



بررسی آزمایشگاهی تاثیر انواع مختلف زائده‌های تولید گردابه روی عملکرد مبدل‌های حرارتی پره‌لوله‌ای آب - هوا با استفاده از تحلیل انرژی

محسن قاضی خانی^۱، عماد نوری فر^۲ و احمد شرف بایگی^{۳*}

^۱دانشیار، گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد

^۲کارشناس ارشد، گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد

^۳کارشناس ارشد، گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد

چکیده

در این مقاله تاثیر سه نوع مختلف زائده تولید گردابه، شامل زائده‌های: ۱- چهاروجهی گوه‌ای شکل؛ ۲- مستطیلی بلوکی شکل؛ ۳- مثلثی باله‌ای شکل، روی یک مبدل حرارتی پره‌لوله‌ای و با استفاده از تحلیل انرژی و بصورت آزمایشگاهی بررسی شده است. در این آزمایش برای به جریان درآوردن هوا از روی مبدل حرارتی پره‌لوله‌ای، از یک سیستم تونل باد استفاده شده است. آب گرم نیز با دبی ثابت و محدوده‌ی تغییرات دمای ورودی بین ۴۴ تا ۶۸ درجه سانتیگراد، و در حالت پایا درون لوله‌ها به گردش درمی‌آید. نتایج نشان می‌دهد که استفاده از این زائده‌ها، نسبت بازگشت‌ناپذیری سمت هوا به نرخ انتقال حرارت را کاهش می‌دهد که این کاهش در مورد زائده‌های بلوکی شکل بیشتر از دو نوع زائده‌ی دیگر است. برای آشکار شدن تاثیرات انواع زائده‌ها روی عملکرد مبدل حرارتی، از کمیت جدید دیگری به نام کارایی زائده‌ی تولید گردابه (PVG)، استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد که این کمیت دارای مقادیر کمتر از ۵٪ برای زائده‌های گوه‌ای شکل تا بیش از ۳۵٪ برای زائده‌های بلوکی شکل است که نشان‌دهنده‌ی تاثیر مثبت انواع زائده‌ها بخصوص زائده‌های بلوکی شکل روی عملکرد مبدل حرارتی است.

کلمات کلیدی: بازگشت‌ناپذیری؛ انرژی؛ مبدل حرارتی؛ زائده؛ کارایی؛ انتقال حرارت.

Experimental investigation of different kinds of vortex generator on a gas liquid finned-tube heat exchanger using exergy analysis

M. Ghazikhani¹, E. Noorifar² and A. Sharaf^{3,*}

¹ Assoc. Prof., Mech. Eng., Ferdowsi Univ., Mashhad, Iran

² M.Sc., Mech. Eng., Ferdowsi Univ., Mashhad, Iran

³ M.Sc., Mech. Eng., Ferdowsi Univ., Mashhad, Iran

Abstract

In this study a fin-tube heat exchanger with different kinds of vortex generator has been studied experimentally, using exergy method. Three kinds of vortex generator have been employed: 1-Tetrahedral wedge shape 2-Rectangular block shape 3-Triangular winglet shape. In this research we used a wind tunnel to produce wind flow over heat exchanger in the range of 0.054 kg/s to 0.069 kg/s. hot water was circulating with the steady volume flow rate of 240 L/h and temperature range of 44 to 68 celsius in the system. The results shows that use of these VGs will decrease the air side irreversibility to heat transfer ratio (ASIIHR) in the air region and for a heat exchanger with block shape VGs, this reduction is more than the other two types. To reveal the effects of various VGs on heat exchanger performance with respect to reducing ASIIHR, a quantity is used namely performance of vortex generator (PVG). The results showed that PVG values are in the range of less than 5% for wedge-shaped VG's to over 35% for block-shaped VG's which represents the good effects of VGs especially block-shaped ones on the heat exchanger performance.

Keywords: Irreversibility; Exergy; Heat exchanger; Performance; Heat transfer.

* نویسنده مسئول. تلفن: ۰۹۱۵۸۱۵۱۲۵۲

آدرس پست الکترونیک: ahmadsharaf.bmt@yahoo.com

۱- مقدمه

مبدل‌های حرارتی پره‌لوله‌ای بطور وسیعی در زمینه‌های مختلف از قبیل تولید نیرو، تبرید، سیستم‌های تهویه، خودروها و صنایع شیمیایی کاربرد دارند. در این نوع مبدل‌ها مقاومت حرارتی سمت هوا بخش مهمی از مقاومت حرارتی کلی را شامل می‌شود [۱]. بنابراین برای بهبود کارایی این نوع مبدل‌های حرارتی، بهبود دادن انتقال حرارت از روی سطح پره‌ها ضروری است. به منظور کاهش مقاومت حرارتی سمت هوامدل‌های مختلفی از پره‌ها مانند: پره‌های موج‌دار [۲-۴]، دندانه‌دار [۵]، بادگیردار [۶-۸]، شکافدار [۹]، پشت بندهای جدا [۱۰] و غیره استفاده می‌شوند. این روش‌ها اگرچه موجب بهبود قابل توجه انتقال حرارت می‌شوند اما افت فشار زیادی را نیز به همراه دارند.

روش دیگری که برای بهبود شرایط انتقال حرارت سمت هوا در مبدل‌های پره‌ای مورد توجه قرار گرفته است، بکار بردن انواع مختلف زائده‌های تولید گردابه بر روی سطح پره‌ها در مسیر اصلی جریان است. تولید کننده‌های گردابه به شکل برجستگی‌های کوچکی هستند که به طرق مختلف مانند قالب‌گیری، پانچ کردن و یا عملیات مختلف نصب کردن روی سطح پره‌ها در مسیر جریان قرار می‌گیرند. این زائده‌ها گردابه‌هایی طولی را ایجاد می‌کنند که موجب چرخش جریان اولیه شده و میزان اختلاط را در نواحی پایین دست جریان افزایش می‌دهند. علاوه بر این، زائده‌ها الگوی جریان ثانویه را نیز تعیین می‌کنند. بدین ترتیب در این زائده‌ها بهبود شرایط انتقال حرارت با افزایش نسبتاً کم میزان افت فشار همراه است.

بیسواس^۱ و همکاران [۱۱]، تحقیقات عددی خود را برای بهبود انتقال حرارت در یک کانال با لوله‌های دایروی ساخته شده در آن، و با حضور زائده‌های باله‌ای شکل، ارائه کردند. آنها نشان دادند که به دلیل تولید گردابه‌های طولی در ناحیه ویک پشت لوله‌ها، انتقال حرارت می‌تواند تا ۲۴۰٪ افزایش داشته باشد که این موضوع می‌تواند کمک بزرگی برای کاهش اندازه مبدل حرارتی باشد.

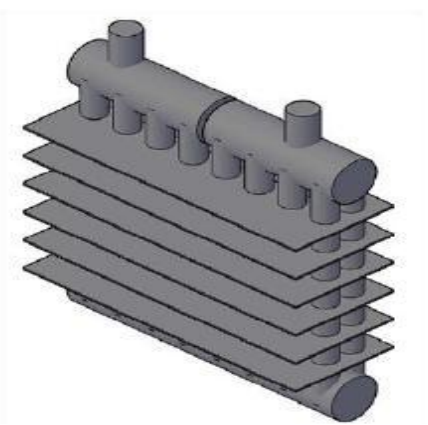
چن^۲ و همکاران [۱۲ و ۱۳] تاثیر زائده‌های باله‌ای دلتا، که بر روی سطح پانچ شده‌اند را برای یک مبدل حرارت پره‌لوله‌ای با لوله‌های بیضوی شکل در دو آرایش متفاوت پشت سرهم و یک‌درمیان بررسی کردند. آنها دریافتند که نسبت بهبود انتقال حرارت به زیان ناشی از تلفات جریان برای آرایش پشت سرهم زائده‌ها، حدود یک‌درصد ولی برای آرایش یک‌درمیان زائده‌ها بیش از یک‌درصد است که این موضوع نشان داد آرایش یک‌درمیان زائده‌ها شرایط انتقال حرارت را بیشتر بهبود می‌بخشد.

کتیشوغلو^۳ و همکاران [۱۴]، به بررسی قانون دوم ترمودینامیک برای یک مبدل جریان متقاطع و در حضور نوع جدیدی از زائده‌های تولید گردابه بلوکی شکل پرداختند. آنها فهمیدند که افزایش سرعت جریان متقاطع، نرخ انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد و بازگشت‌ناپذیری انتقال حرارت را کاهش می‌دهد و همچنین در اعداد رینولدز بالا این زائده‌ها میزان اختلاط را داخل کانال مبدل حرارت بهبود می‌دهند. آنها افزایش ۱۵ تا ۳۰ درصدی برای انتقال حرارت و نیز افزایش افت فشار ۲۰ تا ۳۰ درصدی را برای مبدل حرارت با زائده‌ها و بدون زائده‌های تولید گردابه ثبت کردند.

لیو^۴ و همکاران [۱۵]، به بررسی آزمایشگاهی و عددی انتقال حرارت در مبدل‌های صفحه پره‌لوله‌ای با حضور زائده‌های تولید گردابه بلوکی شکل و با زوایای قرارگیری متفاوت و در محدوده‌ی عدد رینولدز ۴۰۰ تا ۳۰۰۰ پرداختند. آنها نشان دادند که بکارگیری این زائده‌ها قادر خواهد بود که گردابه‌هایی طولی را در مناطق ویک ایجاد کند که این موضوع کارایی انتقال حرارت مبدل حرارتی را افزایش می‌دهد. آنها همچنین بیان کردند که زاویه قرارگیری ۴۵ درجه برای زائده بلوکی شکل بیشترین افزایش را در انتقال حرارت ایجاد می‌کند.

