

مجموعه مقالات هشتمین همایش ملی مبدل گرمایی

دوم دی ماه ۱۳۹۵، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما

۰۹۱۹۷۵۵۶۴۲۴ - (۰۲۱) ۸۸۶۷۱۶۷۶

مجریان: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران و هم اندیشان انرژی‌های شیمیایی

ثبت شده در پایگاه استنادی جهان اسلام ISC

www.Mobadel.ir




شبیه سازی عددی عملکرد پره‌های حلقه‌ای و دندانه‌دار در مبدل حرارتی

کاوه گل پرور: دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین

سیدعباس سادات سکاک: استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین

منصور خانکی: استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین

علی رجب پور: استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین

Rajabpour@eng.ikiu.ac.ir

چکیده

مبدل‌های لوله‌ای پره‌دار جزء مبدل‌های فشرده هستند که از ویژگی‌های بارز آن‌ها می‌توان به سطح تبادل حرارتی بالا و اشغال فضای کمتر اشاره کرد. این مبدل‌ها برای تبادل حرارت بین دو سیال گاز و مایع مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این پژوهش نتایج عددی و آزمایشگاهی ضریب انتقال حرارت و ضریب افت فشار پره‌های حلقه‌ای و دندانه‌دار با آرایش مثلثی با هم مقایسه شده است. نتایج آزمایشگاهی در نظر گرفته شده برای پره‌های حلقه‌ای توسط پژوهشگرانی به نام بریگز-یانگ، هویت، رابینسون-بریگز، ریس-ایکلس-سباتینو و برای پره‌های دندانه‌دار توسط ارلینگ نس و وایرمن به دست آمده‌اند. نمونه مورد نظر برای حل عددی به صورت سه بعدی انتخاب شده و روش عددی ناویر-استوکس میانگین‌گیری شده رینولدز (k-ε) برای مدل سازی آشفتگی به کار رفته است. در این پژوهش که در محدوده‌ی عدد رینولدز بین ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ انجام شده است، مشاهده می‌شود که در صورت جایگزینی پره‌های دندانه‌دار به جای پره‌های حلقه‌ای، ضریب انتقال حرارت ۶/۵ درصد و ضریب افت فشار ۵۸ درصد افزایش می‌یابد. علت این افزایش، بیشتر شدن میزان آشفتگی جریان به دلیل هندسه پره و همچنین نفوذ جریان سیال به ریشه پره‌ها می‌باشد. نتایج آزمایشگاهی نیز نشان می‌دهد که در صورت جایگزینی پره‌های دندانه‌دار به جای پره‌های حلقه‌ای، ضریب انتقال حرارت ۴ درصد و ضریب افت فشار ۴۵ درصد افزایش می‌یابد.

واژگان کلیدی: پره حلقه‌ای، پره دندانه‌دار، دینامیک سیالات محاسباتی، دسته لوله‌های پره‌دار، ضریب

انتقال حرارت، ضریب افت فشار.

مجموعه مقالات هشتمین همایش ملی مبدل گرمایی

دوم دی ماه ۱۳۹۵، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما

۰۹۱۹۷۵۵۶۴۲۴ - (۰۲۱) ۸۸۶۷۱۶۷۶

مجریان: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران و هم اندیشان انرژی‌های شیمیایی

ثبت شده در پایگاه استنادی جهان اسلام ISC

www.Mobadel.ir

DEMO



DEMO

**۱- مقدمه**

استفاده از مبدل‌های فشرده به علت اشغال فضای کمتر و سطح تبادل حرارتی بیشتر همواره مورد توجه بوده است. مبدلی که در این پژوهش بررسی شده است، مبدل لوله‌ای پره‌دار است که در واحد تولید ورق گالوانیزه در بخش انتهای کوره آنیل، به منظور کاهش دمای جو کوره استفاده می‌شود. برای محاسبه ضرایب افت فشار و انتقال حرارت دسته لوله‌ها با پره‌های حلقه‌ای آزمایش‌های گوناگونی انجام شده است که از جمله آن‌ها می‌توان به پژوهش‌های بریگز-یانگ [۱]، هویت [۲] برای ضریب انتقال حرارت و نتایج ریس - ایکلس - سیاتینو [۳] و رابینسون - بریگز [۴] برای ضریب افت فشار اشاره کرد. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار دسته لوله‌های با پره‌ی دندان‌دار، به ترتیب از نتایج آزمایشگاهی ارلینگ نس [۵] و وایرمن [۶] استفاده شده است. در حیطه‌ی تحلیل عددی برای پره‌های دندان‌دار نیز می‌توان به پژوهش‌های آقای استوارت میشل وین [۷] اشاره کرد که در آن کانتورهای توزیع دما و خط جریان بر روی دسته لوله‌های پره‌ای دندان‌دار نشان داده شده است.

