

علمی- پژوهشی

توسعه روابط عملکردی کندانسور خودرو بر اساس شبیه‌سازی عددی و طراحی آزمایش

فاطمه قدیری مدرس^۲مجید عالی‌پور^۱

مجتمع دانشگاهی مکانیک

دانشگاه صنعتی مالک اشتر

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۰۷/۱۰؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۶/۰۹)

چکیده

در مطالعه حاضر عملکرد حرارتی سمت هوای کندانسور (مبدل حرارتی فشرده) خودرویی در حالت سه‌بعدی و بر اساس طراحی آزمایش (DOE)، شبیه‌سازی عددی شده است. بدین منظور مطالعه و بررسی بر پارامترهای هندسی مؤثر همچون گام پره، گام لوورها، زاویه لوورها، ارتفاع و عرض پره و تأثیراتشان بر عملکرد حرارتی کندانسور معطوف شده است. برای پارامترهای مؤثر بر عملکرد مبدل حرارتی فشرده از جمله ضریب انتقال حرارت سمت هوا و افت فشار استاتیکی و دیگر پارامترهای حرارتی بر اساس طراحی آزمایش، روابطی استخراج شده است که با کمترین خطا، هزینه محاسباتی را کاهش می‌دهد. نتایج به‌صورت کمی نشان می‌دهند که با افزایش طول پره، زاویه و گام لوور و همچنین کاهش گام پره، میزان انتقال حرارت تا حدود ۴۲٪ افزایش می‌یابد. همچنین نتایج مربوط به مشخصه‌های انتقال حرارت و افت فشار نسبت به نتایج عددی اخیر برای دفع حرارت تا ۸/۱٪، برای ضریب انتقال حرارت به‌طور میانگین تا ۵٪ و برای افت فشار تا ۱۰/۵٪ بهبود یافت. علاوه بر موارد هندسی، مطالعات پارامتری از جمله اثر دمای محیط، دمای دیواره حرارتی کندانسور و سرعت خودرو بر عملکرد حرارتی و افت فشار خودرو نیز بررسی گردیده است.

واژه‌های کلیدی: کندانسور خودرو، بهبود عملکرد حرارتی، طراحی آزمایش، مبدل حرارتی فشرده، سمت هوا، پره کنگره‌ای

Automotive Condenser Operational Relationships Development Based on Numerical Simulations and the Design of Experiment

Alipour, M. and Ghadiri, F.

Mechanical Engineering Department

Maleke Ashtar University of Technology

(Received: 01/October/2021 ; Accepted:31/August/2021)

ABSTRACT

In the present study, the thermal performance of the air-side compact heat exchanger of an automotive condenser in the three-dimensional model has been numerically simulated based on the design of experiment (DOE). For this purpose, the effective geometrical parameters such as fin pitch, louver pitch, louver angle, fin height and fin width and their effects on condenser thermal performance are studied and investigated. Finally, for parameters effective on the compact heat exchanger operation, such as air-side heat transfer coefficient, static pressure drop and other thermal parameters, relationships are extracted based on the design of experiment which decrease the computational cost with the least error. The results show quantitatively that by increasing the fin length, louver angle, louver pitch and decreasing the fin pitch, the heat transfer rate increases by about 42%. Also, the results show that the heat dissipation, heat transfer coefficient and pressure drop, have improved by 8.1%, 5% and 10.5% respectively compared to recent numerical results. Eventually parametric studies including the effect of ambient temperature, condenser wall temperature and vehicle speed on thermal performance and pressure drop are presented.

Keywords: Automotive Condenser, Improved Thermal Performance, Design of Experiment (DOE), Compact Heat Exchanger, Louver-Fin, Air-Side

فهرست علائم و اختصارات

۱- مقدمه

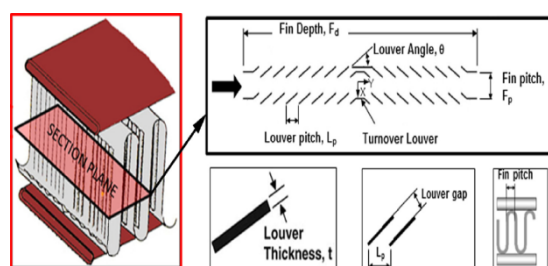
کندانسور خودرو نوعی مبدل حرارتی فشرده است که به دلیل دفع حرارت از سیکل تبرید سامانه تهویه مطبوع خودرو یکی از تأثیرگذارترین اجزا سیکل است. همچنین میزان گرمای دفعی کندانسور در حالت ایده‌آل برابر مجموع کار کمپرسور و حرارت جذبی از اواپراتور می‌باشد [۱]. بنابراین حساسیت این جزء از سیکل تراکمی تبرید سیکل خودرو بسیار بالا است. مبادله‌کن‌های حرارتی فشرده خودرو معمولاً با افت شدید فشار مواجه هستند، خصوصاً وقتی پره‌ها از لوور^۱ (شیارهای هوایی) تشکیل شده باشند. با وجود پره کنگره‌ای^۲ بر سر راه جریان هوا، طبیعتاً جریان به رژیم آشفته تبدیل می‌شود. لذا بررسی عملکرد حرارتی پره‌ها در بهبود انتقال حرارت از طریق طراحی آزمایش^۳ امری مطلوب است که بتوان لوورفین (پره کنگره‌ای) را به صورت کامل و با جزئیات انحنای هندسه واقعی آن تحلیل عددی کرد. در مطالعه حاضر به بررسی عددی عملکرد حرارتی کندانسور خودرو در بخش سمت هوای این مبدل حرارتی فشرده پرداخته شده است. با توجه به محدودیت فضا در خودرو و لزوم کاهش حجم قطعات، مبدل‌های مذکور از نوع مباله‌کن‌های حرارتی فشرده و با حداکثر راندمان می‌باشند. در مبدل‌های حرارتی فشرده به‌طور کلی مقاومت حرارتی در سمت هوا غالب است و از مقاومت حرارتی سمت مبرد بسیار بیشتر است. سطح انتقال حرارت در سمت هوا ۸ تا ۱۰ برابر بزرگ‌تر از سطح سمت سیال و مبرد است. با این حال، با توجه به اینکه ضریب انتقال حرارت در سمت سیال عامل ۴۰ تا ۵۰ برابر بیشتر از سمت هوا است [۲]، بنابراین مقاومت حرارتی در سمت هوا موجب می‌شود تا عملکرد کلی مبدل حرارتی بیشتر از عملکرد سمت هوا متأثر گردد. برای افزایش سطح انتقال حرارت و همچنین اختلاط جریان می‌توان از پارامترهای مؤثری همچون پره‌های لوور شده در سمت هوا در مبدل‌های حرارتی فشرده همانند شکل ۱ استفاده کرد. در مطالعه حاضر به منظور پیش‌بینی رفتار

A	سطح کل انتقال حرارت، mm^2
A_c	مساحت کمینه جریان در گذر از پره‌ها، mm^2
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu$	ضرایب ثابت توربولانسی
D_h	قطر هیدرولیکی، mm^2
F_d	عمق فین (پره)، mm^2
F_l	طول (ارتفاع) فین، mm
F_p	گام فین، mm
f	ضریب اصطکاک داریسی، Pa/m
G_k	ترم تولید انرژی جنبشی توربولانس
h	ضریب انتقال حرارت سطح، W/m^2K
L_a	زاویه لوور، degree
L_p	گام لوور، mm
L_l	طول لوور، mm
Nu	عدد ناسلت
Q	نرخ انتقال حرارت، $Watt$
Re	عدد رینولدز
R_ε	نرخ کرنش
Re_d	عدد رینولدز بر اساس قطر هیدرولیکی
Re_{L_p}	عدد رینولدز بر اساس گام لوور
dP	افت فشار استاتیکی، Pa
u	سرعت سیال m/s
U	سرعت اصلی از لابلای کمترین سطح جریان (سطح کمینه)، m/s
$LMTD$	اختلاف دمای میانگین لگاریتمی، K
علائم یونانی	
α	زاویه لوور، degree
ρ	جرم مخصوص هوا، kg/m^3
τ_{ij}	تانسور تنش ویسکوزیته هوا، kg/ms^2
δ	ضخامت پره، mm
ε	نرخ استهلاک انرژی تلاطم، مقیاس $\frac{u^3}{l}$
μ	ضریب ویسکوزیته دینامیکی، Pas
λ	ضریب رسانش حرارتی، W/mK

¹ Louver² Louver Fin³ Design of Experimental (DOE)

مبدل حرارتی مذکور از نوع جریان موازی و دارای پره‌های کِرکِرِه‌ای (کنگره‌ای) فشرده بود. آن‌ها پارامترهای انتقال حرارت و افت فشار را با تمرکز بر هندسه پره‌ها در حالت سه‌بعدی انجام دادند و اساس نتایج عددی خود را با نتایج تجربی وفق دادند. آنالیز در سرعت‌های 0.7 تا 4 m/s و در دمای ورودی 10 درجه سلسیوس و همچنین دمای دیواره لوله‌ها در 50 درجه سلسیوس و از روش $\varepsilon\text{-NTU}$ تحلیل حرارتی شد که نتایج بر اساس پارامترهای هندسی مختلف به‌دست آمد. برنارد و همکاران [۶] آزمون‌های متعددی روی مبدل حرارتی به‌کاررفته در خودرو (رادیاتور و کندانسور) انجام دادند و با اندازه‌گیری داده‌های فشار و سرعت هوا، خواص محیط متخلخل معادل با این اجزا را یافتند. سپس کل خودرو را به همراه مبدل‌هایی که محیط‌های متخلخل با پارامترهای معلوم بودند، شبیه‌سازی کردند و دبی هوای عبوری از مبادله‌کن را در سرعت‌های مختلف خودرو به‌دست آوردند. اندازه‌گیری‌ها را در تونل باد انجام گرفته است. صمدیانی و کاکایی [۷] تأثیر هم‌زمان موتور، فن و مبادله‌کن فشرده اتومبیل را روی دمای ورودی سرماساز^۶ به مبادله‌کن بررسی کردند. برای این کار نیاز است در هر سرعت خودرو، سرعت جریان هوای ورودی مبادله‌کن مشخص باشد. مدل مبادله‌کن گرما، کروگیت^۷ با لوله‌های تخت^۸ بود. صحت سنجی نتایج در تونل باد با ۶ رادیاتور خودرو پراپید انجام شد. همچنین مدل‌سازی جریان در سمت هوا برای سیستم مشخص شد. به گزارش صمدیانی و کاکایی [۷] گرمای دفع شده از کندانسور چندان به رطوبت محیط وابسته نیست اما به دمای محیط یا دمای ورودی مبادله‌کن به شدت وابسته است. آن‌ها تأثیرات سرعت خودرو را بر روی مبادله‌کن بررسی کردند. وایسی و همکاران [۸] تأثیرات هندسی را روی عملکرد مبادله‌کن حرارتی فشرده در سمت هوا به‌صورت تجربی بررسی کردند. مشخصات جریانی حول پره‌ها تست و تحلیل گردید. دو نوع پیکربندی متفاوت یکی به حالت منقاران و دیگری نامتقارن برای پره‌ها در نظر گرفته شد و تست‌ها به‌صورت سری روی

مبدل حرارتی در اثر تغییرات فاکتورهای مؤثر حرارتی مانند ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و افت فشار و پارامترهای دیگر مربوط به هندسه فین‌لوورهای مورد استفاده در سمت هوای کندانسور خودرو با رویکرد استفاده از روش طراحی آزمایش پرداخته شده است. هدف ایجاد لوور بر سطح پره‌ها برای انتقال حرارت بیشتر می‌باشد. درگیری جریان با سطح، موجب پوشش دادن مساحت بیشتری از سطح شده تا مقاومت حرارتی کمتر شده و دفع حرارت کندانسور بیشتر گردد [۲].