فیبیگ و والنسیا^۵ [۱۶-۱۷]، به کاربرد زائده‌های تولید گردابه باله‌ای دلتا و باله‌ای مستطیلی در یک مبدل حرارتی پره‌لوله‌ای پرداختند. مطالعات آنها شامل بررسی پارامترهای هندسی مختلف در مورد زائده‌ها مانند نسبت اضلاع زائده‌ها و

² Chen³ Kotcioglu⁴ Leu⁵ Fiebig and Valencia¹ Biswas



شکل ۱- تصویر کلی مبدل حرارتی پره‌لوله‌ای

شکل ۲ طرح شماتیک قسمتی از بستر آزمایش مورد استفاده را نشان می‌دهد. همانطور که در شکل می‌بینیم، این سیستم شامل یک تونل باد می‌باشد که بواسطه یک فن با سرعت متغیر و قابل تنظیم که در انتهای تونل تعبیه شده است، برای به جریان درآوردن هوای محیط در دبی‌های مختلف از روی پره‌های مبدل حرارتی استفاده می‌شود. مجرای ورودی هوا در تونل باد به شکل مستطیل و سطح مقطع 0.317 m^2 می‌باشد. از مواردی که در مورد جریان هوا باید اندازه‌گیری شود، دبی جرمی جریان هوا و نیز افت فشار ایجاد شده در جریان هوا در حین عبور از مبدل حرارتی است. برای این منظور از دو میکرومانومتر تفاضلی که یکی برای اندازه‌گیری دبی جرمی هوا با استفاده از سیستم اوریفیس و دیگری برای ثبت افت فشار هوا، استفاده شده است. برای به جریان درآوردن آب گرم در مدار مربوط به آن نیز از یک پمپ گریز از مرکز استفاده می‌شود. این پمپ، آبی را که از شبکه ی توزیع گرفته شده و در یک مخزن آب دارای شیر شناور نگهداری می‌شود، به یک گرمکن الکتریکی فرستاده و در آنجا آب مورد نیاز حرارت می‌ببیند و گرم می‌شود. این عمل توسط یک ترموستات بخاری برقی الکتریکی صورت می‌گیرد. برای اندازه‌گیری دبی جرمی آب از یک روتامتر با دقت 5 L/h استفاده شده است درحالی‌که برای تنظیم دبی آب و البته کنترل نوسانات آن از یک شیر اتصال کوتاه که در کنار پمپ است استفاده می‌شود. برای ثبت افت فشار آب در حین عبور از لوله‌های مبدل نیز از مانومتر جیوه ای U شکل با دقت 0.1 cm-Hg استفاده

زاویه حمله می‌باشد. آنها نشان دادند که نسبت انتقال حرارت به تلفات جریان، زمانی که از زائده‌های دلتا با زاویه حمله 30° درجه و نسبت اضلاع ۲ استفاده می‌شود بیشتر است. در حالت آرایش پشت سرهم لوله‌ها، استفاده از زائده‌های تولید گردابه، انتقال حرارت را بین 55% تا 65% افزایش می‌دهد درحالی‌که منجر به افزایش 20% تا 45% در فاکتور اصطکاک می‌گردد.

در این تحقیق بررسی آزمایشگاهی تاثیر سه نوع مختلف زائده تولید گردابه شامل: ۱- چهاروجهی گوه‌ای شکل؛ ۲- مستطیلی بلوکی شکل؛ ۳- مثلثی باله‌ای شکل، روی یک مبدل حرارت پره‌لوله‌ای، بوسیله‌ی تحلیل اگزرژی انجام می‌شود.

تفاوت کار حاضر با تحقیقات گذشته علاوه بر خصوصیات فیزیکی از قبیل تفاوت در نوع مبدل‌های حرارتی و نحوه قرارگیری زائده‌ها از نظر همگرایی و واگرایی، در تحلیل بازگشت‌ناپذیری انجام شده، مقایسه بازگشت‌ناپذیریهای سمت آب و هوا بطور مجزا، مقایسه راندمان‌های قانون اول و دوم، بررسی انتقال حرارت در دبی‌های مختلف جریان هوا، مقایسه جامع سه نوع زائده‌ی تولید گردابه رایج در مبدل‌های حرارتی و از همه مهمتر معرفی کمیت جدید کارایی زائده تولید گردابه بعنوان معیاری مناسب برای بررسی همزمان نرخ انتقال حرارت و بازگشت‌ناپذیری سمت هوا، می‌باشد.

۲- فراهم کردن بستر آزمایش

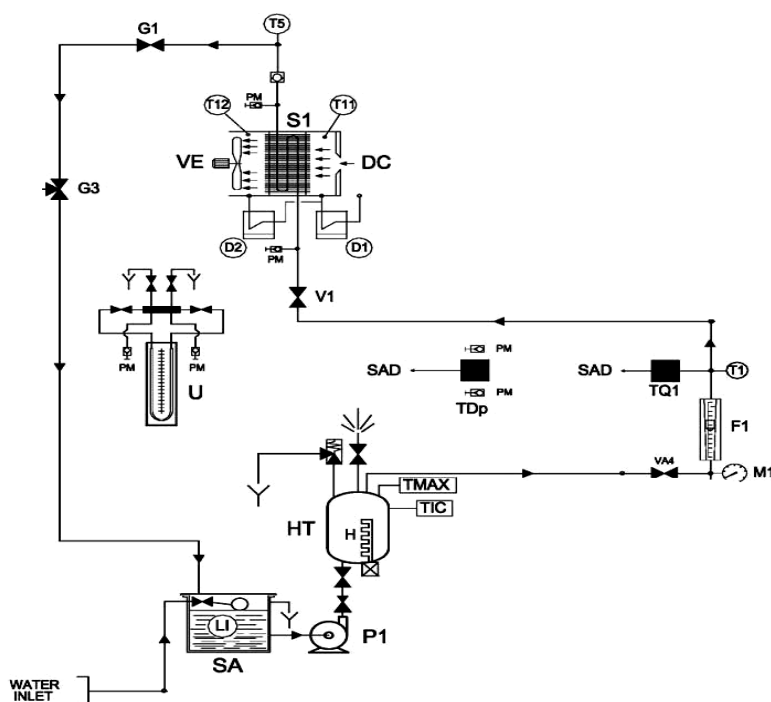
شکل ۱ شکل هندسی مبدل حرارتی را نشان می‌دهد. این مبدل حرارت شامل شش عدد پره‌ی صفحه مستطیلی مسطح با ضخامت 1 mm و نیز شانزده عدد لوله‌ی مسی در دو ردیف با آرایش پشت سرهم بعنوان لوله‌های مبدل حرارتی می‌باشد. ضخامت هر یک از این لوله‌های مسی 1 mm و قطر خارجی آنها نیز 12.8 mm می‌باشد. همچنین سه کالکتور ساخته شده از جنس مس و با قطر خارجی 28.7 mm در بالا و پایین مبدل حرارت محل عبور آب داغ می‌باشد. طول کل مبدل 185 mm و عرض آن 170 mm می‌باشد و فاصله هر دو پره متوالی 20 mm است.

خروجی به مبدل را نشان می‌دهد. برای جلوگیری از اتلاف گرما تمام لوله‌های ورودی و خروجی مبدل و نیز گرمکن حرارتی و مخزن آب کاملاً عایق بندی شده‌اند که در شکل این عایق بندی برای لوله‌ها مشخص است.

در شکل ۴ مبدل حرارتی به همراه یک نوع از زائده‌های نصب شده روی آن و همچنین نحوه قرارگیری مبدل در تونل باد نشان داده شده است. مجرای باد بکار رفته از دو قسمت تشکیل شده است که در شرایطی که نیاز به خارج کردن مبدل برای نصب زائده‌ها باشد، این دو قسمت از یکدیگر جدا شده و مبدل خارج می‌شود.

می‌شود. برای بررسی میزان انتقال حرارت و تعیین بازگشت‌ناپذیریهای مختلف نیاز به ثبت داده‌های دمایی برای جریان‌های هوا و آب در ورود و خروج به مبدل داریم. برای این منظور ترموکوپل‌های مقاومت گرمایی $pt100$ بکار گرفته شده است. ترموکوپل‌های مقاومت گرمایی یک دقت عالی را در محدوده‌ی وسیعی از دماها در اختیار می‌گذارند. ترموکوپل‌های بکار رفته در دستگاه به یک سیستم دیجیتالی ثبت دما با دقت $0.1^\circ C$ با دامنه تغییرات تا $99/9^\circ C$ متصل هستند.

