

بررسی عددی اثر ارتفاع پره بر پارامترهای عملکردی لوله های پره دار

سعید باغدارحسینی¹، رامین حقیقی خوشخو²، فاطمه رضوی خبیر³

¹دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی (پردیس فنی شهید عباسپور)، تهران، ایران، s_baghdar@sbu.ac.ir

¹کارشناس مکانیک، دفتر پروژه های ویژه، شرکت مهندسی مشاور طوس آب، مشهد، ایران، shosseini@toosab.net

²دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی (پردیس فنی شهید عباسپور)، تهران، ایران، r_haghighi@sbu.ac.ir

²مدیر دفتر تحقیق و توسعه، شرکت مهندسین مشاور مונنکو، تهران، ایران، khoshkho.ramin@monenco.com

³دانشگاه آزاد اسلامی، واحد مشهد، گروه مهندسی برق، مشهد، ایران، fatamehrazavikhabir@gmail.com

چکیده - در این مقاله تأثیر ارتفاع پره بر پارامترهای عملکردی لوله های پره دار به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. هندسه طرح براساس پژوهش های آزمایشگاهی و آرایش مثلثی برای چیدمان لوله انتخاب گردیده است. هندسه دسته لوله بصورت متقارن مدل سازی شده و معادلات میدان جریان و انرژی با استفاده از روش سیمپل و به صورت ضمنی و در حالت دائم حل شده اند. میدان جریان توربولانسی به کمک روش $k-\epsilon$ مدل RNG حل شده است. به منظور بررسی دقیق توزیع سرعت و دما در هندسه طرح دو صفحه بروی سطح پره و در وسط پره ها ایجاد شده است. نتایج حاصل از مدل سازی نشان می دهد که توزیع دما بروی این دو صفحه یکسان نبوده و گرادیان دما در نزدیکی پره ها بعلت وجود لایه مرزی بیشتر می باشد. علاوه براین مشاهده می شود با افزایش ارتفاع پره، مقدار انتقال حرارت افزایش می یابد در حالیکه راندمان حرارتی پره کاهش می یابد. افزایش ارتفاع پره منجر به کاهش ضریب انتقال حرارت جابه جایی می گردد. حال آنکه از این افزایش منجر به افزایش افت فشار می گردد.

کلید واژه- انتقال حرارت جابجایی، مبدل حرارتی، لوله های پره دار، ارتفاع پره، مدل سازی

متخصصین و دانشمندان بحث طراحی و انتخاب مبدل مناسب

1- مقدمه
چه از لحاظ اقتصادی و چه از لحاظ راندمان و بهینه سازی می باشد. پژوهش های وسیعی در زمینه مبدل های حرارتی با لوله های پره دار صورت گرفته است. بررسی آزمایشگاهی مبدل های حرارتی بسیار سودمند می باشد ولی به علت هزینه بالای وسایل، مقرون به صرفه نمی باشد. با این وجود بعضی بررسی های آزمایشگاهی به صورت محدود برای تعیین مشخصات انتقال حرارت، افت فشار و اصطکاک برای مبدل حرارتی پره و لوله انجام شده است. اسفرد و همکاران مبدل حرارتی صفحه ای پره و لوله با لوله های دایروی را مورد مطالعه قرار دادند [1]. روچا و همکاران مبدل حرارتی لوله با پره صفحه ای را با لوله های دایره ای و بیضوی مورد مطالعه قرار دادند و ضرایب انتقال حرارت را به صورت آزمایشگاهی بدست آوردند [2]. کاندو و داس ابعاد بهینه را برای مبدل حرارتی پره و لوله با آرایش های مربعی و مثلثی محاسبه نمودند [3]. ابو مهدی و همکاران تاثیر پارامترهای

