



رفتار جوششی مبرد R-600a بر اساس ائتلاف اگزرژی در لوله‌های افقی بهبود یافته و صاف

حسین مرادی¹، مازیار شفاپی^{2*}، محمد حسین صبور³

1- کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه تهران، تهران

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

3- استادیار، مهندسی هوافضا، دانشگاه تهران، تهران

* تهران، صندوق پستی 143951374، mshafae@ut.ac.ir

چکیده

در مطالعه‌ی حاضر، به بررسی مشخصه‌های افت فشار و ضریب انتقال حرارتی جوششی مبرد هیدروکربنی R-600a (ایزوبوتان) درون یک لوله‌ی افقی صاف با قطر داخلی 8.3 mm و یک لوله‌ی دیگر که سطوح آن به وسیله‌ی یک سری گودی‌ها با الگوی مارپیچ ارتقا یافته است (لوله‌ی دیمپ)، پرداخته شده است. محدوده‌ی سرعت جرمی $114 - 368 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ، محدوده‌ی کیفیت بخار 0.05-0.8 و دمای اشباع میانگین بین 38°C و 42°C است. سطح درونی لوله دیمپل از طریق بهینه‌سازی سه بعدی سطح که شامل بیرون زدگی‌های عمیق و کم عمق به صورت یکنواخت در جهت افقی بر روی دیواره لوله هستند، طراحی و تغییر شکل داده شده است. مشاهدات آزمایشگاهی به وضوح نشان دادند که عملکرد انتقال حرارتی با ایجاد گودی‌های مارپیچ روی سطح لوله بهبود می‌یابد. نتایج آزمایشگاهی نشان دادند که ضریب انتقال حرارت جابجایی لوله‌ی دیمپل 2-1.29 برابر لوله‌ی صاف است و این در حالی است که افت فشار در لوله‌ی دیمپل بین 7% تا 103% بیشتر از لوله‌ی صاف است. همچنین در طول این مطالعه با استفاده از ضرایب انتقال حرارت و افت فشار، شاخصه‌های ارزیابی عملکردی که با نام‌های فاکتور جرمه مازاد و جرمه دمای کلی شناخته می‌شوند و راه‌کاری مناسب برای مرتبط کردن دو ترم جرمه هستند مورد ارزیابی قرار خواهند گرفت.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 08 آذر 1396

پذیرش: 04 فروردین 1397

ارائه در سایت: 14 اردیبهشت 1397

کلید واژگان:

جوشش

شاخصه‌های عملکرد

R-600a

اگزرژی

Evaporation behavior of R-600a considering exergy losses in horizontal smooth and enhanced tubes

Hossein Moradi, Maziar Shafae*, Mohammad Hossein Sabour

Department of Aerospace Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran.

* P.O.B. 143951374 Tehran, Iran, mshafae@ut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 29 November 2017
Accepted 24 March 2018
Available Online 04 May 2018

Keywords:

Evaporation
Performance Criterion
R-600a
Exergy

ABSTRACT

In the present study, evaporation heat transfer and frictional pressure drops of refrigerant R-600a (isobutane) inside a helically dimpled tube and a plain tube of internal diameter 8.3mm were measured and analyzed. All tests were performed at different vapor qualities up to 0.8 and average saturation temperatures ranging between 38 and 42°C. Refrigerant mass fluxes varied in the range of 114-368 kg/m²s. The inner surface of the helically dimpled tube has been designed and reshaped through three-dimensional material surface modifications consists of both shallow and deep protrusions which is placed evenly in helical directions on the tube wall. The experimental results show that the heat transfer coefficients of the dimpled tube are 1.29-2 times larger than a smooth tube with a pressure drop penalty just ranging between 7% and 103% larger than the smooth tube. Moreover, with the heat transfer coefficient and frictional pressure drop, Performance Evaluation Criteria, dubbed Penalty Factor and Total Temperature Penalization boiling inside a helically dimpled tube and a smooth tube were analyzed which are a convenient way to relate the two penalization components.

1- مقدمه

به بررسی تأثیر تغییر سطوح داخلی لوله بر جابجایی مخلوط¹ پرداختند هرچند آنها این تأثیرات را در جریان دو فازی بررسی نکردند. ژوانگ [3] به بررسی تأثیر هندسه‌های دندانه‌ای در داخل لوله‌ها، بر روی مشخصه‌های انتقال حرارت پرداخت. گو و همکاران [4] جابجایی چگالشی و جوششی R-22، R-32 و R-410A درون یک لوله صاف (با قطر داخلی 11.43 mm)، یک لوله هرینگبون² (با قطر داخلی 11.43 mm) و یک لوله ای.تی. (با قطر

در سالیان اخیر با توجه به شتاب‌گیری صنعت و نیاز به مبدل‌های حرارتی با کارایی بهتر و هندسه کوچکتر در حوزه‌های مختلف بیش از پیش احساس شده است. مبدل‌هایی با انتقال حرارت بیشتر ولی در مقابل با افت فشار کمتر همیشه مورد توجه قرار گرفته است که با اضافه کردن زبری سطحی می‌توان به این خواسته نزدیک شد. در این رابطه ضیایی و همکاران [1] به بررسی عددی تأثیرات نانو سیال بر روی انتقال حرارت پرداختند. لی و همکاران [2]

¹ Mixed convection

² Herringbone

تعریف کردند، مناسب ترین شرایط را برای بالاترین میزان انتقال حرارت گزارش دادند. نتایج پیش‌بینی شده از مدل ارائه شده تطابق خوبی با داده‌های آزمایشگاهی داشتند. تام [13] اثرات شرایط ورودی جریان تک‌فاز آب را برای مشخصه‌های انتقال حرارتی بخار اشباع و مایع سرد در یک مبدل مورد بررسی قرار داده و در رابطه با تولید انترژی و اتلاف اگزِرژی بحث کرد. او مدل ریاضی خود را بر اساس بقای انرژی نوشته و سپس با استفاده از روش المان محدود آن را حل نمود تا اتلاف اگزِرژی و تولید انترژی را بدست آورد. وب [14] با استفاده از صفحه‌های انتقال حرارتی که دارای برآمدگی‌هایی بودند، به بررسی پارامترهای ارزیابی اگزِرژی برای این نوع از صفحه پرداخت و گزارش داد که با تعیین پارامترهای تاثیر گزار در انتقال حرارت و کمینه کردن آنها می‌توان صفحاتی به مراتب مناسب‌تر برای انتقال حرارت بدست آورد. پایسان [15] روابط قانون دوم ترمودینامیک و پارامترهای ارزیابی را مورد بررسی قرار داد و رابطه بین این پارامترها و قانون دوم را اثبات کرد. با توجه به این مطالعات می‌توان دریافت که بررسی تأثیر این نوع زبری بر سطوح لوله‌ها در جریان دوفاز نیازمند توجه بیشتری است. تأثیر هندسه‌ی دیپمل بر روی ارتقا انتقال حرارت به صورت عددی توسط هوندا و همکاران [16] انجام شده است. نتایج کارهای عددی نشان داد که استفاده از فرورفتگی در الگوهای منظم و خطی بسیار کارآمدتر از استفاده از آنها به صورت پراکنده در روی سطح لوله در افزایش انتقال حرارت است. علاوه بر این، نشان داده شد که خصوصیات هندسی شامل شکل، عمق و گام دیپمل پارامترهای تأثیرگذار در میزان افزایش انتقال حرارت هستند و در مقابل قطر دیپمل تأثیر بسزایی در این افزایش ندارد. از طرفی باید ذکر شود که تاکنون مطالعات وسیعی در جریان‌های دوفازی مبردهای مختلف صورت گرفته است، مبرد-های طبیعی مانند آب، آمونیاک، دی‌اکسید کربن، هیدروکربن‌ها و هوا به دلیل اثرات قابل اغماض روی گرمایش جهانی و تخریب لایه‌ی ازن، به عنوان مبردهای جایگزین به شدت مورد توجه قرار گرفته‌اند. از این رو مطالعه‌ی حاضر بر روی مبرد ایزوبوتان (R-600a) انجام می‌شود که یکی از انواع مبردهای طبیعی است و اطلاعات کمتری برای این نوع از مبرد و رفتار آن در دسترس است.

