

بررسی اثر فاصله بین جریانهای سرد و گرم بر کارایی و عملکرد سیستم بازیافت حرارت جریان -گردشی در سیستمهای گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع

صادق طرفی^۱، مرتضی نیسی^۲، مسعود عجبی^۳

^۱ کارشناس ارشد مهندسی سیستمهای انرژی، عضو هیات علمی دانشگاه آزاد اسلامی واحد سوسنگرد، storfi@gmail.com

^۲ مرتضی نیسی، کارشناس مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد سوسنگرد، morteza.neisi@gmail.com

^۳ دانشجوی کارشناسی مهندسی کامپیوتر - نرم افزار، دانشگاه آزاد اسلامی واحد دزفول، masoud_o420@yahoo.com

چکیده

۴۲٪ نسبت به بخش صنعت با ۲۰٪، بیشترین سهم را به خود اختصاص داده است (جدول ۱). این امر نشانگر الگوی غیر منطقی مصرف انرژی می باشد که قسمت اعظم انرژی در بخشهای غیر مولد مصرف می شود و این در حالی است که در یک کشور در حال توسعه بخش صنعت باید بیشترین سهم از مصرف انرژی را به خود اختصاص دهد.

جدول (۱): سهم مصرف کننده های نهایی به درصد مستخرج از تراز انرژی سال ۱۳۸۵ کل کشور.

شرح	نفت خام و فرآورده های نفتی	گاز طبیعی	کل برق	کل انرژی
خانگی، عمومی و تجاری	۱۹	۶۶	۵۲	۴۲
صنعت	۱۳	۲۷	۳۳	۲۰
حمل و نقل	۵۵	۱	۰	۲۷
کشاورزی	۵	۰	۱۲	۴

در این راستا عوامل چندی به شرح زیر در به وجود آمدن چنین وضعی نقش عمده ای داشته اند: ۱- فراوانی و ارزانی مواد سوختی در کشور ۲- کم توجهی طراحان ساختمانی و تاسیساتی به مقوله صرفه جوئی سوخت در ساختمان ۳- نبود فرهنگ صرفه جوئی در بین ساکنین ساختمان ها.

با به کارگیری مواردی به شرح زیر تا حد زیادی می توان از مصرف بی رویه سوخت یا انرژی در ساختمان ها جلوگیری کرد: ۱- انجام محاسبات دقیق اتلاف حرارتی و برودتی ساختمان ها بوسیله مهندسين تاسیسات ۲- کنترل محاسبات بوسیله یک سازمان مسئول و دارای تخصص های لازم ۳- تنظیم درجه حرارت هر قسمت از ساختمان بوسیله دستگاههای کنترل کننده ۴- برنامه ریزی ساعات کارکرد دستگاههای حرارتی و برودتی ۵- عایقکاری اجباری شبکه لوله کشی ساختمان ها و دستگاههای موتورخانه های حرارت مرکزی ۶- عایقکاری اجباری دیوارهای خارجی و سقف ساختمان ها ۷- بازیافت قسمتی از انرژی های مصرف شده در دستگاه های سرد کننده که بدون استفاده روانه فضای باز می گردد.

نیاز به استفاده از هوای بیرون، بنا بر استاندارد شماره ASHRAE 62-1989(1999) تهویه برای کیفیت قابل قبول هوای داخل و کدهای محلی و ایالتی ساختمانی از الزامات غیرقابل

نیاز به استفاده از هوای تازه بیرون، بنا بر استاندارد ASHRAE 62-1989(1999) تهویه برای کیفیت قابل قبول هوای داخل، از الزامات غیرقابل صرف نظر تهویه می باشد. افزایش نیاز به هوای تازه، زیاد شدن بار حرارتی را به دنبال دارد که باعث افزایش هزینه عملکرد سیستم و هزینه تجهیزات می شود، این موضوع علاقه مندی به تکنولوژی بازیافت انرژی و کاربردهای اقتصادی آن را بیشتر می کند. بررسی روشهای بازیافت انرژی حرارتی از جمله سیستم جریان -گردشی می تواند در بهینه سازی مصرف انرژی در سیستمهای گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع موثر واقع گردد. تحلیلهای تئوریک متعددی بر روی سیستم بازیافت انرژی جریان -گردشی توسط محققین در سطح بین المللی انجام شده است اما عموماً اثر فاصله بین جریانهای سرد و گرم را نادیده انگاشته اند. هدف اصلی در این مقاله بررسی اثر فاصله بین جریانهای سرد و گرم بر کارایی و عملکرد سیستم با استفاده از یک مدل دقیق از سیستم مبتنی بر روابط ترمودینامیکی و هیدرولیکی می باشد.

کلمات کلیدی: بازیافت حرارت، سیستمهای گرمایش سرمایش و تهویه مطبوع، شبیه سازی عددی، ضریب کارایی، سیستم جریان -گردشی، مبدل حرارتی فین موجی - لوله.

۱- مقدمه

در دنیای امروز اهمیت سوخت یا انرژی بر کسی پوشیده نیست بطوریکه میتوان گفت قسمت اعظم اقتصاد جهانی بر پایه این ماده حیاتی بنا شده است. در ایران با توجه به وضعیت مصرف انرژی و ذخایر فعلی نفت خام و در صورت ادامه روند مصرف انرژی، کشور نیازمند به سرمایه گذاری هنگفتی در بخشهای استخراج، پالایش و توزیع نفت و ... می باشد و در صورت عدم سرمایه گذاری مورد نیاز برای توسعه میادین نفتی، در آینده ای نه چندان دور ایران به واردکننده نفت خام تبدیل می شود. آمارها نشان می دهد مصرف سوخت در کشور ما از حد معمول بسیار فراتر رفته، اتلاف سرمایه ملی و آلودگی محیط زیست را در پی داشته است. بنا به گزارشها و آمارهای دفتر برنامه ریزی کلان برق و انرژی، مصرف نهایی انرژی در سال ۱۳۸۵ با نرخ رشد سالانه ۸/۹٪ به ۹۳۱/۶ میلیون بشکه معادل نفت خام رسید. با بررسی مصرف انرژی نهایی در بخشهای مختلف مشاهده می شود سهم بخش ساختمان (خانگی، عمومی و تجاری) با

