

مقایسه‌ی فنی و اقتصادی جایگزینی مبدل‌های پوسته و لوله با مبدل‌های حرارتی چندجریانی از نوع صفحه-پره‌یی در شبکه‌ی بازیافت حرارتی

مجتبی خرم‌منش (دانشجوی دکتری)

مجید عمیدپور (دانشیار)

مجید بازآرگان (استادیار)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

مبدل‌های حرارتی چندجریانی مبدل‌هایی هستند که در آن‌ها به‌طور همزمان انتقال حرارت بین چند جریان سرد و چند جریان گرم انجام می‌گیرد. از مبدل‌های حرارتی چندجریانی در مواردی که کارایی حرارتی بالا و حجم و وزن کم مدنظر باشد، استفاده می‌شود. از موارد کاربرد آن‌ها می‌توان به استفاده در فرایندهای فوق‌سردگازی در نقش پیش‌سردکننده‌ی سیال ورودی، چگالنده، ریبویار و چپار، در صنایع هوا فضا به‌منظور خنک‌کردن روغن و سوخت و همچنین خنک‌کردن کل مجموعه، و در سیستم‌های تهویه مطبوع در چگالنده‌ها و تبخیرکننده‌ها و مبدل‌های هوایی اشاره کرد. این مبدل‌ها به‌علت مزایای اقتصادی فراوان و کارایی حرارتی بالا، جایگزین بسیار مناسبی هستند برای شبکه‌ی مبدل‌های حرارتی، که عمدتاً از مبدل‌های پوسته و لوله تشکیل شده‌اند. از این موضوع به‌عنوان کاربرد جدید این مبدل‌ها نام برده می‌شود. در این نوشتار ابتدا نحوه‌ی طراحی مبدل‌های چندجریانی بیان شده و سپس عملکرد حرارتی و اقتصادی این نوع مبدل‌ها در مقایسه با مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله برای یک شبکه بازیافت حرارتی بررسی خواهد شد.

واژگان کلیدی: مبدل حرارتی چندجریانی، مبدل صفحه-پره‌ای، فتاوری پینچ، شبکه‌ی بازیافت حرارتی.

mkh_1981@yahoo.com
amidpour@kntu.ac.ir
Bazargan@kntu.ac.ir

۱. مقدمه

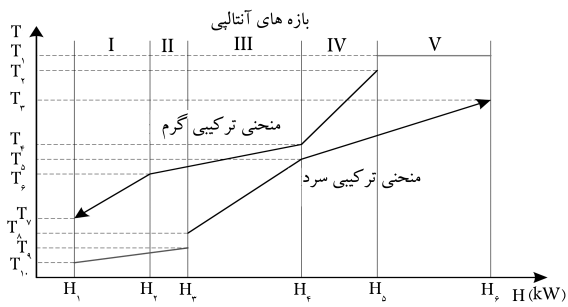
طرح هندسی مبدل حرارتی صفحه-پره‌یی به‌گونه‌یی است که آن را برای انتقال حرارت بین چند جریان سرد و گرم مناسب می‌سازد (شکل ۱). برخی از مزایای استفاده از مبدل حرارتی چندجریانی در شبکه‌ی بازیافت حرارتی عبارت‌اند از:

- صرفه‌جویی عمده در فضا؛
- کاهش وزن مجموعه مبدل‌ها؛
- کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه؛
- کاهش تجهیزات نگه‌دارنده‌ی^۱ مجموعه مبدل‌ها؛
- بالاترین بازده حرارتی مجموعه؛
- کاهش پیچیدگی تجهیزات و در نتیجه کنترل بهتر و راحت‌تر فرایند؛
- ایمنی بالاتر مجموعه.

