

عملکرد هیدرولیکی - گرمایی یک مبادله کن گرمایی لوله ای غیر دایروی با پره کنگره ای

ماکان درستکار

دانشجو کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد واحد تهران مرکزی، تهران، ایران،
 makan.dorostkar@yahoo.com

آرش میر عبدالله لواسانی*

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد واحد تهران مرکزی، تهران، ایران،
 arashlavasani@iauctb.ac.ir

چکیده

در این مطالعه عملکرد هیدرولیکی - گرمایی یک مبادله کن لوله ای غیر دایروی با پره کنگره ای در جریان عرضی هوا و در محدوده رینولدز $Re_H \leq 350$ به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته شده است. در این شبیه سازی، همچنین مقایسه بین عملکرد هیدرولیکی - گرمایی هندسه لوله دایروی و هندسه یک لوله غیر دایروی با سطح مقطع بادامکی با پره کنگره ای در پارامترهای ثابت طول کنگره و زاویه کنگره در انجام شده است. همچنین مقایسه ای بین پره تخت و کنگره ای نیز انجام شده است. نتایج نشان می دهد که در محدوده رینولدز آزمایشات عملکرد هیدرولیکی - گرمایی هندسه لوله بادامکی با پره کنگره ای به ترتیب به میزان ۱۸/۹۹ تا ۲۶ درصد از لوله دایروی معادل بیشتر است. بررسی پارامترهای هندسی پره کنگره ای نشان می دهد که با افزایش زاویه کنگره (۱۵ به ۲۵ درجه) و یا طول کنگره (۶ به ۱۲ میلیمتر) عملکرد هیدرولیکی - گرمایی به میزان حدود ۱ تا ۸ درصد افزایش می گردد. اما افزایش تعداد کنگره (۴ به ۵) به مقدار ناچیز بر عملکرد هیدرولیکی - گرمایی لوله بادامکی با پره کنگره ای تاثیر دارد.

واژه های کلیدی: لوله غیر دایروی، پره کنگره ای، پره تخت، عملکرد هیدرولیکی - گرمایی، مبادله کن گرمایی، لوله بادامکی.

Thermal - Hydraulic Performance of Heat Exchanger with Non Circular Tube and Louvered Fin

M. Dorostkar

Department of Mechanical Engineering, Central Tehran Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran

A. Mirabdollah Lavasani

Department of Mechanical Engineering, Central Tehran Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran

Abstract

In this research, the thermal-hydraulic performance for non circular tube with louvered and flat fin in cross flow of the air at $70 \leq Re_H \leq 350$ were numerically investigated. The comparison of the thermal-hydraulic performance between louver fin and flat fin having cam-shaped tube has been carried out. The results indicate that in the range of Reynolds testing, the thermal-hydraulic performance of cam-shaped tube with louvered fin 18.99 to 26% is more than circular tube with louvered fin. Investigation of the geometrical parameters of louver fin reveal that by increasing the louver angle (15 to 25°) or louver length (6 to 12 mm), the thermal-hydraulic performance increases by about 1 to 8 percent. However, increasing the number of congresses (4 to 5) has a small effect on the thermal-hydraulic performance of the cam-shaped.

Keywords: Non Circular Tube, Louvered Fin, Flat Fin, Thermal-Hydraulic Performance, Heat Exchanger, Cam shaped Tube.

شده است. کیز و لاندن [۵] اولین اطلاعات قابل اعتماد در رابطه با پره کنگره ای منتشر کردند. بیوویاس [۶] آزمایش های تجسم جریان بر روی پره کنگره ای را به عنوان اولین مطالعه در این زمینه انجام داد. او نشان داد که کنگره ها در واقع مسیر جریان عبوری از خود را تغییر می دهند. داونپورت [۷] ویژگی های انتقال گرما و افت فشار برای مبادله کن گرمایی پره کنگره ای را بصورت تجربی مطالعه کرد. در کار او ۳۲ نمونه پره کنگره ای برای توسعه روابط فاکتورهای کلبرن و فانتینگ استفاده شد. دو رژیم جریان مجانبی شامل جریان مستقیم در مجرا و همچنین در کنگره توسط او نشان داده شد. همچنین مطالعات ردیابی دود برای یک مدل غیر استاندارد از هندسه پره کنگره ای که با مقیاس ۱۰ برابر ساخته شده بود را انجام داد. او ضمناً روابط انتقال گرما و اصطکاک برای هندسه پره کنگره ای را توسعه داد. آچایچای و کاول [۸] به صورت تجربی عملکرد هیدرولیکی - گرمایی با استفاده از ۱۵ نمونه از مبادله کن های گرمایی پره کنگره ای و لوله تخت در رژیم

۱-مقدمه

امروزه، مبادله کن های گرمایی در صنایع مختلف نظیر نیروگاه های برق، پالایشگاه ها به طور گسترده به کار می رود. همچنین در دستگاه های مختلفی نظیر دیگ بخار، مولد بخار، چگالنده، خنک کن و گرمکن روغن و رادیاتورها کاربرد دارند [۱-۴]. بنابراین اثر بخشی این دستگاه ها برای دستیابی به کاهش مصرف انرژی، بهبود در بازدهی، کاهش هزینه و فضا و همچنین صرفه جویی در مواد مصرفی اهمیت بسیار زیادی دارد. بهبود در طراحی مبادله کن گرمایی می تواند صرفه جویی زیادی در مصرف انرژی به همراه داشته باشد. با توجه به ضریب انتقال حرارت پایین و افت فشار بالا در مبادله کن های گرمایی لوله و پره، افزایش عملکرد هیدرولیکی - گرمایی مستلزم تغییر شکل لوله و پره می باشد. کارهای تجربی و عددی بسیاری برای بهبود عملکرد هیدرولیکی - گرمایی مبادله کن گرمایی لوله و پره کنگره ای انجام

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: arashlavasani@iauctb.ac.ir

جریان توسعه یافته بررسی کردند. چانگ و وانگ [۹] ۲۷ نمونه از مبادله کن های گرمایی پره کنگره ای با پارامترهای هندسی متفاوت را در تونل باد آزمایش کردند و آزمایش های گسترده ای بر روی ویژگی های انتقال گرما و افت فشار مبادله کن گرمایی انجام دادند. چانگ و وانگ [۱۰] همچنین وانگ و همکاران [۱۱-۱۲] آزمایشات گسترده به صورت تجربی بر عملکرد هیدرولیکی - گرمایی پره های کنگره ای انجام داده اند. آن ها روابط مربوط به فاکتور f و فاکتور z برای پره کنگره ای را توسعه داده اند. در کار وانگ و همکاران [۱۱] تاثیر پارامترهای هندسی مبادله کن گرمایی لوله دایروی با پره کنگره ای شامل تعداد ردیف لوله، سایز لوله و گام پره در یک تونل باد بصورت تجربی بررسی شده است. در این آزمایشات از ۱۴ نمونه استفاده شده است. نتایج آنها نمایش فاکتورهای L و f بر حسب عدد رینولدز در محدوده ۳۰۰ تا ۸۰۰۰ بود. نتایج آنها نشان داد که برای رینولدزهای بیش از ۲۰۰۰ تعداد ردیف لوله ها و گام پره به ترتیب تاثیری بر فاکتور اصطکاکی و انتقال گرما ندارد.