مستقل از دبی جریان گلیکول فرض می کنند. در مقاله ای دیگر Forsyth and Besant یک مدل برای شبیه سازی سیستم جریان - گردشی ارائه دادند و بر پایه این مدل روشی برای طراحی سیستم بنا نهادند اما به اختلاف فاحشی در مقایسه نتایج شبیه سازی و داده های بدست آمده از آزمونهای تجربی پی بردند [4]. برای کارایی کلی، نتایج تجربی بدست آمده حدوداً ۸۵٪ بیشتر از نتایج شبیه سازی شده می باشد، افت فشار هوا بین دو تا سه برابر بیشتر از مقدار بدست آمده از شبیه سازی بود که در نتیجه توان فن بیشتر از میزان پیش بینی شده توسط شبیه سازی بدست می آمد. به هر صورت هر دو نتایج اندازه گیری شده و شبیه سازی شده نشان داد که منحنی کارایی کلی با زیاد شدن دبی جرمی هموار می شود و هیچگاه به مقدار بهینه نمی رسد. در مطالعات Zeng et al. به بررسی سیستم جریان - گردشی در حالتی که سیال دو فاز باشد پرداخته شد [5]. سیال واسطه در این حالت از طریق تزریق حبابهای هوا در محلول اتیلن گلیکول دو فاز شده و لذا این عمل میتواند در صورت انتخاب صحیح درصد حبابهای هوا، تا ۲۰٪ کارایی سیستم را در رینولدزهای پایین سیال واسطه بهبود بخشد. در مدل Bennett et al. ضریب اصطکاک هوا، مقاومت سطح تماس فین و کوئل، ضریب انتقال حرارت سمت هوا تصحیح شدند و همچنین مدل هیدرولیکی سیستم با وجود بای - پس بسط داده شد [6]. در یک تحقیق بر پایه تحلیلهای اقتصادی Besant and Johnson نشان داده اند در شبیه سازی عددی باید تمام پارامترهای طراحی در بازه وسیعی از دماهای عملکرد در نظر گرفته شوند و عنوان کردند که طراح باید به دقت رفتار ترمودینامیکی سیال را در بازه دمای عملکرد سیستم به صورت قابل قبولی مدلسازی نماید و همچنین قیمت سوخت یا الکتریسیته و تغییرات آن نیز باید در نظر گرفته شود [7].

۳ - مدل استفاده شده در این مقاله

همچنانکه در ادبیات موضوع مطرح گردید، اولین مدل بر پایه فرضیات صحیح توسط Forsyth and Besant ارائه شد اما این مدل جوابهای عددی قابل قبولی ارائه نمی کند [4]. مدل Forsyth and Besant تنها رفتار کلی سیستم را نشان می دهد و نتایج عددی با خطای زیادی ارائه می دهد. مدل ارائه شده توسط Bennett et al. بیشترین تطابق را با نتایج تجربی دارد. این مدل هر چند جوابهایی با خطای قابل قبول ارائه می دهد اما تنها در محدوده ای از سیستم ها و کاربرد ها قابل بسط دادن است [6]. در مدل ارائه شده توسط نگارنده [8] Ardehali and Torfi سعی شده مشکلات مدل های Forsyth and Besant و Bennett et al. رفع شود. در هیچکدام از مدل های قبلی افت حرارتی از لوله های انتقال مورد بررسی قرار نگرفته است. Forsyth and Besant گزارش داده اند اگر فاصله جریان سرد و گرم زیاد باشد (که یکی از کاربردهای اصلی این سیستم می باشد) یا اختلاف دمای جریان ها و محیط زیاد باشد نمی توان از افت حرارتی صرف نظر کرد [4]. در کارهای قبلی بجز کار Bennett et al. جریان بای - پس را مورد بررسی قرار نداده اند. راندمان پمپ و فن در

صرف نظر تهویه می باشد. افزایش نیاز به هوای تازه، زیاد شدن بار حرارتی را به دنبال دارد که باعث افزایش هزینه عملکرد سیستم و هزینه تجهیزات می شود. این موضوع علاقه مندی به تکنولوژی باز یافت انرژی و کاربردهای اقتصادی آن را بیشتر می کند در نتیجه میزان کاربرد تجهیزات باز یافت انرژی در سیستمهای تهویه مطبوع به رشد خود ادامه می دهد.

به صورت کلی دو طریقه برای باز یافت انرژی وجود دارد :

- روش مستقیم مانند استفاده از مبدلهای پوسته -لوله که در این روش حرارت مستقیماً از منبع گرم به منبع سرد منتقل می شود.
- روش غیر مستقیم مانند سیستمهای جریان -گردشی و لوله های گرمایی که حرارت از منبع گرم به یک واسطه همچون یک سیال منتقل شده و واسطه حرارت خود را به منبع سرد منتقل می کند.

سیستم جریان گردشی شامل دو مبدل حرارتی است که در مبدل اول، جریان گرم حرارت خود را به سیال واسطه می دهد و در مبدل دوم جریان واسطه، گرمای خود را به جریان سرد می دهد؛ یک پمپ نیز وظیفه به جریان انداختن سیال واسطه را دارد. مزیت عمده استفاده از سیستم جریان -گردشی در مقایسه با سایر روشهای باز یافت انرژی این است که دو جریان سرد و گرم از هم جدا هستند و لذا بر هم تاثیری ندارند. این امر زمانی مناسب می باشد که دو جریان سرد و گرم از هم دور، یکی از جریانها خطرناک و یا دارای آلودگی بالایی باشد.