شکل ۳ نمایی از تونل باد را به همراه لوله‌های ورودی و



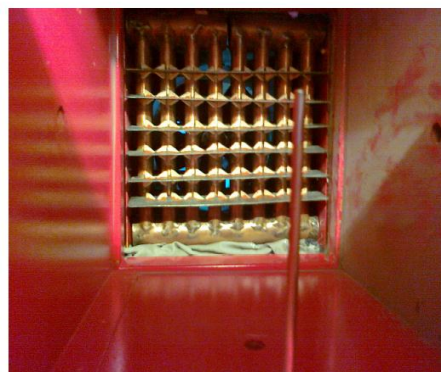
شکل ۲- نمای شماتیک از بستر تست. (DC) دیافراگم کالیبره شده در ورود هوا؛ (D1) میکرومانومتر تفاضلی برای اندازه‌گیری دبی هوا؛ (D2) میکرومانومتر تفاضلی برای اندازه‌گیری افت فشار هوا؛ (F1) روتامتر برای اندازه‌گیری دبی آب گرم؛ (H) هیتر الکتریکی؛ (HT) مخزن آب گرم؛ (MI) گیج فشار آب گرم؛ (P1) پمپ گریز از مرکز؛ (SA) مخزن آب شبکه؛ (S1) مبدل حرارتی پره‌لوله‌ای؛ (TIC) ترموستات هیتر؛ (TMAX) ترموستات ماکزیمم دمای مطمئن آب گرم؛ (T1...T12) ترموکوپل‌های مقاومت گرمایی برای اندازه‌گیری دماها؛ (U) مانومتر برای اندازه‌گیری افت فشار آب؛ (VE) فن هوا با سرعت متغیر؛ (L1) شناور مخزن

در شکل ۵ تابلوی اندازه‌گیری^۱ داده‌های مبدل حرارتی را می‌توان مشاهده کرد. روی این تابلو میکرو مانومترهای تفاضلی برای اندازه‌گیری دبی جرمی و افت فشار هوا (سمت چپ تصویر)، مانومتر جیوه‌ای U شکل برای اندازه‌گیری افت فشار آب (وسط تصویر) و همچنین روماتر برای اندازه‌گیری دبی جرمی آب گرم (سمت راست تصویر)، تعبیه شده است. داده‌های خوانده شده از این وسایل پس از تبدیل واحدهای مناسب برای بکارگیری در روابط محاسباتی تحلیل داده‌ها، مورد استفاده قرار می‌گیرد.

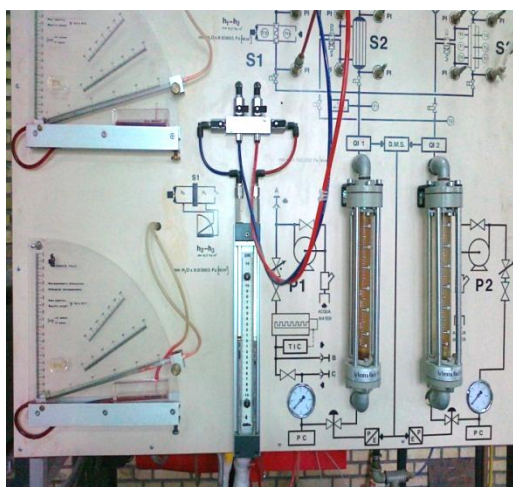
در شکل ۶ جعبه کنترل مبدل حرارتی نشان داده شده است. روی این جعبه پیچ چرخان ترموکوپل‌های مقاومتی برای مشاهده دمای قسمت‌های مختلف به همراه صفحه دیجیتالی نمایشگر دما، پیچ چرخان برای کنترل و تنظیم قدرت فن سرعت متغیر، سوئیچ روشن و خاموش کردن پمپ آب و در نهایت کلید خاموش کردن اضطراری سیستم مبدل و پمپ‌ها قرار دارد.



شکل ۳- نمای جانبی تونل باد با لوله‌های ورود و خروج آب مبدل

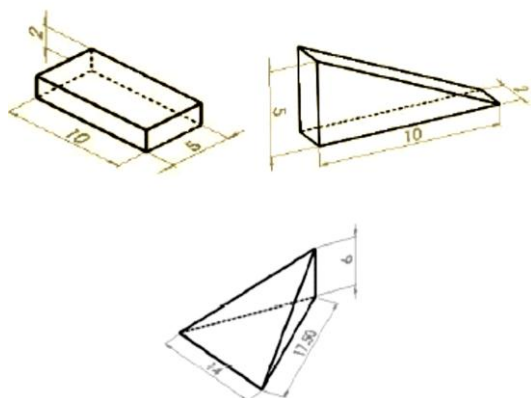


شکل ۴- مبدل حرارتی به همراه زائده‌ها و استقرار آن در تونل باد



شکل ۵- تابلوی اندازه‌گیری داده‌های مبدل حرارتی

^۱ Measurement Panel



شکل ۷- مشخصات هندسی زائده‌های تولید گردابه

۴۵ و باله‌ای با زاویه ۳۵ درجه نسبت به خط افقی روی پره‌ها نصب شده‌اند. این زاویه‌ها و نیز نسبت اضلاع زائده‌ها بترتیب بر اساس گزارش‌های مراجع [۱۵ و ۱۸] برای نصب بهینه این زائده‌ها می‌باشد، هرچند هدف اصلی در این مقاله مقایسه تاثیر این سه نوع زائده بخصوص است.

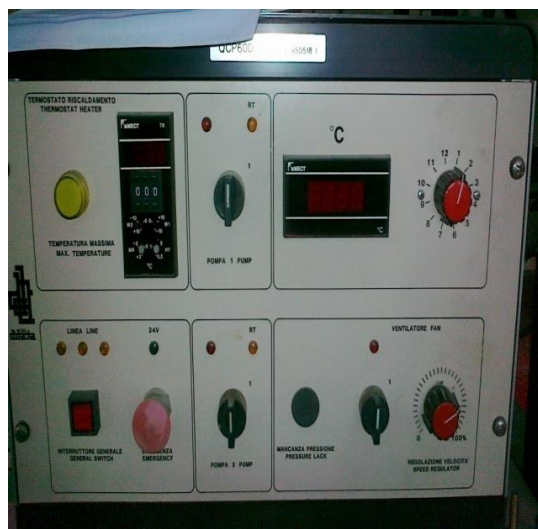
آزمایش‌های انجام شده و بدنبال آن داده‌برداری‌های صورت گرفته از مبدل حرارتی در دوازده حالت مختلف صورت گرفته است که شامل داده‌برداری در حالت پره مسطح بدون زائده تولید گردابه و نیز با نصب انواع زائده‌ها می‌باشد. در تمامی آزمایشات هوای محیط با استفاده از یک فن از روی پره‌های مبدل حرارتی و با سه دبی جرمی مختلف kg/s 0.054 ، 0.063 و 0.069 عبور داده می‌شود، در حالیکه درون لوله‌های مبدل حرارتی آب گرم با دبی ثابت 240 L/h جریان دارد. دمای ورودی آب گرم در اثر عبور از مبدل و تبادل حرارت از 44 تا 68 درجه سانتیگراد تغییر می‌کند و در همین حین داده برداری صورت می‌گیرد. در هر بار اندازه‌گیری علاوه بر دماهای ورودی و خروجی هوا و خروجی آب، افت فشارهای هر دو سیال و نیز دما و فشار محیط نیز ثبت می‌گردد.

۳- تحلیل داده‌ها

برای محاسبه نرخ انتقال حرارت در دو سمت هوا و آب، بترتیب از روابط (۱) و (۲) استفاده می‌شود.

$$q_{air} = \dot{m}_{air} c_p (T_{ao} - T_{ai}) \quad (1)$$

$$q_{water} = \dot{m}_{water} c (T_{wi} - T_{wo}) \quad (2)$$



شکل ۶- جعبه کنترل سیستم مبدل حرارتی

در شکل ۷، شکل هندسی زائده‌های بکاررفته برای تولید گردابه به‌همراه ابعاد آنها می‌باشد. زائده‌ها از چوب MDF که عایق حرارتی می‌باشد ساخته شده‌اند و بر روی سطح پره‌ها نصب شده‌اند. (تمامی ابعاد برحسب میلی‌متر هستند). لازم به ذکر است که این سه نوع زائده تولید گردابه از رایج‌ترین زائده‌های مورد استفاده در کارهای تحقیقاتی است، و این مهم دلیل انتخاب این سه نوع زائده در تحقیق حاضر است. مکانیزم زائده‌های تولید گردابه به اینصورت است که در اثر عبور جریان از روی این زائده‌ها، گردابه‌های طولی چرخش متقابل القا می‌شود که این گردابه‌ها بواسطه تولید ناآرامی در جریان و بدنبال آن افزایش ضریب انتقال حرارت، یک ناحیه بهبود انتقال حرارت را در پایین دست جریان ایجاد می‌کنند. جریان اطراف لبه‌های زائده به یک گردابه ثانویه منجر می‌شود که در جهت مخالف گردابه‌ی اصلی چرخش می‌کند. در نهایت یک گردابه‌ی نعل اسبی کوچکتر، که با حرکت جریان به سمت محل اتصال زائده به دیواره القاء می‌شود اتفاق می‌افتد.

شکل ۸، نمای برش خورده از مبدل حرارتی در حالیکه زائده‌های تولید گردابه روی آن نصب شده‌اند را نشان می‌دهد. در این شکل همچنین شیوه و محل نصب زائده‌ها روی پره‌های مبدل نیز مشخص است. زائده‌های بلوکی با زاویه

با فرض حالت پایا برای جریان سیالات و نیز نرخ انتقال حرارت و همچنین ثابت بودن خصوصیات فیزیکی سیال، با توجه به اینکه انتقال حرارت به محیط اطراف ناچیز است، اگزرژی مخصوص جریانی بصورت زیر محاسبه می‌شود:

$$e = (h - h_{\infty}) - T_{\infty}(s - s_{\infty}) \quad (۵)$$

که در آن h بیانگر آنتالپی و s انترپی سیال است و زیرنویس ∞ به شرایط محیط اطراف اشاره دارد.