به دلیل هزینه بر بودن نتایج آزمایشگاهی، زمان بر بودن آزمایش، خطای در آزمایش و ضرورت استفاده از تجهیزات اندازه گیری پیشرفته، روش‌های عددی با حذف موارد یاد شده می‌توانند جایگزین مناسبی باشند. در این پژوهش، تأثیر استفاده از پره‌های دندان‌دار به جای پره‌های حلقه‌ای، بر ضرایب انتقال حرارت و افت فشار بررسی شده و نتایج حاصل از تحلیل عددی با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده است تا صحت و درستی نتایج عددی تایید شود.

۲- مبدل‌های لوله‌ای پره‌دار

به منظور جبران کردن ضریب انتقال حرارت کم سیالات گازی و افزایش تبادل حرارت در مبدل‌های گاز-مایع، استفاده از لوله‌های پره‌دار مورد استقبال قرار گرفته است. از میان انواع مختلف لوله‌های پره‌دار، پره‌های حلقه‌ای و دندان‌دار به دلیل سادگی در فرآیند ساخت و ارزان‌تر بودن نسبت به موارد دیگر، کاربرد بیشتری دارند.

۲-۱- ضریب انتقال حرارت پره حلقه‌ای

برای به دست آوردن ضریب انتقال حرارت سیال بروی دسته لوله‌های با پره‌ی حلقه‌ای نتایج آزمایشگاهی گوناگونی وجود دارد که از جمله رایج‌ترین آن‌ها می‌توان به نتایج بریگز-یانگ و هویت اشاره کرد. "شکل ۱" جزییات مبدل‌های لوله‌ای پره‌دار با پره‌های حلقه‌ای را نشان می‌دهد.

مجموعه مقالات هشتمین همایش ملی مبدل گرمایی

دوم دی ماه ۱۳۹۵، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما

۰۹۱۹۷۵۵۶۴۲۴ - (۰۲۱) ۸۸۶۷۱۶۷۶

مجریان: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران و هم اندیشان انرژی‌های شیمیایی

ثبت شده در پایگاه استنادی جهان اسلام ISC

www.Mobadel.ir




ضریب تصحیح F_2 برای تعداد ستون‌های لوله پره دار به صورت جدول ۱ است.

جدول ۱ ضریب تصحیح F_2 برای تعداد ستون‌های لوله پره دار

۱	برای بیش از چهار ردیف
۰/۹۲	برای سه ردیف
۰/۸۴	برای دو ردیف
۰/۷۶	برای یک ردیف

۲-۱-۳- روش عددی

برای به دست آوردن ضریب انتقال حرارت از حل عددی ابتدا می‌بایست دمای خروجی سیال را به دست آورده و با محاسبه اختلاف دما میانگین لگاریتمی و اختلاف دمای سیال، ضریب انتقال حرارت را از رابطه (۷) به دست آورد.

$$\dot{Q} = hA \Delta T_{LMTD} = \dot{m} c_p \Delta T_{Fluid} \quad (7)$$

$$\Delta T_{Fluid} = T_{inlet} - T_{outlet} \quad (8)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{c,in} - T_{h,out})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{c,in} - T_{h,out}}\right)} \quad (9)$$

۲-۲- ضریب افت فشار پره حلقه ای

برای به دست آوردن ضریب افت فشار دو نتیجه آزمایشگاهی رابینسون - بریگز در سال ۱۹۶۶ در محدوده ۲۰۰۰ تا ۵۰۰۰۰ و روش‌های ریس - ایکلس - سباتینو در سال ۱۹۸۱ در محدوده ۱۰۰۰ تا ۲۵۰۰۰ در نظر گرفته شده است. این روابط در مراجع طراحی مبدل ذکر شده است [۹]. ضریب افت فشار طبق این روش‌ها به ترتیب از رابطه (۱۰) و (۱۱) محاسبه می‌شوند.

$$f = 9.465 \operatorname{Re}^{-0.316} \left(\frac{P_t}{d_r}\right)^{-0.927} \quad (10)$$

$$f = 3.805 \operatorname{Re}^{-0.234} \left(\frac{S}{D_f}\right)^{0.251} \left(\frac{l_f}{S}\right)^{0.759} \left(\frac{d_r}{D_f}\right)^{0.729} \left(\frac{d_r}{P_t}\right)^{0.709} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{0.379} \quad (11)$$

برای به دست آوردن ضریب افت فشار از حل عددی از رابطه (۹) استفاده می‌شود که فلاکس جرمی ماکزیمم از حل عددی گرفته شده است.

