P', y, \tau) = u(x, y, \tau), v(x + P', y, \tau) = v(x, y, \tau) \quad (5)$$

P' طول سلول تکرارشونده، که در این‌جا برابر ۲۱ است.

توزیع فشار خاصیتی تکرارشونده ندارد، ولی گرادین فشار مقداری ثابت خواهد داشت، درواقع رابطه (۶) برای فشار برقرار است.

$$P(x + P', y, \tau) = P(x, y, \tau) + \beta(\tau) \quad (6)$$

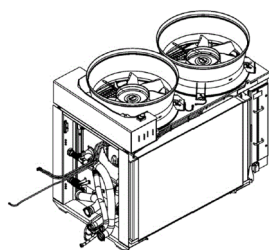
در رابطه (۶)، $\beta(\tau)$ در هر گام زمانی مقداری ثابت بوده و بیانگر گرادین فشار در سلول تکرارشونده است.

توزیع دما نیز در یک جریان کاملاً توسعه یافته تناوبی بادامی سطح ثابت تکرارشونده نخواهد بود. در صورت مقیاس‌بندی دما به‌صورت $(T - T_w)$ ، این دمای بی‌بعد مطابق رابطه (۷) خاصیت تکرارشونده خواهد داشت [۲۰].

$$\frac{T(x + P', y, \tau) - T_w}{T_b(x + P') - T_w} = \frac{T(x, y, \tau) - T_w}{T_b(x) - T_w} \quad (7)$$

به‌طوریکه $T_b(x)$ دمای بالک سیال بوده و مطابق رابطه (۸) تعریف می‌شود.

$$T_b(x) = \frac{\int |u| T dy}{\int T dy} \quad (8)$$

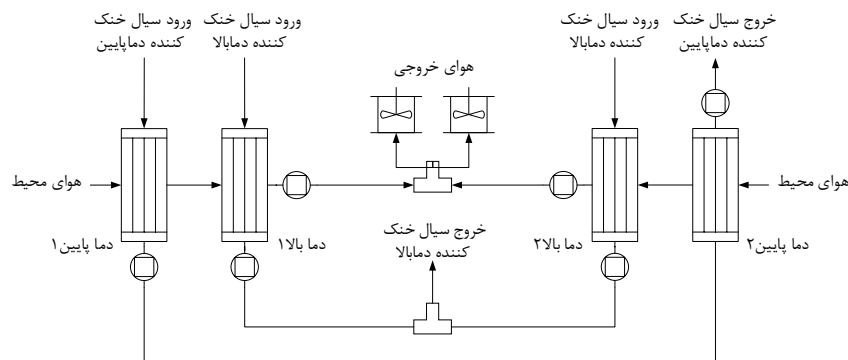


شکل ۱ مجموعه رادیاتور و فن‌ها [۱۷]

خنک‌کننده دارای دولایه است که یک ناحیه آن برای عبور سیال خنک‌کننده مسیر دما بالا و ناحیه دیگر برای عبور سیال خنک‌کننده مسیر دما پایین است. جریان سیال خنک‌کننده چه برای مسیر دما بالا و چه برای مسیر دما پایین به صورت تک‌پاس است. همچنین جریان سیال خنک‌کننده در مسیر دما بالا به‌صورت کاملاً مجزا از مسیر دما پایین بوده و سیال خنک‌کننده دو مسیر با یکدیگر ترکیب نمی‌شوند. طول هریک از مبدل‌های حرارتی ۲ متر و عرض آن ۱/۵ متر است. عمق ناحیه دما بالا ۱۳/۵ سانتی‌متر و عمق ناحیه دما پایین نیز ۶ سانتی‌متر است. هریک از مبدل‌های حرارتی دارای ۹۵ ردیف برای مسیر جریان سیال خنک‌کننده و ۹۶ ردیف برای جریان هوا است.

سیال خنک‌کننده به‌کار رفته در سیستم خنک‌کاری موتور دیزل لکوموتیو ایران سفیر، اتیلن‌گلیکول ۴۰ درصد حجمی است. در شرایط پیشینه دور موتور دبی سیال خنک‌کننده در مدار دما بالا $8.0 \text{ m}^3/\text{h}$ و در مدار دما پایین $28 \text{ m}^3/\text{h}$ است [۱۷]. در این‌جا دمای سیال خنک‌کننده ورودی به رادیاتور در مدار دما بالا 95°C و در مدار دما پایین $54/5^\circ\text{C}$ فرض می‌شود. مقاومت حرارتی رسوب سمت آب و سمت هوا نیز به‌ترتیب $0.00352 \text{ m}^2\text{K/W}$ و $0.00175 \text{ m}^2\text{K/W}$ در نظر گرفته شده است [۱۸]. فن‌های سیستم خنک‌کاری در مجموع و در شرایط پیشینه توان، دبی $5.0 \text{ m}^3/\text{s}$ را برای مجموعه رادیاتور سیستم خنک‌کاری تأمین می‌کنند [۱۹]. دمای هوای محیط 25°C در نظر گرفته شده است. با توجه به مشخصات هندسی و دبی هوا و سیال خنک‌کننده ورودی به رادیاتور، رینولدز سیال خنک‌کننده بخش دما بالا و دما پایین در شرایط پیشینه عملکرد حدود 1200 و رینولدز جریان سمت هوا نیز در شرایط پیشینه عملکرد حدود 2200 است؛ بنابراین جریان سیال در گستره جریان آرام قرار دارد.

در شکل ۲ شماتیکی از چگونگی آرایش مبدل‌های حرارتی و چگونگی توزیع جریان در رادیاتور نشان داده شده است. همان‌گونه که یاد شد، هر یک از مبدل‌های حرارتی راست و چپ رادیاتور در سمت سیال خنک‌کننده دارای دو لایه است. از این‌رو در شکل ۲ هرلایه خود به‌عنوان یک مبدل حرارتی مجزا نمایش داده شده است. در مدار دما بالا، دبی سیال خنک‌کننده در ورود به مبدل‌ها دو قسمت شده، نیمی از آن به سمت مبدل سمت راست و نیم دیگر به سوی مبدل سمت چپ هدایت می‌شود. در نهایت پس از این‌که سیال خنک‌کننده مدار دما بالا در دو مبدل، تبادل حرارت لازم با هوای محیط را انجام داد، دوباره با یکدیگر جمع شده و به سمت خروجی مدار دما بالا هدایت می‌شود. درواقع مبدل‌های سمت راست و چپ در مدار دما بالا با یکدیگر موازی شده‌اند. در مدار دما پایین، تمامی سیال خنک‌کننده وارد مبدل سمت چپ شده، سپس توسط لوله رابطی به سوی مبدل سمت راست هدایت می‌شود تا انتقال حرارت لازم با هوای محیط انجام گیرد. باتوجه به دبی اندک سیال خنک‌کننده در مدار دما پایین، مبدل‌های حرارتی راست و چپ در این بخش به‌صورت سری به یکدیگر متصل شده‌اند. در صورتی که مبدل‌های حرارتی مدار دما پایین به‌صورت موازی به یکدیگر متصل می‌شدند کاهش رینولدز جریان سیال در این ناحیه، سبب تضعیف عملکرد حرارتی مبدل می‌شد. همچنین باتوجه به دمای کمتر در مدار دما پایین، لزجت سیال خنک‌کننده در این ناحیه بیشتر بوده و در نتیجه برای داشتن یک عدد رینولدز مشابه با بخش دما بالا، باید سرعت سیال خنک‌کننده در این مدار بیشتر از بخش دما بالا باشد؛ بنابراین مبدل‌های حرارتی بخش دما پایین به‌صورت سری به یکدیگر متصل شده‌اند. پره‌های به‌کار رفته در سمت سیال خنک‌کننده و هوای رادیاتور از نوع پره‌های دندانه‌ای است. شکل ۳ شمایی از



شکل ۲ آرایش مبدل‌های حرارتی و چگونگی توزیع جریان

$$f = \frac{1 - \frac{dp}{dx} D_h}{4 \frac{1}{2} \rho v^2} \quad (11)$$

ضریب کلبرن را می‌توان به کمک رابطه (۱۲) به ضریب انتقال حرارت مربوط کرد.