با توجه به رابطه (۵) و استفاده از روابط ترمودینامیکی، و نیز استفاده از دماهای ثبت شده ورودی و خروجی برای آب و هوا، می‌توان تغییر نرخ اگزرژی آب و هوا را به ترتیب بصورت زیر نوشت [۱۹]:

$$\Delta \dot{E}_{air} = \dot{m}_{air} [c_p (T_{ao} - T_{ai} - T_{\infty} \ln \frac{T_{ao}}{T_{ai}}) - T_{\infty} \bar{R} \frac{\Delta P_a}{p_{ai}}] \quad (۶)$$

$$\Delta \dot{E}_{water} = \dot{m}_{water} [c (T_{wo} - T_{wi} - T_{\infty} \ln \frac{T_{wo}}{T_{wi}}) - \vartheta \Delta P_w] \quad (۷)$$

که در این رابطه، \bar{R} ثابت گازها، ϑ حجم مخصوص آب و ΔP افت فشار جریان مربوط به آب و یا هوا است که مقدار مثبتی است.

کارایی انتقال اگزرژی مبدل حرارتی بطور مشابه با کارایی انتقال حرارت بصورت زیر تعریف می‌شود:

$$\varepsilon_{exergy} = \frac{\text{تغییر نرخ اگزرژی واقعی}}{\text{بیشترین تغییر نرخ اگزرژی ممکن}} \quad (۸)$$

برای مبدل‌های حرارتی که در دمای بالاتر از محیط کار می‌کنند در صورتی که افت فشار صفر در نظر گرفته نشود، کارایی انتقال اگزرژی را بصورت زیر داریم:

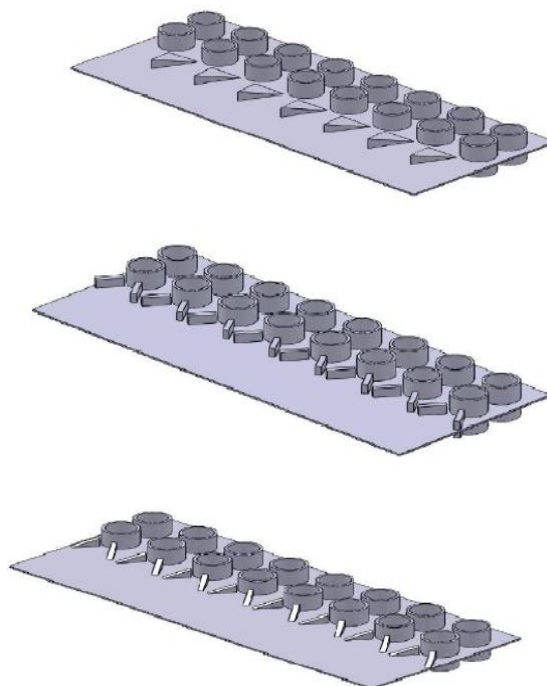
$$\varepsilon_{exergy} = \frac{T_{ao} - T_{ai} - T_{\infty} \ln \frac{T_{ao}}{T_{ai}} - \frac{I \Delta p}{c_p}}{T_{wi} - T_{ai} - T_{\infty} \ln \frac{T_{wi}}{T_{ai}}} \quad (۹)$$

که در این معادله برای گاز ایده آل $I = T_{\infty} \bar{R} / p_i$ و برای مایع تراکم ناپذیر $I = \vartheta$ می‌باشد.

نرخ بازگشت‌ناپذیری درون مبدل حرارتی از رابطه زیر، بدست می‌آید:

$$\dot{I} = -\Delta \dot{E}_{water} - \Delta \dot{E}_{air} \quad (۱۰)$$

نرخ بازگشت‌ناپذیری کلی سمت هوا را می‌توان بصورت زیر محاسبه کرد:



شکل ۸: نمای برش خورده مبدل به همراه زائده‌های نصب شده

در اینجا برای محاسبه نرخ انتقال حرارت از رابطه (۱) استفاده می‌شود. دلیل این موضوع این است که تغییر دمای جریان هوا بسیار بزرگتر از تغییر دمایی جریان آب در مبدل حرارتی است، زیرا مقدار ظرفیت حرارتی هوا، $\dot{m}_{air} c_p$ خیلی کوچکتر از مقدار مشابه آن در سمت آب یعنی $\dot{m}_{water} c$ است. بنابراین میزان خطا در خواندن دماهای نشانگر دیجیتالی در سمت هوا تاثیر کمتری در نرخ انتقال حرارت محاسبه شده خواهد داشت.

کارایی مبدل حرارتی با استفاده از رابطه (۳) بدست

می‌آید:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (۳)$$

که نرخ انتقال حرارت در صورت کسر مربوط به حرارت سمت هوا، و q_{max} نیز بیشترین نرخ انتقال حرارت ممکن است که زمانی اتفاق می‌افتد که دمای خروجی هوا با دمای آب ورودی یکسان شود. با توجه به اینکه $C_{water} > C_{air}$ است، با استفاده از رابطه (۴) داریم:

$$q_{max} = \dot{m}_{air} c_p (T_{wi} - T_{ai}) \quad (۴)$$

۴- نتایج و بحث

تغییرات نرخ انتقال حرارت با اختلاف دمای میانگین برای دبی‌های جرمی مختلف هوا، برای مبدل دارای پره مسطح و نیز پره دارای سه نوع زائده در شکل ۹ ارائه شده است. می‌توان مشاهده کرد که نرخ انتقال حرارت با دمای ورودی آب افزایش می‌یابد، به دلیل اینکه اختلاف دمای میانگین بین آب و هوا بیشتر می‌شود. همچنین دبی‌های جرمی بیشتر هوا باعث نرخ‌های انتقال حرارت بیشتری می‌شوند زیرا دبی جرمی بیشتر هوا باعث افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی در طرف هوا می‌گردد. بعلاوه می‌توان مشاهده کرد که علیرغم اینکه زائده‌ها از جنس‌های عایقی ساخته شده‌اند اما استفاده کردن از آنها باعث افزایش انتقال حرارت در تمامی دبی‌ها می‌شود که البته در این میان استفاده از زائده‌های بلوکی شکل^۳ نرخ انتقال حرارت بیشتری را نسبت به دو نوع دیگر، یعنی زائده‌های باله‌ای شکل^۴ و گوه‌ای شکل^۵، نشان می‌دهند. هرچند در دمای میانگین یکسان، از نظر انتقال حرارت تفاوت چندانی بین زائده‌های باله‌ای شکل و گوه‌ای شکل وجود ندارد. این موضوع را می‌توان با افزایش انتقال حرارت از سطوح پره و لوله‌های مبدل حرارت در نتیجه تولید گردابه‌های طولی ناشی از اتصال زائده‌ها به سطوح پره در بالادست جریان توضیح داد. این گردابه‌ها یک جریان ثانویه را ایجاد می‌کنند و رشد لایه مرزی را برهم می‌زنند که منجر به بهبود انتقال حرارت بین پره و جریان سیال می‌شود. با توجه به این توضیحات و مشاهده شکل ۹ مشخص است که تاثیر این گردابه‌ها در افزایش ضریب انتقال حرارت در زائده‌های بلوکی شکل نسبت به دو نوع دیگر بیشتر است. بعلاوه این گردابه‌ها جدایی لایه مرزی در پشت لوله‌ها را به تاخیر می‌اندازند که با امتداد بیشتر لایه مرزی و برطرف شدن نواحی انتقال حرارت ضعیف در ناحیه جریان‌های گردابی^۶ شاهد بهبود انتقال حرارت از پره‌ها هستیم. میزان افزایش نرخ انتقال حرارت به ازای مقادیر یکسان اختلاف دمای میانگین در شکل ۱۰ نمایش داده شده است. در این شکل مشاهده می‌شود که برای هر سه نوع زائده تولید

$$\dot{I}_{AS} = q(1 - T_{\infty}/T_j) - \Delta \dot{E}_{air} \quad (11)$$

که در این رابطه، $T_j = (T_{wi} + T_{wo})/2$ و q نیز نرخ انتقال حرارت محاسبه شده است که در اینجا عددی مثبت است.