۲ - ادبیات موضوع

در تحقیقاتی که توسط Kays and London بر روی سیستم باز یافت انرژی جریان -گردشی در نیروگاههای گازی انجام گرفت، با فرض کارکرد در حالت پایدار، نداشتن اتلاف حرارت و تلف نشدن انرژی توسط پمپ، یک معادله ساده شده برای کارایی کلی سیستم ارائه گردید [1]. عبارات منتهی برای کارایی کلی در واقع شش معادله هستند که می توان آنها را بصورت معادله (۱) خلاصه کرد.

$$\frac{1}{\varepsilon_o} = \frac{C_{o,min}/C_{h,min}}{\varepsilon_{HHX}} + \frac{C_{o,min}/C_{c,min}}{\varepsilon_{CHX}} - \frac{C_{o,min}}{C_l} \quad (1)$$

نتایج تحقیقات Kays and London بدون محدودیت برای نرخهای ظرفیتی هوا توسط Holmberg تکمیل شده و فرض گردید ضرایب انتقال حرارت کلی دو مبدل ثابت مانده و به دبی مایع بستگی ندارد که خود بر این فرض مبتنی می باشد که سرعتها ثابت بوده و فقط سطح مقطع جریان و در نتیجه دبی تغییر می کند [2]. تا قبل از فعالیت های Forsyth and Besant، بهینه سازی سیستم جریان - گردشی بر پایه ساده سازی مدل های حرارتی سیستم بنا شده بود که در آن، کارایی کلی سیستم به عنوان مقیاس عملکرد برای بهینه سازی تحلیلی مورد استفاده قرار می گیرد [3]. یکی از مهمترین نتایج این مطالعه یافتن این مطلب بود که مدل های موجود برای بهینه سازی تحلیلی سیستم موجود صحیح نمی باشند؛ چون کارایی کلی را

$$C_{1-2}(T_1 - T_2) = \varepsilon_h C_{HHX, \min}(T_1 - T_3) \quad (2)$$

$$C_{1-2}(T_1 - T_2) = C_{3-4}(T_4 - T_3) \quad (3)$$

$$C_{4-5}(T_4 - T_5) = \varepsilon_{4-5} C_{4-5}(T_4 - T_a) \quad (4)$$

$$C_{5-6}(T_5 - T_6) = \varepsilon_{5-6} C_{5-6}(T_5 - T_a) \quad (5)$$

$$C_{6-7}(T_6 - T_7) = \varepsilon_c C_{CHX, \min}(T_6 - T_{11}) \quad (6)$$

$$C_{6-7}(T_6 - T_7) = C_{11-12}(T_{12} - T_{11}) \quad (7)$$

$$C_{7-8}(T_7 - T_8) = \varepsilon_{7-8} C_{7-8}(T_7 - T_a) \quad (8)$$

$$C_{9-3}(T_9 - T_3) = \varepsilon_{9-3} C_{9-3}(T_9 - T_a) \quad (9)$$

$$C_{5-10}(T_5 - T_{10}) = \varepsilon_{5-10} C_{5-10}(T_5 - T_a) \quad (10)$$

$$T_9 C_9 = T_8 C_8 + T_{10} C_{10} \quad (11)$$

در معادلات (۲) تا (۱۱) که سیستم را به طور کامل تعریف می‌کنند، تنها دماهای ورودی و سرد (T₁ و T₁₁) معلوم هستند و سایر دماها مجهولند. با مرتب کردن معادلات (۲) تا (۱۱) یک دستگاه معادلات غیر خطی با ۱۰ معادله و ۱۰ مجهول بدست می‌آید که با حل آن دمای نقاط مجهول بدست می‌آید.

۴-۲ روابط $\varepsilon - NTU$

Wang et al. نشان داده‌است که استفاده از رابطه مربوط به مبدل‌های جریان متقاطع با هر دو جریان مخلوط نشونده برای مبدل‌های فین-لوله با چهار ردیف لوله یا کمتر باعث ایجاد خطای غیر قابل صرف نظر می‌شود [9]. Wang et al. روابط ارائه شده در [10] ESDU 86018 را پیشنهاد می‌کند.

برای $N = 1$:

$$C_{\min} \text{ is: } \begin{cases} \text{Air} & : \quad \varepsilon = \frac{1}{R} [1 - e^{-R(1-e^{-NTU})}] \\ \text{Tube} & : \quad \varepsilon = 1 - e^{-\frac{(1-e^{-NTU})}{R}} \end{cases} \quad (12)$$

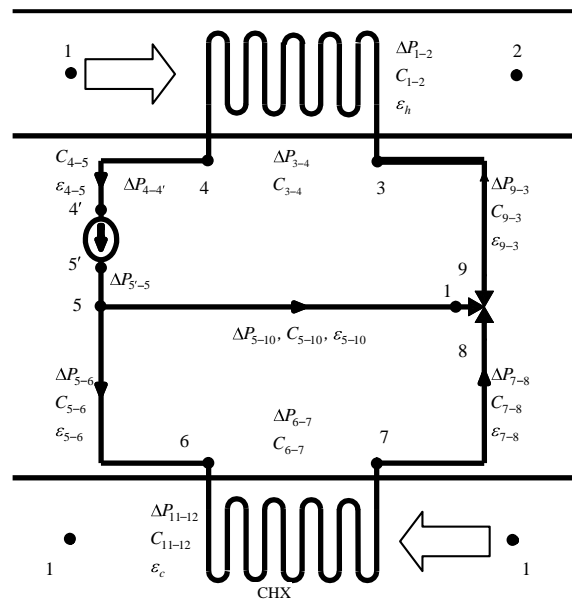
برای $N = 2$:

$$C_{\min} \text{ is: } \begin{cases} \text{Air} & : \quad \varepsilon = \frac{1}{R} [1 - e^{-2KR}(1 + RK^2)] \\ \text{where } K & = 1 - e^{-NTU/2} \\ \text{Tube} & : \quad \varepsilon = 1 - e^{-2K/R}(1 + \frac{K^2}{R}) \\ \text{where } K & = 1 - e^{-NTU/R/2} \end{cases} \quad (13)$$