نهایتاً باید توجه کرد که در تحلیل اگزِرژی برای حالت تک فاز شاخصه‌های عملکرد متعددی وجود دارد و مورد استفاده قرار گرفته اند، اما به طور کلی برای انتقال حرارت‌هایی که شامل تغییر فاز هستند، عملاً قابلیت استفاده ندارند. به خصوص اینکه بر خلاف سیال تک فاز در جریان دو فاز، میزان افت فشار بر دمای اشباع سیال اثر گذاشته و به سبب آن، اختلاف دمای مؤثر متوسط عامل انتقال حرارت نیز تغییر می‌کند که قابل صرف‌نظر کردن نیست. به عنوان مثال، با بررسی‌های بیشتر مشاهده می‌شود که مطالعه‌ی تجربی در رابطه با تحلیل اگزِرژی جریان دوفاز بسیار محدود بوده. از این رو در این مطالعه در ابتدا به بدست آوردن داده‌های انتقال حرارت جوششی و افت فشار جریان R-600a و نهایتاً ارائه یک روش هم ارز برای تحلیل اگزِرژی، مربوط به لوله صاف و لوله دیپمل پرداخته می‌شود. جریان دوفازی (چگالش و جوششی) داخل لوله‌ها در بسیاری از کاربردهای مهندسی از قبیل سیستم‌های تبرید و تهویه مطبوع، نیروگاه‌های بخار، کارخانجات صنایع شیمیایی و کاربردهای هوافضایی، مطرح است. برای طراحی بهینه اواپراتورها و چگالنده‌ها، داشتن اطلاعات کافی از چگونگی تغییرات ضریب انتقال حرارت و افت فشار در شرایط متفاوت اعم از تحلیل اگزِرژی و یا تولید انترژی ضروری است. از طرف دیگر لوله‌هایی که در

داخلی (11.5 mm) در دبی‌های جرمی پایین را به صورت آزمایشگاهی مورد مطالعه قرار دادند. برای جوشش، لوله ای.اچ.تی بهترین عملکرد انتقال حرارتی را برای هر سه مبرد داشت. نسبت‌های افزایش انتقال حرارت لوله هرینگبون و لوله ای.اچ.تی، از نسبت‌های مساحت سطح داخلی مربوط به آنها بزرگتر است. لوله ای.اچ.تی چه در چگالش و چه در جوشش، باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شد. البته آنها میزان افت فشار این لوله‌ها را در طی آزمایشات خود مورد بررسی قرار ندادند. نمونه‌ای دیگر از تأثیر نانو سیال بر روی بهینه سازی گرمایی در مقاله‌ای توسط شجاعی فرد و همکاران [5] بررسی شده است. آنها با استفاده از نانوسیال و جریاد دادن آن در لوله افزایش قابل توجی را در ضریب انتقال حرارت گزارش داده اند. اخیراً خایرول و همکاران [6] تحلیل اگزِرژی خود را بر روی جریان نانوسیال در یک لوله‌ی ارتقایافته به وسیله‌ی پیچش سطحی، انجام دادند. آنها کاهش 24 درصدی اتلاف اگزِرژی را در حضور نانوسیال پیشنهادی گزارش دادند. کوكولکا و اسمیز [7] به بررسی مشخصات هندسی سطح لوله‌ی خود با میزان افزایش ضریب انتقال حرارت حاصله پرداختند. آنها این بررسی را برای جریان تک‌فاز انجام دادند و یافتند که هندسه‌ی بهینه‌ی آنها می‌تواند میزان ضریب انتقال حرارت را تا 5 برابر نسبت به لوله‌ی صاف افزایش دهد. یک نمونه‌ی دیگر از این لوله‌ها، لوله‌ی ای.اچ.تی¹ است. الگوی هندسی پیاده شده روی این لوله متشکل از یک سری برآمدگی‌ها با فاصله‌ی کاملاً منظم در سطح داخلی لوله و همچنین یک سری برآمدگی‌های کوچکتر در اطراف آن است که به آرایه گلبرگی معروف است. این الگو و طراحی در بهبود بازدهی انرژی در کاربردهای تبرید و تهویه مطبوع بسیار رضایت بخش بوده است. بهبود سطح در لوله‌ی ای.اچ.تی بوسیله‌ی روش وایپرکس بوده که در سطح لوله یک سری فرورفتگی و آرایه‌های گلبرگی ایجاد شده است. این سطح بهبود یافته از لحاظ انتقال حرارتی، موجب افزایش توربولانس²، تخریب لایه مرزی، تولید جریان‌های ثانویه و افزایش سطح انتقال حرارت می‌شود که همگی منجر به بهبود عملکرد انتقال حرارتی برای محدوده وسیعی از شرایط مختلف، می‌گردند.

بررسی اثرات برآمدگی و فرورفتگی در سطوح لوله‌ها بر انتقال حرارت در چگالش و جوشش به ندرت در مقالات دیده می‌شود ولی این امر در انتقال حرارت تک‌فاز به طور گسترده‌ای مورد مطالعه قرار گرفته است. گوپتا و یونیال [8] نشان دادند که استفاده از فرورفتگی‌ها روی سطوح لوله‌های مبدل‌های حرارتی، به دلیل سادگی در تولید و کاهش هزینه‌های اولیه و ساخت، بسیار مقرون به صرفه خواهد بود. همچنین گوئو و همکاران [9] برای مبرد R-410a با استفاده از لوله‌های مارپیچ درون لوله به بررسی چگالش و جوشش درون لوله‌ای پرداختند و افزایش قابل توجه ضریب انتقال حرارت را گزارش دادند. برون و همکاران [10] با استفاده از مطالعات پیشین به بررسی روشی برای مرتبط کردن ترم‌های خطا در یک جوشش درون لوله‌ای و بهینه سازی این خطاها پرداختند. سورش و همکاران [11] به بررسی ضریب انتقال حرارت و اصطکاک در لوله‌های صاف و دیپمل در جریان تک‌فاز پرداختند. آنها یافتند که ضریب انتقال حرارت در لوله‌ی دیپمل بین 19% تا 39% بیشتر است، در حالی‌که میزان افزایش ضریب اصطکاک بین 2% تا 10% است. کاوالینی و همکاران [12] مطالعات گسترده‌ای را بروی بهینه سازی مبدل‌های حرارتی با استفاده از روش‌های مختلف مانند به دست آوردن طول لوله بهینه و یا با استفاده از پارامترهای ارزیابی که برای هر مبرد