لیو و همکاران [۱۳] به کمک روش عددی عملکرد انتقال گرما و افت فشار برای پره کنگره ای دارای لوله دایروی و بیضوی بررسی کردند. همچنین آن ها اثرات پارامترهای هندسی شامل زاویه کنگره، گام کنگره و طول کنگره بررسی کردند. نتایج آن ها نشان داد که عملکرد انتقال گرما و فشار پره کنگره ای دارای لوله بیضوی در مقایسه با پره کنگره ای دارای لوله دایروی به ترتیب ۱۰ درصد و ۴۰ درصد کاهش یافته است. هسیه و جانگ [۱۴] به کمک روش عددی پارامترهای هندسی پره کنگره ای و لوله دایروی با روش تاگوچی بهینه سازی کردند. نتایج آن ها نشان داد که گام عرضی لوله، قطر خارجی لوله و گام پره عوامل اصلی بودند که به طور قابل توجهی بر روی عملکرد هیدرولیکی- گرمایی مبادله کن گرمایی اثر گذاشته است. هیوسان و همکاران [۱۵] مطالعه عددی بر عملکرد هیدرولیکی - گرمایی مبادله کن گرمایی پره کنگره ای و لوله دایروی با باله تولید کننده گردابه (باله دلتا) و بدون تولید کننده گردابه انجام داده اند. نتایج آن ها نشان داد که بیشترین عملکرد انتقال گرما برای مبادله کن گرمایی پره کنگره ای با باله دلتا در قدرت پمپاژ یکسان در مقایسه با مبادله کن گرمایی پره کنگره ای بدون باله دلتا داشته است. کریچا و همکاران [۱۶] مطالعه عددی بر عملکرد هیدرولیکی - گرمایی بر روی مبادله کن گرمایی پره کنگره ای و تخت دارای لوله دایروی انجام داده اند. نتایج آن ها نشان داد که عملکرد انتقال گرما در مبادله کن گرمایی دارای پره کنگره ای در مقایسه با مبادله کن گرمایی دارای پره تخت بیشتر می باشد. وانگ و همکاران [۱۷] یک مطالعه مقایسه ای به صورت تجربی در مورد عملکرد انتقال گرما در مبادله کن های گرمایی پره و لوله دارای پره تخت، کنگره ای و نیمه دیمپل گزارش کردند. نتایج آن ها نشان داد که عملکرد انتقال گرما پره کنگره ای با گام پره کوچکتر در مقایسه با پره نیمه دیمپل و تخت بیشتر بوده است. شکوهمند و سنگتراش [۱۸] به صورت عددی و آزمایشگاهی اثر آرایش خطی و زیگزاگی دیمپل ساده و دیمپل سوراخ دار بر افزایش انتقال گرما و افت فشار جریان هوای عبوری از پره کنگره ای مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نشان داد که آرایش زیگزاگی در مقایسه با آرایش خطی به طور موثری می تواند عملکرد انتقال گرما را افزایش دهد. همچنین آنها دریافته اند که پیاده سازی دیمپل ساده و دیمپل سوراخ دار

بر روی صفحه کنگره عملکرد انتقال گرما افزایش می دهد. دزان و همکاران [۱۹] بهینه سازی مبتنی بر جایگزین به منظور افزایش عملکرد انتقال گرما برای مبادله کن گرمایی پره کنگره ای با باله دلتا انجام داده اند. نتایج آن ها نشان داد که بهینه سازی عملکرد انتقال گرما ۱۳/۴۸ درصد و افت فشار ۲۰ درصد افزایش داده است. پارک و همکاران [۲۰] یخ زدگی یک مبادله کن گرمایی با پره کنگره ای و تولید کننده گردابه ای را بصورت عددی بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که عملکرد انتقال گرمایی به کمک تولید کننده گردابه ای حدود ۲۸ درصد افزایش خواهد یافت. صادقی جهرمی و همکاران [۲۱] انتقال گرما و خصوصیات اصطکاکی هوا روی یک مبادله کن گرمایی لوله ای با پره کنگره ای بصورت سه بعدی و در جریان مغشوش را بررسی کردند. از نتایج آنها می توان به بدست آوردن زاویه بهینه پره کنگره ای با ۲۱ درجه اشاره کرد. اوکباز و همکاران [۲۲] افت فشار و انتقال گرما یک مبادله کن گرمایی با پره های کنگره ای مختلف را بصورت عددی و تجربی بررسی کردند. نتایج کار آنها نشان داد که ترتیب ۸/۲ تا ۱۹/۹ و ۷ تا ۱۶/۸ بیشتر از پره موجی است. دزانا و همکاران [۲۳] مطالعه پارامتری یک مبادله کن گرمایی با پره کنگره ای و تولید کننده گردابی مستطیل شکل را برای دو نوع هندسه L1 و L2 در دو رینولدز ۱۲۰ و ۲۴۰ بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که برای دو هندسه فوق زاویه کنگره عامل اصلی انتقال گرما می باشد. کمار و همکاران [۲۴] مطالعه سه بعدی سیالاتی و گرمایی رادیاتور خودرو با پره کنگره ای را انجام دادند. سیال خنک کننده شامل مخلوط اتیل گلیکول، آب، یکی از نانو ذرات اکسید آلومینیوم، اکسید مس و اکسید روی است. نتایج آنها نشان می دهد که ضریب انتقال گرما با دو درصد اکسید آلومینیوم، اکسید مس و اکسید روی به ترتیب ۴۲/۵، ۴۷/۵ و ۵۱/۵ درصد افزایش می یابد. اوکباز و همکاران [۲۵] تاثیر سه پارامتر نوع پره (کنگره ای، موجی)، گام پره و تعداد ردیف لوله را روی عملکرد هیدرولیکی - گرمایی یک مبادله کن گرمایی لوله ای پره دارد بصورت تجربی بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که عملکرد پره کنگره ای بیشتر از موجی است. نوری بروجردی و لواسانی [۲۶-۲۸] و همچنین لواسانی و همکاران [۲۹-۳۱] جریان و انتقال گرما لوله های بادامکی در جریان عرضی از هوا را مطالعه کردند. آن ها دریافته اند که لوله بادامکی دارای عملکرد هیدرولیکی- گرمایی بهتری در مقایسه با لوله دایروی است. موبدی و همکاران [۳۲] نیز تاثیر نسبت منظر بر انتقال گرمایی یک لوله بادامکی در جریان عرضی را به صورت تجربی بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که بهترین عملکرد گرمایی نسبت به دایره با قطر معادل، برای لوله با نسبت منظر ۱/۳۵ در زاویه حمله ۱۸۰ درجه است. به منظور کاهش سایز و وزن یک کولر هوایی که در ساخت آن از لوله دایروی با پره کنگره ای استفاده شده است از لوله بادامکی که نسبت به لوله دایروی حجم کمتری را اشغال می کند استفاده شده است. بنابراین هدف از این مطالعه بررسی عملکرد هیدرولیکی - گرمایی یک مبادله کن گرمایی با لوله بادامکی و پره کنگره ای است و مقایسه عملکرد آن با مبادله کن گرمایی با لوله دایروی معادل و پره کنگره ای است.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