$$j = \left(\frac{h}{\rho u c_p} \right) Pr^{2/3} \quad (12)$$

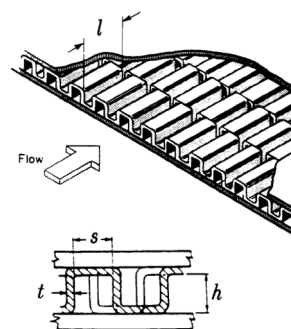
معادلات حاکم با استفاده از روش حجم محدود حل می‌شوند [۲۱]. گسسته‌سازی ترم‌های همرفت و دیفیوژن با استفاده از روش بادسو مرتبه دوم انجام می‌گیرد [۲۲]. برای گسسته‌سازی پارامتر زمان از روش ضمنی مرتبه دو استفاده شده است [۲۳]. همچنین برای همبسته کردن سرعت-فشار الگوریتم سیمپل به کار برده می‌شود [۲۴]. مقادیر باقی‌مانده برای همگرایی در هرگام زمانی نیز برای تمام معادلات 10^{-6} در نظر گرفته شده است. برای حل معادلات حاکم نیز از حلگر تجاری فلوئنت استفاده شده است. حل مسئله تا زمانی که مشخصه‌های جریان مستقل از زمان شوند و یا در یک بازه زمانی به صورت تکراری نوسان داشته باشند، ادامه پیدا می‌کند. برای بررسی مستقل بودن جواب‌ها از شبکه‌بندی، هندسه مورد نظر به‌ازای تعداد گره‌های متفاوتی شبکه‌بندی شده است. در جدول ۲ و جدول ۳ نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی برای شبکه‌بندی‌های مختلف سمت هوا و سمت سیال خنک‌کننده آمده است. در نهایت شبکه‌بندی چهارم برای سمت هوا و سمت سیال خنک‌کننده انتخاب شده است.

مهم‌ترین موضوع در رابطه با شبیه‌سازی پره‌های با ساختار دندانه‌ای پدیده‌ی ریزش گردابه‌ها است. در توضیح پدیده ریزش گردابه‌ها این‌گونه می‌توان عنوان کرد که عدم تقارن ناهم‌واری‌های سطح، موجب ناپایداری جریان شده و گردابه‌ها یکی پس از دیگری از بالا و پایین سطح جسم جدا می‌شوند. با توجه به این‌که ریزش گردابه‌ها یک پدیده گذراست، از این‌رو بایستی شبیه‌سازی عددی نیز به‌صورت گذرا انجام شده و نتایج در طی گذر زمان بررسی شود. نکته حائز اهمیت در شبیه‌سازی پدیده ریزش گردابه‌ها انتخاب گام‌زمانی مناسب است. برای به‌دست‌آوردن گام‌زمانی مناسب از عدد بدون بعد اشتروهل استفاده شده است. عدد اشتروهل برای یک مستطیل که در معرض جریان سیال قرار دارد مطابق رابطه (۱۳) بیان می‌شود [۲۵].

$$St = \bar{f} t / u \quad (13)$$

در رابطه (۱۳)، t عرض در معرض جریان سیال و $\bar{f}$ فرکانس جدایش گردابه‌ها از سطح است. با بازآرایی این رابطه برای فرکانس نوسانات، رابطه (۱۴) حاصل خواهد شد.

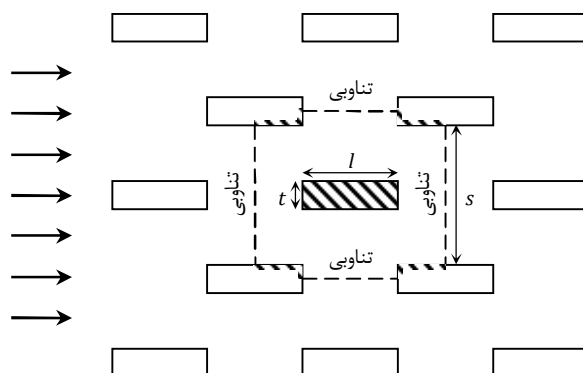
$$\frac{1}{\bar{f}} = \frac{t}{St * u} = \Delta \tau_{shedding} \quad (14)$$



شکل ۳ شمایی از مشخصه‌های هندسی پره‌های سمت سیال خنک‌کننده و سمت هوا [۲]

جدول ۱ ابعاد هندسی پره‌ها

ابعاد	$s(\text{mm})$	$h(\text{mm})$	$l(\text{mm})$	$t(\text{mm})$
سمت هوا	۲/۳	۱۱/۸	۴	۰/۲
سمت سیال خنک‌کننده	۲/۸۵	۳	۱	۰/۳



شکل ۴ مدل هندسی برای شبیه‌سازی عددی پره‌های دندانه‌ای

انتگرال رابطه (۸) در سطح مقطع عرضی کانال محاسبه می‌شود. در دیواره‌ی پره‌ها نیز شرایط مرزی عدم لغزش ($u = v = 0$) استفاده شده است. عدد رینولدز، ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک نیز به ترتیب مطابق روابط (۹-۱۱) تعریف می‌شوند.

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (9)$$

$$\dot{h} = \frac{k_f \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_w}{T_w - T_b} \quad (10)$$

جدول ۲ استقلال از شبکه‌بندی برای سمت هوا

شماره	تعداد سلول	متوسط ضریب اصطکاک	متوسط ضریب کلبین
۱	۵۰۰۰	۰/۰۳۵۸۲۷	۰/۰۱۸۴۴۸
۲	۱۴۰۰۰	۰/۰۳۶۸۵۰	۰/۰۱۹۷۴۶
۳	۲۵۰۰۰	۰/۰۳۷۵۱۲	۰/۰۲۰۰۸۳
۴	۵۰۰۰۰	۰/۰۳۸۵۸۱	۰/۰۲۰۲۴۱
۵	۹۶۰۰۰	۰/۰۳۸۶۳۹	۰/۰۲۰۲۱۲

جدول ۵ استقلال از گام زمانی برای سمت سیال خنک‌کننده

گام زمانی (s)	متوسط ضریب اصطکاک	متوسط ضریب کلبین
$\Delta T_{Shedding}/3 = 3/47 \times 10^{-5}$	۰/۰۴۱۶۳۰	۰/۰۱۸۸۳۹
$\Delta T_{Shedding}/9 = 1/16 \times 10^{-5}$	۰/۰۳۹۹۱۲	۰/۰۱۹۴۶۴
$\Delta T_{Shedding}/27 = 3/85 \times 10^{-6}$	۰/۰۳۸۴۸۸	۰/۰۲۰۰۶۲
$\Delta T_{Shedding}/81 = 1/28 \times 10^{-6}$	۰/۰۳۸۵۷۴	۰/۰۲۰۲۲۶

جدول ۳ استقلال از شبکه‌بندی برای سمت سیال خنک‌کننده

شماره	تعداد سلول	متوسط ضریب اصطکاک	متوسط ضریب کلبین
۱	۴۰۰۰	۰/۰۴۰۶۹۲	۰/۰۱۷۵۹۰
۲	۱۵۰۰۰	۰/۰۳۹۵۲۵	۰/۰۱۰۲۷۱
۳	۲۷۰۰۰	۰/۰۴۰۹۴۰	۰/۰۱۲۸۵۹
۴	۶۱۰۰۰	۰/۰۴۰۹۶۳	۰/۰۱۲۴۱۹
۵	۱۰۸۰۰۰	۰/۰۴۰۹۵۵	۰/۰۱۲۲۰۱

تعداد واحدهای انتقال حرارت NTU به صورت نسبت انتقال حرارت رسانشی

کلی به نرخ ظرفیت گرمایی کوچک‌تر مطابق رابطه (۱۹) تعریف می‌شود.

$$NTU = \bar{UA}/C_{\min} \quad (19)$$

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی ($\bar{UA}$) نیز می‌توان از رابطه (۲۰)

استفاده کرد.

$$\frac{1}{\bar{UA}} = \frac{1}{(\eta_o h A)_h} + \frac{1}{(\eta_o h_f A)_h} + \frac{t_w}{k_w A_w} + \frac{1}{(\eta_o h_f A)_c} + \frac{1}{(\eta_o h A)_c} \quad (20)$$

به گونه‌ای که η راندمان پره می‌باشد که رابطه آن برای انواع سطوح در مرجع [۱۸] آمده است.

