مجله مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1396، دوره 17، شماره 7، ص‌ص 257-264

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

# بهبود عملکرد مبدل حرارتی لوله در لوله در آب شیرین‌کن تراکم بخار و ارایه رابطه نیمه تجربی عدد ناسلت

سید مصطفی خداشناس[1]، مهسا حاجی‌علی‌بابایی[1]، علی کشاورز ولیان[2*]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی، تهران
2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی، تهران
* تهران، صندوق پستی 19395-1999، keshavarz@kntu.ac.ir

**اطلاعات مقاله**

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 25 اردیبهشت 1396
پذیرش: 29 خرداد 1396
ارائه در سایت: 29 تیر 1396

*کلید واژگان:*
مبدل حرارتی لوله در لوله
تراکم بخار
آب‌شیرین‌کن
ضریب انتقال حرارت

**چکیده**

شیرین‌سازی آب به روش تراکم بخار یکی از روش‌های موثر در مقیاس کوچک می‌باشد. این نوع آب شیرین‌کن دارای دو جریان خروجی گرم است. از این جریان‌ها در یک مبدل حرارتی برای پیش‌گرم نمودن آب تغذیه ورودی استفاده می‌شود. در این پژوهش مبدل حرارتی لوله در لوله به‌عنوان پیش‌گرم‌کن حرارتی با تعداد لوله‌های داخلی متفاوت، طراحی و ساخته شد. این مبدل شامل تعدادی لوله داخلی است، که هر یک از لوله‌ها مسیری جداگانه برای یک جریان گرم است. آزمایش‌ها برای مبدل با یک، دو و سه لوله داخلی انجام شد. میزان دبی 30 تا 120 لیتر در ساعت در لوله بیرونی و 20 تا 90 لیتر در ساعت در لوله‌های داخلی در نظر گرفته شده است. نتایج نشان داد با افزایش تعداد لوله‌های داخلی از یک به سه، ضریب انتقال حرارت 29 درصد افزایش می‌یابد. اما کاهش قطر هیدرولیکی معادل لوله بیرونی به میزان 38.4 درصد، موجب شد، ناسلت میانگین 22 درصد کاهش یابد. برای تعیین تعداد لوله داخلی معیار ضریب بی‌بعد بهبود عملکرد به صورت نسبت تغییرات نرخ انتقال حرارت به توان لازم برای پمپاژ جریان تعریف شد. بررسی عملکرد مبدل نشان داد که افزایش تعداد لوله‌های داخلی از 1 به 2 موجب بهبود عملکرد می‌شود. اما در افزایش تعداد لوله‌های داخلی از 2 به 3 تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر عملکرد مبدل مشاهده نمی‌شود .در پایان یک رابطه نیمه تجربی برای عدد ناسلت میانگین در مبدل با دو لوله داخلی که بهترین گزینه برای استفاده در آب شیرین‌کن، در این محدوده از دبی می‌باشد، ارایه گردید.

# Performance enhancement of tube-in-tube heat exchanger utilized in mechanical vapor compression system along with its semi-empirical Nusselt number

**Seyed Mostafa Khodashenas, Mahsa Hajialibabaie, Ali Keshavarz Valian***

Department of Mechanical Engineering, Khajeh Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran
* P.O.B. 19395-1999, Tehran, Iran, keshavarz@kntu.ac.ir

**ARTICLE INFORMATION**

Original Research Paper
Received 25 April 2017
Accepted 19 June 2017
Available Online 20 July 2017

*Keywords:*
tube-tube heat exchanger
Vapor compression
Desalination system
heat transfer coefficient

**ABSTRACT**

Vapor compression is an effective method of desalination in a small scale system. Such system has two hot outlet flows. These flows are used to preheat the feedwater. In this research, tube-in-tube heat exchanger with different number of inner tubes was designed and constructed as preheater. This heat exchanger contains many inner tubes where each tube is a separate inner flow line for hot flow. Heat exchanger was tested with one, two and three inner tubes. Volumetric flow rates varied from 30 to 120 lit/h in annulus and 20 to 90 lit/h for inner tubes respectively. The results showed that by changing the number of inner tubes from 1 to 3, heat transfer increased 29%. However, 38.4% decrease in equivalent hydraulic diameter led to 22% drop in average Nusselt number. Afterward, a dimensionless coefficient of performance enhancement, defined as the ratio of heat transfer rate variation and the required pumping power, was used to determine number of inner tubes. The results implied that heat exchanger performance improved by increasing the number of inner tubes from 1 to 2. But there is no significant improvement when number of inner tubes changes from 2 to 3. Finally, a semi-empirical equation is presented for determination of Nusselt number in a heat exchanger with two inner tubes. This study indicated that this type of heat exchanger has the best performance for the system within the tested range.

## 1- مقدمه

شیرین‌سازی آب به روش تراکم بخار یکی از روش‌های موثر در مقیاس کوچک و خانگی می‌باشد. سیستم آب‌شیرین‌کن تراکم بخار، دارای دو جریان آب با دمای متفاوت می‌باشد:

- آب شیرین تولید شده و آب نمک بازگشتی با دمای بالاتر
- آب ورودی به دستگاه با دمای پایین‌تر

به منظور کاهش مصرف انرژی در سیستم‌های آب‌شیرین‌کن از اختلاف دمای موجود، در یک مبدل حرارتی برای پیش‌گرم نمودن آب تغذیه ورودی

**برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:**

**Please cite this article using:**

S. M. Khodashenas, M. Hajialibabaie, A. Keshavarz Valian, Performance enhancement of tube-in-tube heat exchanger utilized in mechanical vapor compression system along with its semi-empirical Nusselt number, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 7, pp. 257-264, 2017 (in Persian)

[ Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23 ]

[ DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.7.16.8 ]

استفاده می‌شود. به این ترتیب دمای آب شیرین تولیدی کاهش یافته و دمای آب ورودی به سیستم افزایش می‌یابد [1]. مبدل‌های لوله در لوله[1]، به دلیل حجم کم، ساخت آسان، کارکرد در فشار بالا، وجود مسیرهای جریان مجزا و کم هزینه بودن، رایج‌ترین نوع مبدل حرارتی مورد استفاده در این سیستم‌ها هستند. عملکرد این مبدل حرارتی تاثیر زیادی بر بازدهی آب‌شیرین‌کن دارد. استفاده از مبدل حرارتی با بازده بالا و فشرده بودن از نظر حجم، دارای اهمیت است. این نوع مبدل حرارتی به صورت وسیع در صنایع شیمیایی، غذایی، نفت و گاز استفاده می‌شود. لازم به ذکر است این نوع مبدل‌ها از نظر ساختار با مبدل‌های پوسته_ لوله تفاوت دارند. در این نوع مبدل هریک از لوله‌های داخلی مسیر یک جریان مجزا است و نباید با مبدل پوسته_ لوله اشتباه گرفته شود. در ادامه با انتخاب این نوع مبدل، می‌توان از روش‌های مناسب برای افزایش بازدهی آن استفاده کرد. در تمامی این مراحل باید محدودیت‌های موجود برای کوپل شدن مبدل حرارتی با سیستم آب‌شیرین-کن آشامیدنی را نیز در نظر گرفت. از گذشته تا به امروز پژوهش‌های زیادی بر روی روش‌های افزایش بازدهی این مبدل انجام شده‌است. مبدل حرارتی دو لوله‌ای دارای دو سطح مقطع عبور جریان می‌باشد: داخلی و بیرونی. منظور از جریان بیرونی، سیالی است که در قسمت پوسته مبدل جریان دارد. به دلیل نوع هندسه در قسمت پوسته، مطالعات بسیاری بر روی انتقال حرارت و نوع جریان در این ناحیه، انجام گرفته است. یکی از اولین پژوهش‌های ارایه شده در زمینه مبدل حرارتی دو لوله‌ای، توسط نانگ و گیل [2] انجام شده است. آن‌ها در یک مطالعه عددی، رابطه‌ای نیمه تجربی برای تغییرات عدد ناسلت میانگین و توزیع دمای دیواره ارایه کردند. نتایج نشان داد که در مبدل حرارتی با طول زیاد ، ناسلت در مبدل جریان مخالف و موافق به صورت مجانبی وجود دارد. با گذشت زمان پژوهشگران بر روی روش‌های افزایش انتقال حرارت با تغییر پارامترهای هندسی تمرکز کردند. محرابیان و همت [3] اثر جریان تک فاز بر عملکرد مبدل حرارتی دو لوله‌ای را به صورت آزمایشگاهی بررسی کردند. آن‌ها در این پژوهش ضریب انتقال حرارت کلی، ضرایب انتقال حرارت لوله داخلی و پوسته را اندازه‌گیری کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که مقادیر به دست آمده از آزمایش بزرگ‌تر از ضرایب انتقال حرارت محاسبه شده از روابط هستند.

