

(یادداشت مهندسی)

تأثیر طول لوله‌های انتقالی بر عملکرد سامانه

بازیافت حرارت جریان-گردشی

صادق طرفی^۱

دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه آزاد اسلامی مرکز شوش

(تاریخ دریافت: ۹۲/۱۲/۱۱؛ تاریخ پذیرش: ۹۳/۰۳/۱۵)

چکیده

نیاز به استفاده از هوای تازه بیرون، بنا بر استاندارد (ASHRAE 62-1989 (1999)) تهویه برای کیفیت قابل قبول هوای داخل، زیاد شدن بار حرارتی را به دنبال دارد که باعث افزایش هزینه عملکرد سامانه و هزینه تجهیزات می‌شود. بررسی روش‌های بازیافت انرژی حرارتی از جمله سامانه جریان-گردشی می‌تواند در بهینه‌سازی مصرف انرژی در سامانه‌های گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع مؤثر واقع گردد. تحلیل‌های تئوریک متعددی بر روی سامانه بازیافت انرژی جریان-گردشی توسط محققین در سطح بین‌المللی انجام شده است ولی اثرات حرارت در لوله‌های انتقالی نادیده انگاشته شده است. هدف اصلی مقاله حاضر، بررسی اثر طول لوله‌های انتقالی بر کارایی و عملکرد سامانه با استفاده از یک مدل دقیق از سامانه مبتنی بر روابط ترمودینامیکی و هیدرولیکی می‌باشد. بر اساس نتایج شبیه‌سازی ضریب انتقال حرارت کلی به‌صورت تقریباً خطی با افزایش فاصله جریان‌های سرد و گرم، کاهش یافته و توان پمپ کردن افزایش می‌یابد. در صورت عایق‌کاری مناسب لوله‌های سیال واسطه، اثر طول آنها بر کارایی سامانه بازیافت انرژی جریان-گردشی اندک می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: بازیافت حرارت، تلفات حرارتی، شبیه‌سازی عددی، ضریب کارایی، سامانه جریان-گردشی، مبدل حرارتی فین موجی-لوله،

سامانه‌های تهویه مطبوع

(Engineering Note)

Effect of Pipework Circuit Length on Run-Around Heat Recovery Systems Performance

S. Torfi

Mechanical Engineering Department

Shush Branch, Islamic Azad University

(Received: 2 March, 2014; Accepted: 5 June, 2014)

ABSTRACT

The need for use of outside fresh air according to standard ASHRAE 62-1989 (1999) Ventilation for acceptable inside air quality, increases fresh air usage and heat load, thus system performance and equipment costs increase. Energy recovery studies such as run-around heat recovery is useful for optimization of energy consumption in HVAC systems. Several theoretical analyses on run-around heat recovery systems have been done by researchers, but generally heat losses from pipework circuit was ignored. The main purpose of this paper is to investigate the effect of pipework circuit length on run-around heat recovery systems performance by a precise model based on system hydraulic and thermodynamic relations. Simulation results showed that heat transfer coefficient is linearly decreased by increasing distance of hot and cold streams and pump power is increased too. If pipework circuit pipelines are insulated properly, effect of pipework circuit length on run-around heat recovery systems performance will be negligible.

Keywords: Coefficient of Performance, Energy Recovery, Heat Losses, Numerical Modeling, HVAC Systems, Run- Around Heat Recovery, Wavy Fin Heat Exchanger

فهرست علائم

Re_g	عدد رینولدز محلول گلیکول		
St	عدد استانتون	A_c	مساحت حداقل جریان
T_i	دما در گره i	A_o	مساحت کل سطح لوله و فین
T_a	دمای هوای بیرون	C_c	نرخ ظرفیت حرارتی جریان سرد
U	ضریب انتقال حرارت کلی مبدل	C_h	نرخ ظرفیت حرارتی جریان گرم
ϵ_o	ضریب کارایی کلی سامانه	C_{i-j}	نرخ ظرفیت حرارتی بین گره i و j
ϵ_{i-j}	ضریب کارایی مبدل بین دو گره i و j	C_a	نرخ ظرفیت حرارتی هوا
η	راندمان فین	C_L	نرخ ظرفیت حرارتی مایع
η_o	راندمان کلی سطح	f	ضریب اصطکاک
δ_f	ضخامت فین	h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی

۱- مقدمه

مصرف نهایی انرژی در سال ۱۳۸۶، با نرخ رشد سالانه ۶/۴٪ به ۹۷۵/۲ میلیون بشکه معادل نفت خام رسید که با بررسی مصرف انرژی نهایی در بخش‌های مختلف مشاهده می‌شود. سهم بخش ساختمان (خانگی، عمومی و تجاری) با ۴۵٪ نسبت به بخش صنعت با ۲۲٪ بیشترین سهم را به خود اختصاص داده است. علت افزایش مصرف در بخش خانگی را می‌توان به ارتقای نسبی رفاه عمومی و نیز کاهش راندمان تجهیزات انرژی بر خانگی و پایین بودن قیمت‌ها نسبت داد. عوامل مؤثر بر افزایش تقاضای انرژی شامل رشد جمعیت، بالا رفتن سطح رفاه اجتماعی و پیشرفت‌های فنی و تکنولوژیکی می‌شود. این امر نشانگر الگوی غیرمنطقی مصرف انرژی است که قسمت بیشتر انرژی، در بخش‌های غیر مولد مصرف می‌شود 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. در ایران با توجه به وضعیت مصرف انرژی و ذخایر فعلی نفت خام، چشم‌انداز بخش انرژی چندان رضایت‌بخش نیست و در صورت ادامه همین روند مصرف انرژی، کشور نیازمند به سرمایه‌گذاری هنگفتی در بخش‌های استخراج، پالایش و توزیع نفت و گاز و همچنین احداث واحدهای جدید نیروگاهی می‌باشد. در صورت عدم سرمایه‌گذاری مورد نیاز برای توسعه میدان‌های نفتی در آینده‌ای نه چندان دور، امکان این موضوع وجود دارد که ایران به واردکننده نفت خام تبدیل شود. سامانه جریان گردشی شامل دو مبدل حرارتی است که در مبدل اول، جریان گرم

j	ضریب کولبورن
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 پرانتل
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

آمده در حدود ۸۵٪ بیشتر از نتایج شبیه‌سازی شده می‌باشد، افت فشار هوا نیز بین دو تا سه برابر بیشتر از مقدار به‌دست آمده از شبیه‌سازی بود که در نتیجه، توان فن بیشتر از میزان پیش‌بینی شده توسط شبیه‌سازی به‌دست می‌آید. بنابراین، هر دو نتایج اندازه‌گیری شده و شبیه‌سازی شده نشان داد که منحنی کارایی کلی، با زیاد شدن دبی جرمی هموار می‌شود و هیچ‌گاه به مقدار بهینه نمی‌رسد. در مطالعات زنگ^۴ و همکاران به بررسی سامانه جریان-گردشی در حالتی که سیال دو فاز باشد، پرداخته شد [۵]. سیال واسطه در این حالت از طریق تزریق حباب‌های هوا در محلول اتیلن گلیکول دو فاز شده و بنابراین، این عمل می‌تواند در صورت انتخاب صحیح درصد حباب‌های هوا، تا ۲۰٪ کارایی سامانه را در رینولدزهای پایین سیال واسطه بهبود بخشد. در دل بنت^۵ و همکاران، ضریب اصطکاک هوا، مقاومت سطح تماس فین و کوئل، ضریب انتقال حرارت سمت هوا تصحیح شدند و همچنین مدل هیدرولیکی سامانه با وجود بای-پس بسط داده شد [۶]. در یک تحقیق بر پایه تحلیل‌های اقتصادی، بیسنت و جانسون^۶ نشان داده‌اند در شبیه‌سازی عددی باید تمام پارامترهای طراحی در بازه وسیعی از دماهای عملکرد در نظر گرفته شوند و عنوان کردند که طراح باید به‌دقت رفتار ترمودینامیکی سیال را در بازه دمای عملکرد سامانه به‌صورت قابل قبولی مدل‌سازی نماید و همچنین قیمت سوخت یا الکتریسیته و تغییرات آن تأثیر داده شوند [۷]. رابطه $NTU-\epsilon$ استفاده شده در تمام تحقیقات قبلی بر فرض جریان متقاطع با هر دو جریان مخلوط نشونده استوار می‌باشد، همچنین نشان داده شده است که این رابطه با وجود سادگی، دارای خطای زیادی برای حالتی که تعداد ردیف‌های لوله از پنج کمتر است، می‌باشد [۸]. در مدل اردهالی و طرفی [۹] از روابط بسط داده شده توسط اردو^۷ [۱۰] استفاده شده است. مدل‌های ارائه شده قبلی، از روابط وب^۸ [۱۱] یا قدیمی‌تر برای پیش‌بینی مقدار ضریب انتقال حرارت سمت هوا در مبدل استفاده می‌کردند. نشان داده شده است که روابط ارائه شده توسط وب دارای خطای زیاد و اعتبار در محدوده کمتری از پارامترهای فیزیکی مبدل و رینولدز هوا هستند [۱۲]. در این مقاله از آخرین مرجع برای

حرارت خود را به سیال واسطه می‌دهد و در مبدل دوم، جریان واسطه گرمای خود را به جریان سرد می‌دهد. یک پمپ نیز وظیفه به جریان انداختن سیال واسطه را دارد. مزیت عمده استفاده از سامانه جریان-گردشی در مقایسه با سایر روش‌های بازیافت انرژی این است که دو جریان سرد و گرم از هم جدا هستند، بنابراین بر هم تأثیری ندارند. این امر زمانی مناسب است که دو جریان سرد و گرم از هم دور، یکی از جریان‌ها خطرناک و یا دارای آلودگی بالایی باشد.