مجموعه مقالات هشتمین همایش ملی مبدل گرمایی

دوم دی ماه ۱۳۹۵، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما

۰۹۱۹۷۵۵۶۴۲۴ - (۰۲۱) ۸۸۶۷۱۶۷۶

مجربان: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران و هم اندیشان انرژی کیمیا

ثبت شده در پایگاه استنادی جهان اسلام ISC

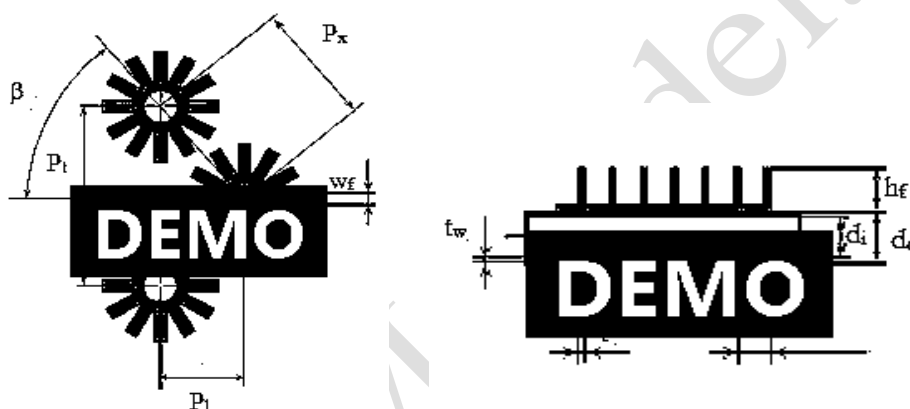
www.Mobadel.ir



$$\Delta P_f = 2 \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.14} f N_r G_{max}^2 / \rho \quad (12)$$

۳-۲- ضریب انتقال حرارت پره دنداندار

نتایج آزمایشگاهی ارایه شده ارلینگ نس [۱۰] در محدوده رینولدز ۲۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ برای دسته لوله‌های پره‌ای دنداندار با آرایش مثلثی مطرح شده و تاثیر گام پرها نیز در نظر گرفته شده است. رابطه (۱۳) عدد ناسلت این دسته لوله‌ها را ارایه می‌دهد که براساس هندسه پره دنداندار به دو قسمت تقسیم می‌شود. شکل ۲ جزئیات مبدل‌های لوله‌ای با پره‌های دنداندار را نشان می‌دهد.



شکل ۲ لوله‌های پره دار با پره‌های دنداندار با آرایش مثلثی

$$Nu = 0.107 Re^{0.65} Pr^{1/3} \left(\frac{P_t}{d_e} \right)^{0.35} \left(\frac{l_e}{d_e} \right)^{-0.13}$$

$$\left(\frac{l_e}{S_f} \right)^{-0.14} \left(\frac{S_f}{d_e} \right)^{-0.2} \frac{S_t}{S_d} < 1.0$$

$$Nu = 0.141 Re^{0.65} Pr^{1/3} (0.43 + 9.75 e^{-3.23 \times S_t / S_d}) \quad (13)$$

$$\left(\frac{l_e}{d_e} \right)^{-0.13} \left(\frac{l_e}{S_f} \right)^{-0.14} \left(\frac{S_f}{d_e} \right)^{-0.2} \frac{S_t}{S_d} > 1.0$$

$$l_e = h_f - t_f$$

$$d_e = d_o - 2t_f$$

۴-۲- ضریب افت فشار پره دنداندار

مجموعه مقالات هشتمین همایش ملی مبدل گرمایی

دوم دی ماه ۱۳۹۵، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما

۰۹۱۹۷۵۵۶۴۲۴ - (۰۲۱) ۸۸۶۷۱۶۷۶

مجریان: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران و هم اندیشان انرژی‌های نو

ثبت شده در پایگاه استنادی جهان اسلام ISC

www.Mobadel.ir

DEMO



DEMO

برای به دست آوردن ضریب افت فشار دسته لوله‌های پره‌ای دنداندار، نتایج آزمایشگاهی وایرمن و مارتینز [۱۱] انتخاب شده است. بدین منظور از رابطه (۱۱) که برای فلاکس جرمی $0.7 \text{ Kg.s}^{-1}\text{m}^{-2}$ تا $40 \text{ Kg.s}^{-1}\text{m}^{-2}$ صادق است استفاده می‌شود.

$$f = [0.07 + 8\text{Re}^{-0.45}] \left(\frac{0.05P_t}{d_o} \right)^{-0.7} \left(\frac{L_c}{S_f} \right)^{0.23} \quad (15)$$

$$[1.1 + (1.8 - 2.1e^{-0.15N_r^2})e^{-\frac{2P_t}{P_r}} - (0.7 - 0.8e^{-0.15N_r^2})e^{-\frac{0.6P_t}{P_r}}] \left(\frac{d_f}{d_o} \right)^{1/2}$$