خواص فیزیکی سیال در دمای میانگین جریان آزاد و سطح پره محاسبه شده است. با توجه به تغییرات دمایی کم سیال در بازه سرعت ۰/۵ تا ۲/۵ متر بر ثانیه، ظرفیت گرمایی ویژه و ضریب رسانایی گرمایی سیال ثابت فرض شده است. ضریب رسانایی گرمایی و ظرفیت گرمایی ویژه هوا از جدول خواص ترمودینامیکی هوا [۳۴] در دمای متوسط ۳۲۵ کلوین به ترتیب برابر ۰/۰۲۸۰۲۲ و ۱۰۰۸/۱۶ در نظر گرفته شده است. تغییرات چگالی هوا تابع دما بوده و مطابق با قانون گاز ایده آل غیر قابل تراکم پذیر از رابطه (۴) محاسبه می شود.

$$\frac{P_0}{\rho} = RT \quad (4)$$

لزجت دینامیکی هوا تابع دما بوده و مطابق با قانون سوترلند [۳۳] از رابطه (۵) محاسبه می شود.

$$\mu = 1.458 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^{1.5}}{T + 110} \quad (5)$$

در این مطالعه، عدد رینولدز بر اساس گام پره و سرعت ورودی هوا به کمک رابطه (۶) محاسبه شده است.

$$Re_H = V_{fr} H / \nu \quad (6)$$

که در این رابطه بالا V_{fr} سرعت هوا ورودی سطح مقطع کانال و ν لزجت دینامیکی سیال و H گام پره می باشد. انتقال گرما با عدد ناسلت و رابطه (۷) محاسبه شده است.

$$Nu = \frac{hH}{k} \quad (7)$$

جدول ۱- مشخصات هندسی پره کنگره ای

نوع پره	پره کنگره ای
قطر خارجی لوله دایروی (D)	۱۰/۴۲ mm
تعداد ردیف لوله	۲
گام طولی لوله (P _l)	۱۹/۰۵ mm
گام عرضی لوله (P _t)	۲۵/۴ mm
ضخامت پره (t)	۰/۱۱۵ mm
گام پره (H)	۲/۰۶ mm
تعداد کنگره ها (N _l)	۴-۵
زاویه کنگره (θ)	۵-۲۵ Deg.
گام کنگره (L _p)	۱۵ mm/N _l
طول کنگره (L)	۴-۱۲ mm

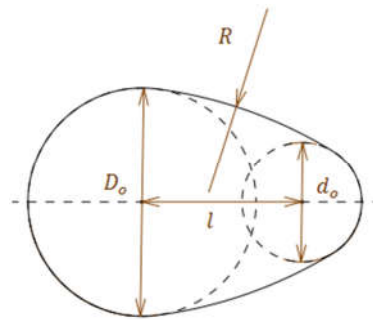
که در رابطه (۷) h ضریب انتقال گرما، k رسانایی گرمایی سیال و H گام پره می باشد. ضریب انتقال گرما از رابطه (۸) محاسبه می شود.

$$h = \frac{q''}{(T_s - T_b)} \quad (8)$$

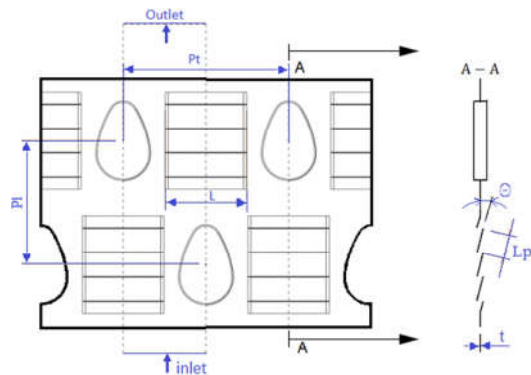
۲- مدل های محاسباتی

۲-۱- هندسه

طرحواره ای از سطح مقطع یک لوله بادامکی در شکل ۱ نشان داده شده است. این سطح به کمک بخشی از محیط دو دایره و همچنین دو کمان حاصل می شود. قطر دایره بزرگ و کوچک به ترتیب ۸/۴۲ mm و ۴/۴۵ mm $D_o = d_o$ است و شعاع هر یک از دو کمان که بر محیط هر دو دایره مماس شده اند برابر $R = ۱۶/۴۸$ mm است. فاصله مرکز دایره ها از یکدیگر برابر $l = ۵/۸۵$ mm می باشد. طول مشخصه این لوله بادامکی معادل قطر یک لوله دایروی می باشد که محیط آن معادل محیط لوله بادامکی می باشد و مقدار آن ۱۰/۴۲ میلیمتر است (π محیط لوله بادامکی $= D_{eq}$) نمای بالا و جانبی از پارامترهای هندسی پره کنگره ای در شکل ۲ نشان داده شده است. مشخصات محاسباتی در شکل ۲ با خط چین مشخص شده است. مشخصات هندسی پره کنگره ای در جدول ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱- مشخصات هندسی لوله بادامکی



شکل ۲- نمای بالا و جانبی از پارامترهای هندسی پره کنگره ای

۲-۲- معادلات حاکم

در این مطالعه معادلات حاکم شامل بقای جرم، مومنوم و انرژی با فرض اینکه جریان هوا، لایه ای، پایا و سه بعدی باشد بصورت زیر در نظر گرفته شده اند.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_j} \quad (2)$$

که در معادله بالا q'' شار گرمایی، T_s دمای سطح و T_b دمای متوسط بر روی سطح متناوب می باشد. ضریب پسا دیگر کمیت بدون بعد است که از رابطه (۹) محاسبه می شود.

$$C_D = \frac{2F_D}{\rho AV_{fr}^2} \quad (9)$$

که در آن A سطح موثر برخورد، V_{fr} سرعت هوا ورودی سطح مقطع کانال، ρ چگالی سیال، F_D نیروی پسا، C_D ضریب پسا می باشد. افت فشار جریان سیال بین ورودی و خروجی مبادله کن گرمایی پره و لوله از رابطه (۱۰) محاسبه می شود.