۲- پیشینه تحقیق

در تحقیقاتی که توسط کیز و لاندن^۱ بر روی سامانه بازیافت 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 سامانه ارائه گردید [۱]. عبارات به‌دست آمده برای کارایی کلی شش معادله هستند که می‌توان آنها را به‌صورت معادله (۱) خلاصه کرد:

$$\frac{1}{\epsilon_o} = \frac{C_{o,min}/C_{h,min}}{\epsilon_{HHX}} + \frac{C_{o,min}/C_{c,min}}{\epsilon_{CHX}} - \frac{C_{o,min}}{C_i} \quad (1)$$

نتایج تحقیقات کیز و لاندن بدون محدودیت برای نرخ‌های ظرفیتی هوا توسط هلمبرگ^۲ با این فرض تکمیل شده که ضرایب انتقال حرارت کلی دو مبدل ثابت مانده و به دبی مایع بستگی ندارد و خود بر این فرض مبتنی است که سرعت‌ها ثابت بوده و فقط سطح مقطع جریان و در نتیجه دبی تغییر می‌کند [۲]. تا قبل از فعالیت‌های فورسیس و بیسنت^۳، بهینه‌سازی سامانه جریان-گردشی بر پایه ساده‌سازی مدل‌های حرارتی سامانه بنا شده بود که در آن، کارایی کلی سامانه به‌عنوان مقیاس عملکرد برای بهینه‌سازی تحلیلی مورد استفاده قرار می‌گیرد [۳]. یکی از مهم‌ترین نتایج مقاله حاضر، یافتن این مطلب بود که مدل‌های موجود برای بهینه‌سازی تحلیلی سامانه موجود صحیح نمی‌باشند؛ چون کارایی کلی را مستقل از دبی جریان گلیکول فرض می‌کنند. در مقاله دیگری فورسیس و بیسنت یک مدل برای شبیه‌سازی سامانه جریان-گردشی ارائه دادند و بر پایه این مدل، روشی برای طراحی سامانه بنا نهادند اما به اختلاف فاحشی در مقایسه نتایج شبیه‌سازی و داده‌های به‌دست آمده از آزمون‌های تجربی پی بردند [۴]. برای کارایی کلی، نتایج تجربی به‌دست

4- Zeng

5- Bennett

6- Johnson

7- Esdu

8- Webb

1- Kays and London

2- Holmberg

3- Forsyth and Besant

در معادله‌های فوق که سامانه را به‌طور کامل تعریف می‌کنند، تنها دماهای ورودی جریان گرم و سرد (T_1 و T_{11}) معلوم بوده و سایر دماها مجهول می‌باشند. با مرتب کردن این معادله‌ها، یک دستگاه معادله‌های غیر خطی با ۱۰ معادله و ۱۰ مجهول به‌دست می‌آید که با حل آن، دمای نقاط مجهول حاصل می‌شود.

روابط $\epsilon-NTU$: ونگ^۱ و همکاران نشان داده‌اند 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 صرف‌نظر می‌شود [۹]. روابط ارائه شده در مرجع [۱۰] ESDU 86018 را پیشنهاد می‌کند.

برای $N = 1$:

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

برای $N = 2$:

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

برای $N = 3$:

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

برای $N = 4$:

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

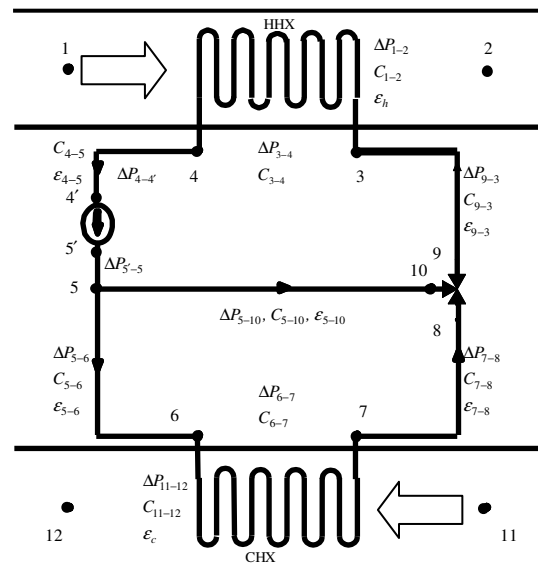
همچنین بر طبق ESDU 86018 برای محاسبه کارایی مبدل‌های فین-لوله با تعداد ردیف‌های بیش از چهار، می‌توان از رابطه مربوط به مبدل‌های جریان متقاطع با هر دو جریان مخلوط نشونده استفاده کرد [۱۰].