نسبت ظرفیت‌های حرارتی C^* نیز به صورت رابطه (۲۱) تعریف می‌شود:

$$C^* = C_{\min}/C_{\max} \quad (21)$$

معادلات (۱۷) با استفاده از روش تفاضل محدود و پس از گسسته‌سازی، به صورت عددی حل شده و توزیع دمای سیال در دو سمت مبدل به دست می‌آید. بدین منظور فضای دوبعدی در نظر گرفته شده برای توزیع دمای سیال به $m \times n$ قسمت تقسیم می‌شود. m تعداد تقسیمات در راستای x و n تعداد تقسیمات در راستای y است. روابط (۲۲) فرم گسسته معادلات (۱۷) را نشان می‌دهد.

$$\begin{cases} \left(\frac{L_1}{NTU} \right) \frac{T_{h,j,k} - T_{h,j-1,k}}{\Delta x} + \left(\frac{T_{h,j,k} + T_{h,j-1,k}}{2} \right) = \left(\frac{T_{c,j,k} + T_{c,j,k-1}}{2} \right) & 0 \leq x \leq L_1 \\ \left(\frac{L_2}{NTUC^*} \right) \left(\frac{T_{c,j,k} - T_{c,j,k-1}}{\Delta y} \right) + \left(\frac{T_{c,j,k} + T_{h,j,k-1}}{2} \right) = \left(\frac{T_{h,j,k} + T_{h,j-1,k}}{2} \right) & 0 \leq y \leq L_2 \end{cases} \quad (22)$$

در این جا فرض شده است که سیال گرم دارای نرخ ظرفیت گرمایی کمتر باشد (درواقع اندیس h به جای اندیس ۱ و اندیس c به جای اندیس ۲ جایگزین شده است). شرایط مرزی روابط گسسته‌شده به صورت روابط (۲۳) خواهد بود:

$$\begin{cases} T_{h,0,k} = T(y) \\ T_{c,j,0} = T(x) \end{cases} \quad (23)$$

در نهایت الگوریتم کلی برای شبیه‌سازی مبدل حرارتی به این ترتیب است که ابتدا به کمک نتایج حاصل از حل عددی معادلات حاکم بر مسئله برای یک سلول واحد تکرار شوند، رابطه‌ای برای میانگین زمانی ضریب انتقال حرارت بر حسب عدد رینولدز همبسته‌سازی می‌شود. سپس با داشتن رابطه ضریب انتقال حرارت، معادلات ۱۷ حل شده و توزیع دما در دو سمت مبدل

برای این که گام زمانی انتخابی در نتایج تحلیل تأثیرگذار نباشد و آثار ریزش گردابه‌ها در نتایج ظاهر شود، بایستی گام زمانی انتخاب شده از مقدار به دست آمده از معادله (۱۴) کوچک‌تر باشد. از طرف دیگر بایستی توجه داشت که کوچک بودن بیش از حد گام زمانی نیز هزینه محاسبات را بالا می‌برد. بررسی مراجع نشان می‌دهد که برای چنین ساختاری عدد اشتروال وابسته به عدد رینولدز و نسبت طول به عرض بوده و مقداری در حدود ۰/۲ خواهد داشت [۲۵]. در نتیجه برای مدت زمان جدایش گردابه‌ها رابطه (۱۵) را می‌توان نوشت.

$$\Delta T_{shedding} \approx 5(t/u) \quad (15)$$

بررسی‌های انجام شده در بخش استقلال از گام زمانی نشان می‌دهد در صورتی که در هر سیکل نوسانات، ۲۵ تا ۵۰ گام زمانی وجود داشته باشد، کوچک‌تر بودن گام زمانی تأثیر چندانی در نتایج به دست آمده نخواهد داشت و هزینه محاسبات را افزایش می‌دهد. از این رو می‌توان رابطه (۱۶) را برای گام زمانی مناسب در شبیه‌سازی عددی در نظر گرفت.

$$0.1(t/u) \leq \text{گام زمانی} \leq 0.2(t/u) \quad (16)$$

در جدول ۴ و جدول ۵ نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی جریان سمت هوا و سمت سیال خنک‌کننده برای استقلال از گام زمانی آمده است.

۴- مدل‌سازی عملکرد کلی رادیاتور

معادلات دیفرانسیلی حاکم بر توزیع دمای سیال در دو سمت مبدل حرارتی جریان متقاطع مطابق معادلات (۱۷) است [۱۸].

$$\begin{cases} \left(\frac{L_1}{NTU} \right) \frac{\partial T_1}{\partial x} + T_1 = T_2 & 0 \leq x \leq L_1 \\ \left(\frac{L_2}{NTUC^*} \right) \frac{\partial T_2}{\partial y} + T_2 = T_1 & 0 \leq y \leq L_2 \end{cases} \quad (17)$$

معادلات (۱۸) شرایط مرزی معادلات (۱۷) است.

$$\begin{cases} T_1(0,y) = T_{1,i}(y) \\ T_2(x,0) = T_{2,i}(x) \end{cases} \quad (18)$$

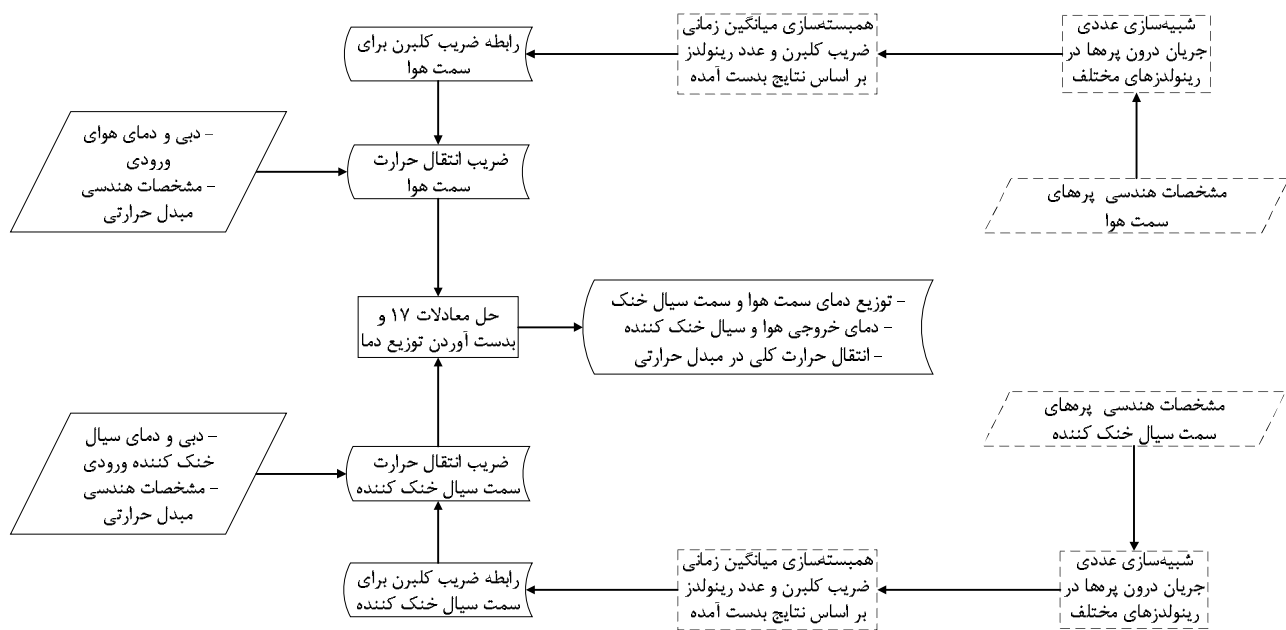
در به دست آوردن معادلات (۱۷) از فرضیات زیر استفاده شده است:

- سطح انتقال حرارت به صورت یکنواخت توزیع شده است.
- جریان سیال برای سیال ۱ و سیال ۲ در طی مسیر خود مخلوط نمی‌شود. درواقع برای هر دو سیال توزیع دما به صورت دوبعدی است.
- سیال ۱ دارای نرخ ظرفیت گرمایی کمتر است.