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (10)$$

P_{out} و P_{in} به ترتیب فشار ورودی و خروجی مبادله کن گرمایی می باشد.

۳-۲- روش حل عددی

در این مطالعه، شبیه سازی های عددی بر مبنای روش حجم محدود و به کمک نرم افزار فلوئنت (Fluent) نسخه ۱۷/۱ انجام شده است [۳۵]. برای گسسته سازی معادلات از روش تفاضل محدود مرتبه دوم و برای ارتباط میان فشار و سرعت از الگوریتم SIMPLE استفاده شده است. معیار همگرایی تحلیل عددی برای معادله پیوستگی، معادله مومنوم و معادله انرژی به ترتیب 10^{-6} ، 10^{-7} و 10^{-8} انتخاب شده است.

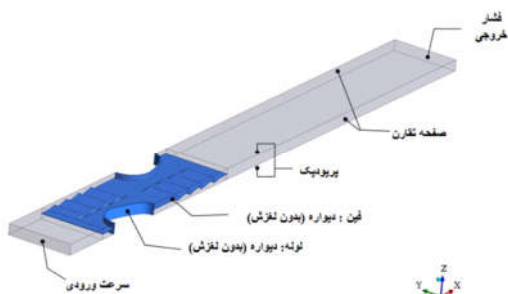
۴-۲- شرایط مرزی

دامنه محاسباتی و شرایط مرزی برای مبادله کن گرمایی با لوله بادامکی شکل و پره کنگره ای در شکل ۳ نشان داده شده است. برای اطمینان از یکنواختی جریان و جلوگیری از چرخش جریان در ناحیه خروجی، مرز خروجی از دامنه محاسباتی به اندازه هفت برابر قطر لوله (7D) از جریان پایین دست هندسه پره کنگره ای و مرز ورودی به اندازه قطر لوله (D) از جریان بالا دست هندسه پره کنگره ای در نظر گرفته شده است [۱۳]. شرط مرزی سرعت ورودی، جریان یکنواخت هوا در محدوده سرعت $(0.5 \leq U_{in} \leq 2.5 \text{ m/s})$ در نظر گرفته شده است. دمای سیال ورودی ثابت و برابر $(T_{in} = 30^\circ \text{C})$ است. شرط مرزی برای مرز خروجی جریان، شرط فشار خروجی با فشار نسبی صفر است. شرط مرزی بدون لغزش برای سرعت در سطوح پره و لوله ها استفاده است. سطوح دیواره ها، جامد و از جنس آلومینیوم $(k=238 \text{ W/m.K})$ انتخاب شده است. برای سطح لوله ها شرط دما ثابت $(T_w = 60^\circ \text{C})$ اعمال شده است. شرایط مرزی تقارن برای سطوح جانبی و شرط مرزی متناوب برای سطوح بالای و پایینی مدل در نظر گرفته شده است.

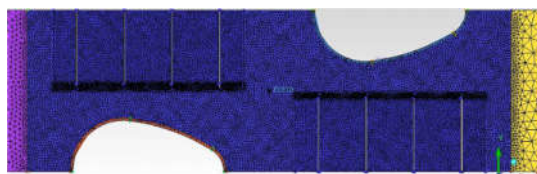
۵-۲- مش بندی

برای مش بندی هندسه های مورد نظر از نرم افزار ICEM-CFD [۳۶] استفاده شده است. مطابق شکل ۴ نوع مش بندی بکار رفته برای پره کنگره ای از نوع مش بندی بدون ساختار (چهار وجهی) استفاده شده است که دلیل آن پیچیدگی هندسه بوده است. استقلال شبکه در

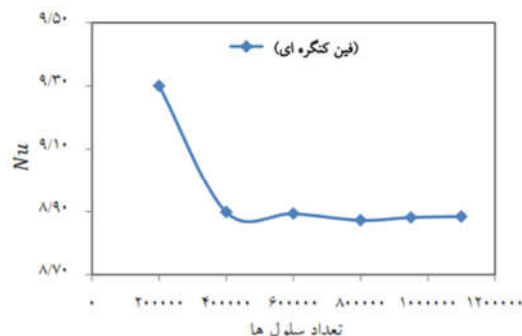
عدد رینولدز ۳۵۰ به منظور ایجاد دقت و صحت نتایج انجام شده است و مقادیر ناسلت جهت استقلال شبکه در دامنه محاسباتی بررسی شده است. در شکل ۵ عدد ناسلت بر اساس تعداد ۶ المان مختلف استفاده شده برای لوله بادامکی با پره کنگره ای و به منظور بررسی استقلال مش نشان داده شده است. همانطور که مشخص است از مش نمونه ۴ به بعد افزایش تعداد مش تاثیری بر دقت نداشته است. بنابراین تعداد ۸۰۰/۰۰۰ المان برای مطالعه حاضر به منظور اطمینان از دقت و صحت نتایج با حداقل زمان محاسباتی انتخاب شده است.