با بررسی مطالعات انجام شده، مشاهده می‌شود که افزایش بازده مبدل حرارتی دو لوله‌ای با افزایش ضریب انتقال حرارت در قسمت سیال گرم و سرد میسر می‌گردد. در این زمینه دارموس [4] استفاده از حلزونی در ورودی لوله داخلی را مورد بررسی قرار داد. وی با این کار ورودی جریان را چرخشی فرض نمود. براساس نتایج، افزایش بازده مبدل حرارتی جریان مخالف در زاویه چرخش 45 درجه برابر 85 درصد و برای جریان موافق 80 درصد است. با گسترش پژوهش‌ها، تلاش برای به‌روزرسانی روش‌های تحلیل مبدل حرارتی دو لوله‌ای، نسبت به روش‌های ناقص موجود، به ویژه در لوله‌های دارای فین انجام شد. تابورک [5] روش‌های محاسبه برای مبدل دو لوله‌ای و همچنین لوله دارای فین در ناحیه گذار را ارایه کرد. در ادامه اقبال و همکاران [7,6] در یک مطالعه عددی ساختار بهینه فین‌های سهموی و ذوزنقه‌ای شکل، در پوسته را بررسی کردند. این مطالعه با فرض جریان پایدار، آرام، توسعه یافته و با شرط مرزی شار حرارتی ثابت انجام شد. با گسترش مطالعات بر روی فین‌های داخلی شوال و ماین [8] استفاده از فین مارپیچ بر روی لوله داخلی دوار را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که عدد ناسلت در مقایسه با لوله داخلی ثابت، 64 درصد افزایش می‌یابد. تانگ و همکاران [9] انتقال حرارت در جریان آشفته را در حالتی که لوله داخلی دو نوع سطح مقطع تاب خورده داشته باشد، مطالعه کردند. براساس نتایج لوله با قطر بزرگ‌تر، دارای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک بالاتری است و انتقال حرارت با کاهش گام پیچش، افزایش می‌یابد. در این راستا بهادریا و همکاران [10] لوله داخلی را به صورت تاب خورده و با سطح مقطع مربعی آزمایش کردند. هدف این پژوهش بررسی تاثیر نسبت پیچش لوله داخلی بود. براساس نتایج، تغییر در هندسه موجب افزایش انتقال حرارت و افت فشار در تمامی رژیم‌های جریان می‌شود. همچنین نشان داده شد عدد ناسلت در جریان آرام، به ویژگی‌های جریان و پارامترهای هندسی بستگی دارد. در زمینه افزایش تعداد لوله‌های داخلی مطالعات محدودی انجام گرفته است. نادا و همکاران [11] با افزایش تعداد لوله‌های داخلی در مبدل لوله در لوله به شکل مارپیچ، تاثیر شعاع انحنا را بررسی کردند. آن‌ها در یک مطالعه آزمایشگاهی، رابطه‌ای نیمه تجربی برای تغییرات عدد ناسلت برحسب قطر هیدرویکی معادل، ارایه کردند. با توجه به تاثیر هندسه در انتقال حرارت شیخ‌الاسلامی و همکاران [12] با استفاده از مطالعات آزمایشگاهی تاثیر آشفتگی جریان پوسته را بررسی کردند. آن‌ها با استفاده از حلقه‌های مارپیچ بر روی سطح لوله داخلی، جریان آشفته در ناحیه پوسته ایجاد کردند. براساس نتایج، رابطه نیمه تجربی برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک ارایه شده است. عیسی‌پور و همکاران [13] در یک مطالعه عددی تغییر فاز در مبدل لوله در لوله با تعداد لوله‌های داخلی متفاوت را بررسی کردند. نتایج نشان داد که با افزایش تعداد لوله داخلی زمان تغییر فاز تا 29 درصد کاهش می‌یابد. اگزتمان و همکاران [14] تحقیقات را برای جریان با عدد پرانتل کم یا میکروکانال گسترش دادند. حل آن‌ها با دو شرط مرزی دمای دیواره ثابت و دیواره آدیاباتیک انجام شد. در این مقاله یک رابطه نیمه تجربی برای دمای بالک محلی و ناسلت دیواره بیرونی در ناحیه ورودی حرارتی ارایه شده است. برای جریان آرام انحراف عددی کمتر از 8 درصد گزارش شده است.

تاکنون مطالعات گسترده‌ای بر روی انواع رژیم جریان و شرایط مرزی متفاوت انجام شده است. همچنین تغییر در هندسه مبدل حرارتی برای بهبود انتقال حرارت صورت گرفته است. با این حال تغییر در تعداد لوله‌های داخلی مبدل کمتر مورد توجه محققین بوده است و در بیشتر مطالعات انجام شده از مبدل دو لوله‌ای استفاده شده است. به همین دلیل در کار حاضر تاثیر افزایش تعداد لوله داخلی بر عملکرد مبدل، به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین در داخل مبدل حرارتی از پره‌های نگهدارنده برای افزایش انتقال حرارت و حفظ موقعیت لوله‌های داخلی، استفاده شده است. جریان داخل پوسته در محدوده رژیم جریان در حال توسعه قرار دارد. با توجه به نتایج به‌دست آمده یک رابطه نیمه تجربی برای محاسبه ناسلت میانگین در پوسته، ارایه شده است. در این پژوهش سعی بر آن است که با توجه به کاربرد مبدل لوله در لوله در دستگاه آب شیرین کن، با افزایش تعداد لوله داخلی تنها از یک مبدل در ورودی استفاده شود.

## 2- آب‌شیرین‌کن تراکم بخار

دستگاه آب‌شیرین‌کن با استفاده از متراکم سازی مکانیکی بخار، به شکل‌های مختلفی ساخته‌شده است که بتواند تبادل حرارت برای تبخیر آب دریا را بهبود ببخشد [15]. "شکل 1" به صورت شماتیک نحوه عملکرد این روش را مشخص می‌کند. در این روش کمپرسور در اواپراتور خلا نسبی ایجاد می‌کند، سپس بخار مکش شده از اواپراتور متراکم می‌گردد و بعد از آن در مجموعه

[1] Tube-in-tube heat exchanger



[ Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23 ]

[ DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.7.16.8 ]

لوله‌های کندانسور به مایع تبدیل می‌شود. در اثر افزایش فشار بخار، دمای چگالش بخار (دمای اشباع در فشار کندانسور) بالا می‌رود و باعث ایجاد اختلاف دما بین بخار متراکم و آب موجود در اواپراتور می‌گردد. آب دریا بر روی سطح بیرونی لوله‌های حاوی بخار داغ اسپری شده و تبخیر می‌شود. بخار تشکیل شده وارد کمپرسور شده و این چرخه ادامه می‌یابد.