۳- شبیه سازی عددی

تکنیک حل عددی نتایج کامل و همراه با جزئیات خوبی را نشان می‌دهد ولی تعریف شرایط مرزی صحیح از نکات مهم می‌باشد. اگر بخواهیم یک مبدل حرارتی فشرده را با استفاده از روش‌های عددی تحلیل کنیم به دلیل اینکه این مبدل‌ها از تعداد زیادی لوله‌های پره‌دار تشکیل شده‌اند زمان زیادی را باید صرف کنیم. بنابراین تنها راه کاهش زمان محاسبات، کاهش دامنه محاسبات است که خود نیازمند پیاده‌سازی صحیح شرایط مرزی برای پدیده فیزیکی موردنظر است. بجای تحلیل کامل دسته لوله‌ها می‌توان بخشی از دسته لوله‌ها را با در نظر گرفتن شرایط خاصی جایگزین کرد. انتخاب بخش کوچکی از دسته لوله‌ها بجای در نظر گرفتن تمامی دسته لوله تأثیر قابل توجهی به روی ضرایب انتقال حرارت و افت فشار ندارد. این مطلب را می‌توان با انجام آنالیز حساسیت نشان داد؛ زیرا این دو ضریب تابعی از تعداد دسته لوله‌ها نیستند بلکه همان‌طور که در روابط مشاهده شد تابعی از الگو چیدمانی دسته لوله، فاصله بین سطرها و ستون‌ها در دسته لوله، قطر پره، ارتفاع پره، گام پره و خواص سیال هستند. در این پژوهش شبیه سازی عددی به صورت سه بعدی انجام شده و آزمون عدم وابستگی نتایج به اندازه شبکه یا مش بندی نیز انجام شده است. شکل ۳ هندسه انتخاب شده برای حل عددی پره‌های حلقه‌ای و شکل ۴ هندسه انتخاب شده برای حل عددی پره‌های دنداندار است. جدول شماره ۲ ابعاد هندسی نمونه‌های مورد نظر را بیان می‌کند و تمامی واحدها بر حسب میلی‌متر می‌باشد.



شکل ۳ هندسه انتخاب شده برای پره‌های حلقه‌ای



مجموعه مقالات هشتمین همایش ملی مبدل گرمایی

دوم دی ماه ۱۳۹۵، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما

۰۹۱۹۷۵۵۶۴۲۴ - (۰۲۱) ۸۸۶۷۱۶۷۶

مجربان: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران و هم اندیشان انرژی‌های شیمیایی

ثبت شده در پایگاه استنادی جهان اسلام ISC

www.Mobadel.ir

DEMO



شکل ۴ هندسه انتخاب شده برای پره‌های دنداندار

جدول ۲ ابعاد هندسی نمونه‌های مورد بررسی

Fin geometry	Notation	Circular fin	Segmented fin
Fin height	l_f	۱۵/۸	۱۵/۸
Vertical pitch	P_t	۶۲	۶۲
Central pitch	P_x	-	۶۷/۵
Horizontal pitch	P_l	۶۰	۶۰
Fin density	n_f	۳۴۵	۳۴۵
Fin spacing	S	۲/۵	۲/۹
Fin thickness	t	۰/۴	۰/۴
Tube inside diameter	d_r	۲۵/۴	۲۵/۴
Fin diameter	D_f	۵۷	۵۷

۳-۱- حل گرعددی

نمونه مورد نظر برای حل عددی به صورت سه بعدی انتخاب شده و روش عددی به کار رفته برای مدل سازی آشفتگی، حل معادلات ناویر-استوکس با رهیافت رینولدز میانگین گیری شده و از نوع k-ε می باشد. حل گر انتخابی، حل گر مبتنی بر فشار بوده و همچنین روش درون‌یابی برای حل معادلات فشار و معادلات جابجایی از نوع مرتبه دوم در نظر گرفته شده است. برای جریان‌های با $3 < y^+ < 10$ گزینه افزایش عملکرد دیواره و برای $3 < y^+ < 10$ تابع دیواره غیرتعدالی انتخاب شده است. خواص سیال مورد تحلیل مانند چگالی، ویسکوزیته، ظرفیت گرمایی ویژه، ضریب هدایت حرارتی ثابت در نظر گرفته شده است.

۳-۲- شرایط مرزی

سیال گرمی که در این پژوهش مورد بررسی قرار می‌گیرد HNX نام دارد که شامل ۲۵٪ حجمی هیدروژن و ۷۵٪ حجمی نیتروژن بوده که با دمای ۴۹۸ کلوین وارد می‌شود. دمای جدار داخلی دسته لوله‌ها ثابت و ۲۹۸ کلوین می‌باشد و دامنه سرعت ورودی سیال از بازه ۴ تا ۱۵ متر بر ثانیه در نظر گرفته شده است.