شکل (۱): هندسه لوور فین کندانسور خودرو و جزئیات آن [۳]

شکل ۱ نمایی از کندانسور خودرویی در نمایی برش خورده، میدان کلی و نحوه شکل‌گیری آرایش پره‌ها و تعبیه شدن لوورها را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است لوورها در سطح عمق جریان بر سطوح پره‌ها شکل گرفته تا مساحت انتقال حرارت بیشتر شود و با متلاطم کردن جریان ضریب انتقال حرارت را افزایش دهد. کندانسور خودرو یک مبدل حرارتی است که در سال‌های اخیر نظر پژوهشگران را در جهت توسعه بهبود عملکرد حرارتی سیکل تهویه مطبوع و خنک کاری خودرو به خود جلب کرده و روش‌های مختلفی در این زمینه ابداع و انجام شده است. جونجانا و همکاران [۴] برای بهبود عملکرد پره‌های کنگره‌ای مبدل حرارتی فشرده اتومبیل از شبیه‌سازی عددی استفاده کردند. در این تحقیق با استفاده از تحلیل عددی بر روی هندسه و پارامترهای جریانی، مقادیر بهینه ارائه شد. عملیات محاسباتی برای سمت هوای مبدل حرارتی فشرده و مربوط به رادیاتوری دو ردیفه انجام گرفت که موجب بهبود نتایج افت فشار و اختلاف دمای سمت هوا گردید. توژیائوپینگ و همکاران [۵] به تحقیق بر روی عملکرد سمت هوای کندانسور خودرویی به روش تجربی و عددی پرداختند.

^۶ Coolant

^۷ Corrugate

^۸ Flat tube

مبدل حرارتی خودرو بود. کاریجا و همکاران [۱۵] به آنالیز جریان و انتقال حرارت یک مبدل حرارتی فشرده چند ردیفه در محدوده رینولدز ۶۰ تا ۳۵۰ پرداختند و نتایج عدد ناسلت و افت فشار را بر اساس رینولدز جریان و گام لوور برای سمت هوای مبدل ارائه دادند و نشان دادند با افزایش زاویه لوور عدد ناسلت دوباره حرارتی افزایش می‌یابد. همچنین کیم و بولارد [۱۶] و کانگ و کیم [۱۷] به مطالعه عددی و تجربی عملکرد حرارتی سمت هوای مبدل حرارتی فشرده خودرو در اعداد رینولدز پایین پرداختند. پروتین و کلودیک [۱۸] به مطالعه عددی عملکرد حرارتی مبدل فشرده خودرویی که متشکل از لوله و پره‌های لوور شد بود، پرداختند. این محققان از روش شبیه‌سازی عددی استفاده کردند و نتایج به‌دست‌آمده را با نتایج تجربی مقایسه نمودند. در این مطالعه یک کندانسور تک ردیفه (از منظر ردیف لوله) خودرو بررسی گردید. تست‌ها برای اعداد رینولدز سمت هوا بر مبنای گام لوور شکل گرفت که از ۱۵۰ تا ۵۳۰ بود. آتکینسون و همکاران [۱۹] مطالعه مشابهی را در مدل‌سازی دو و سه‌بعدی مطالعه عددی روی مدل‌های جریان و انتقال حرارت اطراف فین لوورهای مبدل‌های حرارتی فشرده انجام دادند. کول و همکاران [۲۰] در مطالعه‌ای به مدل‌سازی جریان هوا در مبدل‌های حرارتی پرداختند. سئون چا و همکارانش [۲۱] یک مطالعه عددی روی مشخصه‌های انتقال حرارتی سمت هوای رادیاتور خودرو با استفاده از نرم‌افزار فلونت انجام دادند. سئون چا روی مشخصه‌های انتقال حرارتی فین لوور رادیاتور خودرویی به‌صورت عددی پرداخت. مهم‌ترین نتایج به‌دست‌آمده در این تحقیق مربوط به راندمان پرها بود که در اعداد رینولدز ۱۰۰ تا ۱۰۰۰ بررسی شد و نهایتاً تغییرات قابل‌ملاحظه‌ای در رینولدزهای مختلف مشاهده نشد. لی و همکاران [۲۲] مطالعه مشابهی را انجام دادند و روشی برای پیش‌بینی عملکرد انتقال حرارت فین لوور رادیاتور سیستم قدرت خودرو را به‌دست آوردند. روش آن‌ها به حالت میکروسکوپیک و نیمه میکروسکوپیک آنالیز شد و با بررسی روی یک المان پره خصوصیات انتقال حرارت را در سطح کل مبدل حرارتی به‌دست آوردند. در آنالیز عددی با تعداد

پارامترهای هندسی مانند تعداد لوور، گام لوور و آرایش لوورها انجام شد. سئون یو و وانگ [۹] روی بهبود عملکرد کندانسور جریان موازی سیستم تهویه مطبوع خودرو کار کردند. مشخصات انتقال حرارت شامل دمای هوا، سرعت ورودی هوا به کندانسور و فشار ورودی مبرد بود. برای محاسبه انتقال حرارت از روش LMTD استفاده گردید و تأثیر عدد رینولدز بر افت فشار برای کندانسور نیز به‌دست آمد. مالاپیور و همکاران [۲] روی جریان هوا و انتقال حرارت اطراف پره‌های کروگیت یک مبدل حرارتی فشرده به‌صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی عددی انجام دادند. آرایش پرها در حالت دو ردیفه بود که در تحلیل عددی به حالت متقارن تحلیل گردید. شبیه‌سازی برای عملکرد پارامترهای هندسی مثل گام لوور، گام پره، زاویه لوورها و برای اعداد رینولدز مختلف انجام شد و با نتایج تجربی آکی چیا [۱۰] اعتبارسنجی شد و نتایج قابل قبولی حاصل شد که نهایتاً به استخراج ضریب انتقال حرارت، عدد استانتون و ضریب اصطکاک منجر شد. پروایز مهتاپ و همکاران [۱۱] از شرکت مرسدس بنز روش‌های عددی را برای شبیه‌سازی رادیاتور و کندانسور خودرو بررسی کرده و برای پیش‌بینی دماهای ورودی هوا و مایع خنک‌کننده برای مبدل حرارتی خودرو یک رابطه ارائه کردند. همچنین توزیع دمای کندانسور در قسمت اشباع نیز مشخص گردید. کارسیک و همکاران [۱۲] به مطالعه پارامتری عملکرد حرارتی مبدل حرارتی فشرده به‌صورت عددی پرداختند. آن‌ها تأثیرات سرعت و پارامترهای هندسی سمت هوا را بررسی کردند و نتایج مربوط به دو مشخصه انتقال حرارت و افت فشار تعیین شد و نتایج با نتایج تجربی تطابق خوبی داشت. گانا سگارن و همکاران [۱۳] به مطالعه عددی انتقال حرارت مبدل حرارتی فشرده پرداختند و از نانوسیال استفاده کردند و تأثیرات انواع ذرات نانو بر عملکرد سیستم را نیز مورد مطالعه قرار دادند. همچنین تأثیر اعداد رینولدز در این مطالعه بر ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بررسی شد. پرز سگارا و همکاران [۱۴] به مطالعه عددی و انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی فشرده خودرو پرداختند. هدف تحقیق آن‌ها ارائه یک مدل دقیق توسعه‌یافته برای شبیه‌سازی

حرارتی نیز صرف‌نظر شده است. با توجه به این موارد به شبیه‌سازی یک المان در سمت هوای مبدل حرارتی به‌صورت شبیه‌سازی عددی پرداخته شده و همان‌طور که در مطالعات مروری به‌دست آمده است چالش اساسی در به‌دست آوردن پارامترهای هندسی بهینه و موثر و نداشتن رابطه مشخص برای پارامترهای جریانی و حرارتی این دسته از مبدل‌های حرارتی فشرده می‌باشد. لذا به روش طراحی آزمایش (DOE) پرداخته و با بررسی تأثیر پارامترهای هندسی سمت هوای کندانسور بر عملکرد حرارتی و افت فشار، روابط ریاضی برای به‌دست آوردن افت فشار و میزان ظرفیت حرارتی مبدل بر اساس شبیه‌سازی عددی استخراج گردیده است.

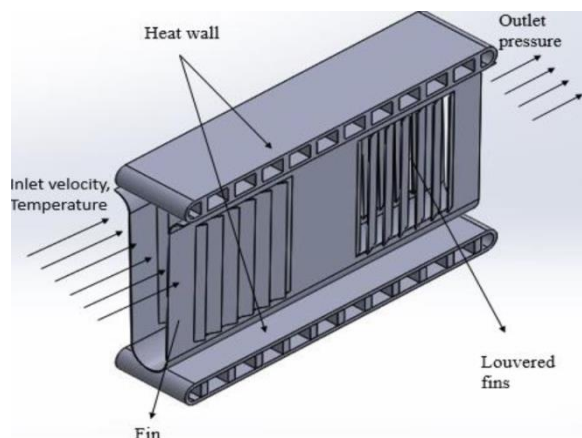
۲- طراحی آزمایش برای حل عددی

هدف از انجام طراحی آزمایش دستیابی به مقادیر بهینه از منظر هندسه سمت هوا است و استخراج نتایجی که بتوان با استفاده از آن‌ها عملکرد جریانی و حرارتی را بر اساس مشخصات سمت هوای مبدل حرارتی خودرو تعیین کرد. ابتدا برای تعیین شرایط هندسی حاکم بر هندسه سعی شده تا با وارد کردن دامنه‌های مجاز تغییرات هندسه، با استفاده از روش طراحی آزمایش، هندسه‌های مختلف برای تجربیات عددی تولید شود و سپس به تحلیل عددی مبدل پرداخته شود. تأثیرات متقابل عوامل هندسی نسبت به یکدیگر بررسی شده و نمودار اثرات و تأثیر آن‌ها در روابط ریاضی نهایی مشخص می‌شود. این مطالعه هزینه محاسبات را هدمند نموده و با وارد کردن اثرات متقابل پارامترهای مورد بررسی دسترسی به رابطه ریاضی جامعی را میسر می‌کند. طراحی آزمایش بر اساس روش سطح پاسخ^۱ می‌باشد و مؤثرترین پارامترهای مورد مطالعه سمت هوا یعنی گام و تعداد لوره‌ها، زاویه لوره‌ها و گام پره از طریق طراحی آزمایش مورد آنالیز قرار می‌گیرد و نتایج تحلیل عددی بر مبنای آزمایش‌های طراحی‌شده در این روش استخراج می‌گردد. در این روش در واقع تجربه‌های عددی جایگزین مطالعات تجربی رایج می‌باشد. محدوده تغییرات بر اساس