یکی از روش‌های افزایش بازده در دستگاه آب‌شیرین‌کن تراکم بخار، استفاده از مبدل حرارتی پیش‌گرم‌کن در ورودی است. در جریان کار دستگاه، آب کندانس شده، در دمای اشباع متناظر با فشار کندانسور می‌باشد. همچنین آب نمک بازگشتی نیز در دمای بالا و متناسب با فشار اواپراتور است. از طرفی آب ورودی به سیستم در دمای محیط است. در این دستگاه، با افزایش دمای آب ورودی به اواپراتور، میزان انرژی مصرفی کاهش می‌یابد. بنابراین می‌توان از جریان‌های آب خروجی با دمای متفاوت، در مبدل پیش-گرم‌کن استفاده نمود. بدین ترتیب دمای آب ورودی به دستگاه افزایش می-یابد. همچنین دمای آب تولیدی نیز کاهش یافته و برای مصرف مستقیم مطلوب می‌گردد. افزایش دمای آب تغذیه ورودی باعث بالارفتن بازده دستگاه می‌شود چرا که با بالا رفتن دمای آب تغذیه، انرژی گرمایی کمتری برای تبخیر نیاز است. همچنین کاهش دمای آب تولیدی، آب مناسبی را برای استفاده مصرف کننده آماده می‌کند.

با توجه به این‌که در این پروژه ساخت دستگاه آب‌شیرین‌کن در مقیاس خانگی مدنظر است، مبدل حرارتی باید دارای حجم کمی باشد. به همین دلیل با بررسی انواع مبدل فشرده، نوع لوله در لوله انتخاب گردیده است. این نوع مبدل دارای یک پوسته بیرونی و لوله‌های داخلی است. هریک از لوله‌های داخلی می‌تواند برای جریان جداگانه استفاده شود. در قسمت پوسته آب ورودی به دستگاه جریان می‌یابد. لوله‌های داخلی برای جریان آب شیرین تولیدی و آب نمک بازگشتی استفاده می‌شود. با توجه به دبی جریان‌های گرم، تعداد لوله‌های مربوط به هر کدام تعیین می‌شود. به طور کلی در این مبدل بین آب ورودی، آب گرم تصفیه شده و آب نمک غلیظ باقی مانده انتقال حرارت صورت می‌گیرد و بازیابی حرارت انجام می‌شود.

## 3-بررسی آزمایشگاهی

دستگاه آزمایش به منظور مطالعه و بررسی ضریب انتقال حرارت میانگین و افت فشار در مبدل حرارتی مایع/ مایع چند لوله‌ای طراحی شده است. برای مطالعه پارامترهای هندسی نظیر تعداد لوله داخلی و قطر هیدرولیکی معادل پوسته، آزمایش‌های متفاوتی طراحی و اجرا شده‌اند.

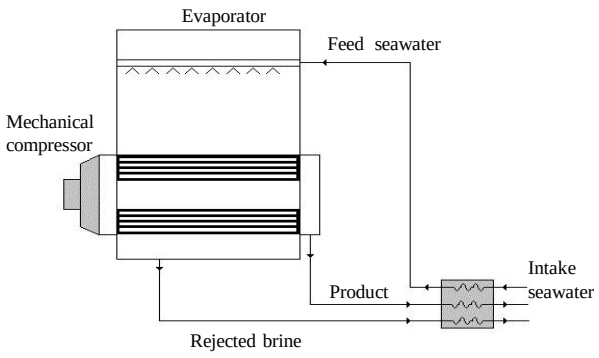


**Fig. 1** Schematic of the setup for mechanical vapor compression desalination system and preheater heat exchanger

**شکل 1** شماتیک دستگاه آب‌شیرین‌کن تراکم بخار و کاربرد مبدل پیش‌گرم‌کن

### 3 -1- دستگاه آزمایش

نمای شماتیک دستگاه آزمایش مورد استفاده در بررسی ضریب انتقال حرارت و افت فشار در مبدل چند لوله‌ای، در "شکل 2" نمایش داده شده است. دستگاه آزمایش از سه بخش اصلی تشکیل می‌شود. مدار جریان آب گرم، مدارجریان آب سرد و مبدل حرارتی. این دستگاه شامل یک مبدل حرارتی لوله در لوله، دو مخزن، دو عدد پمپ، دو عدد روتامتر، ترانسمیتر اختلاف فشار، هیتر، کنترلر و تعدادی ترموکوپل است. مدل تجهیزات مورد استفاده در جدول 1 ارایه شده است.

جریان آب گرم در مدار بسته می‌باشد. برای تامین آب گرم از یک مخزن 15 لیتری استفاده شده است. برای جلوگیری از اتلاف گرمای مخزن، سطح بیرونی آن عایق شده است. در داخل مخزن یک هیتر 1000 وات تعبیه شده که به یک کنترلر متصل است و با قطع و وصل کردن جریان برق، دمای آب را در نقطه دلخواه ثابت نگه می‌دارد. برای اندازه‌گیری دبی آب گرم از یک روتامتر با دقت 0.3 لیتر بر دقیقه استفاده شده است. از آن‌جا که این روتامتر برای آب خالص و دمای 25 درجه سانتی‌گراد کالیبره شده است، لذا باید برای شرایط کاری موردنظر دوباره کالیبره شود. برای کالیبره کردن روتامتر از یک دکانتور با حجم 3 لیتر و زمان‌سنج با دقت 0.01 ثانیه استفاده شده است. با استفاده از تست‌های گرفته شده و نقاط به‌دست آمده و برازش یک منحنی درجه 3 مقدار واقعی دبی از روی مقادیر خوانده شده محاسبه می‌شود. برای به گردش در آوردن جریان آب گرم از یک پمپ گراندفوس با هد و دبی به ترتیب 5 متر و 9 متر مکعب بر ساعت که بتواند در دمای بالا کار کند استفاده شده است.

**جدول 1** مدل تجهیزات

**Table 1** Equipment models

| تجهیزات | مدل تجهیزات |
|---|---|
| پمپ جریان سرد | سی‌اس‌ای/ سی‌اس 010 بی |
| پمپ جریان گرم | گراندفوس یوپی‌اس 55-32 |
| روتامتر جریان سرد | جک الیوت |
| روتامتر جریان گرم | دوایر |
| ترانسمیتر اختلاف فشار | تیلور 505 تی |
| داده بردار | ادم 5000/تی‌سی‌پی |

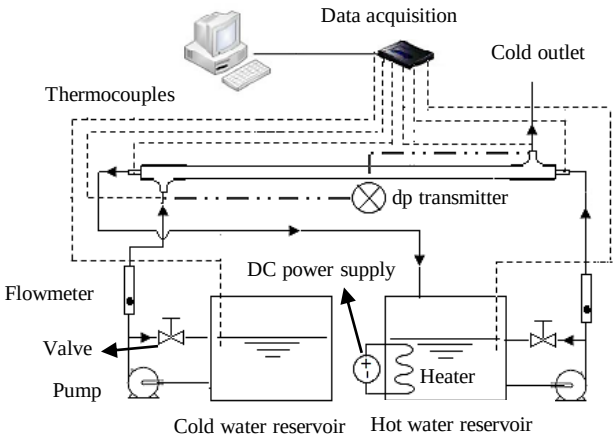


**Fig. 2** Schematic of the setup for testing heat transfer coefficient and pressure drop in heat exchanger

**شکل 2** شماتیک دستگاه آزمایش ضریب انتقال حرارت و افت فشار در مبدل حرارتی



[ Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23 ]
[ DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.7.16.8 ]