۴- نتایج

شکل ۴ کانتور دما و مسیر جریان را بروی دسته لوله با پره حلقه‌ای نمایش می‌دهد. سیال با دمای ۴۹۸ کلوین از روی لوله‌های پره‌داری که دمای جدار داخلی آن ۲۹۸ کلوین است عبور می‌کند و دمای آن کاهش می‌یابد. در کانتور مسیر جریان نقاط با رنگ قرمز نقاط جریان با سرعت بالاتر هستند.

مجموعه مقالات هشتمین همایش ملی مبدل گرمایی

دوم دی ماه ۱۳۹۵، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما

۰۹۱۹۷۵۵۶۴۲۴ - (۰۲۱) ۸۸۶۷۱۶۷۶

مجریان: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران و هم اندیشان انرژی کیمیا

ثبت شده در پایگاه استنادی جهان اسلام ISC

www.Mobadel.ir

DEMO



DEMO



Temperature

[K]

DEMO

DEMO

شکل ۴ کانتور دما و خط جریان برای پره‌های حلقه‌ای

شکل ۵ نیز همانند حالت قبل کانتور دما و مسیر جریان را بروی دسته لوله‌های دندانه‌دار نمایش می‌دهد. سیال با دمای ۴۹۸ کلوین از روی لوله‌های پره‌داری که دمای جدار داخلی آن ۲۹۸ کلوین است عبور می‌کند. همان طور که مشاهده می‌شود در پره‌های دندانه‌دار دما کمتر از دمای پره‌های حلقه‌ای است که این موضوع سبب می‌شود دمای سیال که از مجاورت پره دندانه دار عبور می‌کند نسبت به پره‌های حلقه‌ای کمتر شود. یکی دیگر از تفاوت‌های مشاهده شده در کانتورهای دمای پره‌های حلقه‌ای و دندانه‌دار، دمای خروجی سیال است که متوسط دمای میانگین خروجی سیال در پره‌های دندانه‌دار هم کمتر بوده و هم توزیع همگن و یکنواخت تری را نسبت به پره حلقه ای دارد.

Temperature

[K]

DEMO

DEMO

شکل ۵ کانتور دما و خط جریان برای پره‌های دندانه‌دار

۴-۱- بررسی و تحلیل نتایج

مجموعه مقالات هشتمین همایش ملی مبدل گرمایی

دوم دی ماه ۱۳۹۵، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما

۰۹۱۹۷۵۵۶۴۲۴ - (۰۲۱) ۸۸۶۷۱۶۷۶

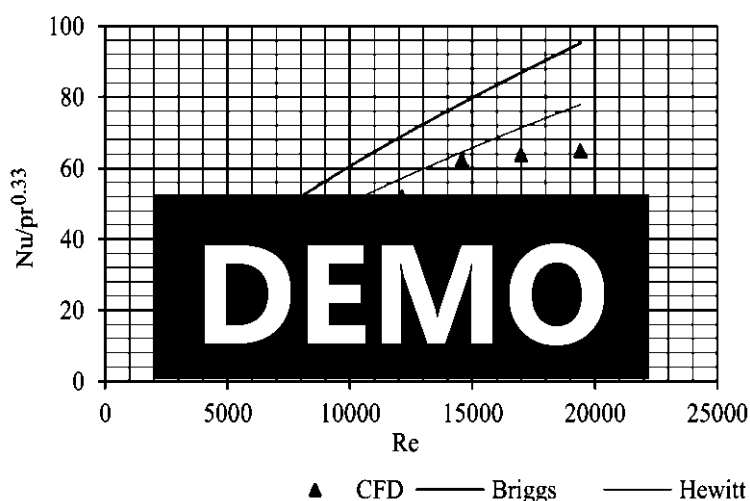
مجربان: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران و هم اندیشان انرژی کیمیا