کارهای Bennett et al. ثابت (برابر 0.7) فرض شده است. در این مدل خواص فیزیکی سیال در هر نقطه و در هر حالت از کارکرد، محاسبه شده و سپس در معادلات تاثیر داده می‌شوند [6]. رابطه $\varepsilon - NTU$ استفاده شده در تمام تحقیقات قبلی بر فرض جریان متقاطع با هر دو جریان مخلوط نشونده استوار می‌باشد. نشان داده شده‌است که این رابطه با وجود سادگی دارای خطای زیادی برای حالتی که تعداد ردیف‌های لوله از پنج کمتر است می‌باشد [9]. در مدل [8] Ardehali and Torfi از روابط بسط داده شده توسط [10] ESDU استفاده شده است. مدل‌های ارائه شده قبلی از روابط [11] Webb یا قدیمی‌تر برای پیش‌بینی مقدار ضریب انتقال حرارت سمت هوا در مبدل استفاده می‌کردند. نشان داده شده است که روابط ارائه شده توسط Webb دارای خطای زیاد و اعتبار در محدوده کمتری از پارامترهای فیزیکی مبدل و رینولدز هوا هستند [12]. در این مقاله از آخرین مرجع برای محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت هوا استفاده شده‌است که با وجود پیچیدگی از دقت بسیار بالاتری نسبت به کارهای قبل برخوردار می‌باشد [12].

۴- معادلات حاکم

شماتیک سیستم بازیافت انرژی جریان-گردشی در شکل ۱ نشان داده شده‌است.



شکل ۱: شمای یک سیستم بازیافت انرژی جریان گردشی.

۴-۱-۴ معادلات حرارتی حاکم بر سیستم

۴-۱-۴-۱ معادلات حرارتی کلی

معادلات حرارتی مبدل‌های حرارتی را می‌توان بر مبنای روش $\varepsilon - NTU$ بسط داد. با نوشتن معادلات انتقال حرارت برای مبدل‌ها و لوله‌ها و معادله بقای انرژی در شیر سه‌گانه دستگاه معادلات خطی زیر بدست می‌آید.

و برای $Re_{Dc} \geq 1000$:

برای $N = 3$:

$$j = 0.0646 Re_{Dc}^{J1} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{J2} \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{-1.03} \left(\frac{P_t}{D_c}\right)^{0.432} \times (\tan \theta)^{-0.692} N^{-0.737} \quad (22)$$

که در آن

$$J1 = -0.0545 - 0.0538 \tan \theta - 0.302N^{-0.24} \times \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{-1.3} \left(\frac{P_t}{P_t}\right)^{0.379} \left(\frac{P_t}{D_h}\right)^{-1.35} \tan \theta^{-0.256} \quad (23)$$

$$J2 = -1.29 \left(\frac{P_t}{P_t}\right)^{1.77-9.43 \tan \theta} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{0.229-1.43 \tan \theta} \times N^{-0.166-1.08 \tan \theta} \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{-0.174 \ln(0.5N)} \quad (24)$$

۱-۴ کارائی سطح

راندمن فین η برای مبدلهای فین-لوله توسط معادل سازی آن با فین دایره ای شکل بدست می آید.

$$\eta = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1\right) \left[1 + 0.35 \ln\left(\frac{R_{eq}}{r}\right)\right] \quad (25)$$

Rich از روش مقطع برای معادل کردن فین شش ضلعی با فین دایره ای استفاده کرده است و نسبت شعاع معادل به شعاع خارجی لوله را بصورت تابعی از دو متغیر بی بعد زیر در نظر گرفت [13].

می توان برای آرایش Staggered از معادلات مربوط به فین شش ضلعی استفاده کرد (McQuiston and Parker, [14]). لذا مطابق معادله ارائه شده توسط Rich شعاع معادل از رابطه زیر بدست می آید.

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \frac{X_M}{r} \left[\frac{X_L}{X_M} - 0.3\right]^{1/2} \quad (26)$$

معادلات فوق در هندبوک ASHRAE HVAC Fundamental (1997) به عنوان معادلات مرجع شناخته شده اند.

۱-۵ مقاومت حرارتی سطح تماس

Eckels نشان داده است برای تعیین ضریب انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی با دقت 2.5%، باید مقاومت حرارتی سطح تماس با دقت 20% محاسبه شود [15]. Wood et al. با استفاده از یک مدل تئوریک توانست فرمول نیمه تجربی (27) را با دقت و محدوده کاربرد وسیعتر بر روی آلیاژهای مس و آلومینیوم نسبت به کارهای قبلی ارائه دهد [16].

$$h_c = \exp\left\{6.092 + 2.889 \left[\left(\frac{I \cdot fpi \cdot d}{D_o}\right)^{0.75} \cdot (\delta_f \cdot fpi)^{0.25}\right]\right\} \quad (27)$$

$$C_{min} is: \begin{cases} Air: \varepsilon = \frac{1}{R} \left[1 - e^{-3KR} \left(1 + RK^2(3-K) + \frac{3}{2}R^2 K^4\right)\right] \\ where K = 1 - e^{-NTU/3} \\ Tube: \varepsilon = 1 - e^{-3K/R} \left(1 + \frac{K^2(3-K)}{R} + \frac{3K^4}{2R^2}\right) \\ where K = 1 - e^{-NTU/R/3} \end{cases} \quad (14)$$

برای $N = 4$:

$$C_{min} is: \begin{cases} Air: \varepsilon = \frac{1}{R} \left[1 - e^{-4KR} \left(1 + RK^2(6-4K+K^2) + 4R^2 K^4(2-K) + \frac{8K^6}{3R^3}\right)\right] \\ where K = 1 - e^{-NTU/4} \\ Tube: \varepsilon = 1 - e^{-4K/R} \left(1 + \frac{K^2(6-4K+K^2)}{R} + \frac{4K^4(2-K)}{R^2} + \frac{8K^6}{3R^3}\right) \\ where K = 1 - e^{-NTU/R/4} \end{cases} \quad (15)$$

همچنین بر طبق ESDU 86018 برای محاسبه کارایی مبدلهای فین-لوله با تعداد ردیفهای بیش از چهارمی توان از رابطه مربوط مبدلهای جریان متقاطع با هر دو جریان مخلوط نشونده استفاده کرد [10].