برای تنظیم دقیق هد و دبی جریان آب گرم، یک جریان کنارگذر برای پمپ در نظر گرفته شده است. جریان آب سرد به صورت مدار باز می‌باشد و آب سرد خروجی از سیستم به صورت پیوسته جبران می‌شود. برای داشتن یک جریان یکنواخت، از یک مخزن 20 لیتری استفاده شده تا بتوان به کمک آن سطح آب داخل مخزن را ثابت نگه داشت و در نتیجه از نوسانات دبی جریان سرد جلوگیری نمود. اندازه‌گیری دبی آب سرد با یک روتامتر با دقت 0.1 لیتر بر دقیقه انجام می‌شود. با وجود این که دمای کاری به دمای کالیبره شدن روتامتر نزدیک می‌باشد (25 درجه سانتی‌گراد) برای اطمینان از صحت مقادیر خوانده شده، این روتامتر نیز مجددا کالیبره شده است. یک پمپ مغناطیسی با هد و دبی به ترتیب 3 متر و 22 لیتر بر دقیقه وظیفه گردش آب سرد در مجموعه را دارد. برای تنظیم بهتر هد و دبی از یک جریان کنار گذر برای پمپ استفاده شده است. "شکل 3" نمایی از مبدل‌های حرارتی ساخته شده با تعداد لوله‌های داخلی متفاوت را نشان می‌دهد.

### 3-2- مبدل حرارتی

قسمت مورد آزمایش یک مبدل حرارتی لوله در لوله با جریان مخالف سیال‌های گرم و سرد می‌باشد. طول مبدل حرارتی 110 سانتی‌متر است. لوله-های داخلی از جنس مس با قطر داخلی و خارجی به ترتیب 4.85 و 6.35 میلی‌متر هستند. برای لوله بیرونی از شیلنگ پی‌وی‌سی با قطر داخلی 25.4 و ضخامت 3.2 میلی‌متر استفاده شده تا در حد امکان از تبادل حرارت پوسته با محیط بیرون جلوگیری شود. لازم به ذکر است که برای ثابت نگه داشتن لوله‌های داخلی در مرکز پوسته، از نگهدارنده استفاده شده است. نگهدارنده‌ها براساس تعداد لوله داخلی با هندسه متفاوت، در مسیر جریان استفاده شده‌اند. "شکل 4" نمایی از سطح مقطع مبدل و نگهدارنده، در حالت‌های مختلف آزمایش را نشان می‌دهد.

### 3-3- روش آزمایش

طی آزمایش نرخ دبی در پوسته و لوله‌های داخلی تغییر می‌کند. برای جریان سرد تغییرات دبی در محدوده 30 تا 120 لیتر در ساعت است. جریان گرم نیز در در محدوده 20 تا 90 لیتر در ساعت تغییر می‌کند. انتخاب این محدوده از دبی با توجه به ظرفیت آب شیرین‌کن تراکمی در مقیاس کوچک می‌باشد. دستگاه آب‌شیرین‌کن برای مصرف خانگی و تولید 500 لیتر آب شیرین در روز طراحی شده است. آزمایش‌ها بر روی مبدل حرارتی با تعداد 1، 2 و 3 لوله داخلی که به ترتیب مبدل 1، مبدل 2 و مبدل 3 نام‌گذاری شده‌اند، انجام گرفته‌است. در طول آزمایش دمای منبع گرم و سرد به ترتیب در 60 و 25 درجه سانتی‌گراد ثابت نگه داشته شده است. انتخاب این دما باتوجه به دمای محیط و دمای اشباع در فشار کاری دستگاه آب‌شیرین‌کن صورت گرفته است. افت فشار در مبدل حرارتی به وسیله یک ترانسمیتر اختلاف فشار با دقت 10 پاسکال اندازه‌گیری شده‌است. برای اندازه‌گیری و کنترل دما از ترموکوپل نوع k با دقت 0.1 درجه سانتی‌گراد استفاده شده‌است. تمامی ترموکوپل‌های استفاده شده برای دماهای مختلف کالیبره شده‌اند. 4 عدد از ترموکوپل‌ها در ورودی و خروجی مبدل برای جریان‌های سرد و گرم قرار گرفته‌اند. همچنین در هر کدام از مخزن‌ها برای کنترل دمای آب ورودی یک ترموکوپل تعبیه شده است. برای اندازه گیری و ثبت دما از دستگاه داده بردار استفاده شده است. معیار پایا شدن جریان به این صورت در نظر گرفته شده که نوسانات دمایی به $\pm 0.1$ درجه سانتی‌گراد برسد. به صورت تجربی معمولا 15 تا 20 دقیقه از شروع آزمایش زمان لازم است تا جریان به حالت پایا برسد. برای اطمینان از صحت تست‌های انجام شده تمامی آزمایش‌ها سه مرتبه تکرار شده‌اند.

**Fig. 3** View of the heat exchangers built with 1, 2, 3 inner tubes

**شکل 3** نمایی از مبدل‌های حرارتی ساخته شده با 1، 2 و 3 لوله داخلی

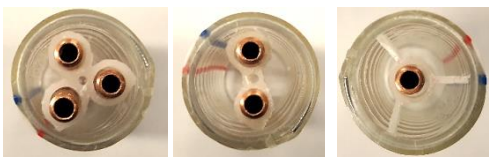

**Fig. 4** Section views of the tested heat exchanger with 1, 2, 3 inner tubes

**شکل 4** نمایی از سطح مقطع مبدل‌های حرارتی تست شده با 1، 2 و 3 لوله داخلی

## 4- محاسبات

### 4-1- روش ویلسون پلات

در روش ویلسون پلات با استفاده از ضریب انتقال حرارت کلی و نرخ دبی جریان، بدون نیاز به دمای دیواره، می‌توان ضریب انتقال حرارت را محاسبه کرد [16]. این روش برای جلوگیری از تغییر الگوی جریان و انتقال حرارت هنگام اندازه‌گیری دمای سطح انتخاب شده‌است. جریان سیال در لوله داخلی ثابت و نرخ دبی در پوسته، سمت مجهول، تغییر می‌کند. به طورکلی، رابطه بین مقاومت‌های حرارتی در مبدل دو لوله‌ای براساس معادله (1) بیان می‌شود.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\bar{h}A)_o} + R_w + \frac{1}{(\bar{h}A)_i} \quad (1)$$

با گذشت زمان روش ویلسون پلات، بهبود یافته و امروزه روش اصلاح شده، استفاده می‌شود. اصلاح در این روش، با هدف رفع محدودیت‌های موجود در روند محاسبات و آزمایش‌ها انجام شده‌است. با استفاده از روش بهبودیافته - می‌توان سه مجهول موجود در ضرایب انتقال حرارت لوله داخلی و خارجی را به دست آورد. به این ترتیب، ضرایب گفته شده به صورت مشخص با توجه به شرایط خاص هر آزمایش و سیستم، تعیین می‌گردد. در این روش ضریب انتقال حرارت برای جریان تک فاز با رژیم جریان آشفته در لوله داخلی با استفاده از رابطه (2) محاسبه می‌شود و توان عدد پرانتل و عدد رینولدز به ترتیب برابر با 0.3 و 0.4 لحاظ می‌گردد [17]. در لوله بیرونی مبدل که رژیم جریان آرام است، برای محاسبه ضریب انتقال حرارت از رابطه (3) استفاده می‌شود. بر این اساس توان عدد پرانتل برابر با $1/6-$ در نظر گرفته می شود [18].