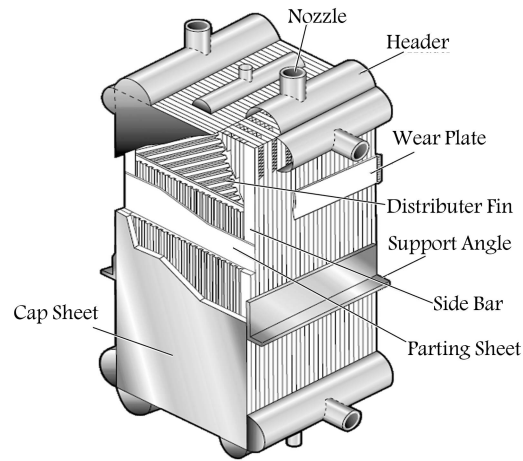
— نظیر فشار عملیاتی کم (تا ۵۰ بار)، دمای عملیاتی نسبتاً کم (تا ۶۵۰ درجه سانتی‌گراد) و لزوم استفاده از سیالات تمیز— کاربرد آن‌ها را محدود کرده است. از آنجا که در این مبدل‌ها انتقال حرارت بین چندین جریان گرم و سرد صورت می‌گیرد، انتقال حرارت دارای پیچیدگی‌های خاصی است که علت آن، ویژگی‌های متفاوت فیزیکی و فرایندی جریان‌ها است. با توجه به این که در یک مبدل حرارتی چندجریانی تعداد بسیار زیادی کانال عبور جریان وجود دارد، محاسبات مربوط به انتقال حرارت برای تک تک کانال‌ها بسیار دشوار است. بنابراین فرض‌هایی برای ساده‌سازی محاسبات ارائه شده است.^[۱] یکی از این فرضیات عبارت است از دمای مشترک دیواره^۲، که مطابق آن دمای سطوح جداکننده‌ی جریان‌ها برای تمام کانال‌های جریان در راستای عمود بر مسیر جریان ثابت در نظر گرفته می‌شود. این فرض علی‌رغم کاهش حجم محاسبات در مقایسه با سایر فرضیات ساده‌سازی ارائه شده، از دقت قابل قبولی برخوردار است.^[۱]

بر مبنای استفاده از این فرضیات، روش‌های گوناگونی برای تعیین اندازه^۳ و ارزیابی^۴ ارائه شده‌اند. در زمینه‌ی بررسی عملکرد حرارتی مبدل‌های چندجریانی می‌توان به ارائه‌ی الگوریتم ارزیابی در سال ۱۹۹۷ و ارائه یک مدل ریاضی به‌منظور

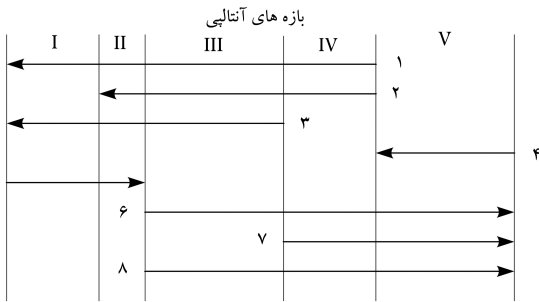
طراحی این نوع مبدل‌های حرارتی به‌سبب وجود مشکلاتی نظیر دماهای ورودی و خروجی متفاوت جریان‌ها، پارامترهای فیزیکی متفاوت (چگالی، لزجت، افت فشار مجاز و...) با چالش‌هایی مواجه است. همچنین ویژگی‌های خاص این نوع مبدل‌ها



شکل ۲. نمودار ترکیبی شبکه‌ی متشکل از سه جریان سرد و سه جریان گرم، و بارهای خارجی سرد و گرم.^[۴]



شکل ۱. مبدل حرارتی صفحه‌پره‌یی.^[۷]



شکل ۳. بازه‌های آنتالپی شبکه‌ی مورد بحث.^[۴]

مقدار حرارت قابل بازیافت، و قسمت‌های غیر هم‌پوشانی شده نیز معرف مقدار بار سرد و گرم خارجی مورد نیاز فرایند برای ایجاد موازنه‌ی حرارتی است. تغییر در شیب منحنی، بیان‌گر ورود یا خروج جریان‌ها است. اگر یک خط عمودی در محل شکستگی‌های منحنی سرد یا گرم کشیده شود، بازه‌های آنتالپی حاصل می‌شوند. شکل ۳ بازه‌های آنتالپی را در یک شبکه‌ی بازیافت حرارتی نشان می‌دهد.