برای تعیین نرخ بازگشت‌ناپذیری کلی سمت آب هم از رابطه (۱۲) کمک می‌گیریم:

$$\dot{I}_{WS} = -q(1 - T_{\infty}/T_j) - \Delta \dot{E}_{water} \quad (12)$$

بازگشت‌ناپذیریهای ناشی از افت فشار برای جریان‌های هوا و آب با استفاده از رابطه‌های زیر حاصل می‌شود:

$$\dot{I}_{AS,\Delta P} = \dot{m}_{air} T_{\infty} \bar{R} \frac{\Delta P_a}{P_{ai}} \quad (13)$$

$$\dot{I}_{WS,\Delta P} = \dot{m}_{water} \vartheta \Delta P_w \quad (14)$$

با توجه به روابط بالا، بازگشت‌ناپذیری ناشی از انتقال حرارت در سمت هوا و آب نیز از دو رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\dot{I}_{AS,q} = \dot{I}_{AS} - \dot{I}_{AS,\Delta P} \quad (15)$$

$$\dot{I}_{WS,q} = \dot{I}_{WS} - \dot{I}_{WS,\Delta P} \quad (16)$$

عدد بدون بعد $ASIHR$ ^۱ که بیانگر نسبت نرخ بازگشت‌ناپذیری سمت هوا به نرخ انتقال حرارت درون مبدل حرارتی است با رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$ASIHR = \dot{I}_{AS}/q \quad (17)$$

عدد بدون بعد PVG ^۲ نیز که برای بررسی عملکرد زائده‌های تولید گردابه طراحی شده و بصورت درصد کاهش $ASIHR$ برای مبدل حرارت بهبود یافته بوسیله نصب زائده‌ها نسبت به مبدل حرارتی اولیه، تعریف می‌شود بصورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$PVG = \frac{100(ASIHR_{without VG} - ASIHR_{with VG})}{ASIHR_{without VG}} \quad (18)$$

و در نهایت عدد رینولدز مربوط به جریان هوا نیز از معادله زیر قابل تعیین شدن است:

$$Re_{AS} = \frac{\dot{m}_{air} d_{tube}}{A_{duct} \mu_{air}} \quad (19)$$

که در آن μ_{air} در دمای میانگین جریان هوا بدست می‌آید.

³ Block Shape VG

⁴ Winglet Shape VG

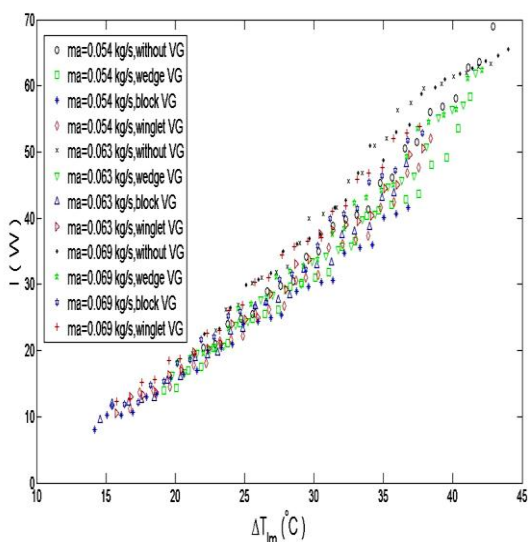
⁵ Wedge Shape VG

⁶ Wake

¹ Air Side Irreversibility to Heat Transfer Ratio

² Performance of Vortex Generator

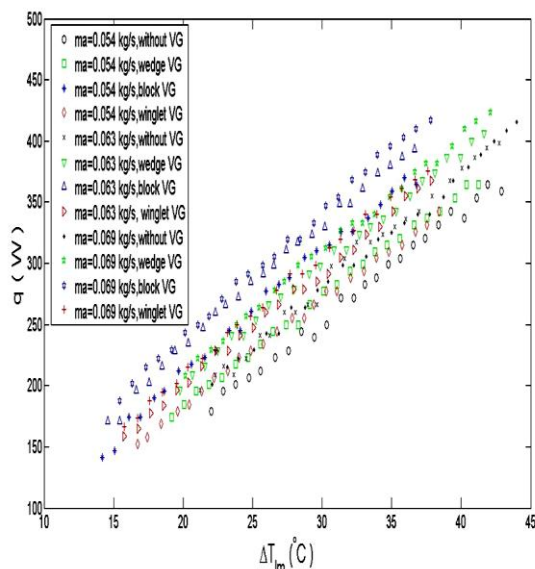
شکل ۱۱ نرخ بازگشت‌ناپذیری درون مبدل حرارتی را برحسب اختلاف دمای میانگین نشان می‌دهد. با نگاهی دقیق‌تر به این شکل می‌توان دید که افزایش دبی جرمی هوا منجر به افزایش بازگشت‌ناپذیری کلی در مبدل می‌شود زیرا اختلاف دمای میانگین بین آب و هوا درون مبدل افزایش می‌یابد. همچنین با استفاده از انواع مختلف زائده‌ها، به دلیل بهبود انتقال حرارت و کاهش اختلاف دمای میانگین بین آب و هوا نرخ بازگشت‌ناپذیری کلی کاهش یافته است. در این شکل نیز می‌توان دید که زائده‌های بلوکی شکل مستطیلی با بهبود بیشتر شرایط انتقال حرارت در اختلاف دمای کمتر بین آب و هوا، میزان بازگشت‌ناپذیری را نسبت به دو نوع دیگر بیشتر کاهش می‌دهند.



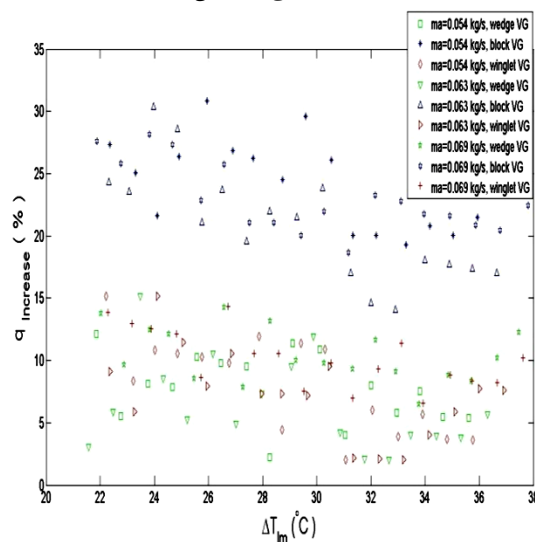
شکل ۱۱- تغییرات نرخ بازگشت‌ناپذیری کلی درون مبدل حرارت بر حسب اختلاف دمای میانگین

شکل ۱۲ تغییرات بازگشت‌ناپذیری بدون بعد شده با انتقال حرارت را بر حسب دمای میانگین آب و هوا نشان می‌دهد. همانطور که در شکل مشاهده می‌کنیم استفاده از انواع مختلف زائده‌ها باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری درون مبدل به ازای واحد نرخ انتقال حرارت درون مبدل می‌شود. علاوه بر استفاده از زائده‌های بلوکی شکل باعث کاهش بیشتر بازگشت‌ناپذیری بدون بعد شده می‌شود. به عبارت دیگر تاثیر زائده بلوکی شکل در کاهش بازگشت‌ناپذیری به ازای واحد

گردابه، نرخ انتقال حرارت بین ۳ درصد تا بیش از ۳۰ درصد نسبت به حالت مبدل بدون زائده، افزایش یافته است. همانطور که در شکل ۹ هم می‌توان دید زائده‌های بلوکی شکل بیشترین تاثیر را در افزایش نرخ انتقال حرارت دارند.



شکل ۹- نرخ انتقال حرارت درون مبدل حرارت بر حسب اختلاف دمای میانگین



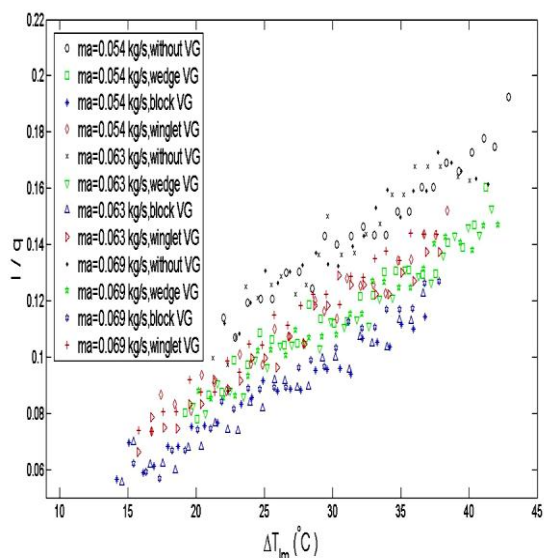
شکل ۱۰- درصد افزایش نرخ انتقال حرارت بر حسب اختلاف دمای میانگین

شکل ۱۳ تغییرات بازگشت‌ناپذیری سمت آب را نسبت به دمای ورودی آب نشان می‌دهد. همانگونه که در این شکل مشاهده می‌کنیم، استفاده از انواع زائده‌ها باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری در سمت آب نسبت به حالت بدون زائده می‌گردد. همچنین بازگشت‌ناپذیری سمت آب برای زائده‌های بلوکی نسبت به دو نوع دیگر کاهش بیشتری یافته است که نشان‌دهنده‌ی تاثیر بیشتر این نوع زائده در کاهش بازگشت‌ناپذیری سمت آب است. هرچند بازگشت‌ناپذیری سمت آب برای دو نوع دیگر زائده‌ها تقریباً یکسان است و تفاوت چندانی به چشم نمی‌خورد. افزایش نرخ انتقال حرارت و نیز کاهش تغییرات انرژی به دلیل کاهش اختلاف دمای محدود در سمت آب می‌تواند دلیل کاهش بازگشت‌ناپذیری سمت آب برای مبدل دارای انواع زائده‌ها باشد.