$$\bar{h}_i = c_i \left(\frac{k_i}{D_i}\right) \mathrm{Re_i}^n \, \mathrm{Pr_i}^m \quad (2)$$

$$\bar{h}_o = c_o \left(\frac{k_o}{D_o}\right) \left(\frac{\mathrm{Re}_o \, \mathrm{Pr}_o \, D_o}{L}\right)^p \mathrm{Pr}_o^{\mathrm{q}} \quad (3)$$

بدین ترتیب در رابطه (2) ضریب $c_i$ و در رابطه (3) ضریب $c_o$ و توان $p$



[ Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23 ]

[ DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.7.16.8 ]

مجهول است. با این فرض روابط (2) و (3) را در رابطه اساسی (1) جایگذاری می‌کنیم. با مرتب‌سازی معادلات به دست آمده، به فرم خطی $Y=mX+b$، داریم:

$$Y = (\frac{1}{UA} - R_w)(\frac{A_o k_o}{D_o})\left((\frac{\mathrm{Re}_o\ \mathrm{Pr}_o\ D_h}{L})^p\ \mathrm{Pr}_o^{-\frac{1}{6}}\right) \quad (4)$$

$$X = \frac{A_o(\frac{k_o}{D_o})((\frac{\mathrm{Re_o\ Pr_o}\ D_h}{L})^{\mathrm{p}}\ \mathrm{Pr_o}^{-\frac{1}{6}}}{(A_i\left(\frac{k_i}{D_i}\right)\mathrm{Re_i}^n\ \mathrm{Pr_i}^m)} \quad (5)$$

$$m = \frac{1}{c_i} \quad (6)$$

$$b = \frac{1}{c_o} \quad (7)$$

بدین ترتیب، می‌توان با استفاده از نتایج آزمایشگاهی، معادله خط به دست‌آمده را رسم کرد. در این قسمت ضریب n، به عنوان مقدار اولیه حدس زده شده و با ترسیم معادله خط، ضرایب مجهول شیب و عرض از مبدا که به ترتیب معرف ضریب ثابت لوله داخلی و بیرونی می‌باشد، به دست می‌آید. در قدم بعدی ضریب حدس زده شده، نیاز به اصلاح دارد. در این راستا معادلات (3,1) با هدف به دست آوردن توان مجهول p مرتب می‌شوند؛ بدین ترتیب داریم:

$$y_t = (\frac{1}{UA} - R_w - \frac{1}{(A_i\left(\frac{k_i}{D_i}\right)\mathrm{Re_i}^n\ \mathrm{Pr_i}^m)})A_o\left(\frac{k_o}{D_o}\right)\left(\mathrm{Pr_o}^{-\frac{1}{6}}\right) \quad (8)$$

$$Y' = \ln\frac{1}{y_t} \quad (9)$$

$$X' = \ln(\frac{\mathrm{Re_o\ Pr_o}\ D_h}{L}) \quad (10)$$

$$m = P \quad (11)$$

$$b = \ln c_0 \quad (12)$$

با مرتب‌سازی معادلات (12,8) به صورت معادله خطی $Y'=mX'+b$، می‌توان با استفاده از نتایج اندازه‌گیری شده، معادله خط به دست‌آمده را رسم کرد. بدین ترتیب با توجه به ضرایب به دست آمده از مرحله قبل، توان مجهول p و ضریب $c_0$ محاسبه می‌شود. ضرایب به دست آمده در این قسمت، دوباره در معادله خط اولیه جایگذاری می‌شود. با ادامه حل و تکرار آن با استفاده ازروش عددی، ضرایب مجهول برای معادلات (2) و (3) به دست می‌آید.

### 4-2- ضریب بهبود عملکرد

در این مرحله از محاسبات، برای تعیین تعداد لوله‌های داخلی، کمیت ضریب بهبود عملکرد تعریف می‌گردد. این معیار برابر است با میزان افزایش نرخ انتقال حرارت نسبت به توان مصرفی پمپ که مطابق با رابطه (13) بیان می‌شود.

$$\lambda = \frac{\dot{q}}{Q\Delta P} \quad (13)$$

با بی‌بعدسازی رابطه (13)، رابطه (14) به‌دست می‌آید که می‌توان از آن به‌عنوان معیاری برای بهبود ضریب عملکرد استفاده کرد [19]. ضرایب بزرگتر از یک به معنای این است که افزایش انتقال حرارت نسبت به افزایش کار مصرفی پمپ بیشتر می‌باشد. در این صورت افزایش تعداد لوله‌های داخلی مطلوب می‌باشد.

$$\lambda(i,j) = \frac{\frac{\overline{\mathrm{Nu}_j}}{\overline{\mathrm{Nu}_i}}}{(\frac{f_j}{f_i})^{\frac{1}{3}}} \quad (14)$$

### 4-3- عدم قطعیت

تمامی محاسبات انجام شده، براساس پارامترهای اندازه‌گیری شده توسط ابزارهای آزمایشگاهی، با دقت متفاوت می‌باشد. بنابراین باید میزان تاثیر خطای اندازه‌گیری بر نتایج به دست آمده، محاسبه شود. برای تعیین عدم قطعیت در محاسبه یک کمیت، براساس داده های آزمایشگاهی از تیوری پخش خطا به روش سری تیلور [20] استفاده می‌شود. برای محاسبه عدم قطعیت، می‌توان از رابطه (15) استفاده کرد.

$$U_{95} = [\sum_{i=1}^{J}(\frac{\partial r}{\partial X_i})^2 U_i^2]^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

در این رابطه $U_{95}$ مقدار خطای کل پارامتر محاسبه شده r، $U_i$ خطای اندازه-گیری هریک از متغیرهای مستقل $X_i$ و $J$ تعداد متغیرها است. به عنوان مثال برای تعیین عدم قطعیت در محاسبه کمیت شار حرارتی داریم:

$$\frac{U_{q''}}{q''} = \sqrt{(\frac{U_Q}{Q})^2 + (\frac{U_{\Delta T}}{\Delta T})^2 + (\frac{-U_D}{D})^2 + (\frac{-U_L}{L})^2} \quad (16)$$

برمبنای دقت دستگاه‌های اندازه‌گیری و روش گفته شده، حداکثر خطا در محاسبه شار حرارتی برابر با 9.7 درصد است. حداکثر خطا، مربوط به کمترین دبی در جریان پوسته می‌باشد. با افزایش دبی مطابق با رابطه (16) میزان خطای محاسبات کاهش می‌یابد.