المان شبکه ۱/۴ میلیون از مدل RANS برای مدل کردن جریان متلاطم استفاده کردند. در این تحقیق تعداد زیادی پارامترهای هندسی شامل (گام لور، زاویه لور، گام لوله، گام پره و طول یا عمق پره) به‌کاررفته و عملکرد هر کدام حائز اهمیت است، مورد مطالعه عددی قرار گرفت. چنان‌که کانگ و وونگ‌جون [۲۳] بر روی عملکرد حرارتی و افت فشار سمت هوای مبدل حرارتی لووردار خودرو تمرکز کردند. انواع هندسه لوور فین توسط گام‌ها و زاویه‌های مختلف لوور در این ارائه تست شد. f و j فاکتورها برای پیکربندی‌های لوور فین به‌صورت عددی و تجربی با هم مقایسه گردید. ضریب انتقال حرارت لوور فین تقریباً دو برابر بالاتر از مقدار طراحی لوور فین بود. هیچ‌کدام کانگ و وانگیل کیم [۲۴] به مطالعه فاکتورهای افت فشار و نرخ انتقال حرارت سمت هوای یک مبدل حرارتی آلومینیومی-برنزی پرداختند. مدل‌های استاندارد دارای شیب لوور فین ۳۰ درجه بود و در یک تونل باد از نظر عملکرد حرارتی و هیدرولیکی مورد تست قرار گرفتند. سالیمن و کیم [۲۵] به بررسی عددی روی عملکرد حرارتی سمت هوای مبدل حرارتی فین لوور در اعداد رینولدز پایین پرداختند. در این مطالعه جریان با رینولدزی بین ۳۰ تا ۵۰۰ وارد مبدل شد. پیکربندی هندسی آن‌ها دارای زاویه لوور برابر ۱۹ تا ۳۱ درجه و گام پره در سه حالت ۱، ۱/۲ و ۱/۴ میلی‌متر و دارای عمق جریانی به اندازه ۱۶، ۲۰ و ۲۴ میلی‌متر بود. نهایتاً نتایج مربوط به سمت هوای مبدل را به‌صورت ضریب انتقال حرارت و افت فشار استاتیکی و در قالب ترم j کولبرن و f اصطکاک ارائه دادند.

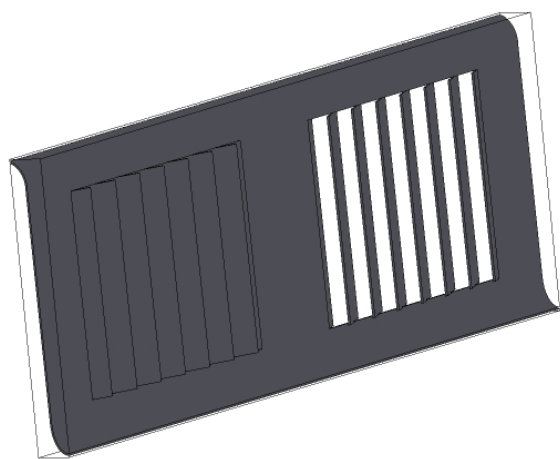
در مطالعه حاضر به بررسی عددی عملکرد حرارتی کندانسور سیستم تهویه مطبوع خودرویی پرداخته شده است. با توجه به اینکه مدل‌سازی کندانسور به‌طور کامل مشمول هزینه‌های محاسباتی می‌باشد، لذا در این شبیه‌سازی فرض بر این است که مبرد در ناحیه دوفازی قرار دارد. از آنجا که ضریب انتقال حرارت در ناحیه دوفازی بسیار بالا می‌باشد لذا می‌توان از مقاومت حرارتی سیال در سمت داخلی لوله صرف‌نظر نمود و با توجه به ضریب هدایت حرارتی فلزات و ضخامت پایین لوله‌ها از این مقاومت

^۱ Response surface design



شکل (۳): نمایش یک المان کامل لوله و پره‌های کندانسور خودرو مورد مطالعه

شکل ۳ و ۴ مدل اصلی را نشان می‌دهند. طبق شکل ۳ برای تسهیل در آنالیز اثر لوله‌های حرارتی که در آن مبرد جاری است به صورت یک دیواره حرارتی در نظر گرفته شده که اثر دمای آن وارد میدان حل می‌شود. در واقع چون در لوله‌های حرارتی کندانسور در نواحی اشباع مبرد با دمایی مشخص که بسته به دمای محیط و دور کمپرسور در جریان است سطوح لوله هم‌دمای با دمای مبرد هستند، [۲۶، ۱۱ و ۵] بنابراین با فرض دمای دیواره ثابت شبیه‌سازی انجام می‌گیرد. تحلیل دمای مبرد کندانسور در قسمت‌های اشباع، سوپر هیت و مایع متراکم توسط داتا و همکارانش [۲۶] انجام شده است.



شکل (۴): میدان فیزیکی حل به حالت تقارن صفحه

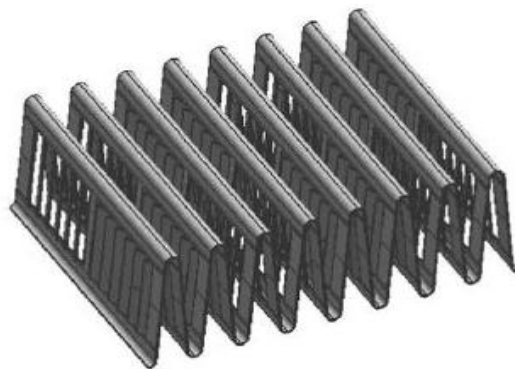
جدول ۱ بازه‌های حدود ابعاد مطالعه شده [۱۶] در مراجع این تحقیق و نمونه‌های تولید شده واقعی می‌باشد.

جدول (۱): دامنه پارامتریکی مورد مطالعه جهت طراحی آزمایش

ردیف	پارامتر هندسی	کمینه	بیشینه
۱	زاویه لوور (deg.)	۲۲	۳۳
۲	گام پره (mm)	۱	۳/۲۵
۳	گام لوور (mm)	۰/۸	۱/۵

۳- میدان حل مساله و شرایط مرزی

از آنجا که هندسه‌های مورد مطالعه یک آرایش تکراری و متقارن دارند، طراحی هندسه به صورت متقارن صفحه‌ای^۱ آنالیز عددی می‌شود. شکل ۲ هندسه مورد نظر را برای تحلیل عددی نشان می‌دهد، که یک گام آرایش پره‌ی دارای لوور کندانسور خودرو می‌باشد. همچنین پروفیل آرایش پره‌ها همانند شکل ۲ در حالت سینوسی تنظیم و بررسی شد. شکل‌گیری پره‌ها در یک آرایش منظم و به صورت تکراری به موازات لوله حرارتی می‌باشد. ضخامت پره‌ها و لوورها ۰/۱ mm در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است در مدل‌های صنعتی مبدل‌های حرارتی فشرده با پره‌های لووردار شامل کندانسور و رادیاتور، طبق مطالعات مرجع، ضخامت پره‌ها بین ۰/۱ mm تا ۰/۲ mm می‌باشد.



شکل (۲): پروفیل آرایش پره‌های دارای لوور در مبدل حرارتی فشرده

^۱ Symmetry

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

معادله انرژی:

معادله انرژی میدان سیال به صورت زیر است:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j h - k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (5)$$

و معادله انرژی برای جسم پره از طریق رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = 0 \quad (6)$$

به دلیل وجود لوورها و آشفته‌گی جریان باید معادلات توربولانس نیز مدل گردند. برای مدل‌سازی اثرات آشفته‌گی سمت هوای مبدل حرارتی فشرده خودرو معمولاً از مدل $K-\varepsilon$ استاندارد یا RNG استفاده می‌شود.

انرژی سینماتیکی (جنبشی):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} + G_k - \rho \varepsilon \quad (7)$$

نرخ استهلاک انرژی:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_p \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{K} - R_\varepsilon \quad (8)$$

که در آن $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ و $\mu_t = \rho C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon}$ ، و در سرعت‌های بالا $C_\mu = 0.0845$ است. و ترم تولید انرژی جنبشی توربولانس $G_k = 2\mu_t S_{ij}^2$ است. نرخ ترم کرنش R_ε از رابطه زیر به دست می‌آید:

همچنین هندسه به صورت یک کنترل حجم می‌باشد که ورودی آن هوا با سرعت، و دماهای متغیر و مختلف جوی وارد می‌شود. به دلیل وجود سپر خودرو، محافظ جلویی کاپوت و گریل^۱ و اثرات آیرودینامیکی، هوا با ضریبی از سرعت خودرو که طبق یک کار تجربی توسط صمدیانی و کاکایی [۷] انجام گردید حدود ۰/۳ تا ۰/۳۵ است، وارد کندانسور می‌گردد که با افزایش سرعت خودرو این ضریب کاهش پیدا می‌کند. سرعت هوا برابر ۷/۲۳ m/s در شرایط ایده‌آل وارد کندانسور گردیده و دمای محیط برابر ۳۰۵/۱۵ K و دمای دیواره‌های حرارتی ۳۲۵/۱۵ K فرض شده است. الگوریتم سیمپل^۲ برای حل معادلات انتخاب شده و ترم جابه‌جایی در معادله انتقال به روش مرتبه دوم^۳ بالادست جداسازی شده است. از آنجایی که شکل متقارن صفحه‌ای است اساس طراحی هندسه‌های مختلف بر اساس طراحی آزمایش همانند شکل ۴ مدل و شبیه‌سازی گردید تا هزینه محاسبات کاهش پیدا کند. شرایط مرزی حاکم بر مدل‌ها طبق شکل ۳ بر یک گام از پره‌ها اعمال گردید.

۴- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان به فرم معمول پیوستگی، مومنتوم و انرژی برای جریان دایم و تراکم ناپذیر به شرح زیر می‌باشد:

معادله پیوستگی جرم:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

معادله مومنتوم:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

که در آن τ_{ij} تانسور تنش ویسکوزیته سیال است و از رابطه (۳) به دست می‌آید:

¹ Grill

² Simple Algorithm

¹³ Second Order

و نرخ انتقال حرارت توسط معادله زیر به دست می‌آید:

$$Q = \rho U A_c c_p (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (15)$$

که در آن دو عبارت گرادیان دما در معادله (۱۴) به شکل زیر محاسبه می‌گردد:

$$\Delta T_o = T_{f,o}^{aw} - T_{a,o} \quad (16)$$

$$\Delta T_i = T_{f,i}^{aw} - T_{a,i} \quad (17)$$

که $T_{f,o}^{aw}$ دمای متوسط سیال در قسمت خروجی کندانسور و $T_{f,i}^{aw}$ دمای متوسط سیال در قسمت ورودی کندانسور بنابراین ضریب انتقال حرارت و عدد استانتون به صورت زیر قابل بازنویسی هستند:

$$h = \rho U c_p \frac{A_c (T_{a,o} - T_{a,i})}{A \text{ LMTD}} \quad (18)$$

$$St = \frac{A_c (T_{a,o} - T_{a,i})}{A \text{ LMTD}} \quad (19)$$

۵- استقلال از شبکه و صحت سنجی نتایج

در جدول ۲ مشخصات هندسی مبدل حرارتی مدل شده در مطالعه استقلال از شبکه آورده شده است.