شکل ۳- ناحیه محاسباتی و شرایط مرزی لوله بادامکی با پره کنگره ای



شکل ۴- نمای بالا از شبکه بندی بدون ساختار یافته با المان چهار وجهی برای لوله بادامکی با پره کنگره ای



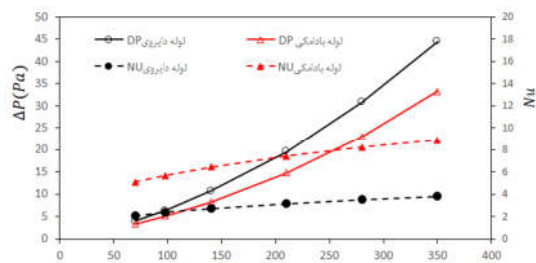
شکل ۵- عدد ناسلت براساس تعداد المان های مختلف شبکه بندی لوله دایروی با پره کنگره ای

۳- نتایج و بحث

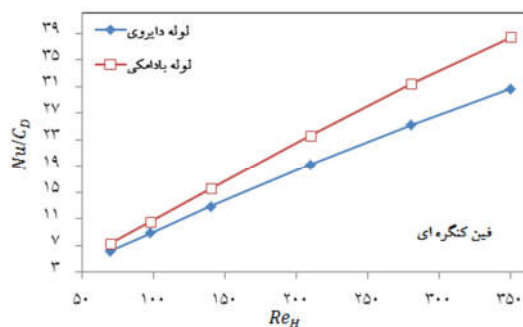
در این بخش نتایج تاثیر تعداد، طول و زاویه کنگره پره بر انتقال گرما، افت فشار و همچنین عملکرد هیدرولیکی - گرمایی یک مبادله کن گرمایی با لوله بادامکی در محدوده سرعت هوا ورودی $(2/5 \text{ m/s})$ مشخص و نتایج با پره تخت مقایسه شده است. پارامترهای N_i ، li ، θ به ترتیب شامل تعداد، زاویه و طول کنگره می باشد که N_i برابر

(Re_H) برای دو هندسه لوله با پره کنگره ای در شکل ۶ مشخص شده است. همانطور که مشخص است، عدد ناسلت برای لوله بادامکی با پره کنگره ای ۱ تا ۷/۵ درصد کمتر از لوله دایروی با پره کنگره ای می باشد. همچنین افت فشار برای هندسه لوله بادامکی با پره کنگره ای ۲۱ تا ۳۳/۹ درصد کمتر از لوله دایروی با پره کنگره ای می باشد.

دلیل آن را می توان به کشیده بودن سطح مقطع لوله بادامکی در مقابل لوله دایروی در جریان و همچنین تولید گردابه ها دانست. برای مقایسه بهتر بین دو لوله دایروی و بادامکی از عملکرد هیدرولیکی - گرمایی این دو لوله با پره کنگره ای در عدد رینولدز مختلف (Re_H) در شکل ۷ نشان داده شده است. همانطور که مشخص است لوله بادامکی با پره کنگره ای عملکرد بهتری در مقایسه با لوله دایروی دارد، بطوریکه ۱۸/۹۹ تا ۲۶ درصد بیشتر از هندسه لوله دایروی می باشد.



شکل ۶- افت فشار و عدد ناسلت بر حسب تغییرات عدد رینولدز برای دو هندسه لوله با پره کنگره ای



شکل ۷- عملکرد هیدرولیکی - گرمایی بر حسب تغییرات عدد رینولدز برای دو هندسه لوله با پره کنگره ای

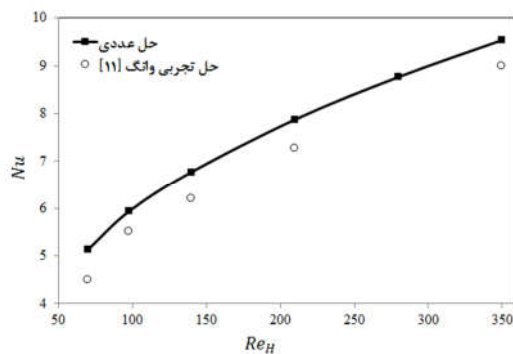
۳-۳- تاثیر طول و زاویه کنگره برای عملکرد پره

تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز برای هندسه لوله بادامکی با سه نوع پره کنگره ای و یک نوع پره تخت در شکل ۸ نشان داده شده است. همانطور که از این شکل مشخص است، تاثیر طول بیشتر از زاویه کنگره است. بطوریکه با افزایش طول کنگره از ۶ به ۱۲ میلیمتر در زاویه $\theta = 15^\circ$ انتقال گرما $25/74$ تا $40/26$ درصد افزایش یافته است. همچنین با افزایش زاویه کنگره از 15° به 25° و در طول $li = 12\text{mm}$ عملکرد انتقال گرما $1/55$ تا $5/11$ درصد افزایش یافته است. همچنین پره تخت کمترین انتقال گرما را نسبت به همه پره های کنگره ای دارد. پره های تخت سطح انتقال گرما را افزایش می دهند ولی پره کنگره ای علاوه بر افزایش سطح انتقال گرما از رشد لایه مرزی نیز جلوگیری می کند. بطوریکه پره های کنگره ای می توانند گردابه

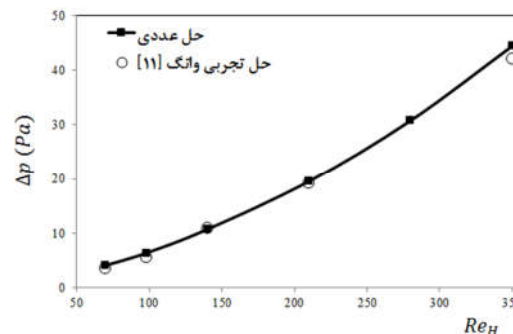
۴ و ۵ و θ برابر با ۱۵ و ۲۵ درجه و li نیز ۶ و ۱۲ میلیمتر در نظر گرفته شده است. همچنین L و F نشان دهنده پره های کنگره ای و تخت می باشد.

۳-۱- اعتبار سنجی

دقت مطالعه شبیه سازی حال حاضر با مقایسه نتایج لوله دایروی با پره کنگره ای با نتایج تجربی منتشر شده توسط وانگ و همکاران [۱۱] اعتبار سنجی شده است. در این مقایسه، مقادیر ناسلت و افت فشار برای محدود جریان لایه ای ($70 \leq Re_H \leq 350$) انجام شده است. مقایسه مقادیر عددی مطالعه حاضر برای عدد ناسلت با داده های تجربی از وانگ و همکاران [۱۱] برای پره کنگره ای در شکل ۴ نشان داده شده است. اختلاف بین داده های تجربی و مقادیر عددی حدود ۵/۸ تا ۱۴ درصد است. مقایسه مقادیر عددی مطالعه حاضر برای افت فشار با داده های تجربی از وانگ و همکاران [۱۱] برای پره کنگره ای در شکل ۵ نشان داده شده است. اختلاف بین داده های تجربی و مقادیر عددی حدود ۱/۴ تا ۱۴/۲۸ درصد است. با توجه به نتایج حاصل از شکل های ۴ و ۵ اختلاف نتایج حاضر با کار وانگ [۱۱] را می توان قابل قبول دانست.