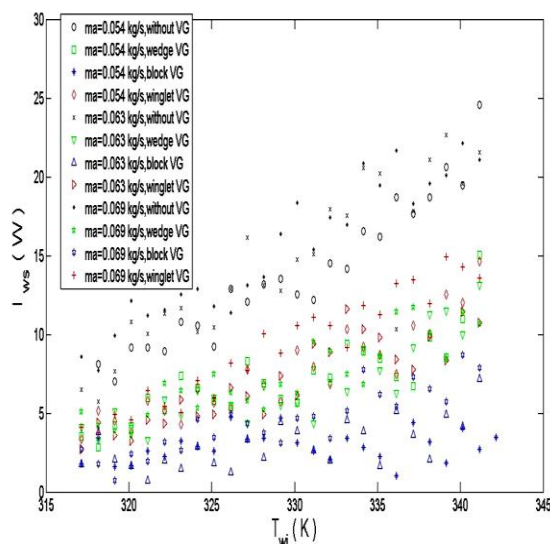
شکل ۱۴ تغییرات بازگشت‌ناپذیری سمت هوا درون مبدل را نسبت به دمای ورودی آب نشان می‌دهد. همانگونه که مشاهده می‌کنیم با افزایش دبی و افزایش اختلاف دمای بین آب و هوا میزان این بازگشت‌ناپذیری افزایش می‌یابد. همچنین مقدار این بازگشت‌ناپذیری برای زائده گوه‌ای شکل نسبت به حالت بدون زائده تغییر محسوسی نمی‌کند، زیرا این زائده‌ها از یک سو باعث کاهش بازگشت‌ناپذیری سمت هوا در به دلیل کاهش اختلاف دمای سیال هوا شده و از سوی دیگر باعث افزایش بازگشت‌ناپذیری سمت هوا در نتیجه‌ی افزایش نرخ انتقال حرارت و افزایش افت فشار هوا می‌شوند که در نهایت اثر یکدیگر را خنثی می‌کنند. اما برای دو نوع دیگر، به دلیل کاهش شدیدتر اختلاف دمای محدود در مقایسه با زائده‌ی گوه‌ای شکل، شاهد کاهش بیشتر بازگشت‌ناپذیری سمت هوا هستیم که بنظر می‌رسد در این نوع زائده‌ها تاثیر این عامل بیشتر از تاثیر افزایش بازگشت‌ناپذیری به دلیل افزایش نرخ انتقال حرارت باشد.

شکل ۱۵ تغییرات بازگشت‌ناپذیری ناشی از افت فشار در سمت هوا را نسبت به عدد رینولدز جریان هوا نشان می‌دهد. مشاهده می‌کنیم که با افزایش عدد رینولدز جریان هوا مقدار این بازگشت‌ناپذیری افزایش می‌یابد زیرا افت فشار هوا بیشتر می‌شود. همچنین با استفاده از زائده‌ها و به دلیل ایجاد گردابه توسط آنها افت فشار در تمامی دبی‌ها افزایش می‌یابد که در این میان زائده‌های بلوکی شکل به دلیل

نرخ انتقال حرارت نسبت به دو نوع دیگر بیشتر است. همچنین به ازای واحد نرخ انتقال حرارت، زائده‌های باله شکل نسبت به گوه‌ای شکل به دلیل کاهش بیشتر اختلاف دمای میانگین بین دو سیال آب و هوا، محدوده‌ی کمتری از بازگشت‌ناپذیری کلی را به دست می‌دهند.

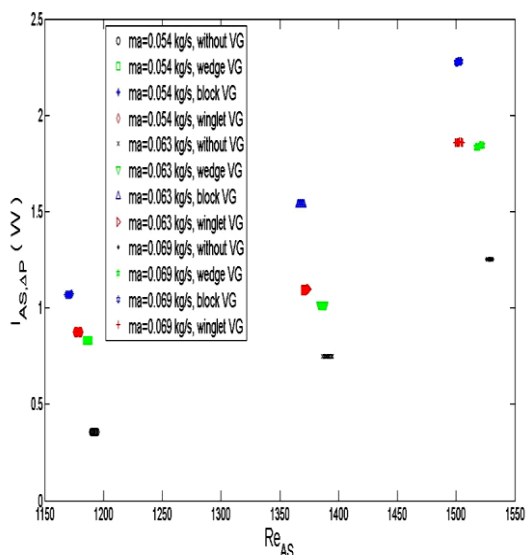


شکل ۱۲- تغییرات بازگشت‌ناپذیری بدون بعد شده درون مبدل حرارت نسبت به اختلاف دمای میانگین

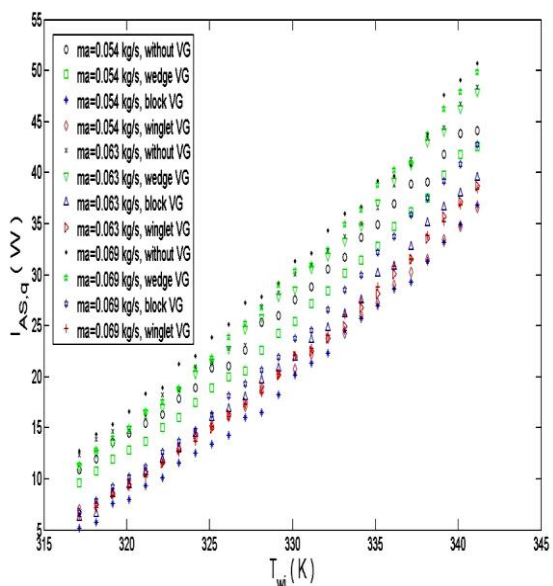


شکل ۱۳- تغییرات بازگشت‌ناپذیری سمت آب نسبت به دمای ورودی آب

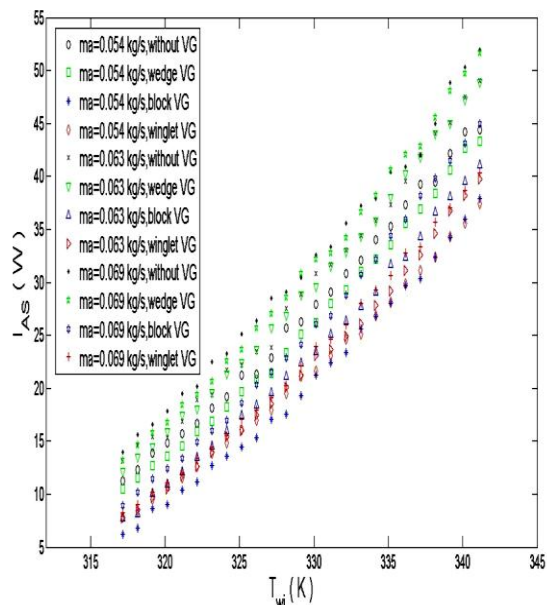
اما عامل قویتر یعنی کاهش اختلاف دمای محدود و کاهش بازگشت‌ناپذیری مربوط به آن تاثیر بیشتری دارد.



شکل ۱۵- تغییرات بازگشت‌ناپذیری افت فشار سمت هوا نسبت به عدد رینولدز سمت هوا



شکل ۱۶- تغییرات بازگشت‌ناپذیری انتقال حرارت سمت هوا نسبت به دمای ورودی آب

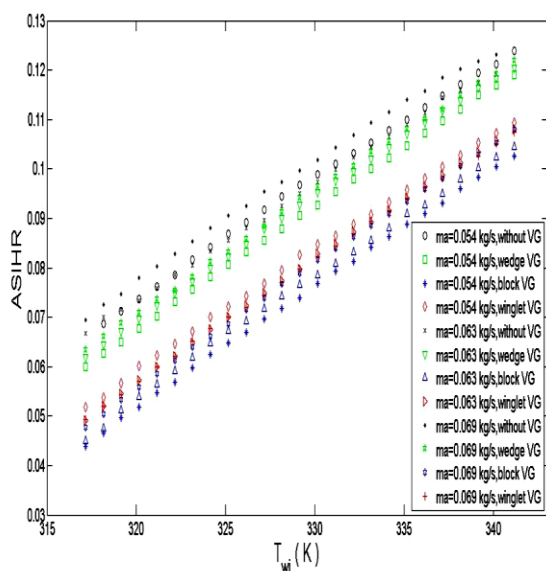


شکل ۱۴- تغییرات بازگشت‌ناپذیری سمت هوا نسبت به دمای ورودی آب

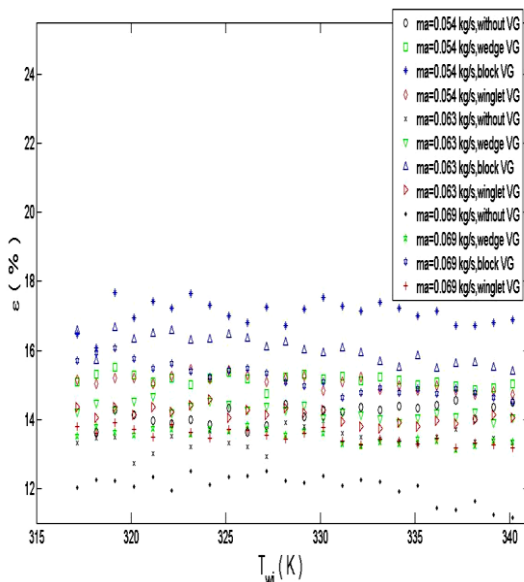
ایجاد گردابه‌های قویتر که منجر به افزایش ضریب انتقال حرارت و نرخ انتقال حرارت می‌شود، افت فشار بیشتر دارند. زائده‌های باله‌ای شکل هرچند افت فشار و بدنبال آن بازگشت‌ناپذیری افت فشار تقریباً بیشتری نسبت به زائده گوه‌ای شکل دارند، اما کاهش اختلاف دما در سمت هوا و به دنبال آن کاهش بازگشت‌ناپذیری مربوط به آن موجب شده است که بازگشت‌ناپذیری سمت هوا در آنها در مقایسه با زائده گوه‌ای شکل کمتر باشد.