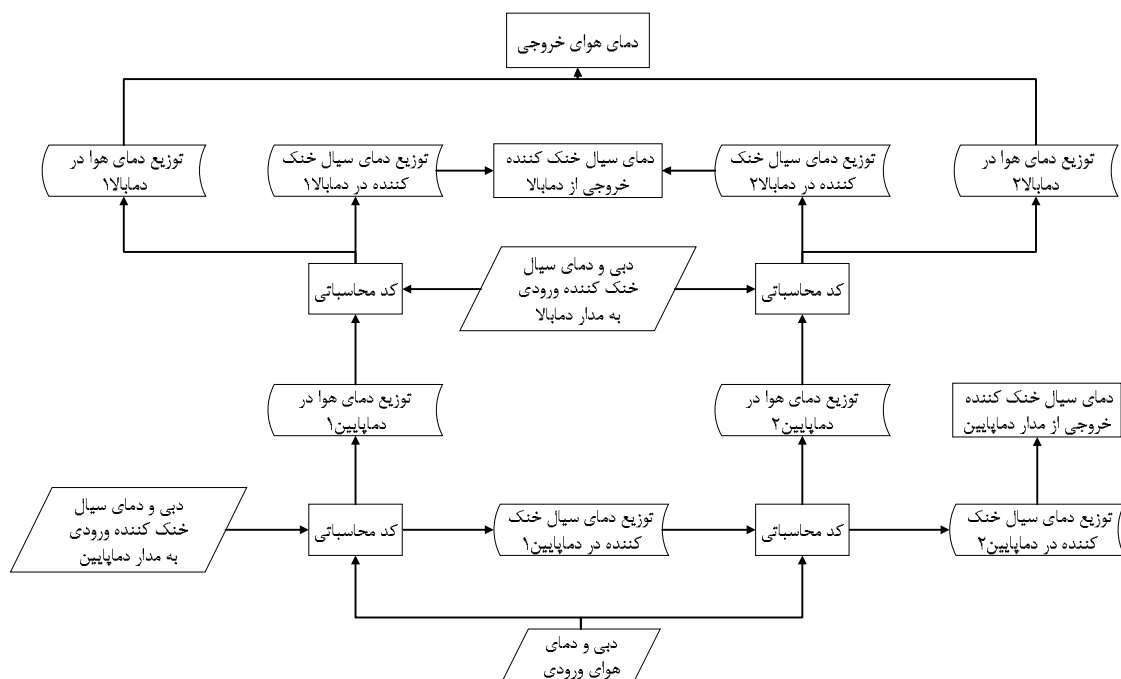
آمده است. در جدول ۷ نتایج حاصل از کد محاسباتی توسعه داده شده با نتایج گزارش شده در مرجع [۱۸] مقایسه شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، نتایج به‌دست‌آمده دارای دقت خوبی است.

با توجه به نحوه آرایش مبدل‌های حرارتی در رادیاتور لکوموتیو ایران سفیر که در شکل ۲ نشان داده شد، روند محاسباتی برای به‌دست آوردن توزیع دمای کل رادیاتور در شکل ۶ نشان داده شده است. در واقع پس از شبیه‌سازی عددی و به‌دست آمدن رابطه ضریب انتقال حرارت برای دو سمت مبدل حرارتی، با استفاده از کد محاسباتی توسعه داده‌شده، مطابق با الگوریتم نشان داده شده در شکل ۶ توزیع دما برای هریک از مبدل‌های حرارتی مشخص می‌شود.

حرارتی به‌دست می‌آید. در شکل ۵ الگوریتم کلی برای شبیه‌سازی مبدل حرارتی آمده است. در این شکل جعبه‌های خط‌چین مربوط به بخش اولیه، یعنی شبیه‌سازی عددی بوده که به کمک دینامیک سیالات محاسباتی رابطه‌ای کلی برای میانگین زمانی ضریب انتقال حرارت در دو سمت مبدل هم‌بسته‌سازی می‌شود. در نهایت رابطه هم‌بسته‌سازی شده به‌عنوان ورودی بخش دوم شبیه‌سازی مورد استفاده قرار می‌گیرد. جعبه‌های با خط پر، مربوط به بخش دوم یعنی کد محاسباتی توسعه داده است که با حل معادلات (۱۷) توزیع دمای درون مبدل حرارتی را مشخص می‌کند. برای اعتبارسنجی کد محاسباتی توسعه داده شده، از مطالعه موردی بررسی شده در مرجع [۱۸] استفاده شده است. در جدول ۶ مشخصات هندسی مبدل حرارتی بررسی شده



شکل ۵ الگوریتم کلی شبیه‌سازی مبدل حرارتی



شکل ۶ الگوریتم محاسباتی برای شبیه‌سازی رادیاتور مورد بررسی

جدول ۶ مشخصات هندسی مبدل حرارتی در مرجع [۱۸]

سمت	$t(\text{mm})$	$l(\text{mm})$	$h(\text{mm})$	$s(\text{mm})$	طول (m)	ضخامت صفحات (mm)	تعداد ردیف پره	$K_w (\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1})$
۱	۰/۱۰۲	۳/۱۸	۲/۳۹	۱/۱۷۷	۰/۳	۰/۵	۱۶۷	۱۸
۲	۰/۱۰۲	۳/۱۸	۲/۳۹	۱/۱۷۷	۰/۳	۰/۵	۱۶۸	۱۸

جدول ۷ نتایج اعتبارسنجی کد محاسباتی

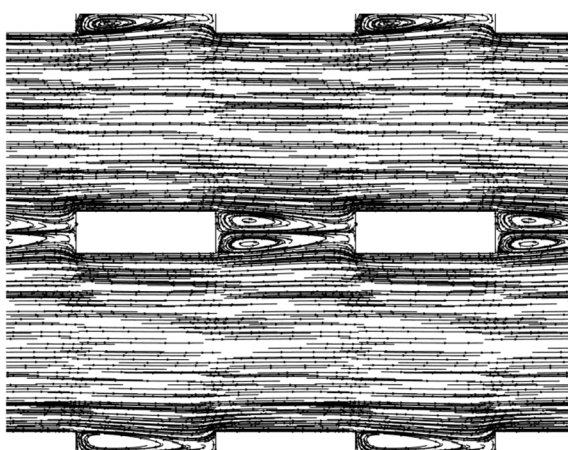
سمت	جنس سیال	دبی (kg s^{-1})	دمای ورودی (K)	دمای خروجی (K) [۱۸]	دمای خروجی (K) [مطالعه حاضر]
۱	هوا	۲	۴۷۳/۲	۹۷۷/۲	۹۷۷/۲
۲	هوا	۱/۶۶	۱۱۷۳/۲	۵۸۶/۵	۵۸۵/۵

۵- نتایج

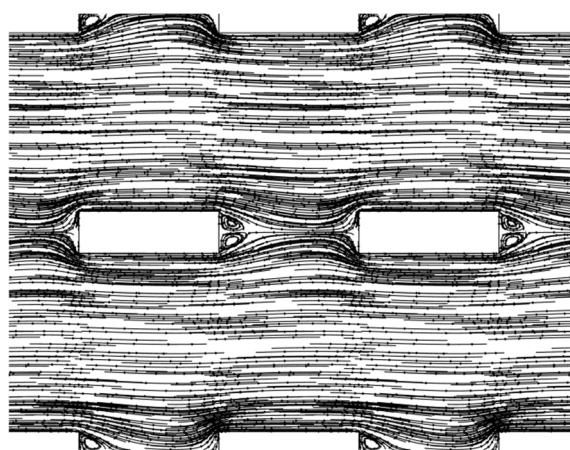
۵-۱- مشخصه‌های جریان سمت سیال خنک‌کننده

متوالی را پر می‌کند (شکل ۷ ب). افزایش بیشتر عدد رینولدز موجب ایجاد ناپایداری‌هایی در جریان سیال می‌شود. این ناپایداری‌ها ناشی از عدم تقارن ناهموازی‌های بر سطوح است که در حل عددی به دلیل خطای گرد کردن اعداد به وجود می‌آید. ناپایداری‌ها سبب می‌شود تا گردابه‌های تشکیل شده در پشت پره‌ها یکی پس از دیگری به صورت متناوب از بالا و پایین سطح پره جدا شوند (شکل ۷ ج، د). در این جا الگوی جریان برحسب زمان به صورت یک الگوی تکرارشونده تغییر خواهد کرد. شکل ۸ نمونه‌ای از خطوط جریان در زمان‌های تناوبی مختلف است که الگوی تکرارشونده جدایش گردابه‌ها از سطوح پره‌ها را نشان می‌دهد. در نهایت این الگوی تکرارشونده در گستره جریان آرام مشابه خواهد بود. همان‌طور که در تصاویر دیده می‌شود، پدیده