نقش انتقال حرارت همواره در زندگی ما و بسیاری از کاربردهای عملی پر رنگ و با اهمیت بوده است، به طوری که می توان گفت تمام روش های تولید توان شامل انتقال حرارت بهمراه جریان سیال می باشند. از آن جمله می توان به فرآیند انتقال حرارت در نیروگاه های تولید برق، سیستم های تهویه مطبوع، سیستم های سرمایشی نظیر یخچال های خانگی و غیره اشاره کرد. در بخش های مهمی از صنایع بویژه صنایع شیمیایی و متالوژی از دستگاه هایی نظیر کوره ها، مبدل های حرارتی، کندانسورها و اواپراتورها استفاده می شود که فرآیند اصلی آن انتقال حرارت جابجایی می باشد. با توجه به کاربرد متنوع انتقال حرارت جابجایی در تمامی شئون زندگی بشری، لازم است به دنبال شیوه هایی بود که این فرآیند را بهینه سازی نماید بنحوی که تمامی دستگاه ها عملکرد مطلوبی داشته باشد. لذا امروزه یکی از دغدغه های اساسی

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \sigma_{ij} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j (\rho E + \rho)) = - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

در معادله فوق E کل انرژی و K ضریب هدایت حرارتی می باشد. با توجه به اینکه در اکثر مطالعات صورت گرفته در این زمینه، جریان به صورت آرام و عدد رینولدز کمتر از 2000 در نظر گرفته شده است، حل جریان تربولانس در این مقاله مورد استفاده قرار می گیرد. [11-15]

به طور کلی معادلات ناویراستوکس بیانگر حرکت توربولانسی جریان می باشند ولی حل آن ها برای هندسه های پیچیده بسیار زمانبر می باشد، به همین خاطر در گذشته از دو روش LES و $RANS$ استفاده می شده که در روش اول گردابه های بزرگی انرژی مستقیماً و گردابه های کوچک با میانگین گیری محاسبه می گردیده و در روش دوم تمامی گردابه ها با توجه به تنش های رینولدز بدست آمده از میانگین گیری زمانی معادلات ناویراستوکس محاسبه می شده اند. این مدل از روش های مختلف جهت مدل سازی تربلانس استفاده می کند که از آن جمله می توان به روش یک معادله اسپارلات، روش استاندارد $K-\epsilon$ اشاره نمود. مدل RNG از روش استاندارد، حل لحظه ای معادلات ناویراستوکس و متد ریاضی نرمال سازی حاصل شده است. نتایج پژوهش های گذشته نشان می دهد که روش RNG از دقت بالایی در حل معادلات در لایه مرزی دارد، علاوه بر این به کمک این روش می توان جریان آرام را نیز مدل سازی نمود. [40، 11] روش RNG از نظریه بویزینسک برای عبارت تنش رینولدز استفاده می کند و به شرح ذیل می باشد:

$$-\bar{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (5)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (6)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\bar{K}^2}{\epsilon} \quad (7)$$

$$\rho \frac{D\bar{K}}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_p \mu_{eff} \frac{\partial \bar{k}}{\partial x_i} \right] + \mu_t S^2 - \rho \epsilon \quad (8)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_p \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{\bar{k}} \mu_t S^2 - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{\bar{k}} - R \quad (9)$$

مختلف هندسی پره های تخت و موج دار را بر میزان انتقال حرارت بررسی نمودند [4]. چی و وانگ اثر تعداد ردیف های لوله ها، گام پره ها و همچنین قطر لوله ها را بر روی انتقال حرارت و افت فشار یک مبدل حرارتی لوله با پره صفحه ای به طور تجربی بررسی کرده اند [5]. توتار و همکاران مبدل های حرارتی مختلفی از جمله مبدل حرارتی لوله با پره صفحه ای را توسط روش های عددی مورد مطالعه قرار داده اند [6]. اریک و همکاران یک مبدل حرارتی نوع لوله با پره صفحه ای با یک ردیف لوله را برای پارامتر های هندسی مختلف با استفاده از روش های محاسبات عددی بررسی کرده اند. آنها همچنین اثر فاصله بین دو پره، فاصله مرکزی لوله ها، بلندی پره ها و ضخامت لوله ها را بر روی انتقال حرارت و افت فشار مبدل های حرارتی به صورت عددی تحقیق کرده اند [7]. انگلن و هاگنت با استفاده از روش المان محدود مثال هایی از میدان های سرعت و دما برای مبدل های لوله و پره ارائه کرده اند [8]. ووانگ و همکاران یک سری آزمایشات برای بررسی ارتباط انتقال حرارت و افت فشار در پارامتر های هندسی 15 نمونه مختلف مبدل فین و تیوب انجام دادند تا تاثیر فاصله فین ها و تعداد ردیف لوله ها را روی ضریب کالبورن و اصطکاک پیدا کنند [9]. کاواناسارن ده شکل مختلف مبدل فین و لوله را در رینولدزهای 100 تا 30000 برای تحقیق تاثیر انتقال حرارت روی فین ها بررسی نمود [10]. مطالعه پژوهش های گذشته نشان می دهد که پارامترهای هندسی پره نقش مهمی بر عملکرد آن دارند. از جمله پارامترهای مهم هندسی که می تواند تأثیر زیادی بر عملکرد مبدل داشته باشد، ارتفاع پره ها می باشد که از طرفی با توجه به نوع عملکرد مبدل، ابعاد و ظرفیت آن پارامتر محدود کننده ای نیز می باشد. هدف از این پژوهش بررسی این پارامتر بر عملکرد مبدل، انتقال حرارت و افت فشار در مبدل ها می باشد.