جدول (۲): ابعاد و مشخصات هندسی پیکربندی

ردیف	پارامتر هندسی	سایز هندسی
۱	F_p	۱
۲	F_l	۸/۰۷
۳	F_d	۱۶/۲
۴	L_a	۳۳
۵	L_p	۰/۸
۶	L_l	۵/۸
۷	δ	۰/۱
۸	تعداد لورر فین	۱۲

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0}) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (9)$$

$$E_{ij} \text{ که } \eta = \frac{Sk}{\varepsilon} \text{ و } \eta_0 = 4.38 \text{ و } \beta = 0.012 \text{ است.}$$

نشان‌دهنده جزء نرخ تغییر شکل (دفورمگی) است. $\sigma_k = 1.00$ ، $C_{1\varepsilon} = 1$ و $C_{2\varepsilon} = 1.92$ می‌باشند. تغییرات دمای هوا در طول پره کوچک است بنابراین خواص هوا می‌تواند مقدار ثابت در نظر گرفته شود. تمام خواص ترموفیزیکی سطوح لوله و پرها ثابت در نظر گرفته می‌شوند. در اعتبار سنجی دوم مدل مالپیور و همکاران [۲]، پارامترها بر اساس معادلات و روابط زیر به دست آمدند که در آن عدد رینولدز بر اساس قطر هیدرولیکی و طول گام لورها به دست می‌آید:

$$Re_d = \frac{\rho U d_h}{\mu}; \quad Re_{L_p} = \frac{\rho U L_p}{\mu}; \quad D_h = \frac{4A_c L_s}{A} \quad (10)$$

سطح انتقال حرارت کل (A)، کمترین سطح مقطع جریان ورودی (A_c)، و U سرعت جریان اصلی از میان A_c است. با این اوصاف پارامترهای مؤثر مساله از روابط زیر به دست می‌آیند:

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{\rho U^2}{2} \frac{A}{A_c}} \quad (11)$$

$$St = \frac{h_c}{\rho U^2 c_p} \quad (12)$$

$$h = \frac{Q}{A^* \text{ LMTD}} \quad (13)$$

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} \quad (14)$$

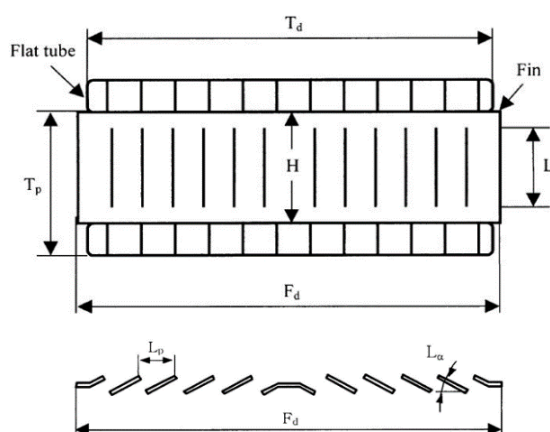
پارامترهای هندسی توزیع سرعت و تأثیر آن بر پارامترهای انتقال حرارت و افت فشار نیز بررسی گردید. مشخصات مدل هندسی روش تجربی کیم [۱۶] در جدول ۴ و شکل ۶ مشخص شده است.

شکل ۶ نمای سمت هوای مبدل حرارتی فشرده را جهت طراحی و حل عددی نشان می‌دهد که چنین هندسه‌ای توسط کیم و همکاران [۱۶] تحلیل تجربی گردید. جریان هوا با دو سرعت ۳m/s و ۱m/s و در محیطی با دمای ۳۱ درجه سلسیوس وارد مبدل فشرده می‌شود و دمای لوله‌های حاوی مبرد دوفازی ۴۵ درجه سلسیوس است و برای حل عددی، دیواره به صورت دیواره حرارتی با دمای ثابت در نظر گرفته شده است. همچنین پره به حالت متقارن صفحه‌ای تحلیل عددی گردیده است.

جدول (۴): مشخصات پارامتری هندسه مورد مطالعه کیم و

بولارد [۱۶]

ردیف	پارامتر هندسی	اندازه
۱	F_d	۲۰
۲	F_p	۱/۴
۳	L_p	۱/۴
۴	L_a	۲۷
۵	T_p	۱۰
۶	تعداد لوور	۱۰



شکل (۶): جزئیات هندسه مبادله‌کن مورد نظر در اعتبار

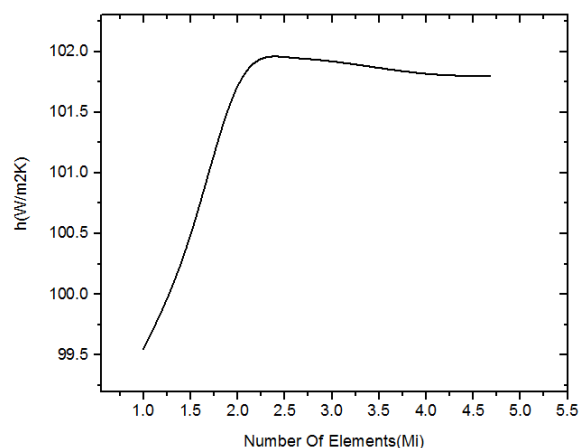
سنجی [۱۶]

شکل ۷ کانتور توزیع دمای پره را در حالت سرعت ۳m/s نشان می‌دهد و تفاوتش با شکل ۸ که جریان هوا با سرعت

جدول ۳ استخراج نتایج ضریب انتقال حرارت سمت هوا را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است در شبکه‌های بیش از ۲ میلیون میزان تغییرات ضریب انتقال حرارت کمتر از ۰/۲ درصد شده است. لذا برای کاهش هزینه محاسبات حل عددی، شبکه ۲ میلیونی با کیفیت سلولی مناسب انتخاب گردید. همچنین استقلال از شبکه در هفت شبکه سلولی طبق شکل ۵ بررسی گردید.

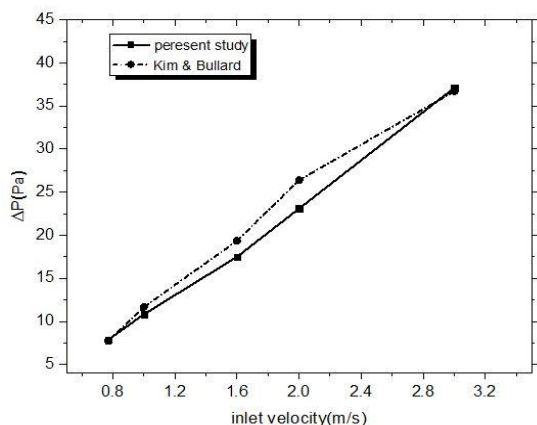
جدول (۳): پارامترهای ضریب انتقال حرارت

تعداد سلول	$h(W/m^2K)$
۱۰۰۰۰۰۰	۹۹/۶
۲۰۰۰۰۰۰	۱۰۲/۰
۴۰۰۰۰۰۰	۱۰۱/۸



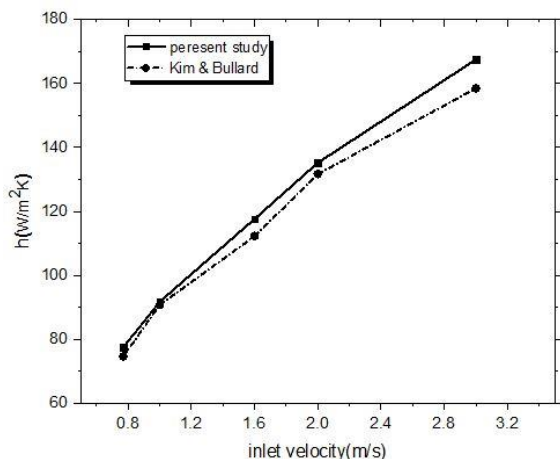
شکل (۵): بررسی استقلال از شبکه از منظر ضریب انتقال حرارت جابجایی

نکته‌ای که باید بدان توجه داشت مربوط به هندسه مورد تحلیل است که در مقیاس میلی‌متری طراحی گردیده و به لحاظ افت فشار از حساسیت بالایی برخوردار است زیرا جریان به حالت داخلی بوده و وجود لوورها و گام اندک پره، اصطکاک سطح و سرعت جریان را افزایش می‌دهد. از این رو اعتبار سنجی در دو حالت بررسی گردید که از نتایج تجربی کیم و بولارد [۱۶] و مالاپیور و همکاران [۲] استفاده گردید. اعتبار سنجی اول مربوط به مبادله‌کن حرارتی فشرده تک ردیفه‌ای بود که به صورت تجربی به مطالعه انتقال حرارت و افت فشار سمت هوا پرداخته است. مطالعات پارامتری بر روی چند مدل مختلف شکل گرفت و مشخصات انتقال حرارت و افت فشار در دو سرعت و در حالات مختلف هندسی بررسی شد. همچنین با یک پیکربندی ثابت از نظر



شکل (۹): مقایسه نتایج افت فشار حل عددی حاضر با نتایج کیم و بولارد [۱۶] تحت سرعت‌های مختلف

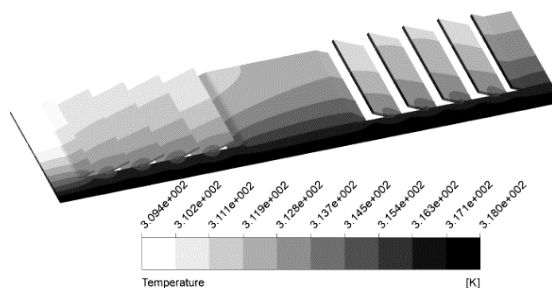
شکل ۹ مربوط به داده‌های افت فشار سمت هوا است که در سرعت‌های مختلف نتایج حل عددی با نتایج تجربی کیم و بولارد [۱۶] مقایسه گردید و با اختلاف اندکی به نتایج تجربی نزدیک است. همچنین شکل ۱۰ همین روند را برای ضریب انتقال حرارت نشان می‌دهد که در سرعت‌های مختلف ورودی نیز نتایج حل عددی و تجربی با اختلافی اندک به هم نزدیک هستند که با افزایش سرعت ورودی فاکتور انتقال حرارت افزایش یافته است.



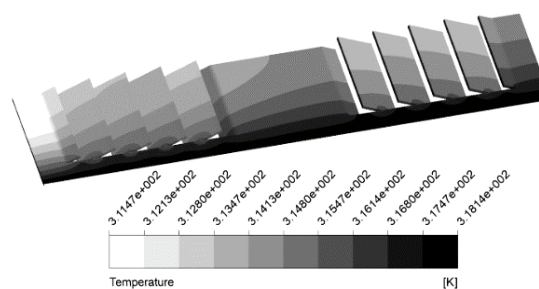
شکل (۱۰): مقایسه نتایج ضریب انتقال حرارت حل عددی حاضر با نتایج کیم و بولارد [۱۶] تحت سرعت‌های مختلف

جدول ۶ اختلاف نتایج حل عددی و تجربی را نشان می‌دهد و بیانگر آن است که افت فشار و ضریب انتقال حرارت با درصدی قابل قبول به نتایج تجربی کیم و بولارد [۱۶] نزدیک هستند.