### 4-4- رابطه تحلیلی ناسلت میانگین

رابطه (17) با استفاده از روش انتگرال کارمن- پل‌هاوزن، برای تخمین ناسلت میانگین به صورت تحلیلی به‌دست آمده است [18]. باید توجه داشت در محاسبه ناسلت باید از قطر هیدرولیکی معادل استفاده شود. همچنین با توجه به رژیم جریان در حال توسعه، از رابطه (18) تحت عنوان طول بی‌بعد شده در محاسبات استفاده می‌شود. رابطه ناسلت میانگین برای $X^*$ کوچکتر از 0.001 و عدد پرانتل بزرگ‌تر از یک معتبر است.

$$\mathrm{Nu}_{m,T} = \frac{0.644}{\sqrt{X^*}\mathrm{Pr}^{\frac{1}{6}}}\ (1 + 6.27(\mathrm{Pr}X^*)^{\frac{4}{9}})^{\frac{1}{2}} \quad (17)$$

$$X^* = \frac{L}{\mathrm{Re\,Pr}\,D_h} \quad (18)$$

## 5- بررسی نتایج

### 5-1- شار حرارتی

تغییرات شار حرارتی با عدد رینولدز، برای مبدل یک، دو و سه لوله‌ای در "شکل 5" ارایه شده است. این کمیت با استفاده از تغییرات دما و دبی اندازه‌گیری شده، محاسبه می‌شود. برای جریان گرم در لوله داخلی رابطه (17) و جریان سرد در قسمت پوسته رابطه (18) استفاده می‌شود. اختلاف میزان شار محاسبه شده برای دو جریان داخلی و خارجی، حداکثر برابر با 8 درصد می‌باشد. به همین دلیل شار حرارتی گزارش شده، بر اساس میانگین این دو مقدار محاسبه شده است.

$$\dot{q}_i = \dot{m}_i C_p \Delta T_i \quad (19)$$

$$\dot{q}_o = \dot{m}_o C_p \Delta T_o \quad (20)$$

همان‌طور که مشاهده می‌شود شار حرارتی با رینولدز جریان داخل پوسته، رابطه مستقیم دارد. از طرفی با افزایش تعداد لوله‌های داخلی میزان شار حرارتی روند کاهشی دارد. با افزایش تعداد لوله‌های داخلی نرخ انتقال حرارت و سطح انتقال حرارت بیشتر می‌شود. به‌دلیل این‌که میزان افزایش سطح انتقال حرارت نسبت به افزایش نرخ انتقال حرارت بیشتر بوده و شار حرارتی کاهش می‌یابد. در مبدل با دو لوله داخلی در مقایسه با مبدل تک لوله‌ای سطح انتقال حرارت 100 درصد و نرخ انتقال حرارت 52.7 درصد افزایش

[ Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23 ]

[ DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.7.16.8 ]

داشته است. در نتیجه شار حرارتی به‌طور متوسط 23.6 درصد کاهش یافته است. در مبدل با سه لوله داخلی در مقایسه با مبدل تک لوله‌ای سطح انتقال حرارت 200 درصد و نرخ انتقال حرارت 69.8 درصد افزایش داشته است. در نتیجه شار حرارتی به طور متوسط 43.8 درصد کاهش یافته است.

### 5-2- ضریب انتقال حرارت میانگین پوسته

"شکل 6" تغییرات ضریب انتقال حرارت میانگین در قسمت پوسته مبدل براساس عدد رینولدز برای مبدل با تعداد لوله داخلی مختلف را نشان می‌دهد. براساس نمودار مشاهده می‌شود با افزایش عدد رینولدز برای هر سه نوع مبدل، ضریب انتقال حرارت میانگین بیشتر می‌شود. همچنین با افزایش تعداد لوله‌های داخلی نیز ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد. با افزایش تعداد لوله‌های داخلی به دلیل کاهش سطح مقطع عبور جریان در مبدل و ثابت بودن رینولدز، سرعت جریان افزایش یافته و موجب بیشتر شدن ضریب انتقال حرارت میانگین می‌گردد. همچنین با افزایش تعداد لوله‌های داخلی، دمای میانگین سطح در قسمت پوسته بیشتر می‌شود. این افزایش دما به بیشتر شدن ضریب انتقال حرارت میانگین کمک می‌کند. به‌طور متوسط، میزان افزایش ضریب انتقال حرارت میانگین در مبدل با دو لوله داخلی برابر با 23.4 درصد و مبدل با سه لوله داخلی برابر 29 درصد است. این نتایج نسبت به مبدل با یک لوله داخلی، گزارش شده است.

### 5-3- عدد ناسلت میانگین پوسته

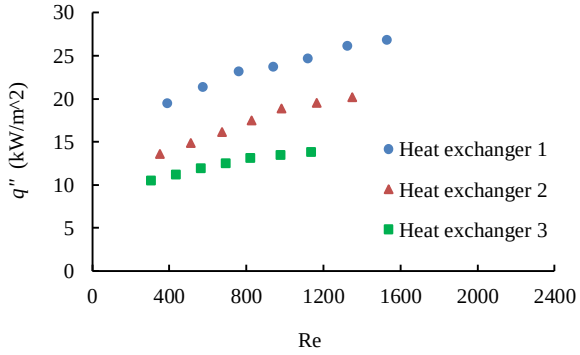


**Fig. 5** Variation of heat flux with Reynolds number for different heat exchangers

**شکل 5** تغییرات شار حرارتی با عدد رینولدز برای مبدل‌های مختلف

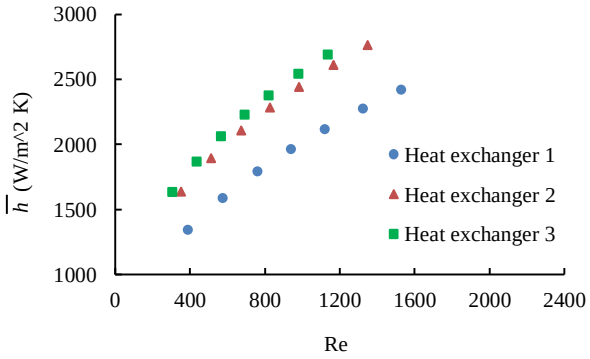


**Fig. 6** Variation of average heat transfer coefficients versus Reynolds number for different heat exchangers

**شکل 6** تغییرات ضریب انتقال حرارت میانگین برحسب عدد رینولدز برای مبدل‌های حرارتی مختلف

تغییرات عدد ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز و تعداد لوله داخلی متفاوت در "شکل 7" ارایه شده است. در هر سه نوع مبدل با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت روند صعودی دارد. اما مشاهده می‌شود که با افزایش تعداد لوله‌های داخلی، عدد ناسلت میانگین کاهش می‌یابد. باید توجه داشت که علاوه بر تغییر ضریب انتقال حرارت، پارامتر هندسی قطر هیدرولیکی نیز متغیر است. همان‌طور که بیان شد ضریب انتقال حرارت میانگین در پوسته با افزایش تعداد لوله‌های داخلی، بیشتر می‌شود. از طرفی با افزایش تعداد لوله‌های داخلی قطر هیدرولیکی معادل کاهش می‌یابد. تغییر هم‌زمان این دو متغیر موجب کاهش ناسلت میانگین می‌گردد. براساس نتایج، با تغییر تعداد لوله داخلی از یک به سه، قطر هیدرولیکی معادل 38.4 درصد کاهش می‌یابد. از طرفی براساس "شکل 6" ضریب انتقال حرارت آن 29 درصد افزایش می‌یابد. در نتیجه 22 درصد کاهش ناسلت مشاهده می‌شود. همچنین با تغییر تعداد لوله داخلی از یک به دو ناسلت میانگین 5.4 درصد کاهش می‌یابد. به دلیل این‌که با تغییر تعداد لوله داخلی قطرهیدرولیکی معادل 22 درصد کاهش داشته اما از طرفی میزان ضریب انتقال حرارت 23.4 درصد افزایش یافته است.