۱-۴-۳ روابط انتقال حرارت جابجایی اجباری و ضریب

افت فشار در سمت هوا

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار سمت هوا باید ابتدا f و j محاسبه گردند که در آن:

$$j = St Pr^{2/3} \quad (16)$$

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_o \rho_1} \left[\frac{2\rho_1 \Delta P}{G_c^2} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1\right) \right] \quad (17)$$

دقیقترین و جدیدترین روابط برای محاسبه ضریب j و f توسط Wang et al. ارائه شده اند [12]. این روابط بر اساس رینولدز جریان هوا به دو قسمت تقسیم شده اند.

برای $Re_{Dc} < 1000$:

$$j = 0.882 Re_{Dc}^{J1} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{J2} \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{J3} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{-1.58} (\tan \theta)^{-0.2} \quad (18)$$

که در آن

$$J1 = 0.0045 - 0.491 Re_{Dc}^{-0.0316 - 0.0171 \ln(N \cdot \tan \theta)} \times \left(\frac{P_t}{P_t}\right)^{-0.109(N \cdot \tan \theta)} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{0.542 + 0.0471N} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{0.984} \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{-0.349} \quad (19)$$

$$J2 = -2.72 + 6.84 \tan \theta \quad (20)$$

$$J3 = 2.66 \tan \theta \quad (21)$$

۵-۲- تاییدیه صحت نتایج شبیه‌سازی توسط مقایسه با نتایج تجربی

به منظور مقایسه با نتایج مدل شبیه‌سازی عددی، نتایج تجربی از مقاله Forsyth and Besant [4] آورده شده‌است. در شکل (۳) نتایج تجربی و شبیه‌سازی ϵ_o بر حسب C_l/C_a توسط Forsyth and Besant [4] آورده شده است. پراکندگی نمودار تجربی بعلت تغییرات کنترل نشده دبی حجمی جریان هوا از 3000 تا 5500 cfm می‌باشد لذا شبیه سازی در مقادیر مختلف دبی حجمی هوا تکرار شده‌است که قاعدتاً باید نتایج تجربی بین نمودارهای مختلف شبیه‌سازی بر حسب دبی حجمی هوا قرار می‌گرفتند. شکل (۴) نتایج شبیه سازی در این مقاله نشان داده شده است.

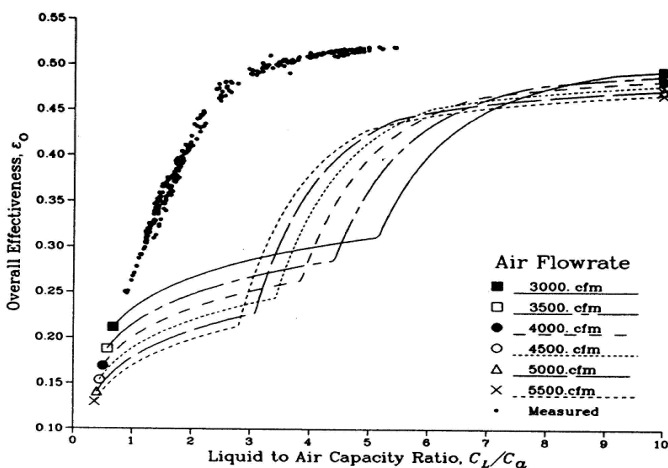
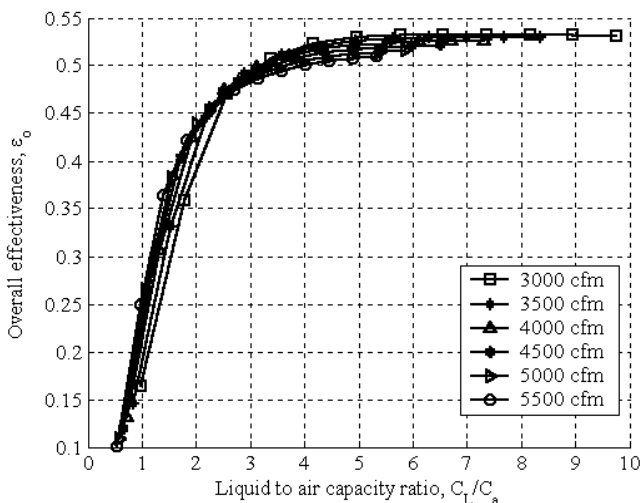


Figure 2 Simulated overall effectiveness as a function of heat capacity ratios

شکل ۳: نتایج تجربی و شبیه‌سازی ϵ_o بر حسب C_L/C_a [4].



شکل ۴: ضریب کارایی کلی شبیه سازی شده سیستم نسبت به ضریب کارایی کلی در این مقاله.

افت فشار بین نقاط 5 و 9 در مسیر مبدل جریان سرد و مسیر بای-پس برابر است لذا:

$$\Delta P_{5-4'} = \Delta P_{5-5} + \Delta P_{5-10} + \Delta P_{10-9} + \Delta P_{9-3} + \Delta P_{3-4} + \Delta P_{4-4'} \quad (28)$$

$$\Delta P_{5-4'} = \Delta P_{5-5} + \Delta P_{5-6} + \Delta P_{6-7} + \Delta P_{7-8} + \Delta P_{8-9} + \Delta P_{9-3} + \Delta P_{3-4} + \Delta P_{4-4'} \quad (29)$$

$$\Delta P_{5-10} + \Delta P_{10-9} = \Delta P_{5-6} + \Delta P_{6-7} + \Delta P_{7-8} + \Delta P_{8-9} \quad (30)$$

افت فشار در شیر سه‌راهه از روابط زیر بدست می‌آید [6].