¹ EHT (Enhanced Heat transfer Tube)² Turbulence

پمپ شده توسط پمپ دنده‌ای پس از عبور از دی‌سنج وارد هیتر می‌شود و با توجه به توان مصرفی در کیفیت‌های مختلف از اواپراتور آخر خارج می‌شود. همانطور که ذکر شد، هیتر و اواپراتور در واقع لوله‌هایی هستند که گرمای لازم توسط المنت‌های حرارتی پیچیده شده به دور آن‌ها تامین می‌شود. کیفیت خروجی از اواپراتور که همان کیفیت ورود به کندانسور اصلی می‌باشد، به میزان توان داده شده و بازده عایق کاری بستگی دارد. مخلوط دوفاز پس از عبور از کندانسور و سرد شدن و چگالش کامل در کندانسور ثانویه وارد پمپ می‌شود. قبل از پمپ یک شیر یک‌طرفه نصب شده است تا از حرکت جریان در جهت عکس جلوگیری شود. هم چنین از آن‌جا که پمپ دنده‌ای از نوع جابه‌جایی مثبت بوده و فشار به طور پیوسته بالا می‌رود، یک شیر اطمینان با فشار عملکرد 9 bar پس از پمپ تعبیه شده است تا احوال در مواقعی که مشکل پیش بینی نشده‌ای در سیکل به وجود آمد، مبرد از این شیر تخلیه شده و فشار کاهش یابد تا مانع از آسیب دیدگی تجهیزات نظیر پمپ و دی‌سنج شود. به منظور اندازه‌گیری افت فشار در طول آزمایش اواپراتور از یک دستگاه اندازه‌گیری افت فشار استفاده شد. در این آزمایش‌ها با توجه به اینکه درجه حرارت مبرد در حال چگالش نسبتاً بالا است، از آب لوله‌کشی شهر جهت خنک‌کاری در کندانسورها استفاده می‌شود. در زمان انجام تست‌ها ی مورد نظر، درجه حرارت آب خنک کن تقریباً بین 14 تا 17 درجه سلسیوس بوده است.

3-2- جمع‌آوری داده‌ها

در حین آزمایش و پس از رسیدن سیستم به حالت پایا، داده‌های زیر ثبت می‌شود:

- 1- دبی جرمی مبرد؛
- 2- درجه حرارت‌های دیواره خارجی لوله در ورودی و خروجی از هیتر؛
- 3- درجه حرارت‌های دیواره خارجی لوله اواپراتور اصلی در 20 نقطه؛
- 4- درجه حرارت‌های ورودی و خروجی آب خنک‌کن اواپراتور اصلی؛
- 5- فشارهای استاتیک مبرد در ورودی و خروجی از هیتر و اواپراتور؛
- 6- میزان گرمای داده شده به هیتر و اواپراتور؛
- 7- افت فشار نشان داده شده در تست اواپراتور.

مجموعاً حدود 160 آزمایش مختلف، با چهار سرعت جرمی مختلف برای لوله گرد و لوله دیمپل و در هر سرعت جرمی در کیفیت بخارهای مختلف از 0.05 تا 0.8 صورت گرفت. به منظور اثبات صحت اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی، یک آزمایش برای بار دوم نیز انجام شد و مقادیر به دست آمده

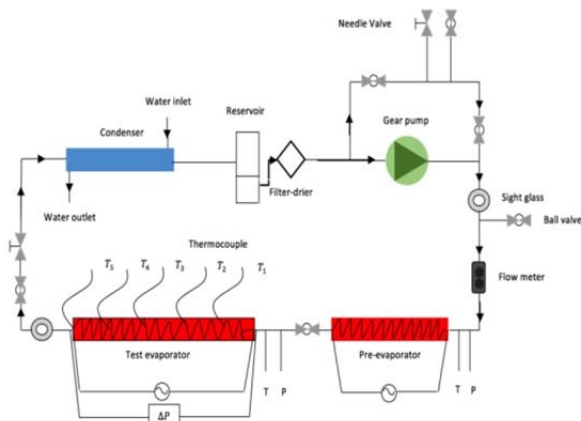


Fig. 3 Schematic diagram of experimental facilities

شکل 3 دیاگرام شماتیک دستگاه آزمایش

اواپراتورها مورد استفاده قرار می‌گیرند، یا به صورت لوله‌ی صاف بوده که با توجه به هزینه پائین و سهولت‌الوصول بودن آن‌ها، در شرایط فعلی بیشترین کاربرد را در صنایع دارند و یا از روش‌های افزایش انتقال حرارت مانند لوله‌های تغییر شکل یافته و استفاده از تجهیزات درون لوله‌ای و غیره بهره می‌برند که هرکدام، در یک حالت بهینه موجب افزایش میزان انتقال حرارت می‌شود.

2- روش مطالعه

2-1- تجهیزات آزمایشگاهی و روش انجام کار

در مطالعه‌ی حاضر از یک سیستم شبیه ساز تبرید با یک پمپ دنده‌ای دور متغیر مجهز به یک تغییر دهنده دور جهت جریان دادن سیال استفاده شد. برای اندازه‌گیری شار جرمی یک دی‌سنج جرمی از نوع شتاب‌سنج کریولیسی درست بعد از پمپ قرار گرفت. از یک اواپراتور مجهز به المنت‌های حرارتی به منظور دستیابی به کیفیت بخارهای مورد نظر قبل از اواپراتور مورد آزمایش استفاده شد. به منظور جلوگیری از اتلاف حرارتی تمام اجزای سیکل با استفاده از یک لایه فوم حرارتی و یک لایه پشم شیشه نسبت به محیط عایق‌بندی شدند. اواپراتور آزمایش از نوع جریان مخالف است که درون آن لوله‌ی اواپراتور به صورت افقی با قطر داخلی 8.7 mm و ضخامت 0.4 mm قرار گرفت. درون پوسته اواپراتور از جریان آب به منظور سیال خنک کاری خارجی استفاده شد. مبرد پیش از ورود به پمپ توسط یک چگالنده‌ی ثانویه به طور کامل چگالیده می‌شود و فشار و دمای آن در ورود به پمپ کنترل می‌شود.

از دو نوع لوله، یکی صاف و دیگری لوله‌ی ارتقا یافته حرارتی که تصویر و خصوصیات هندسی آن در شکل‌های 1 و 2 دیده می‌شود به عنوان لوله‌ی تست اواپراتور استفاده شد.

2-2- دستگاه آزمایش و عملکرد آن

دیاگرام شماتیک مدار جریان مبرد در شکل 3 نشان داده شده است. مبرد

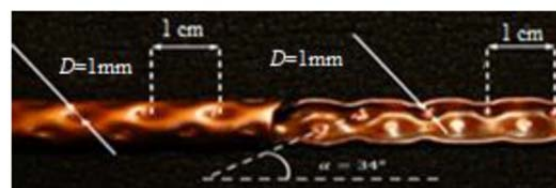


Fig. 1 Dimple Tube

شکل 1 لوله‌ی دیمپل

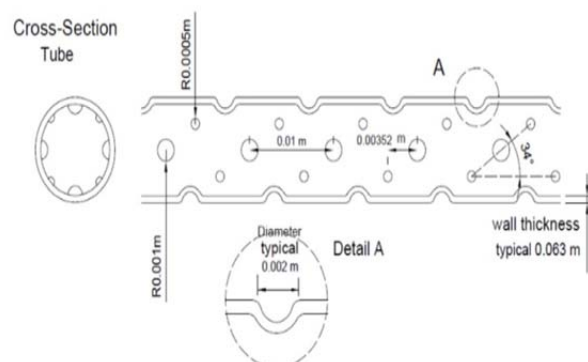


Fig. 2 Dimpled Tube pattern characteristics

شکل 2 مشخصه‌های الگوی لوله‌ی دیمپل

برای آزمایش‌های جدید تقریباً همان مقادیر ثبت شده قبلی بودند. محدوده پارامترهای مختلف در جدول 1 آورده شده است.