ثبت شده در پایگاه استنادی جهان اسلام ISC

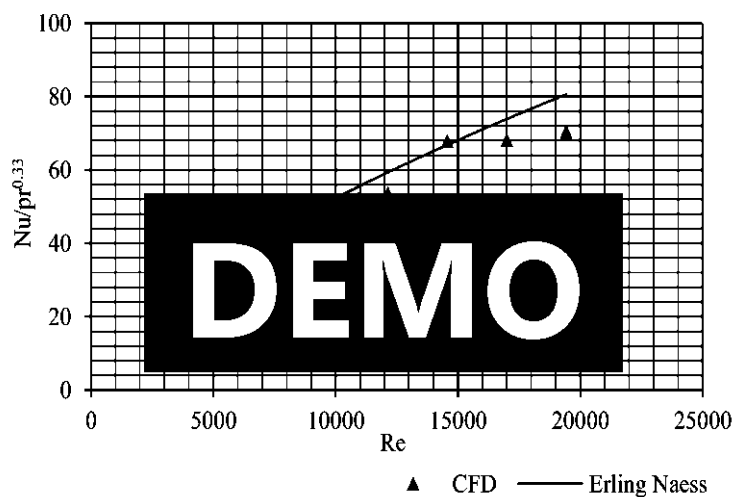
www.Mobadel.ir



مقایسه پارامتر $Nu / Pr^{0.33}$ حاصل از نتایج آزمایشگاهی و نتایج عددی برای پره‌های حلقه‌ای در شکل ۶ و برای پره‌های دندانه‌دار در شکل ۷ نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که با افزایش عدد رینولدز یا همان سرعت سیال، آشفتگی جریان بیشتر و لذا ضریب انتقال حرارت و افت فشار نیز افزایش می‌یابد. مقایسه نتایج آزمایشگاهی و عددی ضریب افت فشار نیز در شکل ۸ و شکل ۹ به ترتیب برای پره‌های حلقه‌ای و دندانه‌دار نشان داده شده است.



شکل ۶ مقایسه نتایج تجربی و عددی پارامتر $Nu / Pr^{0.33}$ پره‌های حلقه‌ای



شکل ۷ مقایسه نتایج تجربی و عددی پارامتر $Nu / Pr^{0.33}$ پره‌های دندانه‌دار

مجموعه مقالات هشتمین همایش ملی مبدل گرمایی

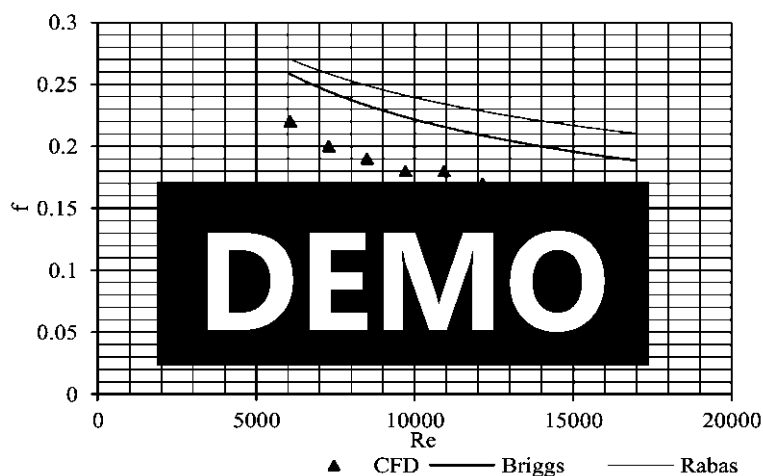
دوم دی ماه ۱۳۹۵، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما

۰۹۱۹۷۵۵۶۴۲۴ - (۰۲۱) ۸۸۶۷۱۶۷۶

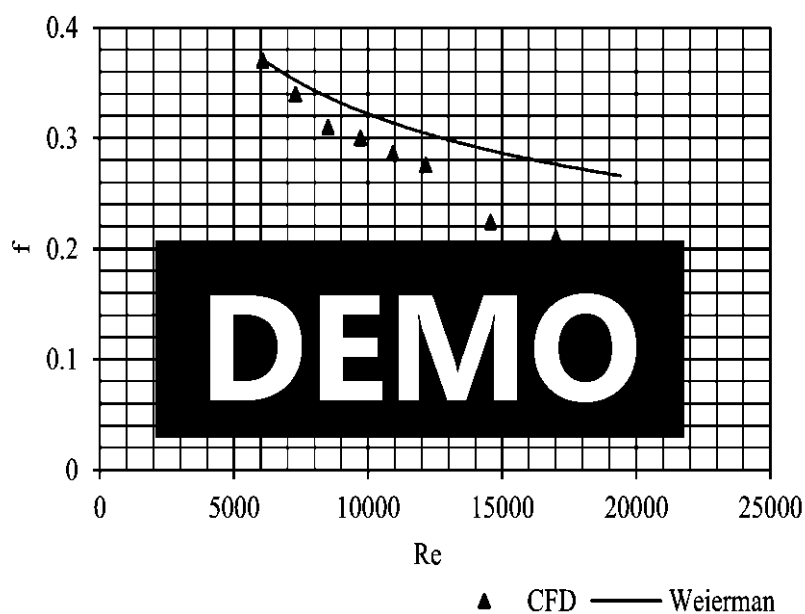
مجربان: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران و هم اندیشان انرژی‌های شیمیایی