$$\Delta P_{8-9} = Q_{8-9}^2 \frac{S.G.}{C_{v,s}^2} \quad (31)$$

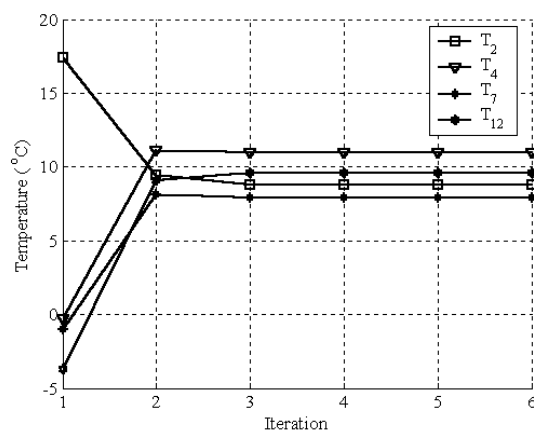
$$\Delta P_{10-9} = Q_{10-9}^2 \frac{S.G.}{C_{v,bp}^2} \quad (32)$$

که در آن $C_{v,bp}$ و $C_{v,s}$ توابعی درجه سه برحسب Δ میزان باز بودن شیر سه‌راهه هستند. افت‌های اصطکاکی و موضعی و همچنین راندمان پمپ و فن از روابط سیالاتی بدست آورده می‌شوند.

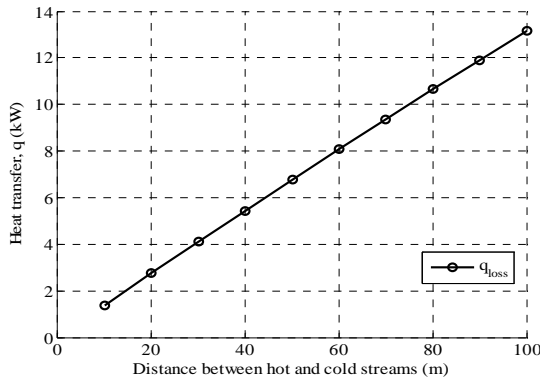
۵- نتایج

۵-۱- همگرایی الگوریتم شبیه‌سازی

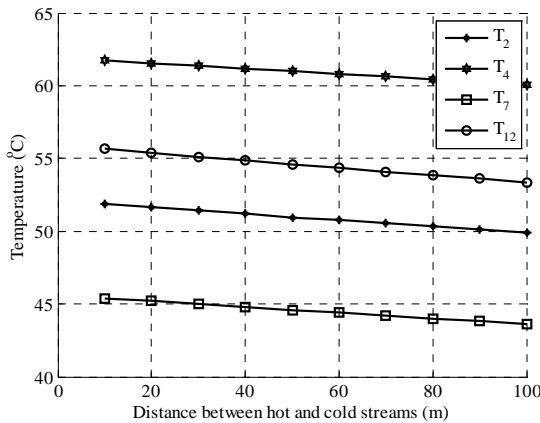
در این قسمت همگرایی الگوریتم بررسی شده است. در شکل (۲) همگرایی ضریب کارایی کلی سیستم نشان داده شده‌است. همچنانکه مشاهده می‌گردد بعد از سه یا چهار بار تکرار، دماهای نقاط کلیدی پایدار شده و لذا تمام متغیرهای سیستم نیز همگرا می‌شوند. در شبیه سازی مشخص شد که تغییرات فشار هوا تاثیر قابل توجهی بر خواص فیزیکی سیال و در نتیجه کارایی سیستم ندارد.



شکل ۲: همگرایی ضریب کارایی کلی سیستم.

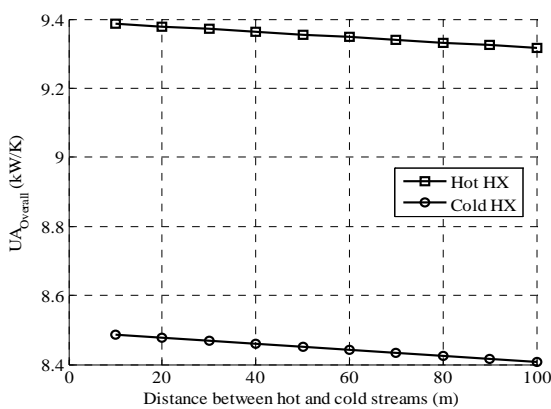


شکل ۷: نمودار افت حرارت در لوله‌های انتقال نسبت به L



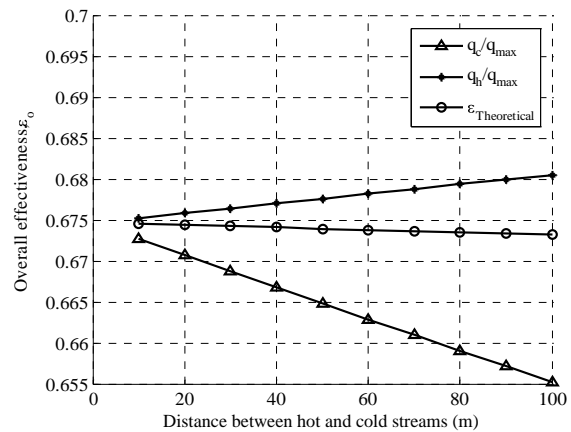
شکل ۸: تغییرات دمای نقاط کلیدی نسبت به L

در شکل‌های ۹ تا ۱۲ نیز اثر فاصله بین جریان‌های سرد و گرم بر عوامل موثر بر کارایی و عملکرد سیستم بازیافت انرژی جریان - گردش دیده می‌شود.