۲.۲. تعیین افت فشار و تقسیم جریان در بازه‌های آنتالپی برای

دستیابی به بار حرارتی یکنواخت

افت فشار مجاز هر جریان در یک بازه‌ی آنتالپی، با کسر بار حرارتی جریان در آن بازه به بار حرارتی کل جریان تناسب خطی دارد.^[۱]

$$\Delta P_{i,Interval} = \left[\frac{\Delta H_{i,Interval}}{\Delta H_{i,Total}} \right] \Delta P_{i,Total} \quad (1)$$

برای انتقال حرارت یکنواخت در هر بازه، جریان‌های سرد و گرم باید به‌گونه‌ی تقسیم شوند که تعداد کانال‌های سرد و گرم با هم برابر باشند (شکل ۴). بنابر این مطابق رابطه‌ی ۲ جریان‌ها تقسیم می‌شوند:^[۱]

$$\frac{CP_{Hot Passage}}{CP_{Cold Passage}} = \frac{1}{\sum \frac{CP_{Cold}}{CP_{Hot}}} \quad (2)$$

۳.۲. طراحی حجم مبدل و تعیین ارتفاع هر قطعه از مبدل و تعداد

کانال‌ها

روش طراحی موجود با هدف استفاده از بیشینه‌ی افت فشار مجاز انجام می‌گیرد، به این صورت که در هر بازه‌ی آنتالپی، جریانی که دارای کم‌ترین میزان افت فشار در آن بازه است، می‌تواند از تمام افت فشار مجاز خود استفاده کند که این جریان را «جریان

پیش‌بینی عملکرد حرارتی مبدل چندجریانی تک بعدی در سال ۲۰۰۲ اشاره کرد.^[۵-۲] در روش‌های معمول طراحی تعیین اندازه، برای هر جریان در هر بازه طراحی انجام می‌گیرد و طول قطعه براساس بار حرارتی و افت فشار جریان مورد نظر تعیین می‌شود. سپس با انتخاب یک طول، و با استفاده از یک روش تکرار شونده، نوع پره برای سایر جریان‌ها انتخاب می‌شود تا تمامی جریان در ابعاد تعیین شده به انتقال حرارت بپردازند.^[۵،۶] در روش طراحی ارائه شده در سال ۲۰۰۲، استفاده از بیشینه‌ی افت فشار مجاز جریان به‌عنوان یکی از اهداف طراحی انتخاب شده است که به کاهش سطح انتقال حرارت منجر می‌شود.^[۷،۴] از سوی دیگر، به علت استفاده از منحنی ترکیبی در طراحی از قابلیت استفاده در شبکه‌ی بازیافت حرارتی برخوردار است.

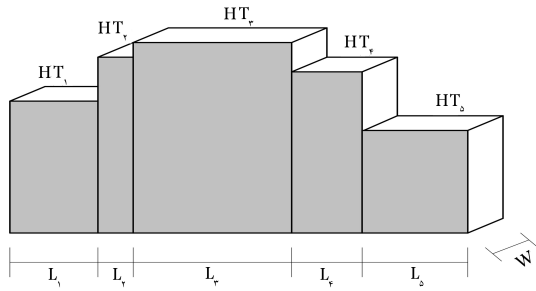
۲. طراحی مبدل حرارتی چندجریانی از نوع صفحه‌پره‌یی

روش طراحی ارائه شده در سال ۲۰۰۲ یکی از کارآمدترین و بهترین روش‌های طراحی این نوع مبدل‌ها است که با بهره‌گیری از فناوری پینچ، صرفه‌جویی عمده‌ی در میزان بارهای سرد و گرم خارجی مورد نیاز به وجود می‌آورد. در روش طراحی مورد نظر فرض‌هایی برای ساده‌سازی انجام گرفته است: حالت پایا، انتقال حرارت تک‌فازی، انتقال حرارت ناچیز و قابل اغماض با محیط، خصوصیات فیزیکی ثابت، ضرایب انتقال حرارت ثابت، انتقال حرارت رسانایی طولی ناچیز در صفحات، آرایش جریان مخالف هم^۵ و دمای مشترک دیواره. به‌طور کلی طراحی مبدل‌های چندجریانی براساس استفاده از منحنی‌های ترکیبی است که با توجه به آن، بازه‌های آنتالپی^۶ تعیین می‌شوند. برای هر یک از این بازه‌ها قطعه‌ی طراحی می‌شود که پس از طراحی کلیه قطعه‌ها برای تمام بازه‌ها، طرح مبدل چندجریانی مورد نظر حاصل می‌شود. با توجه به موارد فوق، مراحل جایگزینی و طراحی این مبدل در یک شبکه به شرح زیر است:^[۱]