شکل ۱۶ تغییرات بازگشت‌ناپذیری ناشی از انتقال حرارت در سمت هوا را نسبت به دمای ورودی آب نشان می‌دهد. از آنجا که قسمت عمده بازگشت‌ناپذیری سمت هوا ناشی از انتقال حرارت است، روند نمودار تا حدود زیادی شبیه شکل ۱۶ است. در اینجا نیز می‌توان مشاهده کرد که با استفاده از زائده‌های گوه‌ای شکل تغییر زیادی در بازگشت‌ناپذیری انتقال حرارت سمت هوا رخ نمی‌دهد، زیرا افزایش بازگشت‌ناپذیری ناشی از افزایش انتقال حرارت با کاهش بازگشت‌ناپذیری ناشی از کاهش اختلاف دمای محدود یکدیگر را خنثی می‌کنند. اما برای دو نوع زائده دیگر با وجود افزایش بازگشت‌ناپذیری به دلیل افزایش نرخ انتقال حرارت

مقادیر بیشتر کارایی حرارتی را به دنبال دارد زیرا در مقادیر کمتر دبی هوا، هوای ورودی زمان بیشتری دارد تا به دمای ورودی آب گرم نزدیکتر شود که این امر افزایش کارایی مبدل حرارتی را در پی خواهد داشت.



شکل ۱۷- بازگشت‌ناپذیری بی بعد هوا برحسب دمای ورودی آب

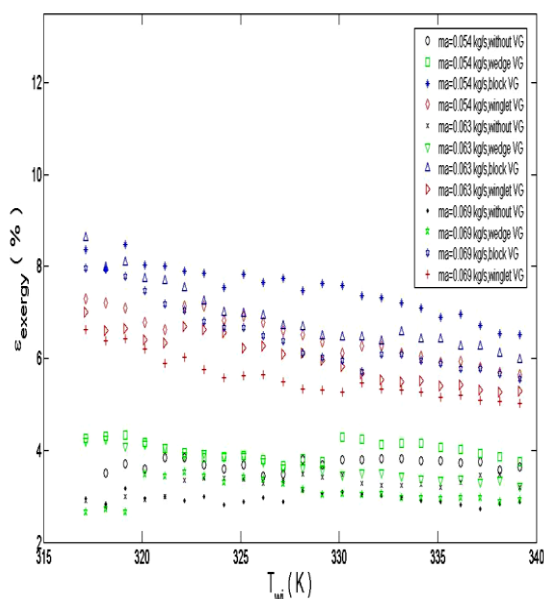


شکل ۱۸- تغییرات کارایی مبدل حرارتی بر حسب دمای ورودی آب

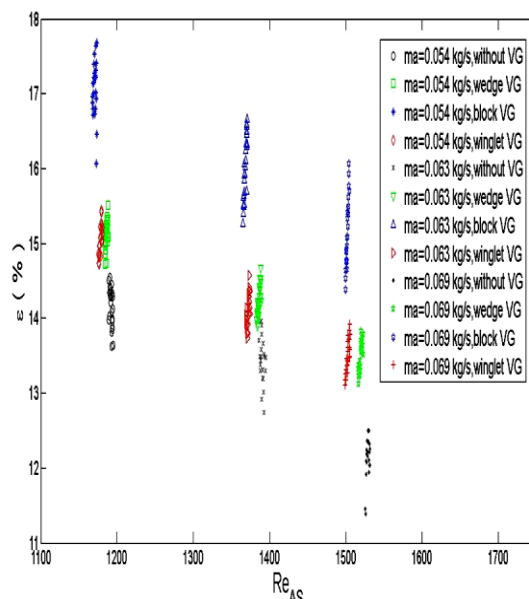
چنانکه در شکل‌های پیشین مشاهده کردیم دلیل اصلی اختلاف دماهای بزرگ بین مایع و گاز در مبدل‌های حرارتی پره‌لوله‌ای که عامل اصلی ایجاد بازگشت‌ناپذیری است، بازگشت‌ناپذیری ناشی از انتقال حرارت در سمت گاز می‌باشد. از طرفی بهبود انتقال حرارت در سمت هوا منجر به افزایش بازگشت‌ناپذیری سمت هوا می‌شود. بنابراین بدون بعد سازی نرخ بازگشت‌ناپذیری سمت هوا با نرخ انتقال حرارت درون مبدل، می‌تواند کمیت موثری برای بررسی تاثیر روش‌های بهینه سازی بر روی مبدل حرارتی پره‌لوله‌ای بر اساس تحلیل اگزرژی باشد.

شکل ۱۷ تغییرات بازگشت‌ناپذیری بدون بعد سمت هوا را برای مبدل حرارتی مورد آزمایش در حالات مختلف نسبت به دمای ورودی آب نشان می‌دهد. در این شکل می‌بینیم که با افزایش دمای ورودی آب، بازگشت‌ناپذیری بدون بعد هوا نیز افزایش می‌یابد. این حالت بیانگر این مطلب است که اگرچه با افزایش دمای ورودی آب نرخ انتقال حرارت زیاد می‌شود اما افزایش نرخ بازگشت‌ناپذیری سمت هوا بسیار بیشتر از ازدیاد نرخ انتقال حرارت می‌باشد. همچنین مشاهده می‌شود که در اثر استفاده از انواع مختلف زائده‌ها، بازگشت‌ناپذیری بدون بعد هوای مبدل کاهش یافته است، زیرا در اثر استفاده از انواع زائده‌ها علاوه بر اینکه نرخ انتقال حرارت بهبود می‌یابد، نرخ بازگشت‌ناپذیری سمت هوا نیز به دلیل کمتر شدن اختلاف دماهای جریان هوا کاهش می‌یابد. تاثیر این دو عامل در زائده بلوکی شکل نسبت به دو نوع دیگر بیشتر است که این موضوع موجب کاهش بیشتر بازگشت‌ناپذیری بی بعد سمت هوا در این نوع زائده می‌گردد، در حالیکه این پارامتر برای زائده‌های باله‌ای شکل نیز به دلیل کمتر بودن بازگشت‌ناپذیری سمت هوا در مقایسه با گوه‌ای شکل، کوچکتر است.

شکل ۱۸ کارایی مبدل را برحسب دمای ورودی آب گرم در حالات مختلف نشان می‌دهد. همانطور که انتظار می‌رود در اثر استفاده از انواع زائده‌ها و افزایش نرخ انتقال حرارت به سمت هوای مبدل، مقدار کارایی مبدل حرارتی کاملاً افزایش یافته است. مبدل حرارتی دارای زائده‌های بلوکی شکل به دلیل افزایش بیشتر نرخ انتقال حرارت بین آب گرم و هوای سرد دارای بیشترین مقدار کارایی حرارتی است. علاوه از شکل مشخص است که کاهش دبی جرمی هوا،



شکل ۲۰- تغییرات کارآیی انتقال انرژی مبدل حرارت بر حسب دمای ورودی آب



شکل ۱۹- کارآیی مبدل حرارتی بر حسب رینولدز جریان هوا

برای آشکار شدن تاثیر انواع مختلف زائده‌ها روی مبدل حرارتی بر اساس بازگشت‌ناپذیری سمت هوا، از کمیتی به نام PVG استفاده می‌کنیم که برابر با درصد کاهش بازگشت‌ناپذیری بی بعد هوا برای مبدل بهبود یافته با نصب انواع زائده‌ها نسبت به مبدل اولیه بدون زائده می‌باشد که این کمیت در شکل ۲۱ نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد که PVG برای تمامی انواع زائده‌ها و دبی‌های جرمی متفاوت هوا حداقل ۵٪ و حداکثر ۳۵٪ است، یعنی بازگشت‌ناپذیری بی‌بعد سمت هوا برای مبدل حرارت بهبود یافته بیشتر از ۵٪ این مقدار برای مبدل حرارت اولیه که بدون زائده است، کاهش یافته است. این کمیت تحلیل مفیدی از تاثیر مثبت استفاده از زائده‌ها را بر اساس قانون دوم ترمودینامیک می‌دهد. مقادیر بیشتر PVG تاثیر بهتر انواع مختلف زائده‌ها را بر اساس تحلیل انرژی روی مبدل حرارتی نشان می‌دهد. بر این اساس مشاهده می‌شود که زائده‌های بلوکی شکل بهترین تاثیر را بر اساس کاهش بازگشت‌ناپذیری و درعین حال افزایش نرخ انتقال حرارت دارند. زائده‌های باله‌ای شکل نیز در بررسی از این دیدگاه نسبت به نوع گوه‌ای شکل تاثیر مطلوبتری در بهبود انتقال انرژی به سمت هوا دارند.

شکل ۱۹ کارآیی مبدل حرارتی را بر حسب رینولدز جریان هوای ورودی در حالات مختلف مورد آزمایش نشان می‌دهد. همانطور که این شکل نیز موارد بیان شده در شکل ۱۸ را تایید می‌کند می‌بینیم که استفاده از انواع زائده‌ها به خصوص زائده‌های بلوکی شکل باعث افزایش مقادیر کارآیی حرارتی به ازای رینولدز یکسان می‌شوند.