شکل ۴- عدد ناسلت حل عددی و داده های تجربی وانگ [۱۱] برای لوله دایروی با پره کنگره ای

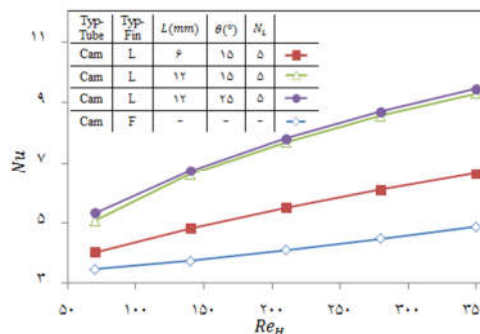


شکل ۵- افت فشار حل عددی و داده های تجربی وانگ [۱۱] برای لوله دایروی با پره کنگره ای

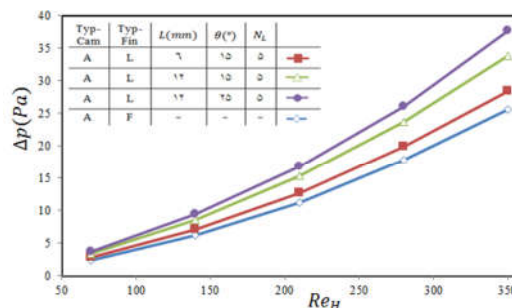
۳-۲- تاثیر هندسه لوله بر عملکرد هیدرولیکی - گرمایی پره کنگره ای

مقایسه افت فشار و عدد ناسلت بر حسب تغییرات عدد رینولدز

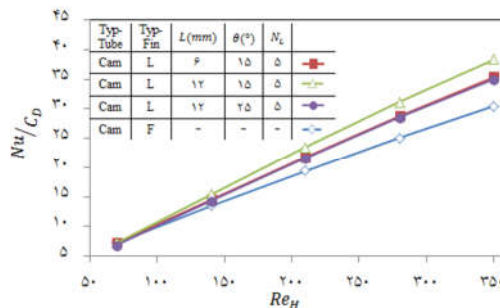
هایی تولید کنند که مخلوط کردن هوا را افزایش می دهد و در نتیجه، رشد لایه مرزی گرمایی ضعیف شده و انتقال گرما افزایش می یابد. همچنین برای هندسه لوله بادامکی با سه نوع پره کنگره ای و یک نوع پره تخت تغییرات افت فشار بر حسب عدد رینولدز در شکل ۹ نشان داده شده است. نتایج نشان می دهد که با افزایش طول کنگره در زاویه $\theta = 15^\circ$ ، افت فشار ۱۹/۱۶ تا ۲۲/۹۹ درصد افزایش یافته است و با افزایش زاویه کنگره در طول $li = 12\text{ mm}$ ، افت فشار ۱۰ تا ۱۱/۲۷ درصد افزایش یافته است. همانطور که از شکل ۹ مشخص است افت فشار در پره تخت از همه پره های کنگره ای کمتر می باشد.



شکل ۸-تاثیر زاویه و طول کنگره پره بر انتقال گرما مبادله کن گرمایی با لوله بادامکی



شکل ۹-تاثیر زاویه و طول کنگره پره بر افت فشار مبادله کن گرمایی با لوله بادامکی

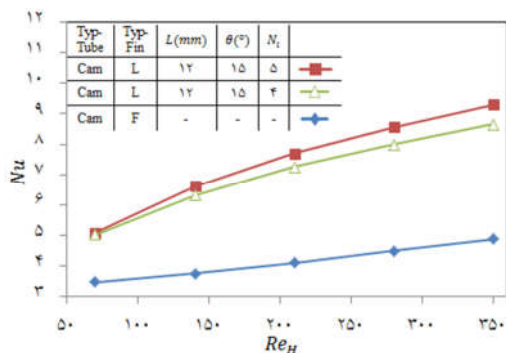


شکل ۱۰-تاثیر زاویه و طول کنگره بر عملکرد هیدرولیکی - گرمایی برای هندسه لوله بادامکی

حاصل از این شکل، در حالتی که تعداد کنگره ها ثابت است بهترین عملکرد مربوط به زاویه کنگره ۱۵ درجه با طول کنگره بیشتر می باشد. دلیل آن این است که میزان افزایش افت فشار نسبت به افزایش انتقال گرما با افزایش زاویه بیشتر می باشد و به همین دلیل عملکرد آن کاهش یافته است. بنابراین همانطور که در شکل مشخص است عملکرد هیدرولیکی - گرمایی در مبادله کن که زاویه و طول کنگره ۱۵ درجه و ۱۲ میلیمتر می باشد نسبت به پره تخت، پره کنگره ای با زاویه و طول کنگره ۱۵ درجه و ۶ میلیمتر و همچنین پره کنگره ای با زاویه و طول کنگره ۲۵ درجه و ۱۲ میلیمتر به ترتیب ۰/۰۵ تا ۲۶ درصد، ۰/۲۷ تا ۸/۴۶ درصد و حدود ۰/۲ تا ۸/۳۰ درصد بیشتر می باشد. بنابراین افزایش زاویه کنگره و همچنین کاهش طول کنگره تاثیر یکسانی بر عملکرد در تعداد کنگره یکسان دارد.

۳-۴- تاثیر تعداد کنگره برای پره کنگره ای دارای لوله بادامکی

تاثیر تعداد پره کنگره ای بر انتقال گرما و افت فشار یک مبادله کن گرمایی لوله بادامکی و مقایسه با پره تخت در شکل ۱۱ و ۱۲ مشخص شده است. در هر دو شکل تعداد پره از ۴ به ۵ و در طول $(li = 12\text{ mm})$ و زاویه کنگره $(\theta = 15^\circ)$ ثابت تغییر کرده است. همانطور که از شکل ۱۱ مشخص است، افزایش تعداد کنگره از ۴ به ۵ باعث افزایش انتقال گرما ۱/۱۹ تا ۷/۵۱ درصد می شود. اما افزایش تعداد کنگره باعث افزایش کمتری می شود همانطور که در شکل ۱۲ نشان داده شده است این مقدار بین ۲/۴۳ تا ۴/۶۲ درصد می باشد. مقایسه عملکرد هیدرولیکی - گرمایی بر حسب تغییرات عدد رینولدز برای لوله بادامکی با دو نوع پره کنگره ای و یک نوع پره تخت در شکل ۱۳ نشان داده شده است. همانطور که از شکل ۱۳ مشخص است، افزایش تعداد کنگره از ۴ به ۵ باعث کاهش عملکرد هیدرولیکی- گرمایی ۰/۱۰ تا ۱/۱۰ می گردد که نسبتاً ناچیز می باشد.