3- روش حل و فرضیه‌ها

3-1- اتلاف انرژی در جوشش درون لوله‌ای

در ادامه این پژوهش به بررسی شاخصه‌های ارزیابی عملکرد که به نام‌های PF و TTP شناخته شده هستند، پرداخته شده است. شاخصه‌های ارزیابی عملکرد نام برده شده به منظور آرایه‌ی یک مدل نظری ساده به منظور بهینه سازی مدار مبرد جوششی به کار گرفته شده‌اند. زمانی که تجهیزات انتقال حرارتی تحت شرایط قیود طراحی مشخصی (مانند: مساحت سطح ثابت یا طول کلی) و هدف عملکردی مشخصی (مانند: افزایش بار حرارتی یا کاهش مصرف پمپ)، مد نظر باشند، این امکان وجود دارد که شاخصه‌های ارزیابی عملکردی را مشخص کرد که بتواند: سیال بهینه را پیدا کند و یا برای یک سیال مشخص، هندسه‌ی بهینه تحت شرایط عملکردی خاص را مشخص کند. انتخاب سیال بهینه یا هندسه‌ی بهینه به کمک ارزیابی مزایای عملکرد نسبت به حالت مرجع انجام می‌شود.

هرچند که برای حالت تک فاز شاخصه‌های عملکرد متعددی وجود دارد، اما به طور کلی برای انتقال حرارت‌هایی که شامل تغییر فاز هستند، قابلیت استفاده ندارند. به خصوص اینکه بر خلاف سیال تک فاز در جریان دو فاز، میزان افت فشار بر دمای اشباع سیال اثر گذاشته و به سبب آن، اختلاف دمای مؤثر متوسط عامل انتقال حرارت تغییر می‌کند که قابل صرف نظر کردن نیست. در حقیقت در یک دستگاه تبرید تراکمی، انرژی (کار پمپ) همان کار مورد نیاز برای ایجاد اختلاف دمای مؤثر مورد نیاز بین مبرد و واسط عامل خارجی در اواپراتور است.

بنابراین، برای ایجاد شاخصه‌های ارزیابی عملکردی مناسب برای جوشش درون لوله‌ای در تجهیزات گرمایشی، می‌بایست به میزان افت دمای اشباع مبرد در طول یک سیکل کامل جوشش به جای در نظر گرفتن افت فشار تنها توجه کرد. در حقیقت این افت دمای اشباع مبرد است که اختلاف دمای مؤثر متوسط را تعیین می‌کند، به این معنی که هرچه میزان افت دمای اشباع بیشتر باشد، کار بیشتری باید از پمپ گرفته شود. بنابراین کمیت مناسب برای در نظر گرفتن شرایط محلی، میزان افت دمای اشباع مبرد به تغییرات کیفیت بخار مبرد است که با استفاده از قاعده‌ی زنجیری می‌توان آن را به صورت رابطه (1) نوشت:

$$\frac{dT_s}{dx} = \frac{dT_s}{dp_f} \frac{dp_f}{dz} \frac{dz}{dx} \quad (1)$$

در اینجا، T_s دمای اشباع مبرد، x کیفیت ترمودینامیکی، z فاصله‌ی محوری لوله‌ی اولیه و dp_f/dz افت فشار اصطکاکی در طول لوله است. اگر با استفاده از معادله کلایوس-کلاپیرون، ترم اول سمت راست معادله و معادله موازنه‌ی انرژی برای طول اولیه‌ی dz از $x=0$ تا $x=1$ به کار گرفته شود، معادله‌ی (1) را می‌توان به صورت رابطه (2) بازنویسی کرد:

$$\frac{dT_s}{dx} = \frac{G \cdot d \cdot T_s}{4\alpha \cdot DT_{dr}} \left(\frac{1}{\rho_L} - \frac{1}{\rho_V} \right) \frac{dp_f}{dz} \quad (2)$$

برای هندسه‌های غیر دایره‌ای به جای قطر لوله از قطر هیدرولیکی استفاده می‌شود. در اینجا G شار جرمی مبرد، α ضریب انتقال حرارت، DT_{dr} اختلاف دمای محرک (اختلاف دمای اشباع و دمای دیواره)، ρ_L چگالی مایع اشباع و ρ_V چگالی بخار اشباع است.

معادله (2) شامل دو ترم پنالیتی است، هر دوی آنها به طور معکوس بر نیروی پمپ تأثیر گذارند، اولی dT_s/dx که مرتبط با میزان افت فشار

اصطکاکی است و دومی DT_{dr} ، که معرف میزان اختلاف دمای محرک فرایند انتقال حرارت است. در قسمت بعدی نشان داده خواهد شد که این دو ترم معرف از دست دادن انرژی هستند، اولی مرتبط با جریان سیال (افت فشار) و دومی مرتبط با انتقال حرارت است.

کوالیته‌ی و هم‌کاران [17] برای یک مبرد مشخص، دمای اشباع، کیفیت بخار و هندسه مشخص نشان دادند که حاصلضرب دو ترم پنالیتی گفته شده را می‌توان به صورت تابعی از α بیان کرد، حداقل در جایی که جوشش تنش-برشی غالب است و α و dp_f/dz را می‌توان مستقل از شار گرمایی در نظر گرفت. کوالیته‌ی و هم‌کاران این حاصلضرب را به صورت رابطه (3) نشان دادند:

$$PF = \left(\frac{dT_s}{dx} \right) DT_{dr} = (DT_{sr})(DT_{dr}) \quad (3)$$

که در آن DT_{sr} کاهش دمای اشباع مربوط به افت فشار اصطکاکی است. هرچند ضریب PF واحد غیر معمولی (مربع دما) دارد، راه مناسبی برای مرتبط کردن دو ترم پنالیتی است و روشی منطقی برای مقایسه اتلاف انرژی مرتبط با افت فشار اصطکاکی مبردهای گوناگون است. منحصر به فرد بودن این ضریب در ادامه برای خواننده بیشتر مشخص می‌شود.

هنگامی که PF برای مقادیر یکسان α و هندسه‌ی خاص محاسبه می‌شود، می‌توان از آن به عنوان یک کمیت عددی برای ارزیابی عملکرد حرارتی مبردهای مختلف استفاده کرد، هرچه PF کوچکتر باشد، پتانسیل عملکردی مبرد بهتر خواهد بود.

هنگامی که PF برای مقادیر یکسان α و شار حرارتی و هندسه‌ی خاص محاسبه می‌شود، ترم پنالیتی برای تمام مبردها یکسان است، بنابراین PF ابزار مناسبی برای ترم پنالیتی افت فشار اصطکاکی سیالات گوناگون است. به بیان دیگر PF اگر به طریق بیان شده محاسبه شود ابزار مناسبی برای مقایسه اتلاف انرژی حاصل از افت فشار اصطکاکی سیالات متفاوت است. در ادامه توضیح داده خواهد شد که علاوه بر لوله‌های ساده، می‌توان از این فاکتور برای لوله‌های ارتقا یافته‌ی حرارتی نیز استفاده کرد.