۱.۲. رسم نمودار T-H یا منحنی ترکیبی و تعیین بازه‌های آنتالپی و

محدوده‌ی دمایی جریان‌ها

منحنی ترکیبی (شکل ۲) معرف موازنه‌ی حرارتی کل فرایند است که از یک منحنی سرد و یک منحنی گرم تشکیل شده است. منحنی گرم نشان‌گر حرارتی است که باید از جریان‌های گرم فرایند انتقال داده شود و منحنی سرد نیز نمایان‌گر حرارتی است که باید توسط جریان‌های سرد فرایند دریافت شود. هم‌پوشانی دو منحنی نشان‌گر



شکل ۵. قطعات طراحی شده میبدل چندجریانی [۴]

با محاسبه‌ی این مقادیر برای جریان‌های بحرانی و مرجع، نوع پره برای تمام جریان‌ها معین می‌شود.

۵.۲. انجام اصلاحات بر روی افت فشارها برای دستیابی به ارتفاع یکسان در تمام قطعات میبدل

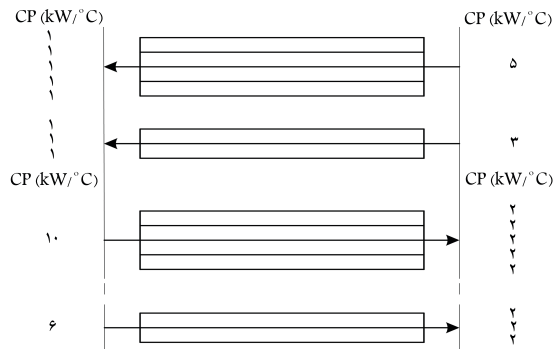
پس از انجام مراحل فوق برای تمام بازه‌ها، قطعاتی با ارتفاع مختلف به دست می‌آید (شکل ۵). برای رسیدن به یک ارتفاع یکنواخت برای کل میبدل، ارتفاع یک قطعه را به عنوان مرجع انتخاب کرده و با داشتن مقدار ارتفاع برای قطعه‌های غیر مرجع و تکرار محاسبات، ابعاد قطعات اصلاح و طراحی کامل می‌شود.

۳. الگوریتم طراحی بهینه میبدل‌های چند جریانی صفحه پره‌یی

در روش طراحی پیکونونز (۲۰۰۲)، سطح انتقال حرارت کلی مورد نیاز بستگی به انتخاب اولیه‌ی نوع پره برای جریان‌های مرجع و بحرانی دارد. بنابراین با انتخاب پره‌های



الگوریتم ۱. طراحی بهینه میبدل‌های چند جریانی صفحه‌پره‌یی.



شکل ۴. تقسیم جریان‌ها برای رسیدن به انتقال حرارت یکنواخت [۴]

بحرانی^۷، و جریانی را که با این جریان جفت می‌شود «جریان مرجع»^۸ می‌نامند. ابتدا برای این جریان‌ها پره انتخاب می‌شود و طراحی براساس این دو جریان آغاز می‌شود و بعد از تعیین حجم کل قطعه، با در نظر گرفتن سایر جریان‌ها ابعاد قطعه تعیین می‌شود. برای تعیین حجم، تشکیل مدل ترموهیدرولیکی که بیان‌کننده‌ی ارتباط بین افت فشار اصطکاکی و ضریب انتقال حرارت برای هر جریان است ضرورت می‌یابد. بنابراین ابتدا باید ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک تعیین شوند. عملکرد حرارتی (که با ضریب کولبرن بیان می‌شود) و ضریب اصطکاک هر دو تابعی از عدد رینولدز هستند.^[۹،۸] با حذف عدد رینولدز، مدل ترموهیدرولیکی مورد نظر به دست می‌آید.^[۴]