روابط انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری و ضریب افت فشار در سمت هوا: برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار سمت هوا باید ابتدا f و z به‌صورت زیر محاسبه شوند:

محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت هوا استفاده شده که با وجود پیچیدگی، از دقت بسیار بالاتری نسبت به کارهای قبل برخوردار است [۱۲].

۳- معادله‌های حاکم

شماتیک سامانه بازیافت انرژی جریان-گردشی در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل (۱): شمای یک سامانه بازیافت انرژی جریان-گردشی.

۳-۱- معادله‌های حرارتی حاکم بر سامانه

معادله‌های حرارتی حاکم مهم‌ترین قسمت مدل‌سازی است.

معادله‌های حرارتی کلی: معادله‌های حرارتی مبدل‌های حرارتی را می‌توان بر مبنای روش $\epsilon-NTU$ بسط داد. با نوشتن معادله‌های انتقال حرارت برای مبدل‌ها و لوله‌ها و معادله بقای انرژی در شیر سه‌گانه، دستگاه معادله‌های خطی زیر به‌دست می‌آید:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

همکاران تأثیر خواص وابسته به دمای سیال (گرانروی و ضریب رسانایی) بر افت فشار و مقاومت حرارتی میکرومبدل مطالعه کرده اند [۱۵] و ممبینی و همکاران یک تحلیل ترموآکونومیک از روش‌های موجود در انجام باز توانی را شرح و توسعه داده اند [۱۶].

مقاومت حرارتی سطح تماس: ایکلس^۳ در تحقیقات خود نشان داده است برای تعیین ضریب انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی با دقت ۲/۵٪، باید مقاومت حرارتی سطح تماس با دقت ۲۰٪ محاسبه شود [۱۷]. وود^۴ و همکاران با استفاده از یک مدل تئوریک توانست فرمول نیمه تجربی معادله (۲۷) را با دقت و محدوده کاربرد وسیع تر بر روی آلیاژهای مس و آلومینیوم نسبت به کارهای قبلی ارائه دهد [۱۸].

$$h_c = \exp \left\{ 6.092 + 2.889 \left[\left(\frac{I \cdot fpi \cdot d}{D_o} \right)^{0.75} \cdot (\delta_f \cdot fpi)^{2.5} \right] \right\} \quad (27)$$

۳-۲- معادله‌های هیدرولیکی حاکم بر سامانه

افت فشار بین نقاط ۵ و ۹ در مسیر مبدل جریان سرد و مسیر بای-پس برابر می‌باشد، بنابراین:

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

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

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

افت فشار در شیر سه راهه از روابط زیر به دست می‌آید [۶]:

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

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

که در آن، $C_{v,s}$ و $C_{v,bp}$ تابعی درجه سه برحسب γ میزان باز بودن شیر سه راهه هستند. افت‌های اصطکاکی و موضعی و همچنین راندمان پمپ و فن از روابط موجود در مکانیک سیالات به دست آورده می‌شوند [۱۹].

۴- نتایج

در این قسمت همگرایی الگوریتم، تاییدیه شبیه‌سازی توسط مقایسه با نتایج تجربی و نتیجه‌گیری آورده شده است.

۴-۱- همگرایی الگوریتم شبیه‌سازی

در این قسمت همگرایی الگوریتم بررسی شده است. در شکل ۲ همگرایی دماهای نقاط کلیدی سامانه نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود بعد از سه یا چهار بار تکرار، پایدار شده و

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

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

دقیق‌ترین و جدیدترین روابط برای محاسبه ضریب j و f توسط ونگ ارائه شده‌اند [۱۲]. این روابط بر اساس رینولدز جریان هوا به دو قسمت تقسیم شده‌اند.

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:

$$j1 = 0.0045 - 0.491 Re_{Dc}^{-0.0316 - 0.0171 Ln(N \cdot \tan \theta)} \times \left(\frac{P_t}{P_t} \right)^{-0.109(N \cdot \tan \theta)} \left(\frac{D_c}{D_h} \right)^{0.542 + 0.0471 N} \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{0.984} \left(\frac{F_s}{P_t} \right)^{-0.349} \quad (19)$$

$$j2 = -2.72 + 6.84 \tan \theta \quad (20)$$

$$j3 = 2.66 \tan \theta \quad (21)$$

و برای $Re_{Dc} \geq 1000$:

$$j = 0.0646 Re_{Dc}^{j1} \left(\frac{D_c}{D_h} \right)^{j2} \left(\frac{F_s}{P_t} \right)^{-1.03} \left(\frac{P_t}{D_c} \right)^{0.432} \times (\tan \theta)^{-0.692} N^{-0.737} \quad (22)$$