ثبت شده در پایگاه استنادی جهان اسلام ISC

www.Mobadel.ir



شکل ۸ مقایسه نتایج تجربی و عددی ضریب افت فشار پره‌های حلقه‌ای



شکل ۹ مقایسه نتایج تجربی و عددی ضریب افت فشار پره‌های دندانه‌دار

شکل ۱۰ و شکل ۱۱ نشان می‌دهد که در صورت جایگزینی پره‌های دندانه‌دار به جای پره‌های حلقه‌ای ضریب انتقال حرارت در محدوده رینولدز نشان داده شده ۶/۵٪ و ضریب افت فشار ۵۸٪ بیشتر می‌شود که علت آن افزایش میزان آشفتگی جریان به دلیل هندسه پره و همچنین نفوذ جریان سیال به ریشه پره‌ها می‌باشد. نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد در صورت

مجموعه مقالات هشتمین همایش ملی مبدل گرمایی

دوم دی ماه ۱۳۹۵، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما

۰۹۱۹۷۵۵۶۴۲۴ - (۰۲۱) ۸۸۶۷۱۶۷۶

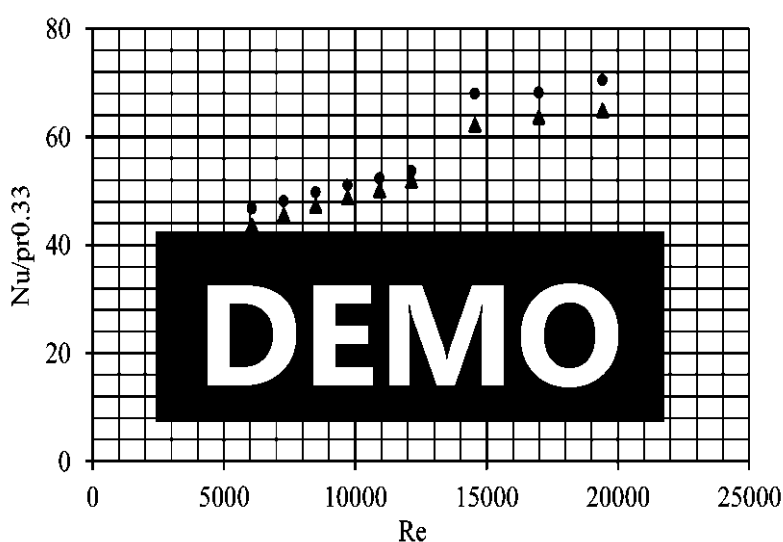
مجربان: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران و هم اندیشان انرژی کیمیا

ثبت شده در پایگاه استنادی جهان اسلام ISC

www.Mobadel.ir

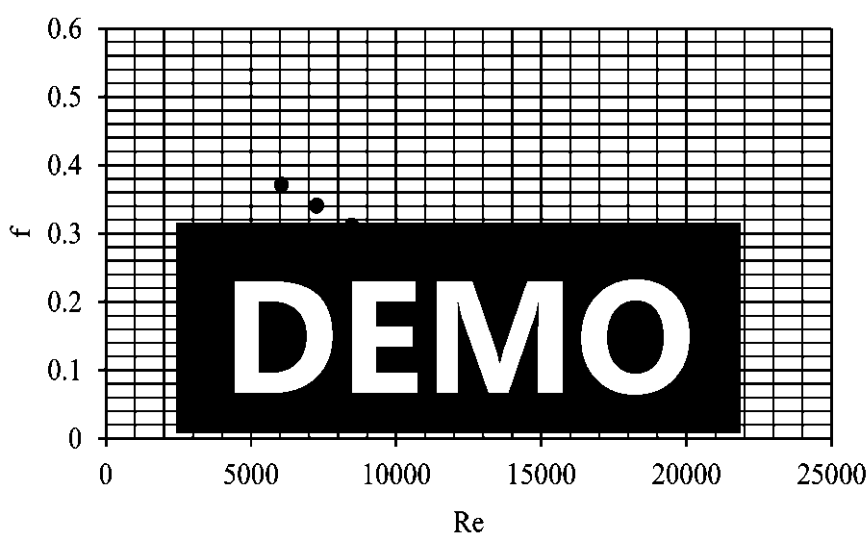


جایگزینی پره‌های دندانه‌دار به جای پره‌های حلقه‌ای ضریب انتقال حرارت ۴٪ و افزایش ضریب افت فشار را ۴۵٪ افزایش می‌یابد.