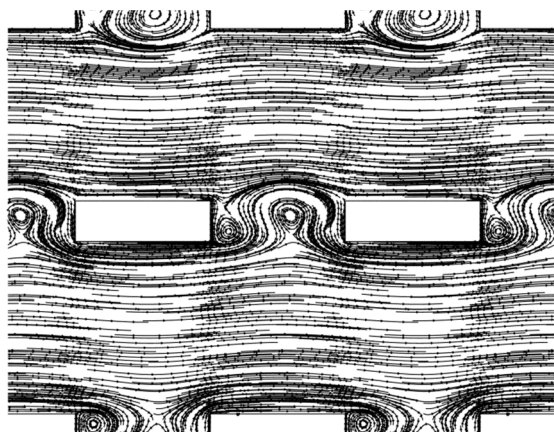
جریان سیال درون پره‌های دندانه‌ای به صورت عددی شبیه‌سازی شد. در شکل ۷ خطوط جریان در رینولدزهای مختلف نشان داده شده است. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود افزایش عدد رینولدز سبب تغییر الگوی جریان و به وجود آمدن پدیده ریزش گردابه‌ها در ساختار دندانه‌ای پره‌ها می‌شود. در رینولدزهای پایین، گردابه‌هایی پشت پره‌ها شکل می‌گیرد. این گردابه‌ها در پشت پره‌ها ثابت بوده و از سطح پره‌ها جدا نمی‌شود (شکل ۷ الف، ب). در واقع الگوی جریان برحسب زمان تغییر نمی‌کند. این گردابه‌ها متقارن بوده و با افزایش عدد رینولدز بزرگ‌تر شده و فضای خالی میان دو پره



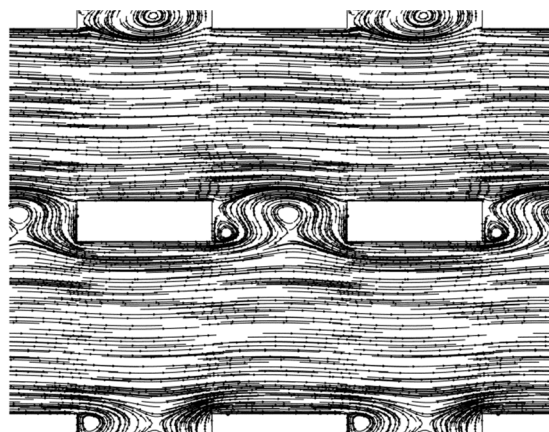
ب- رینولدز ۷۵۰



الف- رینولدز ۱۵۰

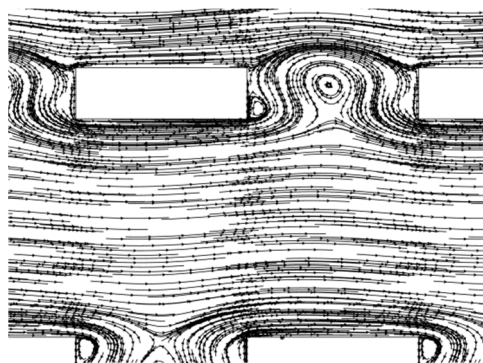
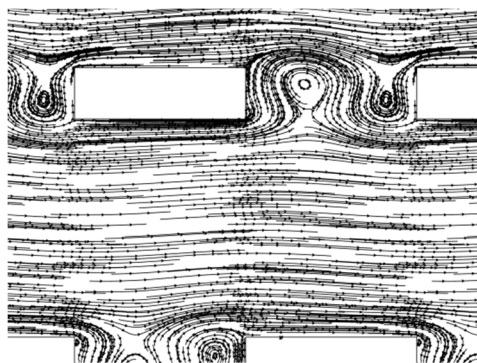
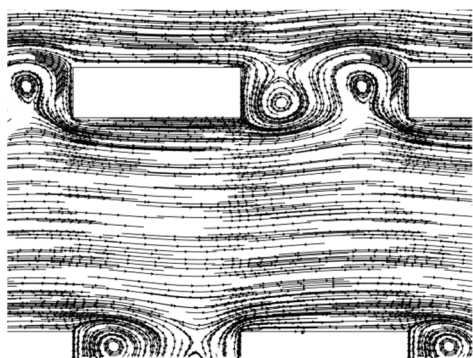
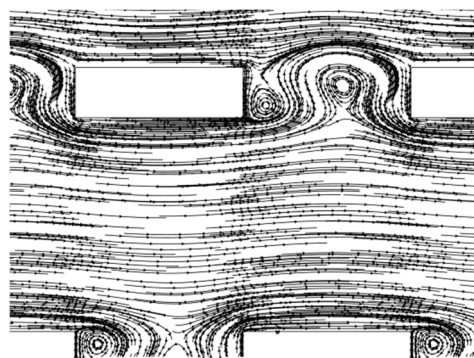
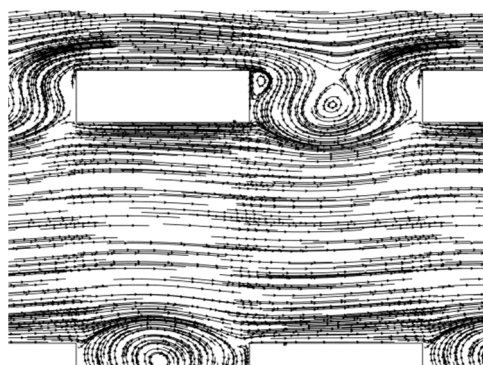
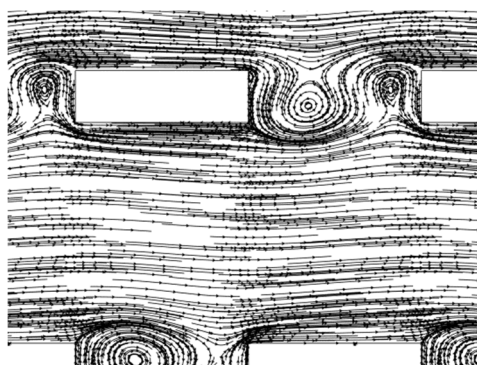
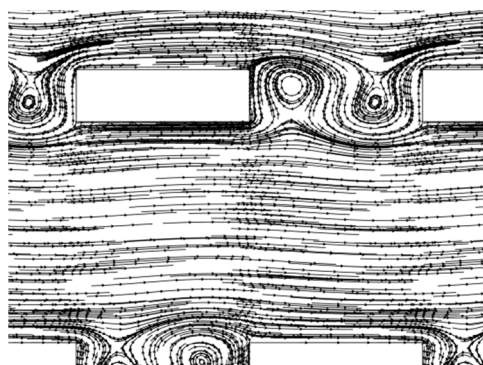
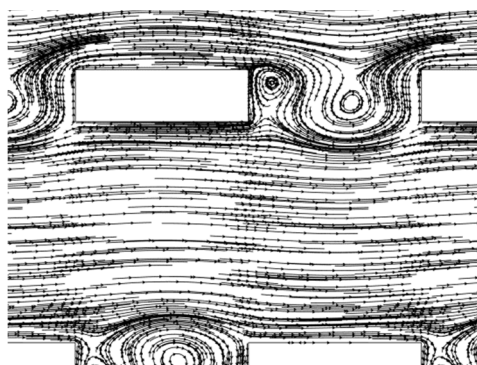


د- رینولدز ۱۵۰۰



ج- رینولدز ۸۵۰

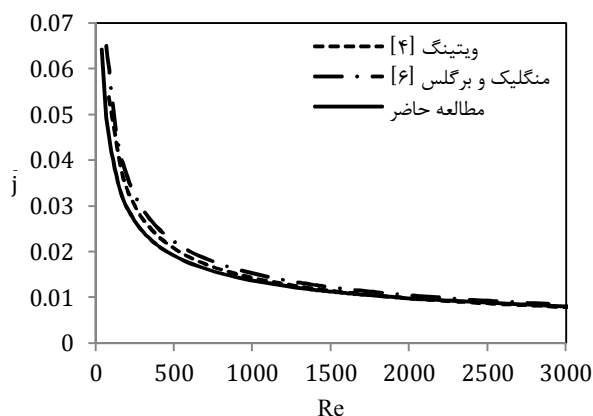
شکل ۷ خطوط جریان سمت سیال خنک‌کننده برای اعداد رینولدز مختلف