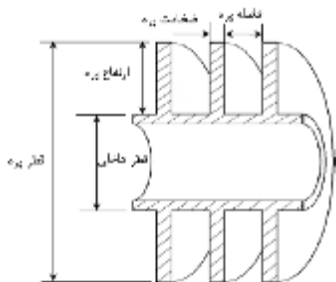
2- معادلات حاکم

به منظور حل محاسباتی میدان های جریان و دما در هندسه مسئله از حل معادلات پیوستگی، ناویراستوکس و انرژی برای سیالات تراکم ناپذیر استفاده می شود. خواص استفاده شده در مدل سازی عددی وابسته به دما فرض شده اند. سه معادله فوق در مختصات کارتزین به شرح ذیل می باشد:

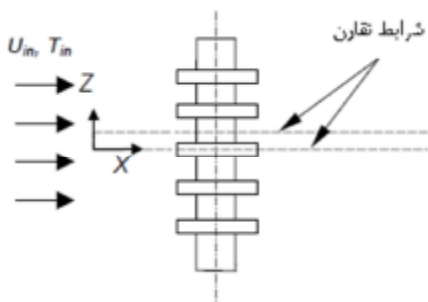
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

دار را نشان می دهد، با توجه به متقارن بودن هندسه مسئله، مدل سازی به صورت متقارن صورت گرفته است. در شکل 2 نحوه ایجاد تقارن هندسه طرح نشان داده شده است. ابعاد مورد نظر برای هندسه با توجه به مطالعات تجربی صورت گرفته در این زمینه انتخاب شده است. قطر خارجی لوله 24 میلیمتر، قطر پره 34 میلیمتر، ارتفاع پره 5 میلیمتر، ضخامت آن 0.5 میلیمتر و فاصله بین پره ها 2 میلیمتر در نظر گرفته شده است. تمرکز مش های تولید شده بر روی لایه های مرزی متراکم تر در نظر گرفته شده تا اثر تغییرات پارامترها در این نواحی با دقت بالاتری مدل سازی گردد. شکل 3 مش بندی هندسه متقارن یک ردیف چیدمان مثالی لوله پره دار را نشان می دهد. سرعت ورود هوا از بالا دست هندسه حل یکنواخت و ثابت و سرعت در جهت Y و Z برابر صفر در نظر گرفته شده است. شرط عدم لغزش بر روی مرزهای جامد پره ها رعایت گردیده و دمای دیواره های جامد ثابت می باشد. استقلال از مش بودن شبکه حل مورد بررسی قرار گرفته و تعداد 346226 برای میدان حل در نظر گرفته شده است. برای گسسته سازی عبارت های جایابی معادلات حاکم از طرح بالادستی مرتبه اول و برای تصحیح میدان فشار از الگوریتم سیمپل استفاده شده است. برای همگرایی از ضرایب تخفیف 0.7 برای میدان جریان استفاده شده است همچنین معیار همگرایی معادلات 1×10^{-6} فرض شده است. برای مدل سازی توربولانس از روش $k-\epsilon$ مدل RNG استفاده شده است.