PF برای حالت جریان حلقوی در جوشش را می‌توان به صورت رابطه (4) نوشت:

$$PF = C_{REF}(\alpha)^m \quad (4)$$

ضریب C_{REF} وابسته به خواص مبرد و قطر هیدرولیکی و نمای m تابع ضعیفی از همان پارامترها است. کوالیته‌ی و هم‌کاران مقادیر C_{REF} و m برای مبردهای مختلف آرایه دادند.

3-2- بهینه‌سازی طراحی کندانسور با توجه به اتلاف انرژی

در این مطالعه، یک مدل ساده و تقریبی اما در این حال صحیح و مناسب از اواپراتور نمایش داده می‌شود که می‌توان عملکرد یک اواپراتور را تحت اهداف طراحی متنوع بهینه کرد. همچنان که در قسمت‌های بعدی توضیح داده

جدول 1 محدوده پارامترها

پارامتر	محدوده
سیال کاری	R600a
سرعت جرمی مبرد	114-368 kg/m ² s
دمای متوسط چگالش	38-42 °C
کیفیت بخار	0.05-0.8
دمای آب خنک کن	14-16 °C

خواهد شد، این مدل به راحتی برای لوله‌های بهبود یافته نیز قابل استفاده است. مدل ساده شده‌ی اواپراتور از نوع جریان مخالف (همچنان که در مطالعه-ی حاضر این نوع اواپراتور مورد آزمایش می‌باشد) با پروفایل دمایی مورد نظر است که در شکل 4 نمایش داده شده است. در این شکل به طور خاص، پروفایل دمای اشباع کیفی برای مبرد (سیال خالص یا ترکیب آزنوتروپیک) نمایش داده شده که شامل افت دمای اشباع DT_{sf} (که متأثر از افت فشار مبرد است) و همچنین $DT_{cm} = (T_{cmo} - T_{cmi})$ افزایش دمای ناشی از متوسط خنک کاری خارجی و دمای دیواره است. به علاوه پروفایل دمایی ساده شده، فرض بر اینست که شرایط عملکردی اواپراتور می‌تواند برحسب پارامترهای میانگین حجمی مناسب با ارجاع به یک پیروسی جوششی از مایع اشباع تا بخار اشباع (جایی که پارامترهای مربوطه در مقدار میانگین کیفیت محاسبه شده‌اند؛ برای مثال در کیفیت بخار 0.5 در نظر گرفته شود. به علاوه باید متذکر شد که این ارجاع جهت بدست آوردن دمای هر دو مورد متوسط گرمایی و مبرد در نظر گرفته شده است. با داشتن پروفایل دمایی ایده آل شده در شکل 4، دو ترم نامطلوب دمایی که به عنوان پهنالی یا جریبه در نظر گرفته می‌شوند (یکی در رابطه با انتقال حرارت و دیگری افت فشار) در قسمت مبرد اواپراتور در معادله‌ی (5) با هم ترکیب می‌شوند:

به علاوه پروفایل دمایی ساده شده، فرض بر اینست که شرایط عملکردی اواپراتور می‌تواند برحسب پارامترهای میانگین حجمی مناسب با ارجاع به یک پیروسی جوششی از مایع اشباع تا بخار اشباع (جایی که پارامترهای مربوطه در مقدار میانگین کیفیت محاسبه شده‌اند؛ برای مثال در کیفیت بخار 0.5 در نظر گرفته شود. به علاوه باید متذکر شد که این ارجاع جهت بدست آوردن دمای هر دو مورد متوسط گرمایی و مبرد در نظر گرفته شده است. با داشتن پروفایل دمایی ایده آل شده در شکل 4، دو ترم نامطلوب دمایی که به عنوان پهنالی یا جریبه در نظر گرفته می‌شوند (یکی در رابطه با انتقال حرارت و دیگری افت فشار) در قسمت مبرد اواپراتور در معادله‌ی (5) با هم ترکیب می‌شوند:

به علاوه پروفایل دمایی ساده شده، فرض بر اینست که شرایط عملکردی اواپراتور می‌تواند برحسب پارامترهای میانگین حجمی مناسب با ارجاع به یک پیروسی جوششی از مایع اشباع تا بخار اشباع (جایی که پارامترهای مربوطه در مقدار میانگین کیفیت محاسبه شده‌اند؛ برای مثال در کیفیت بخار 0.5 در نظر گرفته شود. به علاوه باید متذکر شد که این ارجاع جهت بدست آوردن دمای هر دو مورد متوسط گرمایی و مبرد در نظر گرفته شده است. با داشتن پروفایل دمایی ایده آل شده در شکل 4، دو ترم نامطلوب دمایی که به عنوان پهنالی یا جریبه در نظر گرفته می‌شوند (یکی در رابطه با انتقال حرارت و دیگری افت فشار) در قسمت مبرد اواپراتور در معادله‌ی (5) با هم ترکیب می‌شوند:

$$TTP = (DT_{dr} + 0.5 \cdot DT_{sr}) \quad (5)$$

که معادله‌ی (5) همان جریبه‌ی دمایی کل TTP برای سمت مبرد اواپراتور می‌باشد. معادله (5) از این مسئله که فقط نیمی از افت دمای اشباع مبرد به عنوان نیروی پتانسیل انتقال حرارتی از دست می‌رود، تبعیت می‌کند. پیش از آنکه ایده‌ی اصلی مطالعه ادامه پیدا کند، بحث بعدی به سادگی نشان می‌دهد که TTP می‌تواند به عنوان ایده‌ی مرسوم‌تری از تولید انتروپی یا اتلاف انرژی در نظر گرفته شود و به راحتی با آن هم ارز باشد. با ارجاع به شکل 4 برای بار دیگر، می‌توان تعادل انرژی و انتروپی را به ترتیب به صورت زیر نوشت:

$$\dot{m}_r(h_i - h_o)_r + \dot{m}_{cm}(h_i - h_o)_{cm} = 0 \quad (6)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_r(s_o - s_i)_r + \dot{m}_{cm}(s_o - s_i)_{cm} \gg 0 \quad (7)$$

در معادلات (6) و (7) نرخ جریان جرمی، h انتالپی مخصوص، s انتروپی مخصوص، $\dot{S}_{gen}$ تولید انتروپی و زیر نویس‌های i, o, r, cm به ترتیب به ورودی، خروجی، مبرد و متوسط گرمایشی اشاره دارند. با توجه به این توضیحات مورد بهینه‌سازی شماره یک که در مراحل آتی مفصل توضیح داده خواهد شد، بدین گونه است که اواپراتور یک شرایط انتقال حرارتی و عملکردی ثابت در قسمت گرمایشی دارد (یعنی دبی $\dot{m}_{cm}$ دمای ورودی

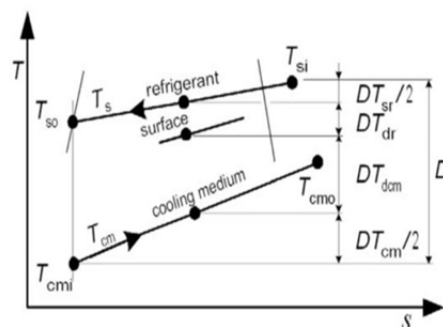


Fig. 4 Idealized temperature profiles in a counter-flow evaporator
شکل 4 پروفایل دمایی ایده آل شده برای یک اواپراتور جریان مخالف

3-3- افت فشار غیر فعال

در رهیافت یاد شده در قسمت قبل تنها افت فشار اصطکاکی مبرد در محاسبه‌ی DT_{sr} در نظر گرفته شده بود. این رهیافت زمانی کارآمد است که تنها افت فشار اصطکاکی فعال در رسیدن به ضریب انتقال حرارت دلخواه مد نظر باشد. اما در مدار جوشش واقعی اجزای مدار هم چون شیرآلات و اتصالات بر افت فشار اصطکاکی می‌افزایند. بنابراین از این ترم نمی‌توان در محاسبه‌ی DT_{sr} صرف نظر کرد.