۱m/s به پره برخورد می‌کند، در این است که چون جریان هوا در شکل ۸ با سرعت کمتری روی سطح عبور می‌کند توزیع دما روی سطح پره بیشتر پخش گردیده و لذا ضریب انتقال حرارت در شکل ۷ بیشتر می‌باشد.



شکل (۷): کانتور توزیع دما در حالت سه‌بعدی برای مدل کیم و بولارد [۱۶] در سرعت ۳m/s

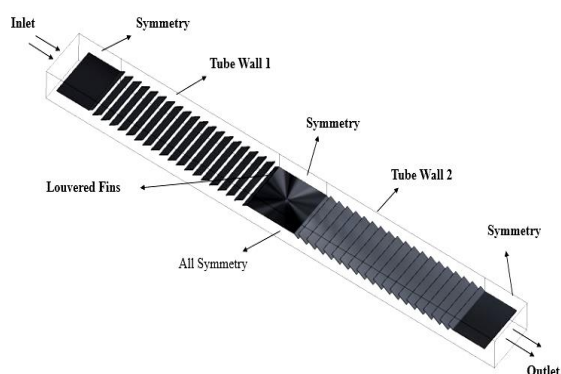


شکل (۸): کانتور توزیع دما در حالت سه‌بعدی برای مدل کیم و بولارد [۱۶] در سرعت ۱m/s

جدول ۵ نتایج مربوط به ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و افت فشار را نشان می‌دهد که با نتایج حل عددی مطالعه حاضر مقایسه شد. همچنین مدل کیم و بولارد [۱۶] نیز به بررسی تأثیرات سرعت ورودی به مبادله‌کن تحت شرایط قبلی بر روی ضریب انتقال حرارت و افت فشار پرداخت که طبق جدول ۴ پارامترهای هندسی تنظیم شد و نتایج آن در شکل‌های ۹ و ۱۰ مشخص شده است.

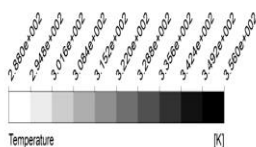
جدول (۵): نتایج حل عددی حاضر و نتایج تجربی کیم و بولارد [۱۶]

$h(\frac{W}{m^2K})$	$\Delta P(Pa)$	Velocity(m/s)	Data
۹۸	۱۳/۳	۱	نتایج تجربی
۱۵۶/۱	۴۹	۳	
۱۰۵/۶	۱۲	۱	نتایج حل عددی حاضر
۱۵۹/۵	۴۳	۳	

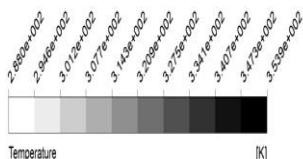


شکل (۱۲): هندسه سه‌بعدی مدل شده مدل مالاپیور و همکاران [۲]

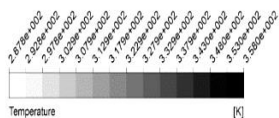
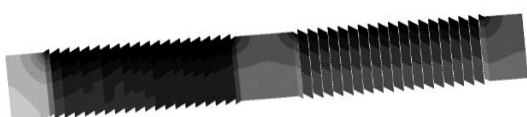
شکل ۱۲ هندسه و شرایط مرزی حاکم بر مدل مذکور را نشان می‌دهد که اساس شبیه‌سازی مطالعه حاضر نیز طبق دو اعتبار سنجی فوق صورت گرفت. نتایج شبیه‌سازی در شکل‌های ۱۳ الی ۱۵ به صورت دو و سه بعدی مشخص شده است که تطابق خوبی با نتایج [۲] مالاپیور و همکارانش داشت.



شکل (۱۳): کانتور توزیع دمای پره در رینولدز ۱۰۰۰



شکل (۱۴): کانتور توزیع دمای پره در عرض پره در رینولدز ۴۰۰۰

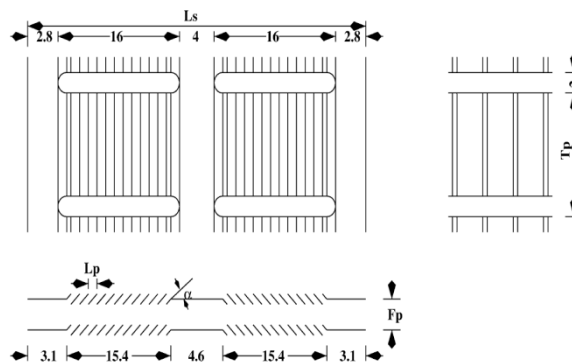


شکل (۱۵): کانتور توزیع دما در عمق پره برای رینولدز ۴۰۰۰

جدول (۶): مقایسه درصد اختلاف نتایج حل عددی و آزمایشگاهی به صورت میانگین

پارامتر مورد مطالعه	$\Delta P (Pa)$	$h (W/m^2K)$
نتایج کیم و بولارد [۱۶]	۲۰/۴۵	۱۱۳/۵۵
نتایج حل عددی	۱۹/۲۵	۱۱۷/۹۰
درصد خطای میانگین	۸/۵	۷/۳

همچنین اعتبارسنجی دوم مربوط به نتایج عددی مالاپیور و همکارانش [۲] می‌باشد که از نمونه تست ۹ در همین کار شبیه‌سازی عددی شد و نتایجش با نتایج کار حاضر مقایسه گردید که نتایج حل عددی حاضر نتایج بهتر و نزدیک‌تری به کار آن‌ها بود. هندسه‌ی مربوط به مالاپیور و همکاران [۲] مبدل فشرده دو ردیفه‌ای است که طبق شکل ۱۱ مشخص و طبق آن شبیه‌سازی عددی شده است. شکل ۱۱ تصویری از سه نمای مبدل حرارتی فشرده آن‌ها را نشان می‌دهد که روند طراحی مدل آن‌ها طبق الگوی مذکور به صورت شکل ۱۲ مدل گردید.



شکل (۱۱): تصویر سه نمای مبدل فشرده دو ردیفه مدل مالاپیور و همکاران [۲]

با توجه به مدل‌هایی که مالاپیور و همکارانش [۲] بررسی کردند پیکربندی شماره ۹ از نظر پارامتری بهترین عملکرد حرارتی را داشت و با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شد. جزئیات ابعادی هندسه مورد تحلیل به صورت زیر است:

جدول (۷): جزئیات هندسه مورد تحلیل عددی

پیکربندی	L_a	T_p	L_p	F_p
۹	۲۹	۱۱	۰/۸۱	۱/۷۲

جدول (۱۰): مقایسه نتایج حل عددی حاضر و حل عددی مالاپیور و همکاران [۲] با نتایج آزمایشگاهی آکی چیا [۱۰]

ضریب اصطکاک (درصد خطا)	عدد استانتون (درصد خطا)	عدد رینولدز	پارامتر مورد مطالعه
٪۶	٪۱۴	۱۰۰۰	CFD (validation)
٪۱۳	٪۱۴	۴۰۰۰	
٪۵	٪۱۳	۱۰۰۰	CFD (present)
٪۳	٪۵	۴۰۰۰	

جدول ۱۰ نتایج مربوط به حل عددی حاضر و نتایج حل عددی مالاپیور و همکاران [۲] با نتایج تجربی آکیچیا [۱۰] نشان می‌دهد. نتایج حل عددی حاضر نتایج نزدیک‌تری نسبت به نتایج حل مالاپیور و همکارانش [۲] داشته است.

۵- نتایج طراحی آزمایش و مطالعات پارامترهای عملکردی

هندسه‌ها بر اساس طراحی آزمایش مدل‌سازی شده و طبق شرایط مرزی که قبلاً اشاره شد، شبیه‌سازی عددی صورت گرفته است. در این قسمت عوامل مؤثری همچون سرعت خودرو یا سرعت ورودی هوا به کندانسور، تأثیر دمای محیط و دمای دیواره لوله کندانسور نیز بررسی شده است.

۵-۱- ضریب انتقال حرارت سمت هوای کندانسور

شکل ۱۶ و ۱۷ اثر گام لوور و زاویه لوور را بر روی میزان متوسط ضریب انتقال حرارت سمت هوا نشان می‌دهد که در مورد گام لوور نقطه بحرانی کمینه، در گام ۱ mm رخ داده است. با افزایش گام و زاویه لوور میزان ضریب انتقال حرارت افزایش یافته است. اما در مورد گام پره نتایج برعکس می‌باشد و با کاهش گام پره به دلیل کاهش ورودی دبی جرمی هوا سرعت جریان افزایش می‌یابد و این امر موجب افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود که در شکل ۲۰ قابل مشاهده است.

شکل ۱۳ و ۱۴ کانتور توزیع دما در دو حالت رینولدز ۱۰۰۰ و ۴۰۰۰ را نشان می‌دهد که طبق نتایج قبلی افزایش سرعت ورودی موجب افزایش انتقال حرارت گردیده است. همان‌طور که در کانتور دمایی مشاهده می‌شود با افزایش سرعت هوای خنک کاری گرا دیان دمایی افزایش می‌یابد. در شکل ۱۵ توزیع دما در عمق پره نشان داده شده است.

جدول (۸): مقایسه نتایج حل عددی حاضر با نتایج مالاپیور و همکاران [۲]

فاکتور مورد مطالعه	$Q(W)$	$h(W/m^2K)$
مطالعه مالاپیور و همکاران [۲] بر اساس پیکربندی ۹	۵/۰۵	۱۹۸/۸
اعتبار سنجی حل عددی مطالعه حاضر	۵/۵	۲۱۰/۳
درصد خطا	٪۹	٪۶

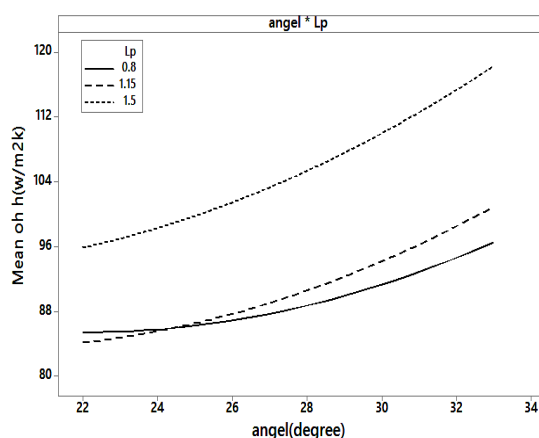
جدول (۹): مقایسه نتایج عدد استانتون و ضریب اصطکاک در دو عدد رینولدز ۱۰۰۰ و ۴۰۰۰

parameter	f	St	Re
حل تجربی آکی-چیا [۱۰]	۰/۱۵	۰/۰۳۸	۱۰۰۰
	۰/۰۷	۰/۰۱۸	۴۰۰۰
مالاپیور و همکاران [۲]	۰/۱۶	۰/۰۴۴	۱۰۰۰
	۰/۰۸	۰/۰۲۱	۴۰۰۰
حل عددی حاضر	۰/۱۵۸	۰/۰۳۳	۱۰۰۰
	۰/۰۷۲	۰/۰۱۹	۴۰۰۰

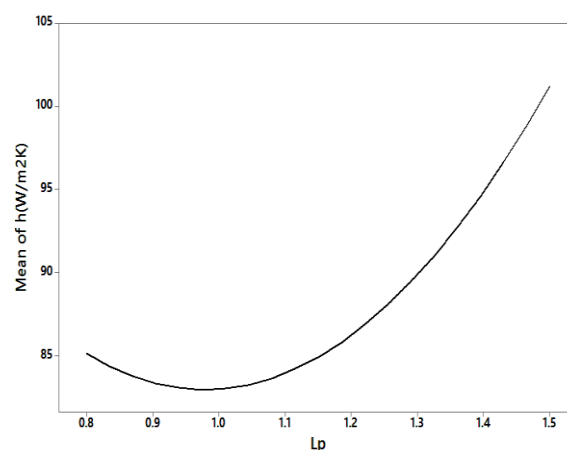
جدول ۸ مقایسه نتایج حل عددی حاضر و نتایج مالاپیور و همکاران [۲] را نشان می‌دهد و جدول ۹ به مقایسه نتایج حل عددی مالاپیور و همکاران [۲] با نتایج تجربی و نتایج حل عددی حاضر برای ضریب اصطکاک داری و عدد استانتون در رینولدزهای ۱۰۰۰ و ۴۰۰۰ مقایسه گردیده که در این حل عددی حاضر نتایج مطالعه این تحقیق به نتایج تجربی در مرجع [۱۰] نزدیک‌تر شده است.