شکل 1: برش طولی یک لوله پره دار



شکل 2: نحوه ایجاد تقارن هندسه

که $C\mu=0.0845$ و K انرژی جنبشی توربولانسی بوده و ϵ نرخ اضمحلال k می باشد، α_p عکس عدد پرانتل برای انتقال توربولانس می باشد که از رابطه زیر محاسبه می گردد. ترم R در این رابطه به شرح ذیل می باشد.

$$\left| \frac{\alpha_p - 1.3929}{-0.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha_p + 2.3928}{3.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu}{\mu_{eff}} \quad (10)$$

$$R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{\bar{K}} \quad (11)$$

$$\eta = \frac{S \bar{k}}{\epsilon} \quad (12)$$

$$S^2 = 2S_{ij}S_{ij} \quad (13)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (14)$$

که $\eta_0=4.38$ ، $C_{1\epsilon}=1.42$ و $C_{2\epsilon}=1.68$ می باشد. برای محاسبه مقدار انتقال حرارت از رابطه زیر استفاده می گردد که در آن A_t و A_f به ترتیب سطح مقطع پره و لوله و $LMTD$ اختلاف دمای لگاریتمی می باشد. راندمان حرارتی پره از رابطه 18 محاسبه می گردد.

$$h = \frac{\dot{Q}}{(A_t + \eta A_f) LMTD} \quad (15)$$

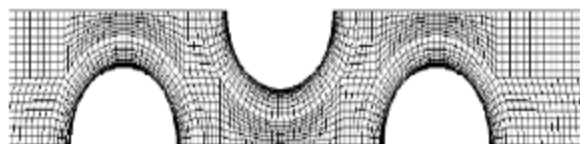
$$\psi = 1.0 + 0.35 \ln(1.0 + 2.0 \frac{h_f}{d}) \quad (16)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_f \delta}} \quad (17)$$

$$\eta = \frac{\tanh(\psi m h_f)}{\psi m h_f} \quad (18)$$

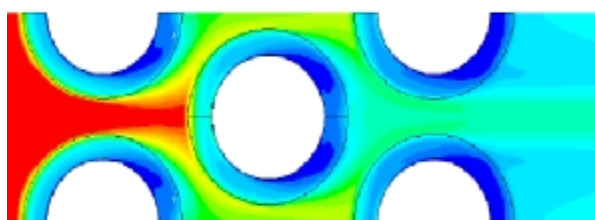
3 - حل عددی

روش حل عددی بر پایه حجم محدود و شرایط دائمی با استفاده از نرم افزار های گمبیت و فلوئنت مورد تحلیل قرار گرفته است. هندسه طرح بر مبنای یک ردیف چیدمان مثالی لوله پره دار طراحی و مش زنی شده است. شکل 1 برش طولی یک لوله پره

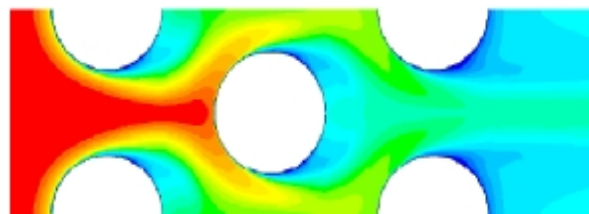


شکل 3: مش بندی هندسه متقارن دسته لوله با آرایش مثلثی

شکل 5 توزیع دما بر روی صفحه پره و صفحه میانی نشان می دهد. همانطور که ملاحظه می شود توزیع سرعت در ردیف اول با ردیف دوم بسیار متفاوت می باشد. به عبارت دیگر کمترین دما در پشت دسته لوله ها و بیشترین دما در بین لوله ها در صفحه میانی مشاهده می شود. علاوه بر این مشاهده می شود دمای سیال بین پره ها در صفحه میانی کمتر از دما در صفحه میانی می باشد که این امر بواسطه توزیع متفاوت سرعت بر روی این دو صفحه و تأثیر آن بر ضریب انتقال حرارت جابجایی و عدد ناسلت می باشد. این نتایج با نتایج حاصل از پژوهش ویرمن و همکارانش [17] کاملاً مطابقت دارد. بیشترین اختلاف دما در بالادست جریان و در اولین پره مشاهده می شود که بعلت وجود لایه مرزی در آن نقطه می باشد. برای هر پره اختلاف دمایی بالایی در راستای شعاعی مشاهده می شود.