که در آن:

$$j1 = -0.0545 - 0.0538 \tan \theta - 0.302 N^{-0.24} \times \left(\frac{F_s}{P_t} \right)^{-1.3} \left(\frac{P_t}{P_t} \right)^{0.379} \left(\frac{P_t}{D_h} \right)^{-1.35} \tan \theta^{-0.256} \quad (23)$$

$$j2 = -1.29 \left(\frac{P_t}{P_t} \right)^{1.77 - 9.43 \tan \theta} \left(\frac{D_c}{D_h} \right)^{0.229 - 1.43 \tan \theta} \times N^{-0.166 - 1.08 \tan \theta} \left(\frac{F_s}{P_t} \right)^{-0.174 Ln(0.5 N)} \quad (24)$$

کارایی سطح: راندمان فین η برای مبدل‌های فین - لوله توسط معادل‌سازی آن با فین دایره‌ای شکل به دست می‌آید.

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

ریج^۱ از روش مقطع برای معادل کردن فین شش ضلعی با فین دایره‌ای استفاده کرده و نسبت شعاع معادل به شعاع خارجی لوله را به صورت تابعی از دو متغیر بی‌بعد در نظر گرفته است [۱۰].

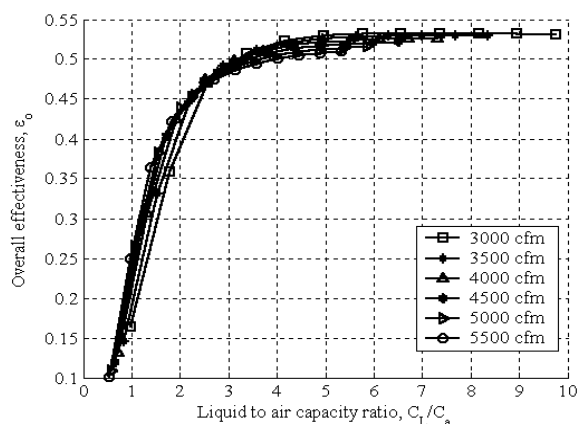
برای آرایش یک در میان^۲ می‌توان از معادلات مربوط به فین شش ضلعی استفاده کرد [۱۴] بنابراین، مطابق معادله ارائه شده توسط ریج، شعاع معادل از رابطه زیر به دست می‌آید:

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

معادلات فوق در هندبوک ASHRAE HVAC Fundamental (۱۹۹۷) به عنوان معادلات مرجع شناخته شده‌اند. درویشی و

3- Eckles
4-Wood

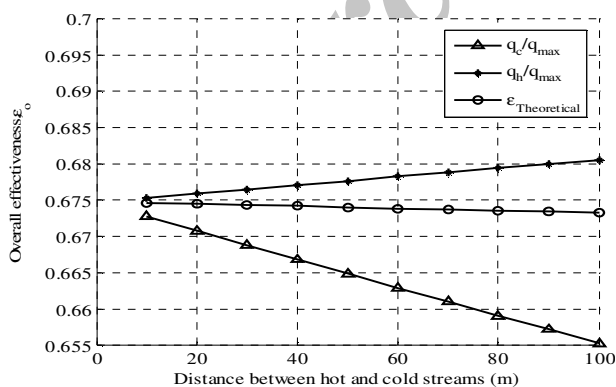
1- Rich
2- Staggered



شکل (۴): ضریب کارایی کلی شبیه‌سازی شده سامانه نسبت به C_L/C_a در مقاله حاضر.

۳-۴- نتایج شبیه‌سازی

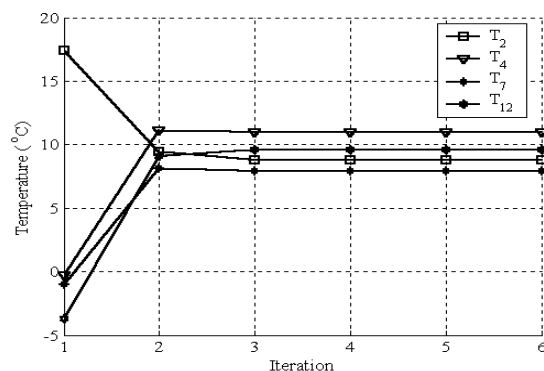
در شکل ۵ نشان داده شده است که ضریب کارایی کلی سامانه با افزایش فاصله بین جریان‌های سرد و گرم کاهش می‌یابد و علت اصلی آن، افزایش افت حرارتی از لوله‌های انتقال است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در ضریب کارایی کلی تئوریک سامانه که از رابطه (۱) محاسبه شده، به دلیل آنکه افت حرارتی را لحاظ نمی‌کند تغییری ایجاد نشده است. به علت افزایش در افت حرارتی از لوله‌ها، مقدار حرارت منتقل شده به سیال سرد کاهش یافته، بنابراین q_c/q_{max} نیز کاهش می‌یابد. همچنین به علت افزایش در سطح انتقال حرارت کل سامانه 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 که در شکل ۶ مشاهده می‌شود، توان مورد نیاز پمپ تقریباً به صورت خطی افزایش می‌یابد اما تغییرات محسوسی در توان