در شکل ۱۸ اثر گام فین بر ضریب انتقال حرارت بررسی گردیده که با افزایش گام فین میزان h کاهش پیدا کرده است. زمانی که گام پره افزایش یابد میزان سرعت ورود به میدان، بین دو پره کاهش می‌یابد و در واقع اثر رینولدز نیز کاهش یافته و دفع حرارت کاهش می‌یابد. لازم به ذکر است که میدان محاسباتی همانند یک جریان داخلی محصور بین دو لوله حرارتی و دیواره فین لوورها می‌باشد. بنابراین اثر گام پره می‌تواند برای هدایت جریان هوا به هسته مبدل حرارتی همانند جریان داخلی عمل کند و با کاهش گام پره ضریب انتقال حرارت افزایش خواهد یافت. که این ادعا در شکل ۱۸ قابل مشاهده است.

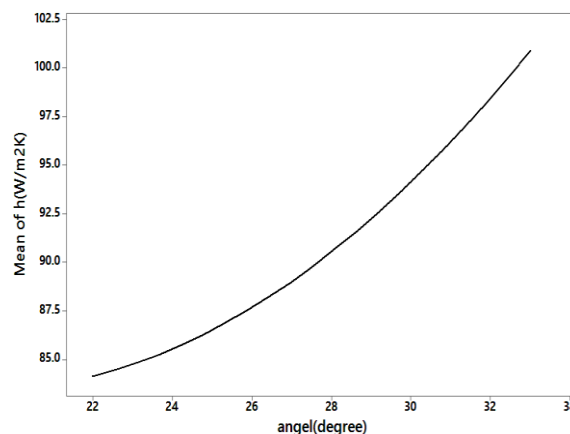
شکل ۱۹ تا ۲۲ اثر هم‌زمان دو پارامتر هندسی را بر میزان نرخ حرارتی و ضریب انتقال حرارت متوسط کندانسور نشان می‌دهد که در یک دامنه سه‌تایی از گام لوور و گام پره مورد تحلیل قرار گرفته است. بیشترین میزان عملکرد حرارتی مربوط به بیشترین گام لوور، گام پره و زاویه لوورها و کمترین گام پره است. شکل ۲۰ بیان می‌کند ضریب انتقال حرارت هم‌زمان با کمترین گام پره و افزایش گام لوورها افزایش قابل توجهی می‌کند. طبق شکل ۲۱ در گام‌های پایین پره و همچنین با افزایش زاویه لوورها می‌توان عملکرد حرارتی را افزایش داد ولی در گام $2/125$ میلی‌متر تغییرات قابل‌ملاحظه‌ای اتفاق نخواهد افتاد و این برای بیشترین گام پره حالت عکس دارد و عملکرد حرارتی تا حدی کاهش می‌یابد. و این فاکتور و مشخصات همان افزایش سطح انتقال حرارت را در سطح پره برای کل کندانسور نشان می‌دهد.



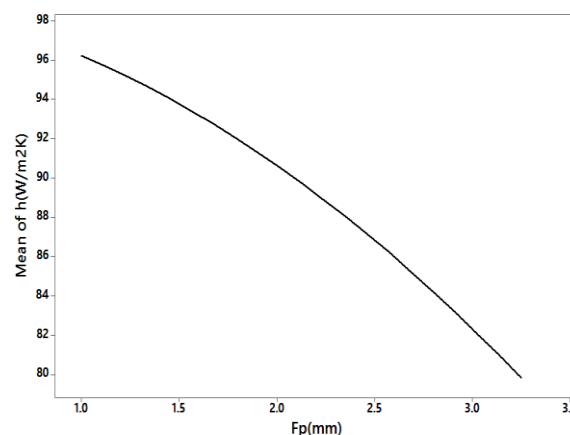
شکل (۱۹): اثر متقابل دو پارامتر هندسی گام لوور و گام پره بر ضریب انتقال حرارت سمت هوای مبدل حرارتی فشرده



شکل (۱۶): اثر گام لوور بر میزان ضریب انتقال حرارت سمت هوای مبدل حرارتی فشرده



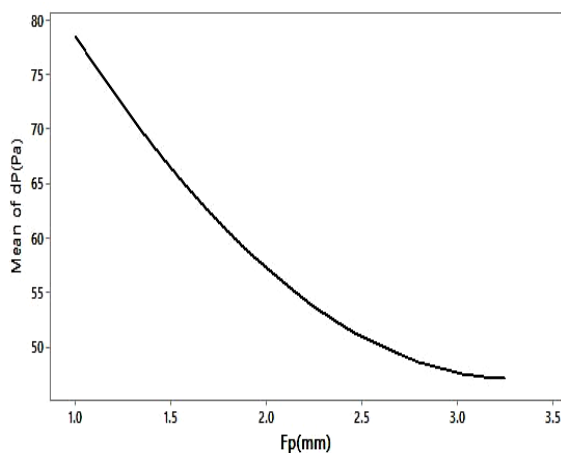
شکل (۱۷): اثر زوایای لوورها بر ضریب انتقال حرارت سمت هوای مبدل حرارتی فشرده



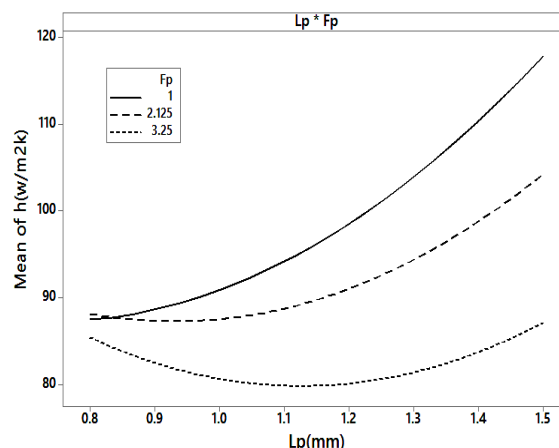
شکل (۱۸): اثر گام پره بر ضریب انتقال حرارتی سمت هوای مبدل حرارتی فشرده

۵-۲- افت فشار استاتیکی

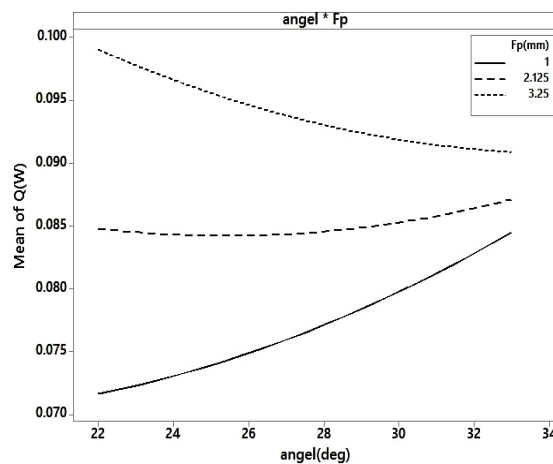
افت فشار اصطکاکی در سمت هوای مبدل در شکل‌های ۲۳ و ۲۴ نشان داده شده است. شکل ۲۳ اثر گام پره را نشان می‌دهد که با افزایش گام پره افت فشار کاهش می‌یابد و از بیشینه مقدار گام پره اثر نسبتاً ثابتی در میزان افت فشار دارد. همچنین شکل ۲۴ نشان می‌دهد با افزایش گام لوور میزان افت فشار افزایش می‌یابد و بیشینه مقدار آن تا حد متوسط یعنی $1/25\text{mm}$ است و بعد از آن افت فشار روند نزولی به خود می‌گیرد. شکل‌های ۲۵ و ۲۶ نیز اثر هم‌زمان دو پارامتر هندسی یعنی به ترتیب اثر گام لوور و گام پره و اثر زاویه و گام لوور را در دامنه‌های مختلف گام لوور و پره نشان می‌دهد. با توجه به شکل ۲۵ کاهش افت فشار در بیشینه و کمینه گام لوور و هم‌زمان در گام‌های بزرگ‌تر لوور اتفاق افتاده است. همان‌طور که مشخص است کمترین افت فشار مربوط به هندسه‌ای است که با داشتن کمترین مقدار گام لوور بیشترین زاویه لوور را داشته و در شکل ۲۶ بیشترین گام پره و گام لوور توانسته کمترین افت فشار را لحاظ کند. در واقع برای فاکتور افت فشار طبق شکل ۲۶ بیشترین گام لوور و کمترین زاویه لوور توانسته این مقدار را به مینیمم حالت خود برساند ولی در کمترین مقدار گام لوور و هم‌زمان با افزایش زاویه لوور افت فشار نیز توانسته کاهش یابد.