صفحه پره



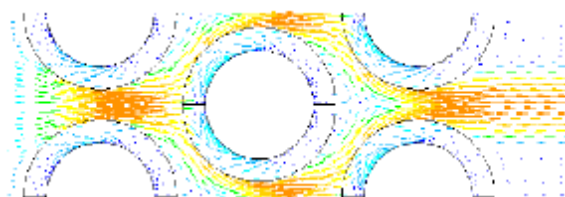
صفحه میانی

شکل 5: توزیع دما بر روی صفحه پره و صفحه میانی در عدد رینولدز 8×10^3

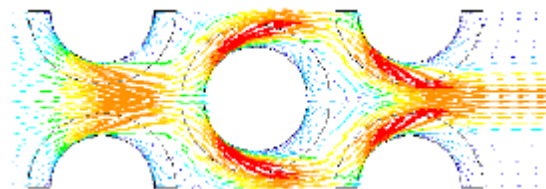
شکل 6 اثر ارتفاع پره بر روی انتقال حرارت نشان می دهد، همانطور که مشاهده ارتفاع پره با انتقال حرارت نسبت مستقیم دارد زیرا با افزایش ارتفاع پره، سطح انتقال حرارت و بالطبع انتقال حرارت افزایش می یابد. علاوه بر این افزایش نرخ انتقال حرارت منجر به کاهش دمای هوا در خروج از دسته لوله ها می شود. در شکل 7 اثر ارتفاع پره بر روی راندمان حرارتی پره نشان داده شده است. مشاهده می شود که با افزایش ارتفاع پره راندمان حرارتی پره کاهش می یابد. زیرا طبق رابطه 18 ارتفاع پره با راندمان حرارتی نسبت عکس دارد. مشاهده می شود اثر

4- نتایج و بحث

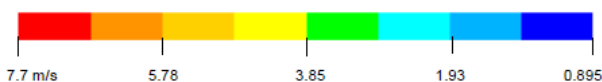
در این مقاله ضمن بررسی توزیع دما و سرعت بر روی یک دسته لوله پره دار با آرایش مثلثی اثر ارتفاع پره مورد بررسی عددی قرار گرفته است. به منظور بررسی دقیق توزیع سرعت و دما در هندسه طرح دو صفحه بر روی سطح پره و در وسط پره ها ایجاد شده است. بررسی اثر ارتفاع پره در هر حالت برای سه عدد رینولدز 8×10^3 ، 4×10^3 و 2×10^3 صورت پذیرفته است. تأثیر این پارامترها بر انتقال حرارت، ضریب انتقال حرارت جابجایی، راندمان حرارتی پره و افت فشار بررسی شده است. شکل 4 توزیع سرعت بر روی این دو صفحه را نشان می دهد. همانطور که انتظار می رود توزیع سرعت بر روی این دو صفحه یکسان نمی باشد. مشاهده می شود که سرعت بر روی صفحه پره ضعیف تر می باشد که این امر دلالت بر تشکیل لایه مرزی بر روی سطح جامد پره دارد. علاوه بر این مشاهده می شود که سرعت در پایه بر این مشاهده می شود که سرعت در پایه بر این مشاهده می شود که سرعت در پایین دست جریان بر روی صفحه میانی بیشتر است که این مسئله با توجه به ثابت بودن دبی هوا و کوچکتر شدن سطح مقطع جریان منطقی می باشد.