ب) $\tau = \Delta \tau_{\text{shedding}} / 2$ الف) $\tau = \Delta \tau_{\text{shedding}} / 4$ د) $\tau = \Delta \tau_{\text{shedding}}$ ج- $\tau = 3 \Delta \tau_{\text{shedding}} / 4$ و) $\tau = 6 \Delta \tau_{\text{shedding}} / 4$ و) $\tau = 5 \Delta \tau_{\text{shedding}} / 4$ ح) $\tau = 2 \Delta \tau_{\text{shedding}}$ ز) $\tau = 7 \Delta \tau_{\text{shedding}} / 4$

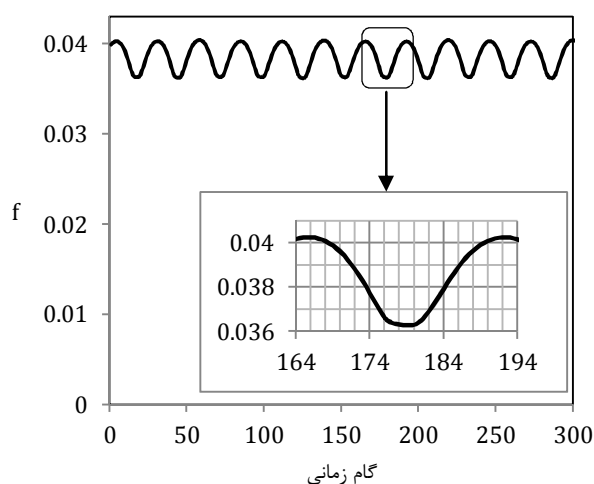
شکل ۸ خطوط جریان سمت سیال خنک‌کننده در زمان‌های مختلف (رینولدز ۱۵۰۰)

که این موضوع باعث بهبود انتقال حرارت می‌شود. فرکانس نوسانات جریان را می‌توان با توجه به منحنی ضریب اصطکاک برحسب زمان محاسبه کرد. با

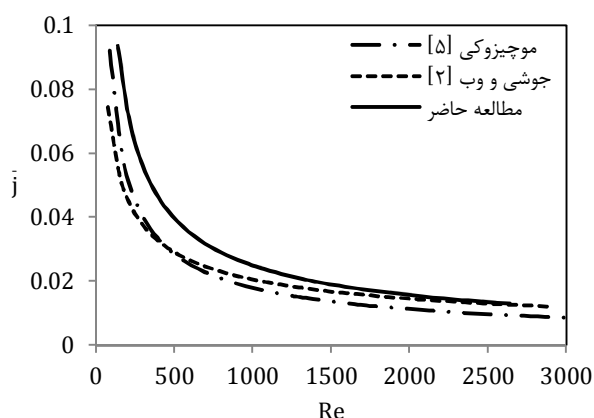
ریزش گردابه‌ها موجب درهم آمیختگی بیشتر جریان شده و جدایش متناوب گردابه‌ها از سطوح بالا و پایین پره‌ها سبب نوسان جریان اصلی سیال می‌شود



شکل ۱۰ مقایسه ضریب کلبرن حاصل از شبیه‌سازی عددی با نتایج محققان دیگر برای سمت سیال خنک‌کننده



شکل ۱۱ منحنی ضریب اصطکاک سمت هوا بر حسب گام زمانی در رینولدز ۱۵۰۰ (هر گام زمانی 2×10^{-6} ثانیه می‌باشد)



شکل ۱۲ مقایسه ضریب کلبرن حاصل از شبیه‌سازی عددی با نتایج محققان دیگر برای سمت هوا

سیال خنک‌کننده مدار دمایی، رادیاتور را با دمای $39/4$ درجه سانتی‌گراد ترک می‌کند. سیال خنک‌کننده در مدار دمایی، دو مبدل حرارتی سمت چپ و راست سیستم خنک‌کاری را به‌صورت سری به یکدیگر متصل کرده

توجه به شکل ۹، فرکانس نوسانات جریان برای سیال خنک‌کننده در رینولدز ۱۵۰۰، ۵۱۳ سیکل در ثانیه است. در واقع زمان جدایش کامل هر گردابه از سطح $1/95 \times 10^{-3}$ ثانیه است. همان‌طور که شرح داده شد، گام زمانی شبیه‌سازی عددی باید از این مقدار کوچک‌تر باشد.

براساس نتایج عددی به‌دست‌آمده در رینولدزهای مختلف، رابطه (۲۴) برای محاسبه میانگین زمانی ضریب کلبرن سمت سیال خنک‌کننده هم‌بسته‌سازی شده است.

$$\bar{j} = 0.3762 \text{Re}^{-0.479} \quad (24)$$

در شکل ۱۰ منحنی میانگین زمانی ضریب کلبرن هم‌بسته‌سازی شده برای سمت سیال خنک‌کننده با نتایج تجربی پیشنهاد شده توسط محققان دیگر مقایسه شده است.

۲-۵- مشخصه‌های جریان سمت هوا

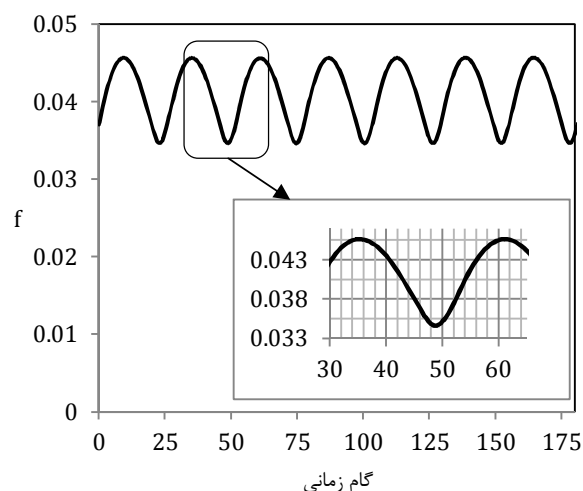
به روشی مشابه با سمت سیال خنک‌کننده، جریان سمت هوا نیز شبیه‌سازی شده است. در شکل ۱۱ منحنی ضریب اصطکاک بر حسب گام زمانی رسم شده است. براساس نتایج به‌دست‌آمده برای سیال سمت هوا فرکانس نوسانات جریان در رینولدز ۱۵۰۰، ۹۶۱۵ سیکل در ثانیه است، درواقع برای سمت هوا، زمان جدایش گردابه از سطح $1/04 \times 10^{-4}$ ثانیه است. براساس نتایج عددی به‌دست‌آمده در رینولدزهای مختلف، رابطه (۲۵) برای محاسبه میانگین زمانی ضریب کلبرن سمت هوا هم‌بسته‌سازی شده است.

$$\bar{j} = 2.566 \text{Re}^{-0.671} \quad (25)$$

در شکل ۱۲ منحنی میانگین زمانی ضریب کلبرن حاصل از نتایج عددی سمت هوا با نتایج تجربی مقایسه شده است.

۳-۵- شبیه‌سازی عملکرد حرارتی کلی رادیاتور

در شکل ۱۳ توزیع دمای به‌دست‌آمده برای سمت سیال خنک‌کننده و سمت هوای رادیاتور در مقطع برش خورده نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۱۳-ب مشاهده می‌شود سیال خنک‌کننده مدار دمایی به‌منظور انتقال انرژی حرارتی خود به هوای محیط، ابتدا وارد مبدل حرارتی سمت چپ شده و پس از آن به سمت مبدل حرارتی سمت راست هدایت می‌شود تا انرژی آن به میزان لازم کاهش یابد. باتوجه به نتایج به‌دست‌آمده،