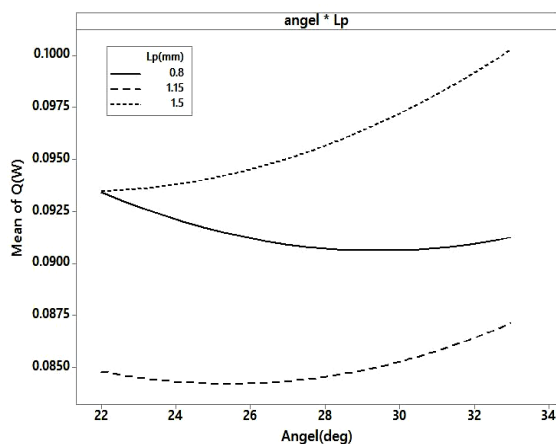
شکل (۲۳): اثر گام پره بر میزان افت فشار استاتیکی سمت هوا



شکل (۲۰): اثر متقابل گام لوور و گام پره بر ضریب انتقال حرارت سمت هوای مبدل



شکل (۲۱): اثر متقابل دو پارامتر هندسی زاویه و گام فین بر نرخ انتقال حرارت تک پره در حالت دما اشباع ثابت



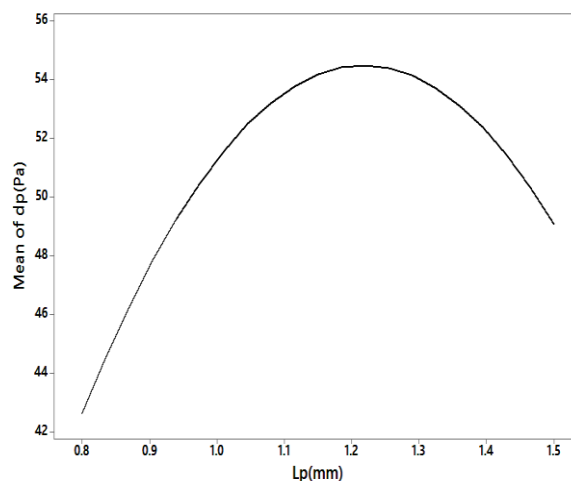
شکل (۲۲): اثر متقابل دو پارامتر هندسی زاویه و گام لوور بر نرخ انتقال حرارت تک پره در حالت دما ثابت

۶- روابط ریاضی برای دقیق‌ترین حالت پیشگویی مشخصه‌های مورد مطالعه

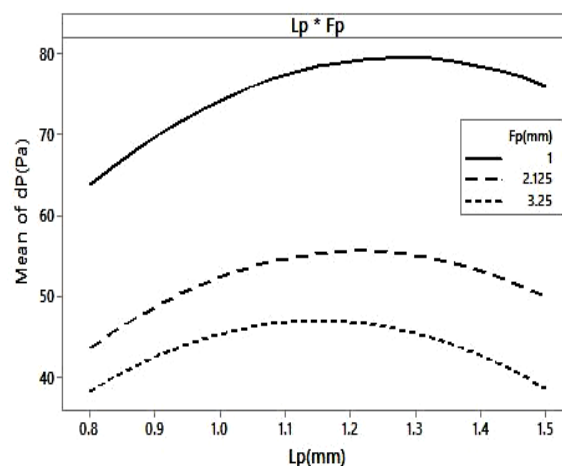
هدف از روابط ریاضی استخراج‌شده در جدول ۱۱ دستیابی به روابطی است که برای پیشگویی مقادیر مورد مطالعه در دامنه‌های مورد نظر، برای طراحی سمت هوا می‌باشد که البته باید مقدار خطای قابل قبولی را داشته باشد. رابطه ریاضی که بعد از انجام طراحی آزمایش و همگرایی جواب‌ها با تعداد مشخص حاصل شد این قابلیت را ایجاد می‌کند که با تعداد حل عددی کمتر و استخراج مقادیر حل بتوان رابطه‌ای که با داشتن داده‌های هندسی در محدوده مورد نظر در اختیار داشت و مقادیر مربوط به افت فشار و میزان دفع حرارت را با هزینه محاسباتی کم بدون استفاده از حل عددی به دست آورد. این عملیات با استفاده از روش طراحی آزمایش به روش پاسخ سطح و آنالیز آن به دست آمده است. این آنالیز برای نرخ انتقال حرارت تک پره، اختلاف دمای میانگین ورودی و خروجی سمت هوای کندانسور، افت فشار و ضریب انتقال حرارت انجام شده است. در طراحی به روش پاسخ سطح بعد از ورود داده‌های استخراج‌شده از حل عددی برای دستیابی به روابط معتبر باید مقدار P-value کمتر از ۰/۰۵ باشد [۲۷]. ضرایبی که کمتر از مقدار ذکر شده در معادله به دست آمدند از معادله عملکردی حذف می‌گردند و معادله نهایی حاصل می‌گردد که درصد خطایی از صفر تا ۴ درصد دارد. روابط به دست آمده در این تحلیل در جدول ۱۱ آورده شده است.

۷- مطالعه پارامتری

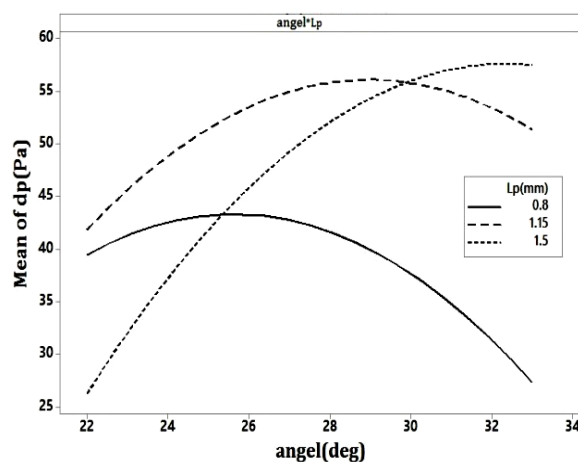
اثر پارامترهای محیطی بر پیکربندی‌های موجود از جمله دمای محیط، سرعت ورودی و دمای دیواره لوله در حالت اشباع نیز بررسی گردید و نتایج زیر حاصل گردید. طبق شکل ۲۷ با افزایش دمای ورود به هسته مبدل، ضریب انتقال حرارت به صورت خطی کاهش می‌یابد. دمای ورودی همان دمای محیط است که کندانسور در آن قرار می‌گیرد. طبق شکل ۲۸ دمای محیط اثر خاصی بر افت فشار نداشته و طبق بررسی‌های مورد مطالعه [۷] این پدیده به درستی تحلیل گردید. شکل ۲۹ نشان می‌دهد با افزایش دمای دیواره لوله حرارتی میزان ضریب انتقال حرارت روندی صعودی پیدا خواهد کرد. این مقدار دمایی برای دمای



شکل (۲۴): اثر گام لوور بر افت فشار استاتیکی سمت هوا

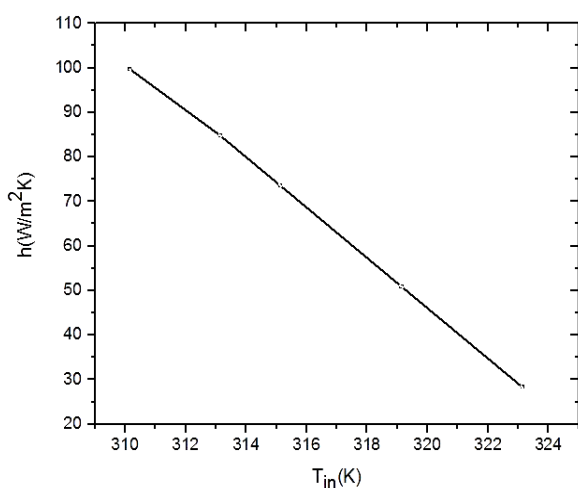


شکل (۲۵): اثر متقابل گام لوور و گام پره بر میزان افت فشار در حالت دمایی ثابت دیواره لوله

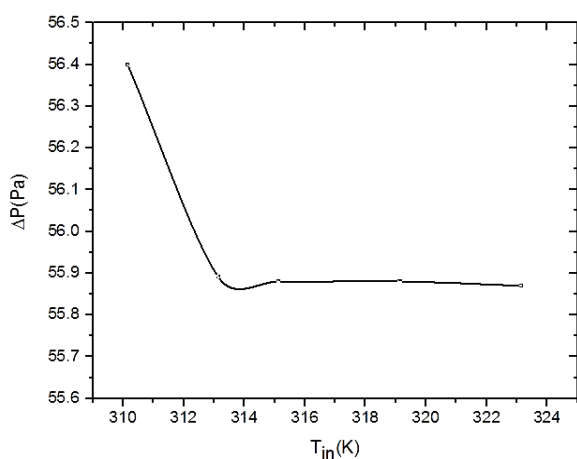


شکل (۲۶): اثر متقابل گام و زاویه لوور بر میزان افت فشار در حالت دمایی ثابت دیواره

سرعت جریان ورودی کندانسور با ضریب کاهش ۰/۳۳ که توسط صمدیانی و کاکایی [۷] در بررسی سرعت ورودی به مبادله کن خودرو و تأثیرات مسائل آیرودینامیکی و سپر خودرو در مسیر جریان، وارد کندانسور گردیده و شکل ۳۱ نشان می‌دهند که با افزایش سرعت، ضریب انتقال حرارت افزایش پیدا می‌کند و این روند افزایشی بیشتر در سرعت‌های پایین‌تر اختلاف بیشتری را ایجاد می‌کند. در سرعت بین ۶۰ تا ۹۰ کیلومتر بر ساعت این موضوع قابل مشاهده است.



شکل (۲۷): اثر دمای محیط بر روی ضریب انتقال حرارت



شکل (۲۸): اثر دمای محیط بر افت فشار استاتیکی سمت هوا

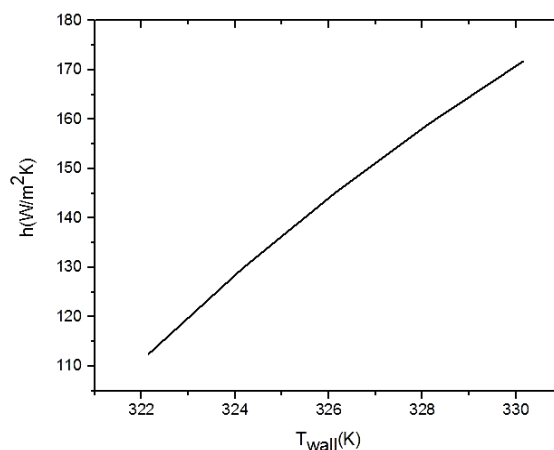
اشباع از ۴۹ درجه سلسیوس تا ۵۷ درجه سلسیوس طبق مقالات مورد مطالعه بررسی گردید. [۲۶ و ۱۱ و ۵] افت فشار در شکل ۳۰ در حالتی بررسی شده است که دمای محیط و دیواره حرارتی به ترتیب ۳۱۴/۱۵ و ۳۲۵/۱۵ کلون در نظر گرفته شده است. با افزایش سرعت خودرو و در نتیجه ورودی سرعت هوا به مبدل جریان هوا وارد فین‌ها (پره‌ها) می‌گردد و تونل پره‌ها در واقع یک جریان داخلی را به وجود آورده و جریان از اطراف دیواره پره‌ها محصور شده و کاملاً محدود به دیواره هستند، بنابراین افت فشار در اثر اصطکاک دیواره اطراف پره است. زمانیکه تعداد پره‌ها زیاد می‌شود به عبارتی مقطع جریان کم می‌شود و سرعت ورودی زیاد می‌شود افت فشار با افزایش رینولدز جریان روند افزایشی می‌گیرد.