بنابراین، تمام متغیرهای سامانه نیز همگرا می‌شوند. در شبیه‌سازی مشخص شد که تغییرات فشار هوا تأثیر قابل توجهی بر خواص حرارتی سیال و در نتیجه کارایی کلی سامانه ندارد.



شکل (۶): همگرایی دماهای نقاط کلیدی سامانه.

۲-۴- تأییدیه صحت نتایج شبیه‌سازی توسط مقایسه با نتایج تجربی

به منظور مقایسه با نتایج مدل شبیه‌سازی عددی، نتایج تجربی از مقاله فورسیس و بیسنت [۴] آورده شده است. در شکل ۳ نتایج تجربی و شبیه‌سازی ϵ_0 بر حسب C_L/C_a توسط فورسیس و بیسنت [۴] آورده شده است. پراکندگی نمودار تجربی به علت تغییرات کنترل نشده دبی حجمی جریان هوا از ۳۰۰۰ تا ۵۵۰۰ cfm است. بنابراین، شبیه‌سازی در مقادیر مختلف دبی حجمی هوا تکرار شده که قاعدتاً باید نتایج تجربی بین نمودارهای مختلف شبیه‌سازی بر حسب دبی حجمی هوا قرار می‌گرفتند. شکل ۴ نتایج شبیه‌سازی در این مقاله را نشان می‌دهد.

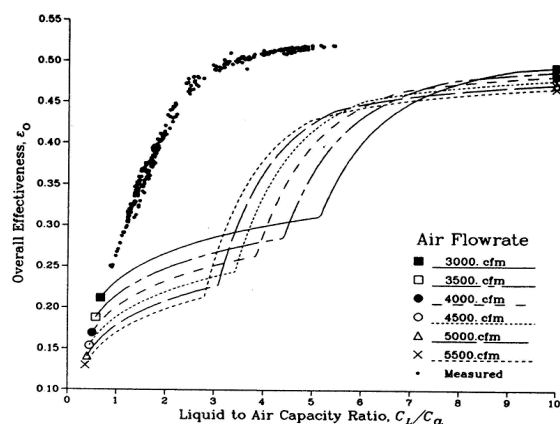
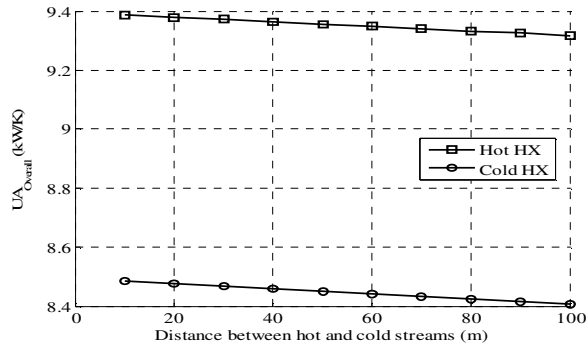
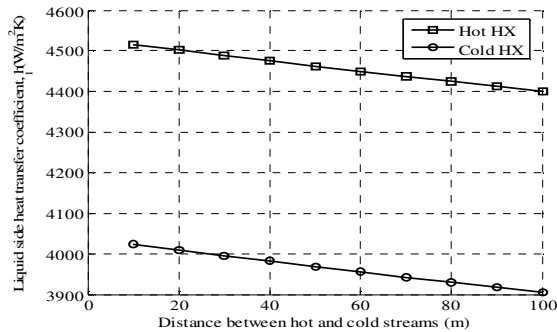


Figure 7 Simulated overall effectiveness as a function of heat capacity ratios

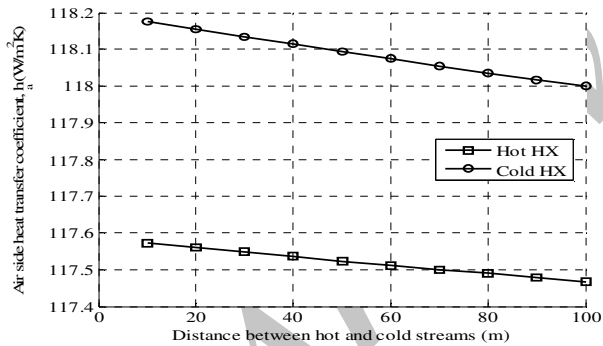
شکل (۳): مقایسه نتایج تجربی و شبیه‌سازی ϵ_0 بر حسب C_L/C_a در تحقیق فورسیس و بیسنت [۴].