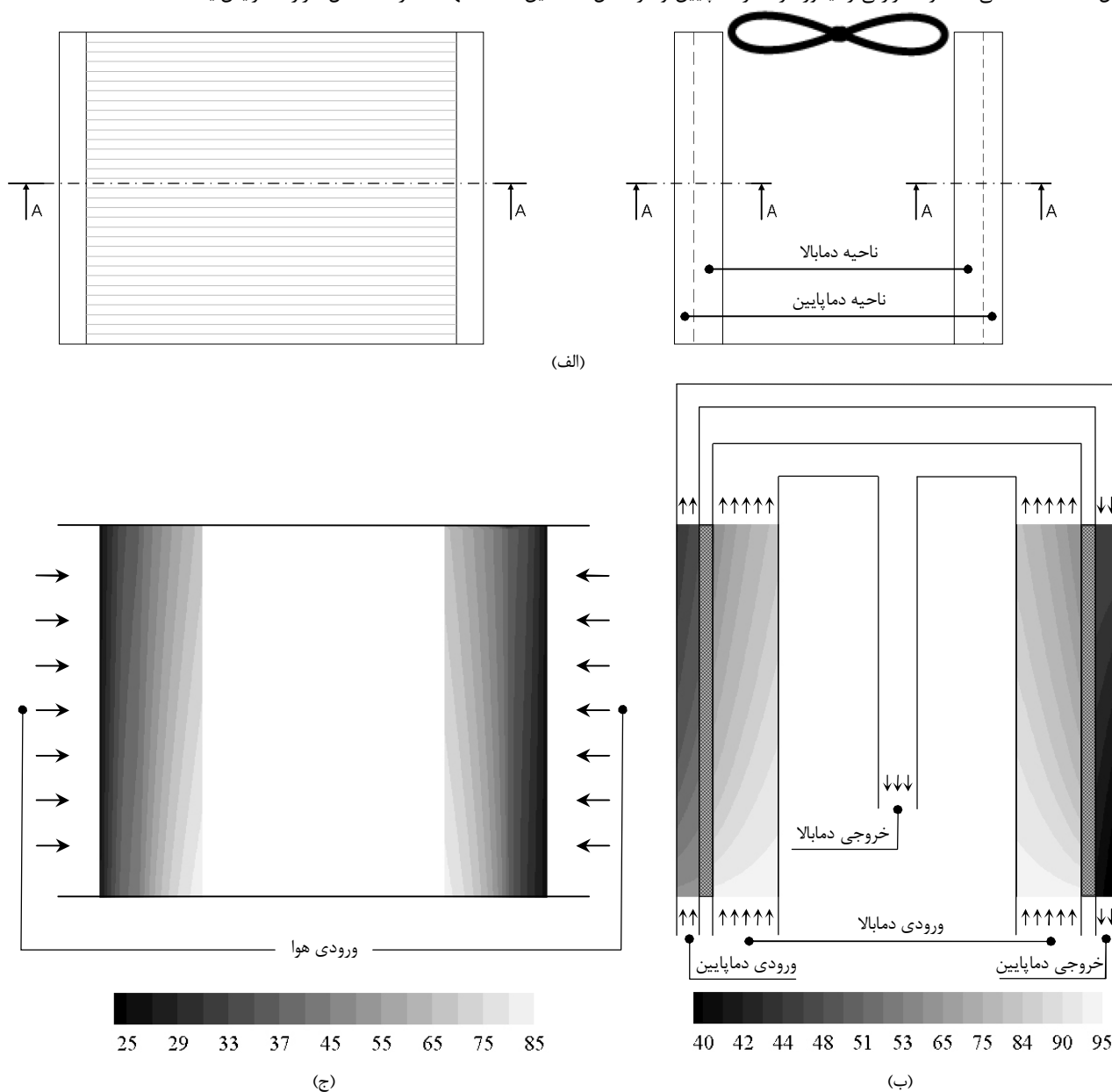
شکل ۹ منحنی ضریب اصطکاک سمت سیال خنک‌کننده بر حسب گام زمانی در رینولدز ۱۵۰۰ (هر گام زمانی $7/5 \times 10^{-5}$ ثانیه است)

۱۴-ب منحنی عملکرد حرارتی رادیاتور در مدار دما بالا نشان داده شده است. همان‌گونه که در این تصاویر مشخص است با افزایش دبی سیال خنک‌کننده، کم‌کم از تأثیر افزایش دبی سیال خنک‌کننده بر انتقال حرارت صورت گرفته کاسته می‌شود. به این دلیل که در دبی‌های بالای سیال خنک‌کننده، مقاومت حرارتی غالب مربوط به مقاومت حرارتی سمت هوای مبدل خواهد بود. در نتیجه افزایش بیشتر دبی سیال خنک‌کننده از یک حدی به بعد تأثیر اندکی در عملکرد حرارتی کلی مبدل خواهد داشت. برای نمونه، باتوجه به شکل ۱۴-ب در دبی 50 kg/s برای هوا و دبی $22/5 \text{ kg/s}$ برای سیال خنک‌کننده مدار دما بالا، حرارت دفع شده از طریق مدار دما بالای رادیاتور، 1965 کیلووات خواهد بود. حال در صورتی که دبی هوا را 20 درصد افزایش دهیم، انتقال حرارت 2203 کیلووات خواهد شد. در واقع انتقال حرارت حدود $12/1$ درصد افزایش خواهد یافت. این درحالی است که افزایش 20 درصد دبی سیال خنک‌کننده موجب خواهد شد انتقال حرارت 2028 کیلووات شود. در این حالت تنها $3/2$ درصد انتقال حرارت افزایش یافته است.

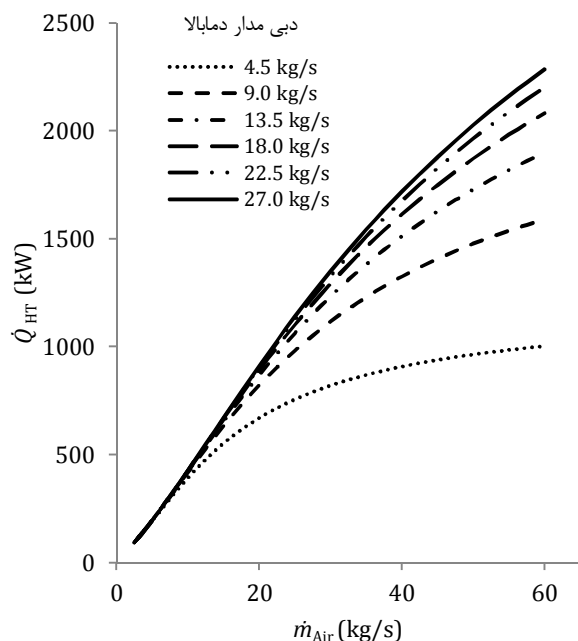
است. این درحالی است که در مدار دما بالا نیمی از سیال خنک‌کننده به سمت مبدل حرارتی سمت راست و نیم دیگر به سوی مبدل حرارتی سمت چپ هدایت می‌شود. در واقع دو مبدل حرارتی در مدار دما بالا با یکدیگر موازی شده‌اند.

باتوجه به نتایج به‌دست‌آمده، سیال خنک‌کننده مدار دما بالا، رادیاتور را با دمای $71/8$ درجه سانتی‌گراد ترک می‌کند. در شکل ۱۳-ج نیز توزیع دمای به‌دست‌آمده برای هوایی که وظیفه گرفتن انرژی از سیال خنک‌کننده مدار دما بالا و دمپایین را برعهده دارد نشان داده شده و میانگین دمای هوای خروجی از رادیاتور $74/9$ درجه سانتی‌گراد است. در نهایت نتایج حاکی از آن است که در شرایط کاری رادیاتور، حرارت دفع‌شده از مدار دمپایین 467 kW و حرارت دفع شده از مدار دما بالا 1965 kW خواهد بود.