شکل ۱۱-تاثیر تعداد کنگره بر انتقال گرما برای هندسه لوله بادامکی

مقایسه عملکرد هیدرولیکی- گرمایی بر حسب تغییرات عدد رینولدز مختلف (Re_H) برای لوله بادامکی با سه نوع پره کنگره ای و یک نوع پره تخت در شکل ۱۰ نشان داده شده است. با توجه به نتایج

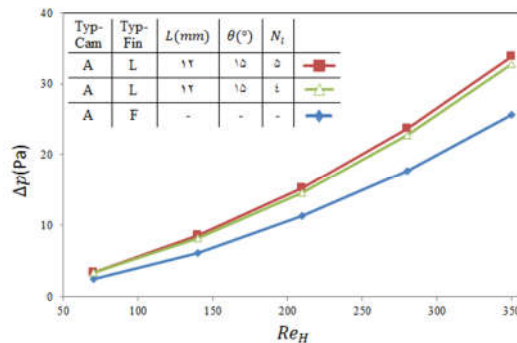
C	محیط (mm)
C_D	ضریب پسا
D	قطر خارجی بزرگ لوله بادامکی (mm)
d	قطر خارجی کوچک لوله بادامکی (mm)
D_{eq}	قطر معادل دایره (mm)
F_D	نیروی پسا
h	ضریب انتقال گرما جابه جایی، ($W/m^2 K$)
k	ضریب رسانایی گرمایی سیال، ($W/m K$)
li	طول کنگره (mm)
l	فاصله بین مرکزها (mm)
L_p	گام کنگره (mm)
Nu	عدد ناسلت
N_f	تعداد کنگره
P	فشار سیال (pa)
P_i	گام طولی لوله (mm)
P_t	گام عرضی لوله (mm)
\dot{q}	شار گرمایی (W/m^2)
R	ثابت عمومی گازها ($J/mol \cdot K$)
Re_H	عدد رینولدز بر اساس گام پره
t	ضخامت پره (mm)
T	دما ($^{\circ}C$)
T_b	دمای توده سیال ($^{\circ}C$)
T_f	دمای متوسط سیال ($^{\circ}C$)
T_{in}	دمای هوا ورودی ($^{\circ}C$)
T_s	دمای سطح پره ($^{\circ}C$)
T_w	دما لوله ($^{\circ}C$)
V_{fr}	سرعت هوای ورودی (m/s)

علائم یونانی

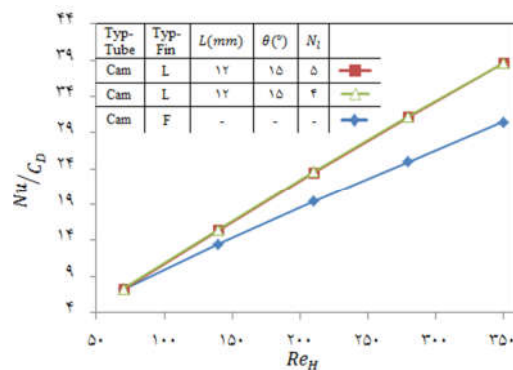
Δ	اختلاف
θ	زاویه کنگره (درجه)
μ	لزجت دینامیکی ($kg/s \cdot m$)
ν	لزجت سینماتیکی (m^2/s)
ρ	چگالی سیال (kg/m^3)

۶-مراجع

- [1] دستکار ر، ستوده ا، عمیدیور م، تحلیل پارامتری توزیع دما و کارایی مبادله‌کن‌های گرمایی سه‌جریانی با سه ارتباط گرمایی، مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، ج. ۴۹، ش. ۴، ص ۶۵-۷۵، ۱۳۹۸.
- [2] اکبری کنگرلونی ر، عباسعلیزاده م، پسته ای م، و اسمعیلی سنگری م، شبیه‌سازی جریان تک فازی و دوفازی نانوسیال آب-اکسید تیتانیم در مبادله کن گرمایی دو لوله‌ای جریان مخالف و بررسی عملکرد انتقال حرارت و افت فشار در آن، مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، ج. ۵۰، ش. ۴، ص ۲۹-۳۶، ۱۳۹۹.
- [3] عساری م، ابن عباس ا، بررسی رفتار حرارتی و سیالاتی مبادله کن گرمایی سرمایش با هوا برای به‌کارگیری در سامانه شبیه ساز ارتفاع، مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، انتشار آنلاین از تاریخ ۲۱ تیر ۱۳۹۹.
- [4] نعمت پور کشتلی ا، شیخ الاسلامی م، بررسی عددی اثر افزایش تعداد و چیدمان لوله داخلی درون مبادله کن گرمایی سه لوله‌ای بر رفتار انجماد مواد



شکل ۱۲- تاثیر تعداد کنگره بر افت فشار برای هندسه لوله بادامکی



شکل ۱۳- تاثیر تعداد کنگره بر عملکرد هیدرولیکی - گرمایی برای هندسه لوله بادامکی

۴-نتیجه‌گیری

در این مطالعه عملکرد هیدرولیکی - گرمایی لوله بادامکی با پره کنگره ای و تخت در جریان هوای لایه ای، پایا و سه بعدی در محدوده $70 \leq Re_H \leq 350$ به کمک روش عددی انجام شده است. پارامترهای تعداد، زاویه و طول کنگره در این مطالعه به ترتیب ۴ و ۵، ۱۵ و ۲۵ درجه و ۶ و ۱۲ میلیمتر در نظر گرفته شده است. بر اساس نتایج عددی حاصل نتیجه گیری های زیر استخراج می شود.

- ۱- لوله بادامکی با پره کنگره ای دارای عملکرد بهتری نسبت به لوله دایروی با پره کنگره ای دارد. عملکرد هیدرولیکی - گرمایی بادامکی در مقایسه با دایروی بیش از ۱۸/۹۹ تا ۲۶ درصدی است.
- ۲- افزایش تعداد کنگره از ۴ به ۵ در زاویه و طول کنگره ثابت باعث کاهش عملکرد هیدرولیکی - گرمایی ۰/۱۰ تا ۱/۱۰ می گردد که نسبتا ناچیز می باشد.
- ۳- با افزایش زاویه کنگره از ۱۵ به ۲۵ درجه در طول و تعداد کنگره ثابت باعث کاهش عملکرد هیدرولیکی - گرمایی حدود ۰/۲ تا ۸/۳۰ می گردد.
- ۴- با افزایش طول کنگره از ۶ به ۱۲ میلیمتر در زاویه و تعداد کنگره ثابت باعث افزایش عملکرد هیدرولیکی - گرمایی ۰/۲۷ تا ۸/۴ می گردد.