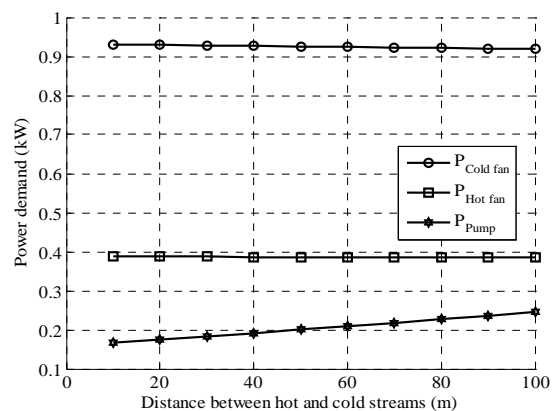
شکل ۹: تغییرات ضریب انتقال حرارت کلی مبدل سرد و گرم نسبت به L

در شکل (۵) نشان داده شده است که ضریب کارایی کلی سیستم با افزایش فاصله بین جریان‌های سرد و گرم کاهش می‌یابد که علت اصلی آن افزایش افت حرارتی از لوله‌های انتقال می‌باشد. همانطور که مشاهده می‌گردد، در ضریب کارایی کلی تئوریک سیستم که از رابطه (۱) محاسبه شده است بعلت آنکه افت حرارتی را لحاظ نمی‌کند تغییری ایجاد نشده است. به علت افزایش در افت حرارتی از لوله‌ها، مقدار حرارت منتقل شده به سیال سرد کاهش می‌یابد و لذا q_c/q_{max} کاهش می‌یابد. همچنین بعلت افزایش در سطح انتقال حرارت کل سیستم مقدار حرارت بیشتری از سیال گرم گرفته می‌شود که در نتیجه مقدار q_h/q_{max} افزایش می‌یابد.



شکل ۵: تغییرات کارایی کلی نسبت به L

با بررسی تغییرات توان نسبت به فاصله بین جریان‌های سرد و گرم در شکل (۶) مشاهده می‌گردد توان مورد نیاز پمپ، تقریباً بصورت خطی افزایش می‌یابد اما تغییرات محسوسی در توان فن‌ها مشاهده نمی‌گردد. با افزایش مسافت همچنانکه در شکل (۷) نمایان است افت حرارت به شکل چشمگیری افزایش یافته و همچنین مطابق شکل (۸) دمای نقاط کلیدی سیستم کاهش می‌یابد.



شکل ۶: تغییرات توان پمپ و فن‌ها نسبت به L

افزایش فاصله جریانهای سرد و گرم، کاهش یافته و توان پمپ کردن افزایش می‌یابد.

- در رینولدزهای بالای سیال واسطه، روابط مختلف برای ضریب انتقال حرارت داخل لوله جوابهای بسیار نزدیکی تولید می‌کنند. به علت آشفتگی جریان، وجود خم در مسیر تاثیر چندانی بر ضریب انتقال حرارت داخل لوله ندارد و می‌توان از روابط لوله‌های مستقیم با دقت قابل قبولی استفاده کرد.

- اثر تغییر خواص در سطح مقطع عمود بر جریان تنها در جریان آرام مهم است و در جریان کاملاً مغشوش تاثیر ناچیزی دارد.

- در رینولدزهای بالای سیال واسطه، انتقال حرارت داخل لوله اهمیت خود را از دست می‌دهد و مقاومت سمت هوا تاثیر گذار می‌شود. در طراحی‌ها رینولدز جریان داخل لوله را بالا می‌گیرند لذا در عملکردهای واقعی سیستم پارامترهای هندسی مبدل و بخصوص فین خیلی مهم هستند.

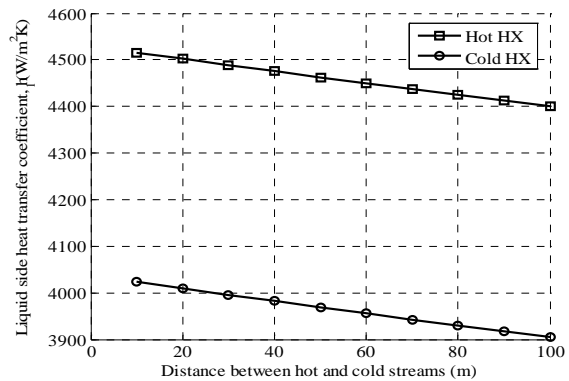
- در صورت عایق کاری مناسب لوله‌های سیال واسطه اثر فاصله بین جریانهای سرد و گرم بر کارایی و عملکرد سیستم بازیافت انرژی جریان -گردشی اندک است.

تشکر و قدردانی

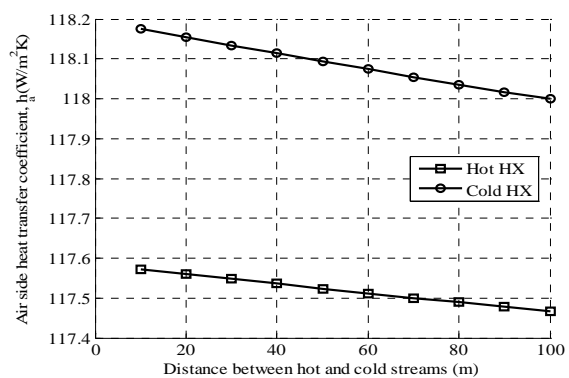
بدین وسیله از زحمات و راهنمایی‌های بی دریغ جناب آقای دکتر مرتضی محمدی اردهالی دانشیار گروه قدرت و مدیریت انرژی دانشگاه صنعتی امیرکبیر تشکر و قدردانی می‌شود.