صفحه پره

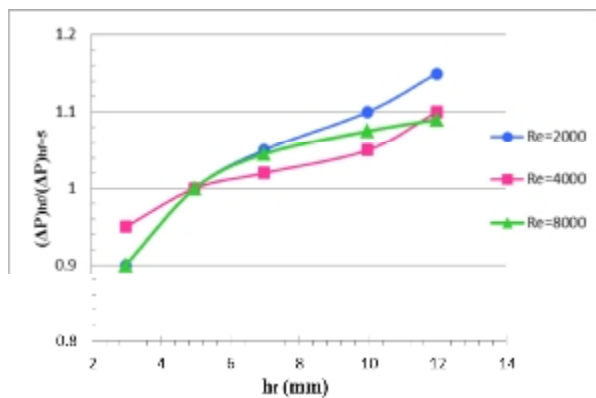


صفحه میانی



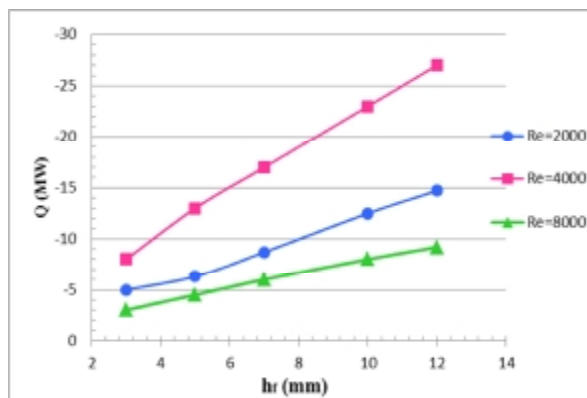
شکل 4: توزیع سرعت بر روی صفحه پره و صفحه میانی در عدد رینولدز 8×10^3

همانطور که در شکل 8 و 9 نیز مشاهده می شود، با افزایش ارتفاع پره ضریب انتقال حرارت جابه جایی کاهش یافته و افت فشار افزایش می یابد. نتایج نشان می دهد که درصد افزایش افت فشار در اعداد رینولدز پایین یعنی جایی که لایه مرزی ضخیم تر بوده، بیشتر است.



شکل 8: اثر ارتفاع پره بر افت فشار

افزایش ارتفاع پره بر راندمان حرارتی آن در اعداد رینولدز بالا قابل توجه است، زیرا با افزایش عدد رینولدز ضخامت لایه مرزی کاهش می یابد. با توجه به اینکه این ضریب به سرعت و دمای لایه مرزی وابسته است، با افزایش ارتفاع پره و ضخامت لایه مرزی انتظار می رود که ضریب انتقال حرارت کاهش یابد.



شکل 5: اثر ارتفاع پره بر انتقال حرارت

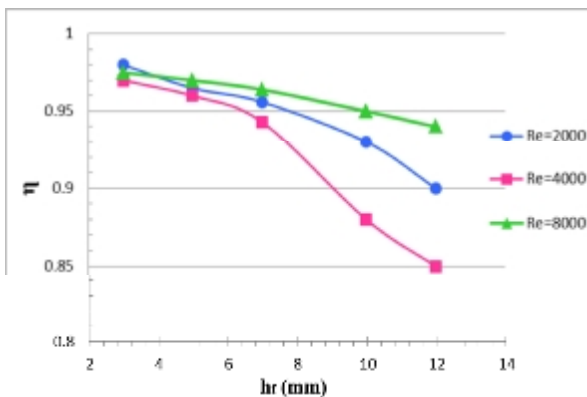
5- نتیجه گیری

در این تحقیق اثر افزایش ارتفاع پره بر پارامترهای عملکردی پره مورد بررسی عددی قرار گرفته است. به منظور بررسی دقیق توزیع سرعت و دما در هندسه طرح دو صفحه بر روی سطح پره و در وسط پره ها ایجاد شده است. با توجه به نتایجی که از تحلیل موارد فوق بدست آمده است می توانیم بطور خلاصه به بیان نتایج ذیل بپردازیم:

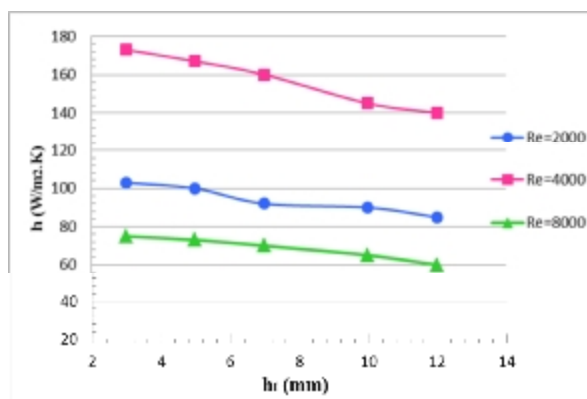
- مقدار انتقال حرارت در تمامی حالت ها با افزایش عدد رینولدز هوای ورودی افزایش می یابد.
- مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی در تمامی حالت ها با افزایش عدد رینولدز کاهش می یابد.
- با افزایش ارتفاع پره، مقدار راندمان حرارتی کاهش می یابد.
- مقدار افت فشار با افزایش ارتفاع پره افزایش می یابد.