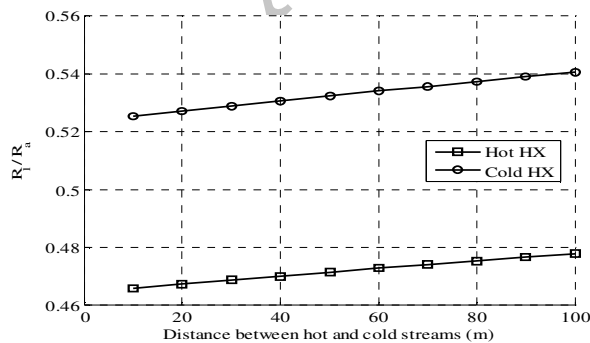
شکل (۹): تغییرات ضریب انتقال حرارت کلی مبدل سرد و گرم نسبت به L .



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

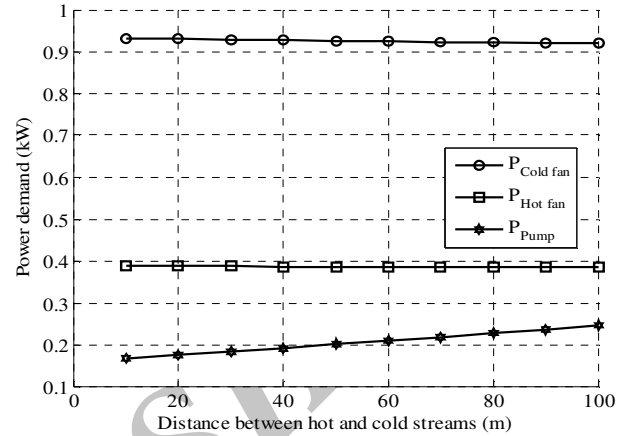


شکل (۱۱): تغییرات ضریب انتقال حرارت سمت هوا نسبت به L .

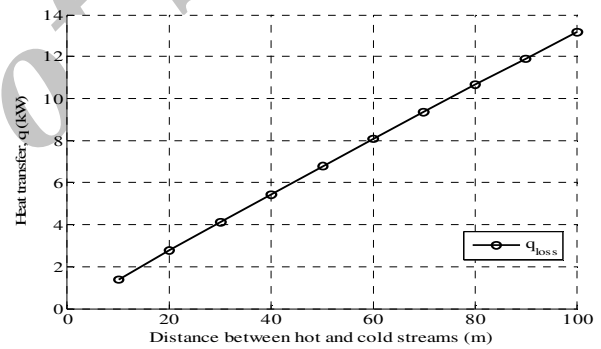


شکل (۱۲): تغییرات نسبت مقاومت حرارتی مایع به مقاومت حرارتی سمت هوا نسبت به L .

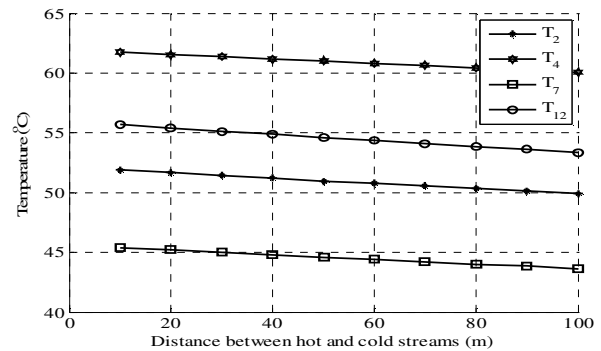
فن‌ها مشاهده نمی‌شود. با افزایش مسافت همچنان که در شکل ۷ نمایان است افت حرارت به شکل چشم‌گیری افزایش یافته و همچنین مطابق شکل ۸ دمای نقاط کلیدی سامانه کاهش می‌یابد.



شکل (۶): تغییرات توان پمپ و فن‌ها نسبت به L .



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



شکل (۸): تغییرات دمای نقاط کلیدی نسبت به L .

در شکل‌های ۹-۱۲ نیز اثر فاصله بین جریان‌های سرد و گرم بر عوامل مؤثر بر کارایی و عملکرد سامانه بازیافت انرژی جریان-گردشی دیده می‌شود.

۵- نتیجه گیری

معادله تحلیلی برای ضریب کارایی سامانه هنگامی که افت حرارتی ناچیز باشد به مقدار واقعی بسیار نزدیک است اما وقتی افت حرارتی شروع به زیاد شدن می کند، این معادله نتایج بیشتری از مقدار واقعی را پیش بینی می نماید.