برای DT_{dr} یکسان، افت فشار غیر فعال موجب افزایش DT_{sr} می‌شود. بنابراین برای محاسبه‌ی PF باید به نسبت افزایش افت فشار اصطکاکی کلی به افت فشار اصطکاکی فعال، مقدار آن را افزایش داد. برای احتساب افت فشار غیر فعال پارامتر دیگری به نام BF به عنوان ضریبی برای C_{ref} معرفی می‌شود. BF را می‌توان به صورت طول معادل کلی مدار به طول فعال در انتقال حرارت واقعی محاسبه کرد. طول معادل کلی از طریق افت فشارهای جزیی مدار در قسمت‌های شیرآلات و اتصالات محاسبه می‌شود.

3-4- بهینه‌سازی بار حرارتی اواپراتور

حالا اپراتوری با هندسه‌ی کلی مشخص و T_{si} ثابت و با دمای ورودی و دبی جرمی ثابت سیال واسط خارجی در نظر گرفته می‌شود. حال این مدار برای رسیدن به بار حرارتی ماکزیمم باید بهینه شود. هر مدار مبرد با طول‌های یکسان و شرایط مرزی برابر در نظر گرفته می‌شود. با توجه به شکل 4 و قیدهای ذکر شده، اختلاف دمای کلی $DT_{tot} = (T_{si} - T_{cmi})$ ثابت می‌ماند و این در حالی است که چهار مؤلفه‌ی اختلاف دمای دیگر با شار جرمی و ضریب انتقال حرارت تغییر می‌کند، لذا می‌توان رابطه (8) را نوشت.

$$DT_{tot} = (T_{si} - T_{cmi}) = q \left[\frac{A_i}{2\dot{m}_{cm}c_{pcm}} + R_{ext} + \frac{1}{\alpha} \right] + \frac{BF \cdot C_{Ref} \cdot \alpha^{m+1}}{2q} \quad (8)$$

اگر برای q حل شود، رابطه (9) بدست می‌آید:

$$q = \frac{DT_{tot} + \left[DT_{tot}^2 - 2 \left(B_{ext} + \frac{1}{\alpha} \right) BF \cdot C_{Ref} \cdot \alpha^{m+1} \right]^{0.5}}{2 \left(B_{ext} + \frac{1}{\alpha} \right)} \quad (9)$$

انتقال حرارت استفاده می‌شود. ضریب انتقال حرارت و افت فشار پارامترهای مستقلی هستند که با یک رابطه نمی‌توان آن‌ها را نمایش داد.

بنابراین با در نظر گرفتن پارامتر سومی که بتواند هردوی آن‌ها را به هم مرتبط سازد و شرایط مناسب برای این هدف را داشته باشد، نسبت توان پمپ به نرخ انتقال حرارت افزایش‌یافته یا به عنوان جایگزین ضریب انتقال حرارت ارتقایافته را پیشنهاد دادند. این نسبت می‌تواند به عنوان شاخص ارزیابی عملکرد قرار گیرد. توان پمپ افزایش‌یافته به علت وجود فرورفتگی‌ها و برآمدگی‌های موجود بر روی و درون دیواره‌ی لوله‌ی دیپل را می‌توان از ضرب نرخ جریان حجمی در افت فشار پدید آمده در اواپراتور تست محاسبه کرد. بنابراین، توان پمپ را می‌توان از معادله (10) به‌دست آورد:

$$\dot{w} = \dot{V} \Delta P \quad (10)$$

در مطالعه‌ی حاضر، نسبت توان تولیدی پمپ به ضریب انتقال حرارت لوله‌ی صاف $(\dot{w}/h)_p$ محاسبه شده است و سپس همین نسبت برای لوله‌ی دیپل $(\dot{w}/h)_D$ به‌دست آمده است. سرانجام، نسبت بدست آمده برای جریان لوله صاف بر نسبت بدست آمده برای لوله‌ی دیپل تقسیم شد، که می‌تواند به عنوان یک فاکتور عملکرد جدید به نام فاکتور عملکرد انرژی PFE در نظر گرفته شود.

در معادله‌ی (11)، R_h نسبت ضریب انتقال حرارت لوله‌ی دیپل به ضریب انتقال حرارت لوله‌ی صاف در نظر گرفته شده و $R_{\Delta P}$ نسبت افت فشار لوله دیپل به افت فشار لوله‌ی صاف است.

$$\frac{(\frac{\dot{w}}{h})_D}{(\frac{\dot{w}}{h})_p} = \frac{(\frac{h_D}{h_p})}{(\frac{\Delta P_D}{\Delta P_p})} = \frac{R_h}{R_{\Delta P}} \quad (11)$$

اگر $R_h/R_{\Delta P}$ بزرگتر از یک باشد، استفاده از لوله دیپل در بسیاری از کاربردهای آن بنابر عملکرد مورد نظر آن به صرفه است، در غیر این صورت استفاده از لوله‌ی دیپل به جز در شرایط و کاربردهای خاص پیشنهاد نمی‌گردد.

از طرفی دیگر، دیدگاهی متفاوت نسبت به ضریب عملکرد وجود دارد که اثر افزایش سطح لوله‌ی دیپل که 1.08 برابر لوله‌ی صاف است را در نظر می‌گیرد. با توجه به این مسئله یک فاکتور عملکرد جدید به نام ضریب عملکرد سطحی PFS در نظر گرفته شد. این فاکتور عملکرد نسبت ضریب انتقال حرارت میانگین لوله‌ی بهبود یافته از نظر سطح به لوله‌ی صاف با در نظر گرفتن نسبت سطح بهبود یافته، تعریف می‌شود و در معادله (12) نمایش داده شده است.

$$PFS = \frac{h_D}{h_p} \cdot \frac{A_p}{A_D} \quad (12)$$

در شکل 7 تغییرات ضریب عملکرد در اعداد رینولدز مختلف آزمایش شده نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، نمی‌توان رفتار خاصی را برای این ضریب عملکرد در رینولدزهای مختلف متصور شد اما همان‌طور که مشخص است، 60% از مقادیر PFE بزرگتر از واحد و مطلوب هستند.

با توجه به نتایج به دست آمده در شکل 8 تمامی مقادیر برای PFS بزرگتر از یک هستند و در نتیجه مطلوب مسئله ما می‌باشد. این نشان می‌دهد که لوله‌ی دیپل ضمن افزایش دادن نسبت حرارتی، نسبت افزایش ضریب عملکرد را به مقدار بیشتری افزایش داده است. با توجه به نتایج بدست آمده برای هردو فاکتور عملکرد، می‌توان به این نکته پی برد که در کیفیت‌های بخار پایین به طور کلی لوله‌ی دیپل عملکرد بسیار مطلوب‌تری

که در آن $B_{ext} = A_i/2 \cdot \dot{m}_{cm} \cdot c_{pcm} + R_{ext}$ مقاومت مؤثر خارجی ویژه است.

می‌توان نتیجه گرفت، برای هر مبردی، یک ضریب انتقال حرارت بهینه و در نتیجه یک مدار جوشش بهینه وجود دارد که می‌تواند q را ماکزیمم کند.