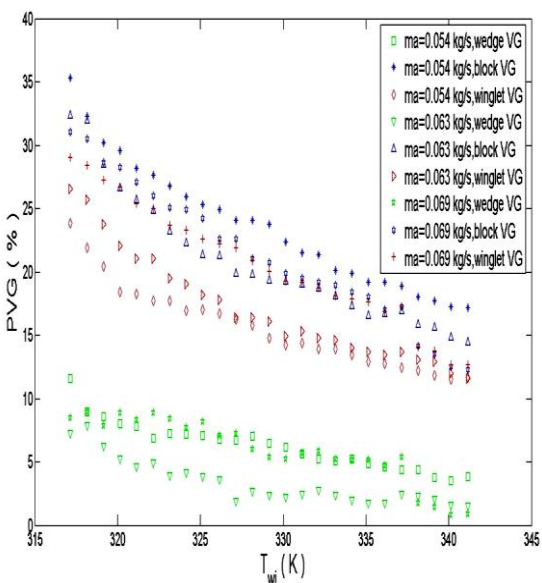
شکل ۲۰ کارآیی انرژی مبدل حرارتی را بر حسب دمای ورودی آب نشان می‌دهد. با استفاده از انواع زائده‌ها کارآیی انتقال انرژی افزایش یافته است زیرا نرخ انتقال انرژی به سمت هوا به دلیل کاهش نرخ بازگشت‌ناپذیری درون مبدل حرارتی، برای مقدار مشخصی دمای ورودی آب افزایش یافته است. زائده‌های بلوکی و باله‌ای شکل به دلیل کاهش بیشتر نرخ بازگشت‌ناپذیری سمت هوا و انتقال بیشتر انرژی به سمت هوا، در مقایسه با گوه‌ای شکل از حیث کارآیی انرژی وضعیت مناسبتری دارند. همچنین این شکل نشان می‌دهد که مقادیر کمتر دبی جرمی هوا کارآیی انتقال انرژی بیشتری دارند، زیرا در دبی‌های جرمی کمتر هوا، هوای ورودی زمان بیشتری برای به دست آوردن بیشترین انرژی ممکن که در آن دمای خروجی هوا با دمای ورودی آب مساوی است، دارد.

روی سطوح پره‌ها، کارایی افزایش می‌یابد. زائده‌های بلوکی شکل میزان کارایی‌ها را بیشتر افزایش می‌دهند.

۴. بر اساس تحلیل اگزرژی انجام شده روی مبدل، مقدار کارایی زائده (PVG) نشان می‌دهد که زائده‌های تولید گردابه چطور باعث کارکرد بهتر مبدل حرارتی می‌شود. در این مقاله مقدار PVG برای تمام شرایط بین ۵ تا ۳۵ درصد است که نشان‌دهنده تاثیر این روش بهینه‌سازی در کاهش بازگشت‌ناپذیری سمت هوا است. زائده‌های بلوکی و باله‌ای شکل تاثیر بیشتری نسبت به زائده‌های گوه‌ای شکل در بهبود این پارامتر دارند.

علائم و نشانه‌ها

E	اگزرژی W
I	بازگشت‌ناپذیری W
m	دبی جرمی kg/s
P	فشار Pa
q	نرخ انتقال حرارت W
K	دما K
حروف یونانی	
θ	حجم مخصوص m ³ /kg
μ	لزجت دینامیکی kg/m.s
ϵ	کارایی %
ΔP	افت فشار Pa
زیر نویس‌ها	
a	سیال هوا
ai	ورودی هوا به مبدل
ao	خروجی هوا از مبدل
AS	سمت هوای مبدل
lm	میانگین لگاریتمی
max	بیشینه
q	ناشی از انتقال حرارت
w	سیال آب
wi	ورودی آب به مبدل
wo	خروجی آب از مبدل
WS	سمت آب مبدل
∞	شرایط محیط
Δp	ناشی از افت فشار



شکل ۲۱: تغییرات PVG بر حسب دمای ورودی آب

۵- نتیجه گیری

در این مقاله تاثیر سه نوع مختلف زائده تولید گردابه را روی یک مبدل حرارت پره‌لوله‌ای گاز مایع با استفاده از تحلیل اگزرژی بررسی شد. مهمترین نتایج به شرح زیر می‌باشد:

۱. استفاده کردن از زائده‌ها، موجب بهبود انتقال حرارت از سطوح پره‌ها و نیز کاهش بازگشت‌ناپذیری کلی مبدل حرارتی می‌گردد. در این میان زائده‌های بلوکی شکل بیشترین تاثیر را در بهبود شرایط انتقال حرارت و کاهش بازگشت‌ناپذیری دارند. علت این موضوع تولید گردابه‌های طولی شدیدتر و طولانی‌تر توسط زائده‌های بلوکی در اثر عبور جریان از روی آنها و همچنین کمک به اختلاط بهتر جریان در ناحیه جریان‌های گردابی نسبت به دو نوع دیگر است.
۲. بی‌بعدسازی بازگشت‌ناپذیری سمت هوا بوسیله‌ی نرخ انتقال حرارت صورت گرفت. در اثر استفاده از انواع زائده‌ها این پارامتر (ASiHR)، کاهش می‌یابد. زائده‌های بلوکی و باله‌ای شکل بیشترین تاثیر را در کاهش این پارامتر دارند.
۳. کارایی انتقال حرارت و اگزرژی مبدل حرارتی رفتارهای مشابهی دارند. در هر دوی آنها با استفاده کردن از زائده‌ها

مراجع

- [10] Song W.M, Meng J.A, Li Z.X (2010) Numerical study of air-side performance of a finned flat tube heat exchanger with crossed discrete double inclined ribs. *Appl Therm Eng* 30: 1797–1804.
- [11] Biswas G, Mitra NK, Fiebig M (1994) Heat transfer enhancement in fin-tube heat exchangers by winglet type vortex generators. *Int J Heat Mass Transf* 37: 283–291.
- [12] Chen Y, Fiebig M, Mitra NK (1998) Heat transfer enhancement of a finned oval tube with punched longitudinal vortex generators in-line. *Int J Heat Mass Transf* 41: 4151–4166.
- [13] Chen Y, Fiebig M, Mitra NK (2000) Heat transfer enhancement of a finned oval tube with staggered punched longitudinal vortex generators. *Int J Heat Mass Transf* 43: 417–435.
- [14] Kotcioglu I, Caliskan S, Cansiz A, Baskaya S (2010) Second law analysis and heat transfer in a cross flow heat exchanger with a new winglet-type vortex generator. *Energy* 35: 3686–3695.
- [15] Leu JS, Wu YH, Jang JY (2004) Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators. *Int J Heat Mass Transf* 47: 4327–4338.
- [16] Fiebig M, Valencia A, Mitra NK (1993) Wing-type vortex generators for fin-and-tube heat exchangers. *Exp Therm Fluid Sci* 7: 287–295.
- [17] Valencia A, Fiebig M, Mitra NK (1996) Heat transfer enhancement by longitudinal vortices in a fin-and-tube heat exchangers element with flat tubes. *ASME J Heat Transfer* 118: 209–211.
- [18] Zhang YH, Wu X, Wang LB, Song KW, Dong YX, Liu S (2008) Comparison of heat transfer performance of tube bank fin with mounted vortex generators to tube bank fin with punched vortex generators. *Exp Therm Fluid Sci* 33: 58–66.
- [19] Wu SY, Yuan XF, Li YR, Xiao L (2007) Exergy transfer effectiveness on heat exchanger for finite pressure drop. *Energy* 32: 2110–2120.
- [1] Kakac S, Liu H (2002) *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 2nd edn. CRC Press .
- [2] Junqi D, Jiangping C, Zhijiu C, Yimin Z, Wenfeng Z (2007) Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers. *Appl Therm Eng* 27: 2066–2073.
- [3] Tao YB, He YL, Huang J, Wu ZG, Tao WQ (2007) Numerical study of local heat transfer coefficient and fin efficiency of wavy fin-and-tube heat exchangers. *Int J Therm Sci* 46: 768–778.
- [4] Tao YB, He YL, Huang J, Wu ZG, Tao WQ (2007) Three-dimensional numerical study of wavy fin-and-tube heat exchangers and field synergy principle analysis. *Int J Heat Mass Transf* 50: 1163–1175.
- [5] Peng H, Ling X (2011) Analysis of heat transfer and flow characteristics over serrated fins with different flow directions. *Energy Conversion and Management* 52: 826–835.
- [6] Nuntaphan A, Vithayasai S, Kiatsiriroat T, Wang CC (2007) Effect of inclination angle on free convection thermal performance of louver finned heat exchanger. *Int J Heat Mass Transf* 50: 361–366.
- [7] Dong J, Chen J, Chen Z, Zhang W, Zhou Y (2007) Heat transfer and pressure correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers. *Energy Conversion and Management* 48: 1506–1515.
- [8] T Joen C, Jacobi A, De Paepe M (2009) Flow visualization in inclined louvered fins. *Exp Therm Fluid Sci* 33: 664–674.
- [9] Li J, Wang S., Chen J, Lei Y.G (2011) Numerical study on a slit fin-and-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators. *Int J Heat Mass Transf* 54: 1743–1751.