فهرست علائم

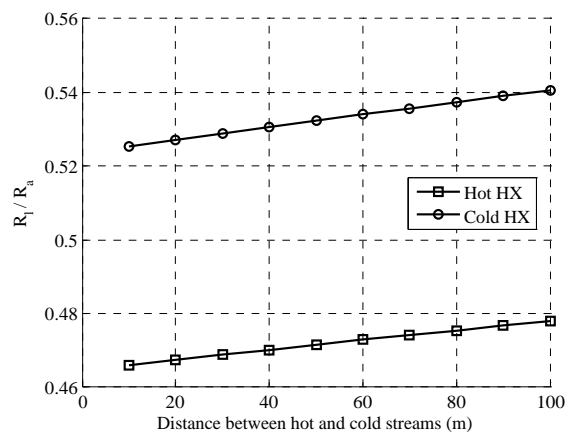
A_c	مساحت حداقل جریان
A_o	مساحت کل سطح لوله و فین
C_c	نرخ ظرفیت حرارتی جریان سرد
C_h	نرخ ظرفیت حرارتی جریان گرم
C_{i-j}	نرخ ظرفیت حرارتی بین گره i و j
C_a	نرخ ظرفیت حرارتی هوا
C_L	نرخ ظرفیت حرارتی مایع
f	ضریب اصطکاک
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی
j	ضریب کولبورن



شکل ۱۰: تغییرات ضریب انتقال حرارت سمت سیال واسطه نسبت به L



شکل ۱۱: تغییرات ضریب انتقال حرارت سمت هوا نسبت به L



شکل ۱۲: تغییرات نسبت مقاومت حرارتی مایع به مقاومت حرارتی سمت هوا نسبت به L

۶- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

- معادله تحلیلی برای ضریب کارایی سیستم هنگامی که افت حرارتی ناچیز باشد به مقدار واقعی بسیار نزدیک است اما وقتی افت حرارتی شروع به زیاد شدن می‌کند این معادله نتایج بیشتری از مقدار واقعی پیش‌بینی می‌کند.
- مقدار ضریب انتقال حرارت کلی بصورت تقریباً خطی با

- [3] Forsyth B. and Bessant R.W., "The performance of run-around heat recovery system using aqueous glycol as coupling fluid", ASHRAE transactions, Atlanta, Georgia: ASHRAE. Vol. 94, Pt.2, pp.532-545, 1988.
- [4] Forsyth B. and Bessant R.W., "The design of a run-around heat recovery system.", ASHRAE transactions. Atlanta, Georgia: ASHRAE. Vol. 94, Pt.2, pp.551-530, 1988.
- [5] Zeng Y.Y., Besant R.W. and Rezkallah K.S., "The performance of a run-around system using a two-phase, gas-liquid coupling fluid.", ASHRAE Transaction, Atlanta, Georgia, Vol. 98, Part 2, pp. 563-573, 1992.
- [6] Bennett I.J.D., Besant R.W. and Schoenau G.J., "Validation of a run-around heat recovery model.", ASHRAE Transaction, Atlanta, Georgia, Vol. 100, Pt.1, pp. 230-237, 1994.
- [7] Besant R.W. and Johnson A.B., "Reducing Energy costs using run-around systems.", ASHRAE Journal, Vol. 37, No 2, pp. 41-46, 1995.
- [8] Ardehali M.M and Torfi S., "Simulation modeling for analysis of effectiveness and prime movers electrical energy demand of liquid coupled energy recovery systems", Energy Conversion and Management journal, vol. 47, no15-16, pp. 2431-2440, 2006.
- [9] Wang C.C., Webb R.L., Chi K.U., "Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers.", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 21, pp. 218-26, 2000.
- [10] ESDU 86018, "Effectiveness-NTU relationships for the design and performance evaluation of two-stream heat exchangers.", Engineering Science Data Unit 86018 with amendment A, pp. 92-107, ESDU International plc, London, 1991.
- [11] Webb R.L., "Air-side heat transfer correlations for flat and wavy plate fin-and-tube geometries.", ASHRAE Transaction, Vol. 96(2), pp. 445-9, 1990.
- [12] Wang C.C., Hwang Y.M., Lin Y.T., "Empirical Correlations for heat transfer and friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers.", Int. Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp. 673-680, 2002.
- [13] Rich D.G., "The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row smooth plate fin-and-tube heat exchangers.", ASHARE Transaction, Vol. 79(2), pp 135, 1973.
- [14] McQuiston F.C., "Heat, mass and momentum transfer data for five plate-and-tube heat transfer surfaces.", ASHRAE Transaction, Vol. 84(1), pp. 266, 1978.
- [15] Eckels P.W., "Design of contact conductance experiment for plate finned tube heat exchanger.", Westinghouse Research Lab. Document No. 73-1E9-HEATA-M3, 1974.
- [16] Wood R.A. and Sheffield J.W., "Thermal contact conductance of finned tubes: a generalized correlation.", ASHRAE Transaction, Vol. 93(2), pp. 786-796, 1987.

k	ضریب هدایت حرارتی
L	فاصله جریانهای سرد و گرم
\dot{m}_L	دبی جرمی
N	تعداد ردیفهای لوله در مبدل
NTU	تعداد واحدهای انتقال
Nu	عدد نوسلت
ΔP_p	اختلاف فشار در پمپ
ΔP_{i-j}	اختلاف فشار بین دو گره i و j
Pr	عدد پراتل
q	نرخ انتقال حرارت
Q	دبی حجمی
Q_i	دبی حجمی گذرنده از گره i
R	نسبت ظرفیتی مبدل
R_a	مقاومت حرارتی سمت هوا
R_L	مقاومت حرارتی سمت مایع
R_c	مقاومت حرارتی سطح تماس
Re	عدد رینولدز
Re_g	عدد رینولدز محلول گلیکول
St	عدد استانتون
T_i	دما در گره i
U	ضریب انتقال حرارت کلی مبدل

علائم یونانی

ε_o	ضریب کارایی کلی سیستم
ε_{i-j}	ضریب کارایی مبدل بین دو گره i و j
η	راندمان فین
η_o	راندمان کلی سطح
δ_f	ضخامت فین

مراجع

- [1] Kays W.M. and London A.L., "Heat Transfer in liquid-coupled indirect heat exchanger systems.", Journal of Heat Transfer, Vol. 4(97), pp. 499-503, 1951.
- [2] Holmberg R.B., "Heat Transfer in Liquid-coupled indirect heat exchanger systems.", Journal of Heat Transfer, Vol 4(97), pp. 499-503, 1975.