براساس روند تغییرات عدد ناسلت میانگین، نرخ کاهش قطر هیدرولیکی دارای تاثیر بیشتری نسبت به نرخ افزایشی ضریب انتقال حرارت میانگین است. "شکل 8" مقایسه ناسلت میانگین به‌دست آمده از آزمایش و محاسبه شده از رابطه تحلیلی (17) را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است این مقایسه برای مبدل با دو لوله داخلی انجام شده است. با توجه به "شکل 8" مشخص می‌شود میزان ناسلت میانگین تجربی، نسبت به مقدار تحلیلی بیشتر است. در روش تحلیلی تاثیر زبری سطح لوله‌ها در نظر گرفته نشده است. همچنین در آزمایش‌های انجام شده ورودی و خروجی جریان، عمود بر راستای محوری مبدل می‌باشد. این امر موجب ایجاد آشفتگی در جریان شده و انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. به همین دلیل مقادیر تجربی به دست آمده، بیشتر از مقادیر محاسبه شده به روش تحلیلی است. براساس "شکل 8"، انحرافی در حدود 10 درصد بین نتایج تجربی و نتایج تحلیلی مشاهده می‌گردد. در ادامه با استفاده از نتایج حاصل از آزمایش‌ها و روش ویلسون پلات ضرایب مجهول در رابطه (3) به دست می‌آید. با جایگذاری این ضرایب در رابطه تعریف شده، رابطه نیمه تجربی برای ضریب انتقال حرارت در قسمت پوسته حاصل می‌شود. ضرایب حاصل برای مبدل حرارتی با دولوله داخلی در رابطه (21) ارایه شده است. این رابطه در محدوده عدد رینولدز 400 تا 1500 و عدد پرانتل

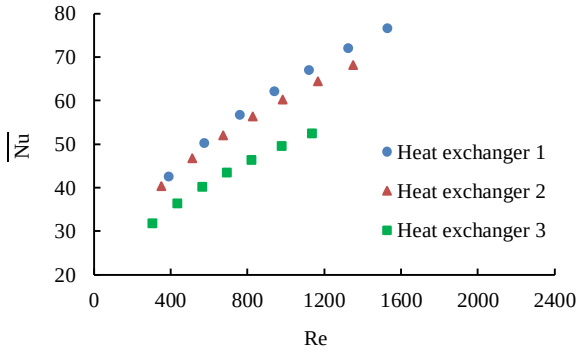


**Fig. 7** Variation of average Nusselt number versus Reynolds number for different heat exchangers

**شکل 7** تغییرات عدد ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز برای مبدل‌های حرارتی مختلف

[ Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23 ]

[ DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.7.16.8 ]

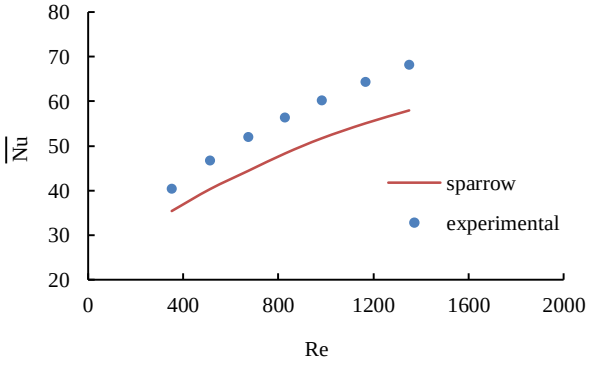


**Fig. 8** Comparison between the experimental and analytical(sparrow) average Nusselt number versus Reynolds number

**شکل 8** مقایسه تغییرات عدد ناسلت میانگین تجربی و تحلیلی بر حسب عدد رینولدز

بزرگتر از 1 اعتبار دارد.

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 15\left(\frac{\mathrm{Re_o}\ \mathrm{Pr_o}\ D_o}{L}\right)^{0.39}\ \mathrm{Pr_o}^{-0.167} \qquad (21)$$

### 5-4- معیار بهبود عملکرد

ضریب بهبود عملکرد به صورت بی بعد، با استفاده از عدد ناسلت میانگین و ضریب اصطکاک به دست می‌آید. افت فشار با تعداد لوله‌های داخلی و عدد رینولدز در جریان پوسته رابطه مستقیم دارد. با استفاده از افت فشار اندازه‌گیری شده، ضریب اصطکاک در قسمت حلقوی براساس قطر هیدرولیکی معادل، طبق رابطه (17) محاسبه می‌شود.

$$\mathrm{f} = \frac{\Delta P\ D_h}{2\rho V^2 L} \qquad (17)$$

"شکل 9" تغییرات ضریب اصطکاک برحسب رینولدز را برای مبدل‌های آزمایش شده، نشان می‌دهد.

"شکل 10" نشان می‌دهد که با تغییر تعداد لوله‌های داخلی از یک به دو، ضریب بهبود عملکرد در رینولدزهای مختلف بزرگتر از یک است. اما با تبدیل مبدل دو لوله‌ای به سه لوله‌ای این ضریب کمتر از یک به دست می‌آید. بزرگتر از یک بودن این ضریب، بدین معنی است که با ایجاد این تغییر افزایش نرخ انتقال حرارت، بیشتر از افزایش توان مصرفی لازم جهت پمپاژ جریان در سیستم می‌باشد. پس می‌توان نتیجه گرفت که استفاده از مبدل با دو لوله داخلی در آب شیرین کن موردنظر، مناسب‌ترین گزینه می‌باشد.

### 6- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر استفاده از مبدل حرارتی لوله در لوله به عنوان پیش‌گرم‌کن و

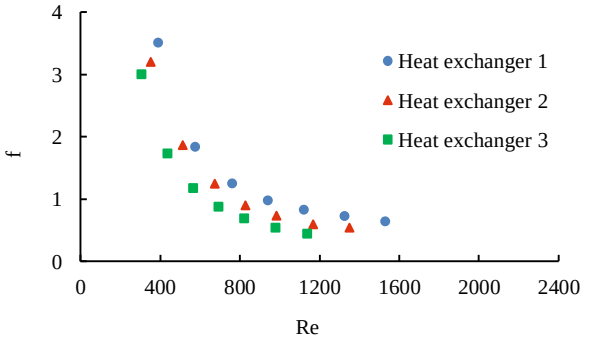


**Fig. 9** Variation of friction factor with Reynolds number for different heat exchangers

**شکل 9** تغییرات ضریب اصطکاک با عدد رینولدز برای مبدل‌های مختلف

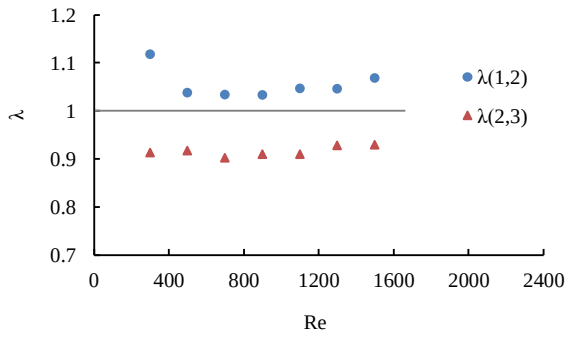


**Fig. 10** Variation of performance enhancement coefficient for different inner tubes versus Reynolds number

**شکل 10** تغییرات ضریب بهبود عملکرد مبدل برای تعداد لوله‌های داخلی مختلف برحسب عدد رینولدز

با تعداد لوله‌های داخلی متغیر، مورد مطالعه قرار گرفت. بدین منظور ساخت مبدل به صورت تک لوله‌ای، دو لوله‌ای و سه لوله‌ای، انجام شد. تاثیر رینولدز جریان داخل پوسته و تعداد لوله‌های داخلی مبدل لوله در لوله، بر ضریب انتقال حرارت و افت فشار مبدل به صورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل از این پژوهش، شامل موارد زیر می‌باشد:

- حداکثر افزایش ضریب انتقال حرارت در پوسته با تغییر تعداد لوله‌های داخلی از یک به سه و برابر با 29 درصد به دست آمد. اما به دلیل کاهش قطر هیدرولیکی معادل در پوسته برابر با 38.4 درصد ، ناسلت میانگین 22 درصد کاهش یافت.
- در مبدل با دو لوله داخلی میزان 23.4 درصد افزایش ضریب انتقال حرارت مشاهده شد. در این مبدل به دلیل کاهش قطر هیدرولیکی معادل به میزان 22 درصد، ناسلت میانگین 5.4 درصد کاهش یافت.
- عدد ناسلت به دست آمده براساس نتایج آزمایشگاهی با رابطه تحلیلی مقایسه شده و انحراف قابل قبول 10 درصد به دست آمد.
- در حالتی که تعداد لوله‌های داخلی از 1 به 2 تغییر کند، ضریب بهبود عملکرد مبدل بزرگتر از 1 و در حالتی که تعداد لوله داخلی از 2 به 3 تغییر یابد، این ضریب کوچک‌تر از یک می‌باشد. بنابراین در شرایط مورد بررسی، مبدل با دو لوله داخلی بهترین گزینه برای استفاده در آب شیرین‌کن تراکم بخار با شرایط کاری، در این محدوده از دبی سیال می‌باشد.
- یک رابطه نیمه تجربی برای محاسبه ناسلت میانگین در مبدل حرارتی با دو لوله داخلی ارایه شد.

### 7- تقدیر و تشکر

گروه نویسندگان مراتب تشکر و قدردانی خود را از همکاری مهندس محمد پاینده دوست، ابراز می‌دارد.

### 8- فهرست علایم

| | |
|---|---|
| $A$ | سطح مقطع ($m^2$) |
| $C_p$ | ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت ($kJkg^{-1}K^{-1}$) |
| $D$ | قطر (m) |
| $D_h$ | قطر هیدرولیکی (m) |
| $f$ | ضریب اصطکاک |



[ Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23 ]

[ DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.7.16.8 ]

| | |
|---|---|
| H | ضریب انتقال حرارت ($Wm^{-2}K^{-1}$) |
| $\bar{h}$ | ضریب انتقال حرارت میانگین ($Wm^{-2}K^{-1}$) |
| $k$ | رسانندگی گرمایی ($Wm^{-1}K^{-1}$) |
| $L$ | طول مبدل حرارتی (m) |
| $\dot{m}$ | دبی جرمی ($kgs^{-1}$) |
| $\overline{Nu}$ | ناسلت میانگین |
| Pr | عدد پرانتل |
| $Q$ | دبی حجمی ($m^3s^{-1}$) |
| $\dot{q}$ | نرخ انتقال حرارت (kW) |
| $q''$ | شار حرارتی ($kWm^{-2}$) |
| Re | عدد رینولدز |
| $R$ | مقاومت حرارتی ($kW^{-1}$) |
| $T$ | دما (K) |
| U | ضریب انتقال حرارت کلی ($Wm^{-2}K^{-1}$) |
| $V$ | سرعت ($ms^{-1}$) |
| $X^*$ | طول بی‌بعد شده در جریان در حال توسعه |

**علایم یونانی**

| | |
|---|---|
| $\Delta P$ | افت فشار (Pa) |
| $\rho$ | چگالی ($kgm^{-3}$) |
| $\lambda$ | ضریب بهبود عملکرد مبدل |

**زیرنویس‌ها**

| | |
|---|---|
| $i$ | داخلی |
| $m$ | میانگین |
| $o$ | خارجی |
| $T$ | شرط مرزی دمای دیواره ثابت |
| $w$ | دیواره |

## 9- مراجع


[1] M. Darwish, M. Abdel-Jawad, A. El-Hadek, The mechanically driven heat recovery system of vapour compression desalters, *Heat Recovery Systems and CHP*, Vol. 10, No. 5-6, pp. 447-456, 1990.

[2] R. J. Nunge, W. N. Gill, An analytical study of laminar counterflow double-pipe heat exchangers, *AIChE Journal*, Vol. 12, No. 2, pp. 279-289, 1966.

[3] M. Mehrabian, M. Hemmat, The overall heat transfer characteristics of a double pipe heat exchanger: Comparison of experimental data with predictions of standard correlations, *WIT Transactions on Modelling and Simulation*, Vol. 30, No. 1, pp. 591-603, 2001.

[4] A. Durmuş, Heat transfer and energy loss in a concentric heat exchanger with snail entrance, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, No. 3, pp. 303-312, 2002.

[5] J. Taborek, Double-pipe and multitube heat exchangers with plain and longitudinal finned tubes, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 18, No. 2, pp. 34-45, 1997.

[6] Z. Iqbal, K. Syed, M. Ishaq, Optimal convective heat transfer in double pipe with parabolic fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, No. 25, pp. 5415-5426, 2011.

[7] K. Syed, Z. Iqbal, M. Ishaq, Optimal configuration of finned annulus in a double pipe with fully developed laminar flow, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 8, pp. 1435-1446, 2011.

[8] O. Shewale, P. Mane, Experimental investigation of double pipe heat exchanger with helical fins on the inner rotating tube, *International Journal of Research in Engineering and Technology*, Vol. 3, No. 7, pp. 98-102 , 2014.

[9] X. Tang, X. Dai, D. Zhu, Experimental and numerical investigation of convective heat transfer and fluid flow in twisted spiral tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 90, No. 11, pp. 523-541, 2015.

[10] R. Bhadouriya, A. Agrawal, S. Prabhu, Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer in an annulus of inner twisted square duct and outer circular pipe, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 94, No. 8, pp. 96-109, 2015.

[11] S. Nada, W. El Shaer, A. Huzayyin, Performance of multi tubes in tube helically coiled as a compact heat exchanger, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, No. 7, pp. 973-982, 2015.

[12] M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, D. Ganji, Effect of discontinuous helical turbulators on heat transfer characteristics of double pipe water to air heat exchanger, *Energy Conversion and Management*, Vol. 118, No. 12, pp. 75-87, 2016.

[13] M. Esapour, M. Hosseini, A. Ranjbar, Y. Pahamli, R. Bahrampoury, Phase change in multi-tube heat exchangers, *Renewable Energy*, Vol. 85, No. 1, pp. 1017-1025, 2016.

[14] M. Axtmann, M. Heier, W. Hilali, B. Weigand, Axial heat conduction effects in the thermal entrance region for flows in concentric annular ducts: Correlations for the local bulk-temperature and the Nusselt number at the outer wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 103, No. 12, pp. 974-983, 2016.

[15] H. Ettouney, Design of single-effect mechanical vapor compression, *Desalination*, Vol. 190, No. 1-3, pp. 1-15, 2006.

[16] R. K. Shah, D. P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*: John Wiley & Sons, pp. 460-463, 2003.

[17] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, Y. I. Cho, *Handbook of Heat Transfer*: McGraw-Hill New York, pp. 325, 1998.

[18] Y. S. Muzychka, M. M. Yovanovich, Laminar forced convection heat transfer in the combined entry region of non-circular ducts, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 126, No. 1, pp. 54-61, 2004.

[19] H. Saberinejad, A. Keshavarz, Reciprocating turbulent flow heat transfer enhancement within a porous medium embedded in a circular tube, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 102, No. 11, pp. 1355-1365, 2016.

[20] H. W. Coleman, W. G. Steele, *Experimentation, Validation, and Uncertainty Analysis for Engineers*: John Wiley & Sons, pp. 85-112, 2009.


[ Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-23 ]

[ DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.7.16.8 ]