جدول (۱۱): روابط عملکردی پارامترهای مختلف سمت هوای مبدل حرارتی فشرده مورد مطالعه

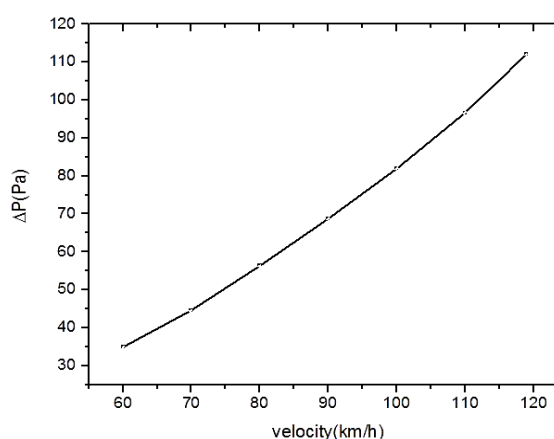
پارامتر	رابطه استخراج شده
Q(W)	$Q = 0.1471 - 0.00214 \alpha - 0.1624 L_p + 0.0429 F_p + 0.000051 \alpha^2 + 0.0706 L_p^2 + 0.00043 F_p^2 + 0.001169 \alpha * L_p - 0.000848 \alpha * F_p - 0.01206 L_p * F_p$
h (W/m ² K)	$h = 159 - 5.6 * \alpha - 133 * L_p + 49.9 * F_p + 0.15 * \alpha^2 + 67.4 * L_p^2 + 0.02 * F_p^2 + 1.456 * \alpha * L_p - 1.317 * \alpha * F_p - 18.3 * L_p * F_p$
St	$St = 0.1296 - 0.00457 \alpha - 0.1082 L_p + 0.0404 F_p + 0.000122 \alpha^2 + 0.0546 L_p^2 + 0.000002 F_p^2 + 0.001186 \alpha * L_p - 0.001067 \alpha * F_p - 0.01483 L_p * F_p$
$\Delta P (Pa)$	$\Delta p = 211.7 - 5.6 * \alpha - 133.2 * L_p - 9.89 * F_p + 5.63 * \alpha * L_p - 4.43 * L_p * F_p$
$\Delta T (K)$	$\Delta T = 2.239 - 0.02924 * \alpha - 0.2693 * L_p + 0.1093 * F_p + 0.00520 * \alpha * F_p$

۸- نتیجه‌گیری

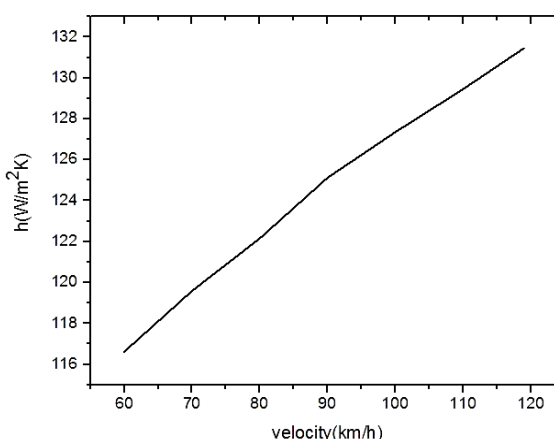
در مطالعه حاضر به بررسی عددی عملکرد حرارتی کندانسور خودرو در بخش سمت هوای این مبدل حرارتی فشرده پارامترهای هندسی مؤثر بر افت فشار و ظرفیت حرارتی بر مبنای پارامترهای سمت هوا پرداخته شد. بدین منظور مطالعه و بررسی بر پارامترهای هندسی مؤثر همچون گام پره، گام لوورها، زاویه لوورها، ارتفاع و عرض پره و تأثیراتشان بر عملکرد حرارتی کندانسور معطوف شد. برای پارامترهای مؤثر مبدل حرارتی فشرده از جمله ضریب انتقال حرارت سمت هوا و افت فشار استاتیکی و دیگر پارامترهای حرارتی بر اساس طراحی آزمایش، روابط محاسباتی استخراج گردید که ضمن کاهش خطای محاسباتی، هزینه محاسباتی را نیز کاهش داد. اعتبار سنجی مدل‌سازی انجام شده با نتایج تجربی و شبیه‌سازی دو مرجع مذکور صورت گرفت و پارامترهای مهم در خروجی تحلیل مقایسه گردید. نتایج نشان می‌دهد مدل‌سازی کار حاضر با نتایج تجربی کمتر از ۱۳ درصد در پارامترهای حرارتی و کمتر از ۵ درصد در پارامترهای جریانی تفاوت دارد. در مطالعه حاضر، تحلیل‌های عددی در قالب روش DOE بررسی قرار گرفت و دامنه پارامترهایی همچون گام لوور، گام پره و زاویه لوورها در اندازه‌هایی متناسب در چندین پیکربندی تحلیل گردید و بر اساس نتایج کمی این مطالعه، مشخص شد که با افزایش زاویه لوور در گام‌های کوچک میزان افت فشار کاهش و در گام‌های بزرگ‌تر، بیشتر می‌گردد. همچنین افزایش گام پره میزان ضریب انتقال حرارت را کاهش و با افزایش گام لوورها در گام‌های پایین فین‌ها افت فشار بیشتر می‌شود. اثرات محیطی دما و سرعت خودرو نیز بر عملکرد حرارتی و افت فشار کندانسور نیز مورد بررسی قرار گرفت که نشان داد با افزایش سرعت یا رینولدز جریان و دمای دیواره حرارتی کندانسور در حالت اشباع میزان ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد ولی با افزایش دمای ورودی نرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابد.



شکل (۲۹): اثر دمای دیواره لوله بر ضریب انتقال حرارت



شکل (۳۰): تغییرات سرعت ورودی به کندانسور توسط اتومبیل بر افت فشار استاتیکی سمت هوا



شکل (۳۱): تغییرات ضریب انتقال حرارت در سرعت‌های مختلف ورودی بر اساس سرعت خودرو

۹- مراجع

- Automotive Radiator and Condenser Simulations. SAE transactions, 1997: p. 2475-2501.1997.
12. Karthik, P., Kumaresan, V. and Velraj, R. "Experimental and Parametric Studies of a Louvered Fin and Flat Tube Compact Heat Exchanger Using Computational Fluid Dynamics", Alexandria Engineering Journal, Vol. 54, No. 4, pp. 905-915, 2015.
 13. Gunnasegaran, P., Shuaib, N.H., Abdul Jalal, M.F., and Sandhita, E. "Numerical Study of Fluid Dynamic and Heat Transfer in a Compact Heat Exchanger Using Nanofluids", ISRN Mechanical Engineering, 2012.
 14. Pérez-Segarra, C., Oliet, C., and Oliva, A. "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.
 15. Čarija, Zoran, Franković, B., Perčić, M., and Čavrak, M. "Heat Transfer Analysis of Fin-and-Tube Heat Exchangers with Flat and Louvered Fin Geometries", International journal of refrigeration, Vol. 45, pp. 160-167, 2014.
 16. Kim, M.-H. and Bullard, C.W. "Air-side Thermal Hydraulic Performance of Multi-Louvered Fin Aluminum Heat Exchangers", International Journal of Refrigeration, Vol. 25, No. 3, pp. 390-400, 2002.
 17. Kang, H. and Kim, K. "Thermal Hydraulic and Drainable Performances of Slant Louver Fin for Automobile Applications", SAE Technical Paper. 2012,
 18. Perrotin, T. and Clodic, D. "Thermal-Hydraulic CFD Study in Louvered Fin-and-Flat-Tube Heat Exchangers", International Journal of Refrigeration, Vol. 27, No. 4, pp. 422-432, 2004.
 19. Atkinson, K.N., Drakulic, R., Heikal, M.R., and Cowell, T.A. "Two-and Three-Dimensional Numerical Models of Flow and Heat Transfer Over Louvered Fin Arrays in Compact heat exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, No. 24, pp. 4063-4080, 1998.
 20. Cowell, T., Heikal, M. and Achaichia, A. "Flow and Heat Transfer in Compact Louvered Fin Surfaces", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 10, No. 2, pp. 192-199, 1995.
 21. Cha, S., Park, S., and Lee, S. "A Numerical Study on the Heat Transfer and Flow Characteristics of Automotive Louvered Fin Exchangers", Journal of Korean Society Mechanical Technology, Vol. 18, No. 1, pp. 18-23, 2016.
 22. Lee, S.H., Hur, N., and Kang, S. "An Efficient
 1. Kays, W.M. and London, A.L. "Compact Heat Exchangers", 1984
 2. Malapure, V., Mitra, S.K., and Bhattacharya, A. "Numerical Investigation of Fluid Flow and Heat Transfer Over Louvered Fins in Compact Heat Exchanger", International journal of thermal sciences, Vol. 46, No. 2, pp. 199-211. 2007.
 3. Ferrero, M., Scattina, A., Chiavazzo, E., Carena, F., Perocchio, D., Roberti, M., Toscano Rivalta, G., and Asinari, P., "Louver Finned Heat Exchangers for Automotive Sector: Numerical Simulations of Heat Transfer and Flow Resistance Coping with Industrial Constraints", Journal of Heat Transfer, Vol. 135, No. 12, 2013.
 4. Junjanna, G., Kulasekharan, N., and Purushotham, H. "Performance Improvement of a Louver-finned Automobile Radiator using Conjugate Thermal CFD Analysis", International Journal of Engineering Research & Technology, Vol. 1, No. 8, pp. 1-13. 2012.
 5. Xiaoping, T., Huahe, L. and Xiangfei, L. "CFD Simulation and Experimental Study on Air-side Performance for MCHX", 2010.
 6. Uhl, B., Brotz, F., Fauser, J., and Krüger, U. "Development of Engine Cooling Systems by Coupling CFD Simulation and Heat Exchanger Analysis Programs", SAE Transactions, pp. 13-22. 2002.
 7. Samadiani, E. and Kakaee, A. "An Analytical Model to Simulate the Automotive Cooling System", in ASME 2005 Summer Heat Transfer Conference collocated with the ASME 2005 Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Integration and Packaging of MEMS, NEMS, and Electronic Systems. 2005. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
 8. Vaisi, A., Esmaeilpour, M., and Taherian, H. "Experimental Investigation of Geometry Effects on the Performance of a Compact Louvered Heat Exchanger", Applied Thermal Engineering, Vol. 31, No. 16, pp. 3337-3346. 2011.
 9. Yoo, S.Y. and Lee, D.W. "An Experimental Study on Performance of Automotive Condenser and Evaporator", 2004.
 10. Achaichia, A. and Cowell, T. "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Flat Tube and Louvered Plate Fin Surfaces", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 1, No. 2, pp. 147-157. 1988.
 11. Pervaiz, M.M., Brewster, R.A., Ross, F., Bauer, W., and Reister, H. "Numerical Methodology for

25. Arslan, S. and Man-Hoe, K. "CFD Analysis on the Air-side Thermal Hydraulic Performance of Multi-Louvered Fin Heat Exchangers at Low Reynolds Numbers", *Energies*, Vol. 10, No. 6, p. 823. 2017.
26. Datta, S. P., Das, P. K., and Mukhopadhyay, S. "Obstructed Air Flow Through the Condenser of an Automotive Air Conditioner—Effects on The Condenser and The Overall Performance of the System", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70, No. 1, pp. 925-934. 2014.
27. Mathews, P.G. "Design of Experiments with MINITAB", Milwaukee, WI, USA ASQ Quality Press; 2005.
- Method to Predict the heat Transfer Performance of a Louver Fin Radiator in an Automotive Power System", *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 28, No. 1, pp. 145-155, 2014.
23. Chan Kang, H. and Jun, G.W. "Heat Transfer and Flow Resistance Characteristics of Louver Fin Geometry for Automobile Applications", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 133, No. 10, 2011.
24. Kang, HC., Jun, GW., and Kim, KI. "Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of Internal Flow of the Rectangular Tube for Automobile Heat Exchanger", p. 489-92. 2006.