4- بررسی و تحلیل نتایج

در ابتدا ضرایب انتقال حرارت و افت فشار جوششی برای جریان مبرد ایزوبوتان (R600a) در لوله‌های گرد و لوله دیپل در شرایط مختلف با استفاده از مقادیر متوسط شار حرارتی، درجه حرارت جوششی و درجه حرارت‌های داخلی دیواره‌ی لوله بدست آورده شد. کیفیت بخار نیز با متوسط‌گیری از کیفیت‌های بخار در ورودی و خروجی اواپراتور تحت آزمایش حاصل شد. در ادامه با بررسی مشاهدات صورت گرفته، فاکتورهای عملکرد هم ارز با اتلاف انرژی برای هر دو لوله‌ی صاف و دیپل ارزیابی شد.

نتایج مربوط به داده‌های ضریب انتقال حرارت و افت فشار برای هر دو لوله‌ی ذکر شده در شکل‌های 5 و 6 قابل مشاهده است.

روش ارائه شده در این مطالعه می‌تواند به خوبی برای لوله‌ی ارتقایافته از نظر سطح با دانستن ضریب انتقال حرارت و افت فشار مربوطه قابل اجرا باشد. در حقیقت با دانستن مشخصه‌های انتقال حرارت و افت فشار یک نوع خاص از لوله‌ی ارتقا یافته در شرایط عملکردی مشخص می‌توان از نظر انرژی آن را با یک لوله‌ی صاف با ابعاد هندسی مشابه که در همان شرایط عملکردی قرار دارد، مقایسه نمود.

به طور کلی فاکتور عملکرد به عنوان یک شاخص در تکنیک بهینه‌سازی

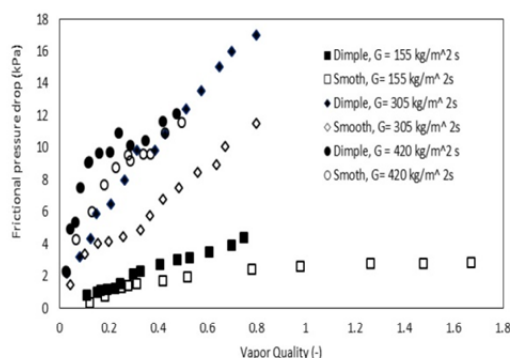


Fig. 5 The variation of frictional pressure drop with vapor quality

شکل 5 تغییرات افت فشار اصطکاکی با کیفیت بخار

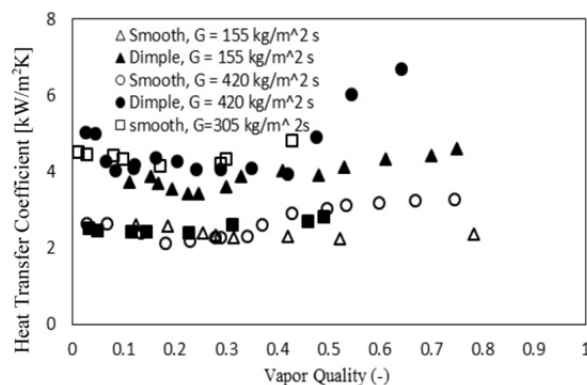


Fig. 6 The variation of heat transfer coefficient with vapor quality

شکل 6 تغییرات ضریب انتقال حرارت با کیفیت بخار

انترپوی اثبات شد و در نهایت پس از ارزیابی آنها به طور کلی نتایج زیر بدست آمد:

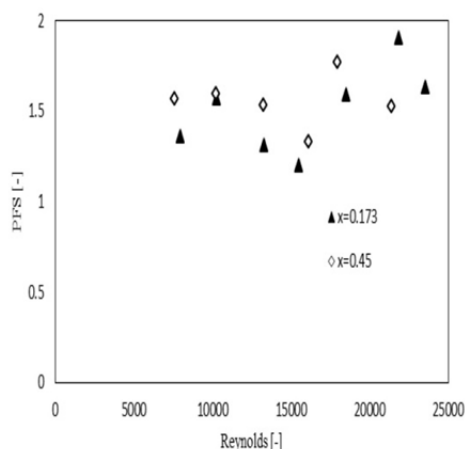


Fig. 8 PFS performance factor for the dimpled tube

شکل 8 ضریب عملکرد PFS برای لوله‌ی دیمپل

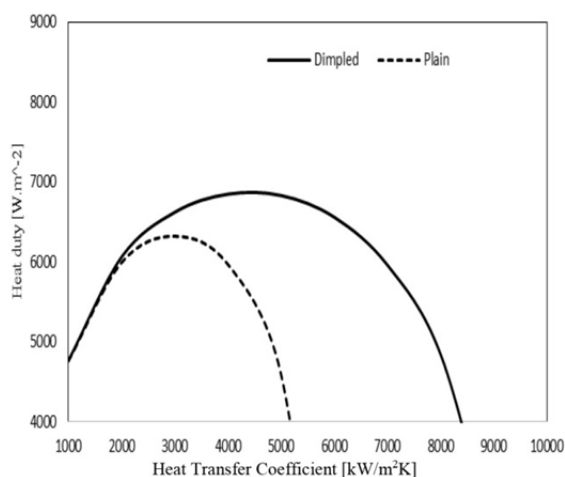


Fig. 9 condensation q inside a plain tube and inside a dimple tube

شکل 9 گرمای جوششی در مقابل ضریب انتقال حرارت در لوله دیمپل و صاف

- هر دو فاکتور پنالتی PF و TTP که در این مطالعه معرفی شدند، مفاهیمی هستند که می‌توان از آنها به عنوان شاخصه‌های ارزیابی عملکرد لوله‌های صاف و همچنین لوله‌های ارتقا یافته‌ی حرارتی در انتقال حرارت جوششی استفاده کرد.

- PF و TTP به وسیله‌ی دو ترم پنالتی به یکدیگر مرتبط هستند؛ یکی مربوط به اختلاف دمای محرک انتقال حرارت و دیگری معرف افت دمای اشباع مبرد است.

- هم چنین نشان داده شد که PF و TTP معادل با مفاهیمی هستند که در آنالیز انرژی با تولید آنترپوی مورد نظر است.

- از آنالیز انرژی می‌توان نتیجه گرفت که لوله‌ی ارتقا یافته همان ضریب انتقال حرارت لوله‌ی صاف را در افت فشاری تقریباً شش برابر کوچکتر از لوله‌ی صاف می‌دهد.

6- فهرست علائم

A	مساحت (m^2)
BF	فاکتور خمیدگی

دارد. به عنوان یک نتیجه‌گیری، می‌توان گفت که این الگوی لوله‌ی دیمپل را

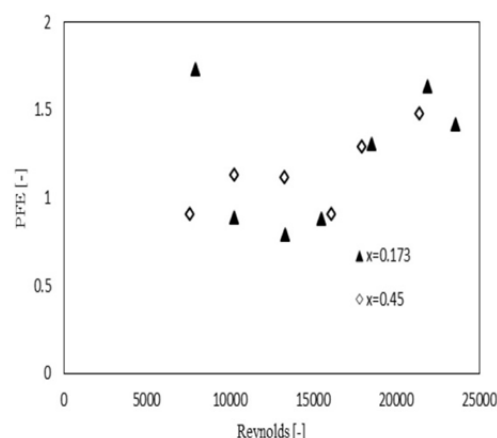


Fig. 7 PFE performance factor for the dimpled tube

شکل 7 ضریب عملکرد PFE برای لوله‌ی دیمپل

به عنوان مثال در موارد خاصی که مبدل‌های حرارتی کوچک و پربازده (یا مبدل‌های با سطوح فشرده) مورد نیاز هستند، می‌توان به خوبی از آن استفاده و از مزایای آن بهره برد.