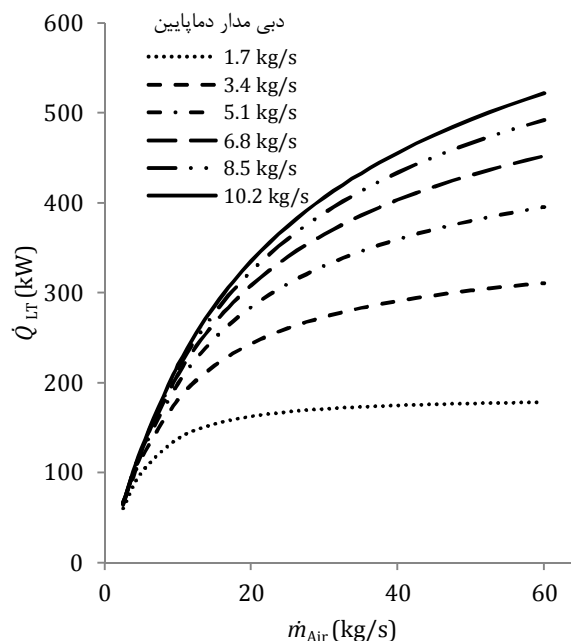
با استفاده از نتایج به‌دست‌آمده از کد محاسباتی توسعه‌داده شده می‌توان منحنی عملکرد حرارتی رادیاتور در مدار دما بالا و دمپایین را به‌دست آورد. در شکل ۱۴-الف منحنی عملکرد حرارتی رادیاتور در مدار دمپایین و در شکل



شکل ۱۳ الف- مقطع برش خورده ب- توزیع دمای سیال خنک‌کننده (°C) ج- توزیع دمای هوا (°C)



ب



الف

شکل ۱۴ منحنی عملکرد حرارتی رادیاتور الف- مدار دمایی ب- مدار دمایی

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله رادیاتور سیستم خنک‌کاری لکوموتیو ایران سفیر شبیه‌سازی شد. در ساخت این رادیاتور از پره‌های دندانه‌ای استفاده شده است. پدیده ریزش گردابه‌ها از جمله پدیده‌های جالب توجهی است که در این گونه پره‌ها موجب افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. با افزایش عدد رینولدز، ناپایداری‌های ایجاد شده در جریان سیال موجب جدایش گردابه‌ها از سطوح پره شده و نوسانات ایجاد شده در جریان سیال موجب افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. باتوجه به ماهیت گذرای پدیده ریزش گردابه‌ها، شبیه‌سازی جریان سیال در این گونه پره‌ها بایستی به صورت گذرا انجام گیرد. گام زمانی مناسب برای شبیه‌سازی جریان، باتوجه به فرکانس جدایش گردابه‌ها و با استفاده از عدد اشتروال تعیین گردید. با استفاده از نتایج شبیه‌سازی عددی، رابطه‌ای برای محاسبه میانگین زمانی ضریب انتقال حرارت درون پره‌های دندانه‌ای سمت هوا و سمت سیال خنک‌کننده ارائه شد. در ادامه به منظور شبیه‌سازی عملکرد حرارتی کلی رادیاتور یک کد محاسباتی توسعه گردید که به کمک آن توزیع دمای هوا و سیال خنک‌کننده درون رادیاتور مشخص شد. در نهایت با استفاده از نتایج گزارش شده توسط کد محاسباتی، منحنی عملکرد حرارتی رادیاتور در دبی‌های مختلف به دست آمد.

۷- فهرست علائم

t	ضخامت پره (mm)
$\dot{h}$	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ($Wm^{-2}K^{-1}$)
$\bar{U}$	ضریب انتقال حرارت کلی ($Wm^{-2}K^{-1}$)
j	ضریب کلبرن
l	طول پره (mm)
P'	طول تناوبی (mm)
St	عدد اشتروال
Pr	عدد پرانتل
Re	عدد رینولدز
s	عرض پره (mm)
$\bar{f}$	فرکانس (s^{-1})
P	فشار (Pa)
D_h	قطر هیدرولیکی (m)
c_p	گرمای ویژه ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
C^*	نرخ ظرفیت گرمایی بی‌بعد
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت (kW)
C	نرخ ظرفیت گرمایی (WK^{-1})
A	مساحت (m^2)
$\bar{j}$	میانگین زمانی ضریب کلبرن

علائم یونانی

ρ	چگالی (kgm^{-3})
η	راندمان
τ	زمان (s)
μ	لزجت (Pas)
زیر نویس‌ها	
j	اندیس شمارنده در راستای محور افقی

h	ارتفاع پره (mm)
L	بعد رادیاتور (m)
$\dot{m}$	دبی جرمی سیال ($kg s^{-1}$)
T	دما ($^{\circ}C, K$)
k	رسانندگی گرمایی ($Wm^{-1}K^{-1}$)
f	ضریب اصطکاک فانیگ
u	سرعت (ms^{-1})

- 12, pp. 1613-1625, 1979.
- [9] S. Patankar, C. Prakash, An analysis of the effect of plate thickness on laminar flow and heat transfer in interrupted-plate passages, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 24, No. 11, pp. 1801-1810, 1981.
- [10] S. Patankar, C. Liu, E. Sparrow, Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 99, No. 2, pp. 180-186, 1977.
- [11] H. Peng, X. Ling, Numerical modeling and experimental verification of flow and heat transfer over serrated fins at low Reynolds number, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, No. 5, pp. 1039-1048, 2008.
- [12] A. Korichi, L. Oufer, Heat transfer enhancement in oscillatory flow in channel with periodically upper and lower walls mounted obstacles, *International Journal of Heat and fluid flow*, Vol. 28, No. 5, pp. 1003-1012, 2007.
- [13] L. Li, M. Yang, Y. Zhang, Numerical study of periodically fully-developed convection in channels with periodically grooved parts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, No. 11, pp. 3057-3065, 2008.
- [14] D. G. Charyulu, G. Singh, J. Sharma, Performance evaluation of a radiator in a diesel engine—a case study, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, No. 6, pp. 625-639, 1999.
- [15] C. Oliet, A. Oliva, J. Castro, C. Pérez-Segarra, Parametric studies on automotive radiators, *Applied thermal engineering*, Vol. 27, No. 11, pp. 2033-2043, 2007.
- [16] C. Pérez-Segarra, C. Oliet, A. Oliva, Thermal and fluid dynamic simulation of automotive fin-and-tube heat exchangers, Part 1: Mathematical model, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 29, No. 5, pp. 484-494, 2008.
- [17] P. Schäfer, *Cooling unit (Operating instructions)*, MAHLE Behr Industry GmbH, pp. 21-57, 2011.
- [18] R. K. Shah, D. P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*: John Wiley & Sons, 2003.
- [19] A. Finkenberger, *Dual-circuit cooling system (Technical Specification)*, Siemens AG, pp. 24, 2008.
- [20] K. Kelkar, S. Patankar, Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins, *Journal of heat transfer*, Vol. 109, No. 1, pp. 25-30, 1987.
- [21] S. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*: CRC Press, 1980.
- [22] R. Warming, R. M. Beam, Upwind second-order difference schemes and applications in aerodynamic flows, *AIAA Journal*, Vol. 14, No. 9, pp. 1241-1249, 1976.
- [23] J. H. Ferziger, M. Perić, *Computational methods for fluid dynamics*: Springer Berlin, 2002.
- [24] S. V. Patankar, D. B. Spalding, A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15, No. 10, pp. 1787-1806, 1972.
- [25] C. Norberg, Flow around rectangular cylinders: pressure forces and wake frequencies, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 49, No. 1, pp. 187-196, 1993.

k	اندیس شمارنده در راستای محور عمودی
O	خروجی
HT	دمابالا
LT	دماپایین
w	دیواره
f	رسوب
c	سیال سرد
h	سیال گرم
i	ورودی

۸- تقدیر و تشکر

از شرکت لکوموتیو مپنا برای حمایت‌های مالی و فنی این کار تحقیقاتی تشکر و قدردانی می‌شود.

۹- مراجع

- [1] W. Rohsenow, J. Hartnett, E. Ganic, Handbook of heat transfer fundamentals, 1985, McGraw-Hill, New York.
- [2] H. M. Joshi, R. L. Webb, Heat transfer and friction in the offset stripfin heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 30, No. 1, pp. 69-84, 1987.
- [3] W. Kays, A. London, Compact heat exchangers, 1984, New York.
- [4] A. R. Wieting, Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset-fin plate-fin heat exchangers, *Journal of Heat transfer*, Vol. 97, No. 3, pp. 488-490, 1975.
- [5] S. Mochizuki, Y. Yagi, W.-J. Yang, Transport phenomena in stacks of interrupted parallel-plate surfaces, *Experimental Heat Transfer An International Journal*, Vol. 1, No. 2, pp. 127-140, 1987.
- [6] R. M. Manglik, A. E. Bergles, Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 10, No. 2, pp. 171-180, 1995.
- [7] A. Joodaki, A. Ashrafizadeh, A New Geometrical Modeling Approach in the Analysis and Optimization of Convection Heat Transfer in Wavy Channels, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 9, pp. 147-156, 2014. (In Persian)
- [8] E. Sparrow, C. Liu, Heat-transfer, pressure-drop and performance relationships for in-line, staggered, and continuous plate heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, No.