۵-نمادها

A سطح انتقال گرما (mm^2)

- تغییر فاز دهنده با نانو ذرات Al₂O₃. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز* انتشار آنلاین از تاریخ ۲۱ تیر ۱۳۹۹.
- [24] Kumar A., Hassan M.A., Chand P., Heat transport in nanofluid coolant car radiator with louvered fins, *Powder Technology*, Vol.376, pp.631-642, 2020.
- [25] Okbaz A., Pinar basi A., Bahadır O., Experimental investigation of effect of different tube row-numbers, fin pitches and operating conditions on thermal and hydraulic performances of louvered and wavy finned heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.151, 106256, 2020.
- [26] Nouri-Borujerdi A., Lavasani A.M., Flow visualization around a non-circular tube, *International Journal of Engineering Transactions B: Applications*, Vol.19, No.1, pp.73-82, 2006.
- [27] Nouri-Borujerdi A., Lavasani A.M., Experimental study of forced convection heat transfer from a cam shaped tube in cross flows, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.50, No.13, pp. 2605-2611, 2007.
- [28] Nouri-Borujerdi A., Lavasani A.M., Pressure loss and heat transfer characterization of a cam-shaped cylinder at different orientations, *Journal of Heat Transfer*, Vol.130, pp.12, pp.571-575, 2008.
- [29] Lavasani A.M., Bayat H., Maarefdoost T., Experimental study of convective heat transfer from in-line cam shaped tube bank in crossflow, *Applied Thermal Engineering*, Vol.65, No.1, pp.85-93, 2014.
- [30] Bayat H., Lavasani A.M., Maarefdoost T., Experimental study of thermal-hydraulic performance of cam-shaped tube bundle with staggered arrangement, *Energy Conversion and Management*, Vol.85, pp. 470-476, 2014.
- [31] Lavasani A.M., Maarefdoost T., Bayat H., Effect of blockage ratio on pressure drag and heat transfer of a cam-shaped tube, *Heat and Mass Transfer*, Vol.52, No.9, pp.1935-1942, 2016.
- [32] مویدی پ.، میر عبد اله لواسانی آ.، صالحی افشار ک.، ابوالفتحی س.، بررسی تجربی تأثیر نسبت منظر بر انتقال گرمای یک لوله بادامکی در جریان عرضی. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، ج. ۵۰، ش. ۳، ص ۲۲۵-۲۳۱، ۱۳۹۹.
- [33] Sutherland W., LII. The viscosity of gases and molecular force, *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, Vol.36, pp.507-531, 1893.
- [34] Bergman T.L., Incropera F.P., *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons, 2011.
- [35] FLUENT, User's Guide, Release17.1, Ansys Inc, 2016.
- [36] ICFM-CFD, ver. 14.0, ANSYS Inc., Southpointe, 2012.
- [5] Kays W., London A., Heat transfer and flow friction characteristics of some compact heat exchanger surfaces, *Trans. ASME*, Vol.72, pp. 1075-1097, 1950.
- [6] Beauvais F., An aerodynamic look at automotive radiators, *SAE Technical Paper 650470*, 1965.
- [7] Davenport C., Heat transfer and flow friction characteristics of louvered heat exchanger surfaces, *AIChE*, pp.19-27, 1983.
- [8] Achaichia A., 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.
- [9] Chang Y.-J., Wang C.-C., A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, *International Journal of heat and mass transfer*, Vol.40, No.3, pp. 533-544, 1997.
- [10] Chang Y.J., Wang C.C., Air side performance of brazed aluminum heat exchangers, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, Vol.3, No.1, pp.15-28, 1996.
- [11] Wang C., Chang Y., Chi K., Chang Y., A study of non-redirection louver fin-and-tube heat exchangers, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol.212, No.1, pp. 1-14, 1998.
- [12] Wang C.-C., Lee C.-J., Chang C.-T., Lin S.-P., Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers, *International journal of heat and mass transfer*, Vol.42, No.11, pp.1945-1956, 1999.
- [13] Leu J.-S., Liu M.-S., Liaw J.-S., Wang C.-C., A numerical investigation of louvered fin-and-tube heat exchangers having circular and oval tube configurations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.44, No.22, pp.4235-4243, 2001.
- [14] Hsieh C.-T., Jang J.-Y., Parametric study and optimization of louver finned-tube heat exchangers by Taguchi method, *Applied Thermal Engineering*, Vol.42, pp.101-110, 2012.
- [15] Huisseune H., T'Joen C., De Jaeger P., Ameal B., De Schampheleire S., De Paep M., Performance enhancement of a louvered fin heat exchanger by using delta winglet vortex generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.56, No.1, pp.475-487, 2013.
- [16] Čarija Z., Franković B., Perčić M., 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.
- [17] Wang C.-C., Chen K.-Y., Liaw J.-S., Tseng C.-Y., An experimental study of the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers having plain, louver, and semi-dimple vortex generator configuration, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.80, pp. 281-287, 2015.
- [18] Sangtarash F., Shokuhmand H., Experimental and numerical investigation of the heat transfer augmentation and pressure drop in simple, dimpled and perforated dimpled louver fin banks with an in-line or staggered arrangement, *Applied Thermal Engineering*, Vol.82, pp. 194-205, 2015.
- [19] Dezan D.J., Salviano L.O., Yanagihara J.L., Heat transfer enhancement and optimization of flat-tube multilouvered fin compact heat exchangers with delta-winglet vortex generators, *Applied Thermal Engineering*, Vol.101, pp. 576-591, 2016.
- [20] Park J., Sungjoon Byun S., Kim D., Lee K., *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Frost behavior of a louvered fin heat exchanger with vortex-generating fins, Vol.114, pp.590-596, 2017.
- [21] Sadeghianjahromia A., Kheradmanda S., Nemati H., *International Journal of Thermal Sciences*, Developed correlations for heat transfer and flow friction characteristics of louvered finned tube heat exchangers, Vol.129, pp.135-144, 2018.
- [22] Okbaz A., Pınarbası A., Olcay B., Aksoy B., An experimental, computational and flow visualization study on the air-side thermal and hydraulic performance of louvered fin and round tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.121, pp.153-169, 2018.
- [23] Dezana D., Yanagihara J., Guilherme J., Salviano L., Parametric investigation of heat transfer enhancement and pressure loss in louvered fins with longitudinal vortex generators,