همان گونه که برای لوله‌ی صاف بیان شد، نتایجی که در شکل‌های 7 و 8 بدست آمد را می‌توان با مقایسه‌ی ضرایب PF لوله‌ی ارتقا یافته و لوله‌ی صاف برای ضریب انتقال حرارت یکسان بدست آورد؛ هرچه PF پایین‌تر باشد، عملکرد بهتر خواهد بود.

برای محاسبه‌ی رابطه‌ی بین ضریب PF با ضریب انتقال حرارت برای لوله‌ی ارتقا یافته، با توجه به شکل‌های 7 و 8 می‌توان دید که برای شار جرمی $305 \text{ kg/m}^2\text{s}$ و کیفیت بخار 0.3 مقدار PFS برابر با 1.52 و مقدار PFE برابر با 1.28 است. در نتیجه با توجه به معادلات 3 و 4 و با توجه به نتایج نشان داده شده در شکل‌های 7 و 8 که میزان افت فشار اصطکاکی در شرایط ذکر شده برابر با 6 kPa است مشاهده می‌شود که معادله 4 با همان مقدار یکسان m مقدار C_{ref} برای لوله‌ی ارتقا یافته را شش برابر کوچکتر از لوله‌ی صاف نتیجه می‌دهد. بنابراین با توجه به روابط ذکر شده برای آنالیز انرژی در فصل گذشته می‌توان نتیجه گرفت که لوله‌ی ارتقا یافته همان ضریب انتقال حرارت لوله‌ی صاف را در افت فشاری تقریباً شش برابر کوچکتر از لوله‌ی صاف می‌دهد.

حال با توجه به بحثی که در فصل گذشته در ارتباط با یافتن میزان بار حرارتی بهینه صورت گرفت، با $DT_{tot}=22^\circ\text{C}$ و دمای اشباع ورودی 56.5°C و $B_{ext}=13.15 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{kW}^{-1}$ معادله (9) در شکل 9 رسم شده است.

همان گونه که از شکل 9 مشاهده می‌شود برای هر دو لوله مقدار بهینه‌ای برای ضریب انتقال حرارت وجود دارد که به ازای آن ماکزیمم بار حرارتی حاصل می‌شود که منجر به مدار بهینه‌ی جوشش می‌شود.

5- نتیجه‌گیری

مشاهدات آزمایشگاهی در این مطالعه نشان دادند که عملکرد انتقال حرارتی با ایجاد گودی‌های مارپیچ روی سطح لوله بهبود می‌یابد. نهایتاً در این مطالعه با بررسی ضرایب PF (فاکتور جریانه مازاد) و TTP (مجازات دمای کل) به آنالیز انرژی لوله‌ی صاف و دیمپل پرداخته شد. لازم به ذکر است که در طی فرایند این مطالعه هم ارزی این فاکتورها با تحلیل اتلاف انرژی و تولید

- of engineering modeling semnan universit, Vol. 16, No. 49, pp. 65-76, 2017. (in persian فارسی)
- [2] L. Ming, Single phase heat transfer and pressure drop analysis of a dimpled enhanced tube, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 101, No. 23, pp. 38-46, 2016.
- [3] L. Zhouhang, Effects of rib geometries and property variations on heat transfer to supercritical water in internally ribbed tubes, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70, pp. 303-314, 2015.
- [4] B. Guo, Si-pu, Condensation and evaporation heat transfer characteristics in horizontal smooth, herringbone and enhanced surface EHT tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 85, pp. 281-291, 2015.
- [5] M.H. Shojaeefard, A. Khalkhali, J. Zare, M. Tahani, Multi objective optimization of heat pipe thermal performance while using aluminium oxide nanofluid, *Tarbiat moddares journal*, Vol. 14, No. 1, pp.158-167, 2014. (in persian فارسی)
- [6] M.A. Khairul, Heat transfer performance and exergy analyses of a corrugated plate heat exchanger using metal oxide nanofluids, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, No. 7, pp. 8-14, 2014.
- [7] D.J. Kukulka, R. Smith, Thermal-hydraulic performance of Vipertex 1EHT enhanced heat transfer tubes, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 61, No. 1, pp. 60-66, 2013.
- [8] F. Gupta, C. Anirudh, M. Uniyal, Review of heat transfer augmentation through different passive intensifier methods, *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSRJMCE)*, Vol.33, No.5, pp. 2278-1684, 2012.
- [9] M. Goto, N. Inoue, N. Ishiwatari, Condensation and evaporation heat transfer of R-410A inside internally grooved horizontal tubes, *International journal of refrigeration*, Vol. 24, No. 7, pp. 628-638, 2012.
- [10] J.S. Brown, C. zilio, R. Brignoli, A. Cavallini, Heat transfer and pressure drop penalization terms during flow boiling of refrigerants, *International journal of energy research*, Vol. 37, No. 10, pp. 1669-1679, 2012.
- [11] S. Suresh, M. Chandrasekar, S. ChandraSekhar, Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of CuO/water nanofluid under turbulent flow in a helically dimpled tube, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35, No. 3, pp. 542-549, 2011.
- [12] A. Cavallini, In-tube condensation performance of refrigerants considering penalization terms (exergy losses) for heat transfer and pressure drop, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, No. 13, pp. 2885-2896, 2010.
- [13] J.R. Thome, L. Cheng, L.F. Raibatski, Flow boiling of amonia and hydrocarbons, *Jornal of refrigeration*, Vol. 31, No. 6, pp. 603-620, 2010.
- [14] R.I. Web, Performance evaluation criteria for use of ehanced heat transfer surfaces in heat exchanger design, *Journal of Heat mass transfer*, Vol. 24, No. 2, pp. 715-726, 2008.
- [15] N. Paisarn, Second law analysis on the heat transfer of the horizontal concentric tube heat exchanger, *International communications in heat and mass transfer*, Vol. 33, No. 8, pp. 1029-1041, 2006.
- [16] H. Honda, H.S. Wang, S. Nozu, A theoretical study of film condensation in horizontal microfines tubes, *Jornal of heat transfer*, Vol. 55, No. 6, pp. 94-101, 2004.
- [17] A. Cavallini, Heat transfer and energy efficiency for working fluids in mechanical refrigeration, *Journal of refrigeration*, Vol. 6, No. 6, pp. 221-363, 2002.

H	انتالپی مخصوص
M	جرم (kg)
p	فشار (kPa)
PF	فاکتور جریحه مازاد
Q	بار حرارتی (kWm^{-2})
R	مقاومت گرمایی (m^2kW^{-1})
Re	عدد رینولدز
S	آنتروپی
TTP	مجازات دمای کل
x	کیفیت بخار
T	دما (K)

علامه یونانی

α	ضریب انتقال حرارت ($\text{kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})

زیر نویس ها

Cm	سیال واسطه خنک کاری
dr	محرک
ext	خارجی
f	اصطکاک
gen	تولیدی
i	ورودی
int	درونی
L	مایع
o	خروجی
Opt	بهینه
s	اشباع
tot	کلی
V	بخار

7- مراجع

- [1] M. Ziaei, M. Beigi, Numerical study of heat transfer and pressure drop in forced convection nanofluid flow through an internally ribbed pipe, *Journal*