سپاسگزاری

نویسندگان مقاله بر خود لازم می دانند تا از انجمن های علمی، ادبی و هنری دانشگاه آزاد اسلامی واحد مشهد به دلیل حمایت و پشتیبانی مالی و معنوی از این پروژه تحقیقاتی، تشکر و قدردانی بنمایند.



شکل 6: اثر ارتفاع پره بر راندمان حرارتی پره



شکل 7: اثر ارتفاع پره بر ضریب انتقال حرارت جابجایی

- [1] D.G. Shepherd, Performance of one-row tube coils with thin-plate fins, low velocity forced convection, Heating, Piping Air Cond. 28, 137–144, 1956.
- [2] L.A.O. Rocha, F.E.M. Saboya, J.V.C. Vargas, A comparative study of elliptical and circular sections in one and two row tubes and plate fin heat exchangers, Int. J. Heat Fluid Flow 18, 247–252, 1997.
- [3] B. Kundu, P.K. Das, Optimum dimensions of plate fins for fin-tube heat exchangers, Int. J. Heat Fluid Flow 18, 530–537, 1997.
- [4] M. Abu Madi, R.A. Johns, M.R. Heikal, Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers, Int. J. Refrig. 21 (7) 507–517, 1998.
- [5] C.C. Wang, K.Y. Chi, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data, Int. J. Heat Mass Transfer 43, 2681–2691, 2000.
- [6] Tutar, Mustafa; Akkoca, Azize. “A computational study of effects of different geometrical parameters on heat transfer and fluid flow in a wavy and plain fin and tube heat exchanger”, Proceedings of ESDA2002: 6th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Istanbul, Turkey, July 2002.
- [7] A. Ereğ, B. Özerdem, L. Bilir, Z. İlken, Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plane fin and tube heat exchangers, Applied Thermal Engineering 25, 2421–2431, 2005.
- [8] A. Haight, M.S. Engelmann, Numerical and experimental Simulation for airflow and heating in a tube fin heat exchanger, Heat Transfer in Gas Turbines and Three-Dimensional Flows HTD- 103, 107–113, 2006.
- [9] Wang, Chi-Chuan; Chang, Yu-Juei; Hsieh, Yi-Chung; Lin, Yur-Tsai. “Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins”, International Journal of Refrigeration, Vol. 19, No. 4, pp. 223-230, 1996.
- [10] Kayansayan, N. “Heat transfer characterization of plate fin-tube heat exchangers”, International Journal of Refrigeration, Vol. 17, No. 1 pp. 49-57, 1994.
- [11] Bastani, A., Fiebig, M., and Mitra, N. K., “Numerical Simulation of Flow Field in a Fin tube Heat Exchanger”, ASME Journal of Fluid Engineering, Vol. 101, pp. 91-96, 1990.
- [12] Fiebig, M., Grosse-Georgemann, A., Chen, Y., and Mitra, N. K., “conjugate Heat Transfer of a Finned Tube Part A: Heat transfer Behavior and Occurrence of Heat Transfer Reversal”, Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 28, pp. 133-146, 1995.
- [13] Jang, J. Y., Wu, M. C., and Chang, W. J., “Numerical and Experimental Studies of Three Dimensional Plate-Fin and Tube Heat Exchangers”, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 14, pp. 3057-3066, 1996.
- [14] Mitra, N. K., Bastani, A., and Fiebig, M., “Numerical Simulation of 3D Periodically Fully Developed Flow Between Fins of a Compact Fin-Tube Heat Exchanger”, Advances in Heat Exchanger Design, Radiation, and Combustion, ASME HTD, Vol. 182, pp. 37-41, 1991.
- [15] Sheu, T. W. H., and Tsai, S. F., “A Comparison Study on Fin Surface in Finned tube Heat Exchangers, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid flow, Vol. 9, No.1, pp. 92-106, 1999.
- [16] FLUENT Incorporated, FLUENT 5 User’s Guide, Fluent Incorporated Lebanon, NH-USA, 1998.
- [17] Weierman, C., Taborek, J., And Marnier, W. J., “Comparison of inline and Staggered Banks of Tubes with Segmented Fins”, AIChE Symp, Ser., Vol. 74, No. 174. Pp. 39-46. 1978.