مقدار ضریب انتقال حرارت کلی به صورت تقریباً خطی با افزایش فاصله جریان های سرد و گرم، کاهش یافته و توان پمپ کردن افزایش می یابد.

در رینولدزهای بالای سیال واسطه، روابط مختلف برای ضریب انتقال حرارت داخل لوله جواب های بسیار نزدیکی تولید می کنند. به علت آشفتگی جریان، وجود خم در مسیر، تأثیر چندانی بر ضریب انتقال حرارت داخل لوله ندارد و می توان از روابط لوله های 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 تأثیر ناچیزی دارد. در رینولدزهای بالای سیال واسطه، انتقال حرارت داخل لوله اهمیت خود را از دست می دهد و مقاومت سمت هوا تأثیر گذار می شود. در طراحی ها رینولدز، جریان داخل لوله را بالا می گیرند. بنابراین، در عملکردهای واقعی سامانه، پارامترهای هندسی مبدل و به ویژه فین خیلی مهم می باشند.

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

۶- مراجع

- Bennett, I.J.D., Besant, R.W. and Schoenau, G.J. "Validation of a Run-Around Heat Recovery Model", ASHRAE Transaction, Vol. 100, No. 1, pp. 230-237, 1994.
- Besant, R.W. and Johnson, A.B. "Reducing Energy Costs Using Run-Around Systems", ASHRAE J. Vol. 37, No. 2, pp. 41-46, 1995.
- Wang, C.C., Webb, R.L. and Chi, K.U. "Data Reduction for Air-Side Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers", Experimental Thermal and Fluid Sci., Vol. 21, No. 4, pp. 218-226, 2000.
- 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 J. Vol. 47, No. 15-16, pp. 2431-2440, 2006.
- ESDU 86018. "Effectiveness-NTU Relationships for the Design and Performance Evaluation of Two-Stream Heat Exchangers", Eng. Sci. Data Unit 86018 with Amendment a, pp. 92-107, ESDU Int. plc, London, 1991.
- Webb, R.L. "Air-Side Heat Transfer Correlations for Flat and Wavy Plate Fin-and-Tube Geometries", ASHRAE Transaction, Vol. 96, No. 2, pp. 445-449, 1990.
- Wang, C.C., Hwang, Y.M., and Lin, Y.T. "Empirical Correlations for Heat Transfer and Friction Characteristics of Herringbone Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers", Int. J. Refrigeration, Vol. 25, No. 2, pp. 673-680, 2002.
- 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, No.2, pp.135, 1973.
- McQuiston, F.C. "Heat, Mass and Momentum Transfer Data for Five Plate-and-Tube Heat Transfer Surfaces", ASHRAE Transaction, Vol. 84, No.1, pp. 266, 1978.
- Darvishi, M., Khaleghi, H., Raeesi-Dehkordi, M., and Kokabi, M. "Optimum Design of Rectangular Micro Heat Exchangers", Aero. Mech. J., Vol. 6, No. 2, pp. 1-70, 2010 (In Persian).
- Mombeini, K., Mehrpanahi, A., and Hosseinalipoor, S. "Thermo-economic Analysis of the Existing Options for Feed Water Heating Repowering, Using a Stepwise Method", Aero. Mech. J., Vol. 8, No. 2, pp. 13-29, 2012 (In Persian).
- Eckels, P.W. "Design of Contact Conductance Experiment for Plate Finned Tube Heat Exchanger", Westinghouse Research Lab. Document. No. 73-1E9-HEATA-M3, 1974.
- Wood, R.A. and Sheffield, J.W. "Thermal Contact Conductance of Finned Tubes: a Generalized Correlation", ASHRAE Transaction, Vol. 93, No. 2, pp. 786-796, 1987.
- Shames, I.H. "Mechanics of Fluids", 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1982.
- Kays, W.M. and London A.L. "Heat Transfer in Liquid-Coupled Indirect Heat Exchanger Systems", J. Heat Transfer, Vol. 4, N. 97, pp. 499-503, 1951.
- Holmberg, R.B. "Heat Transfer in Liquid-coupled Indirect Heat Exchanger Systems", J. Heat Transfer, Vol. 4, No. 97, pp. 499-503, 1975.
- Forsyth, B. and Bessant, R.W. "The Performance of Run-around Heat Recovery System Using Aqueous Glycol as Coupling Fluid", ASHRAE Transactions, Vol. 94, No. 2, pp. 532-545, 1988.
- Forsyth, B. and Bessant, R.W. "The Design of a Run-Around Heat Recovery System", ASHRAE Transactions, Vol. 94, No. 2, pp.551-530, 1988.
- 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, Vol. 98, No. 2, pp. 563-573, 1992.