● CFD - Serrated ▲ CFD - Solid

شکل ۱۰ مقایسه نتایج عددی پارامتر $Nu / Pr^{0.33}$ بین پره‌های دندانه‌دار و حلقه‌ای



● CFD - Serrated ▲ CFD solid

شکل ۱۱ مقایسه نتایج عددی ضریب افت فشار بین پره‌های دندانه‌دار و حلقه‌ای

مجموعه مقالات هشتمین همایش ملی مبدل گرمایی

دوم دی ماه ۱۳۹۵، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما

۰۹۱۹۷۵۵۶۴۲۴ - (۰۲۱) ۸۸۶۷۱۶۷۶

مجریان: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران و هم اندیشان انرژی‌کیما

ثبت شده در پایگاه استنادی جهان اسلام ISC

www.Mobadel.ir



۵- نتیجه گیری

در انتهای پژوهش می‌توان دریافت که در صورت جایگزینی پره‌های دنداندار به جای پره‌های حلقه‌ای ضریب انتقال حرارت در محدوده رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ در حدود ۶/۵٪ و ضریب افت فشار ۵۸٪ بیشتر می‌شود. علت این پدیده افزایش میزان آشفته‌گی جریان به دلیل هندسه پره و همچنین نفوذ جریان سیال به ریشه‌ی پره‌ها می‌باشد. همچنین هندسه خاص پره‌های دنداندار سبب می‌شود توزیع درجه حرارت خروجی سیال یکنواخت‌تر و همگن‌تر باشد. نتایج آزمایشگاهی نیز در صورت جایگزینی پره‌های دنداندار به جای پره‌های حلقه‌ای افزایش ضریب انتقال حرارت را در حدود ۴٪ و افزایش ضریب افت فشار را ۴۵٪ بیان می‌کند. لذا استفاده از پره‌های دنداندار هم سبب افزایش در میزان ضریب انتقال حرارت شده و هم به دلیل وزن کمتری که نسبت به پره حلقه‌ای دارد، سبب کاهش وزن مبدل‌های طراحی شده با پره‌های دنداندار می‌شود.

۶- فهرست علائم

A	سطح (m^2)
c	ظرفیت گرمایی ویژه ($kJ.kg^{-1}.K^{-1}$)
D	قطر (m)
f	ضریب اصطکاک
G	فلاکس جرمی ($kg.m^{-2}$)
h	ضریب انتقال حرارت سیال ($W.m^{-2}.kg^{-1}$)
K	ضریب انتقال حرارت هدایتی ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
l	ارتفاع پره (m)
N	تعداد ردیف لوله‌های پره دار
n	تعداد پره بر واحد طول
Nu	عدد ناسلت
P	فشار (Pa)
Pr	عدد پرانتل
P	فاصله بین دو لوله پره دار (m)
Re	عدد رینولدز
s	فاصله بین دو پره (m)
t	ضخامت پره (m)
T	دما (K)
v	سرعت ($m.s^{-1}$)
μ	لزجت دینامیکی ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)
ρ	چگالی ($kg.m^{-3}$)
Ave	مقدار میانگین

مجموعه مقالات هشتمین همایش ملی مبدل گرمایی

دوم دی ماه ۱۳۹۵، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما

۰۹۱۹۷۵۵۶۴۲۴ - (۰۲۱) ۸۸۶۷۱۶۷۶

مجربان: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران و هم اندیشان انرژی‌کیما

ثبت شده در پایگاه استنادی جهان اسلام ISC

www.Mobadel.ir



c ورودی
f پره
l افقی
Max مقدار ماکزیمم
p فشار ثابت
r ریشه
s سطح پره
T عمودی

مراجع

- [1] Briggs, D. E. and Young, E. H., Convection heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., 59, 1–10 (1963).
- [2] Hewitt G. H., Shires G. L., Bott T. R. (1994). Process Heat Transfer, CRC Press Inc., ISBN 0–8493–9918–1, USA
- [3] Rabas, T. J., Eckels, P. W., and Sabatino, R. A., The effect of fin density on the heat transfer and pressure drop performance of low finned tube banks, Chem. Eng. Commun., 10, 127–147 (1981).
- [4] Robinson, K. K. and Briggs, D. E., Pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., 62, 177–184 (1966).
- [5] Erling Naess, 2010, Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles with staggered tube layouts, Norwegian University of Science and Technology, Dept of Energy and Process Engineering
- [6] Weierman, C. (1976). Correlations Ease The Selection of Finned Tubes. Oil and Gas Journal, Vol.74, No.36, pp. 94-100, ISSN 0030-1388
- [7] Mcilwain, S. R., A comparison of heat transfer around a single serrated finned tube and a plain finned tube, Proceedings of IJRRAS 2.2 (2010): 88.
- [8] J.P.Holman. Heat Transfer Sixth Edition, pp 301
- [9] Kuppan Thulukkanam, 2013, Heat Exchanger Design Handbook Second Edition, pp 145-236
- [10] Erling Naess, 2010, Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles with staggered tube layouts, Norwegian University of Science and Technology, Dept of Energy and Process Engineering
- [11] E. Martínez, W. Vicente, G. Soto, A. Campo and M. Salinas, Methodology to Calculate Boundary Conditions in a Single Isolated Helically Segmented Finned Tube Module