$$V_T = \frac{Q}{\Delta T_{LM}} \left[\frac{1}{\eta_1 \alpha_1} \left[\frac{1}{h_1} + R_1 \right] + \frac{1}{\eta_2 \alpha_2} \left[\frac{1}{h_2} + R_2 \right] + R_w \right] \quad (3)$$

$$h = \left[\left[\frac{K_h^{1-b}}{K_p} \right] \frac{\Delta P}{V_T} \right]^{\frac{1-b}{1-b}} \quad (4)$$

$$K_p = \frac{am^{1-y} \mu^y \alpha}{\nu \rho d_h^y} \quad (5)$$

$$K_h = \frac{am^{1-b} \mu^b C_p}{d_h^b Pr^{\frac{1}{4}}} \quad (6)$$

با حل این مدل، حجم قطعه و مقادیر h و ΔP برای هر جریان تعیین می‌شود. سپس طول قطعه (با ثابت در نظر گرفتن عرض قطعه) و در نهایت ارتفاع هر قطعه محاسبه می‌شود.

۴.۲. انتخاب مناسب سطوح انتقال حرارت ثانویه برای سایر جریان‌ها

با توجه به این نکته که طول و عرض هر قطعه تعیین شده است، با استفاده از رابطه‌ی ۷ مناسب برای سایر جریان‌ها انتخاب می‌شود:^[۴]

$$\eta h A = \eta h \beta V \quad (7)$$

از آنجا که مقادیر طول و عرض تمام کانال‌ها در یک قطعه برابرند، لذا $(\eta h A)_{eff}$ به شرح زیر تعریف می‌شود:^[۴]

$$(\eta h A)_{eff} = \eta h \beta \delta \quad (8)$$

با توجه به فرض دمای مشترک دیواره رابطه‌ی ۹ به دست می‌آید:

$$(\eta h \beta \delta)_{Cold} = C t e \quad (9)$$

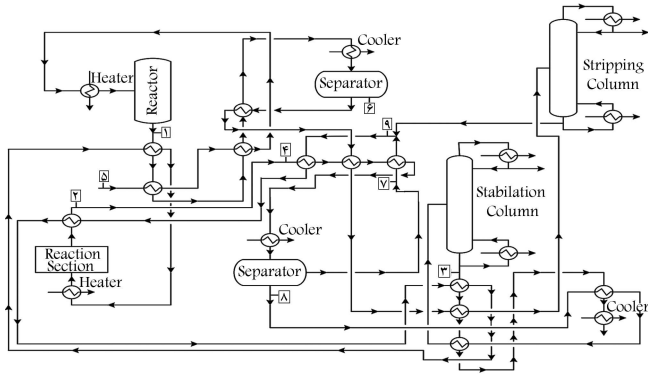
$$(\eta h \beta \delta)_{Hot} = C t e$$

و خروج و پارامترهای فیزیکی و عملیاتی جریان‌های فرایند است. به منظور تعیین بازه‌های آنتالپی و رسم نمودار ترکیبی، باید ابتدا کم‌ترین اختلاف دمای بهینه^۹ تعیین شود. این مقدار با استفاده از هدف‌گذاری سطح و انرژی معین می‌شود. مطابق جدول ۲ برای این شبکه در $\Delta T_{min} = 15^\circ C$ هزینه‌های سطح انتقال

مختلف برای این جریان‌ها، سطح انتقال حرارت مختلفی به دست می‌آید. در نتیجه سطح انتقال حرارت کمیته با استفاده از این روش حاصل نمی‌شود. کد طراحی موجود با انتخاب پره‌های مختلف برای جریان‌های مرجع و بحرانی و محاسبه‌ی سطح انتقال حرارت کلی، حداقل سطح انتقال حرارت و پره‌هایی که موجب این سطح انتقال حرارت هستند، را شناسایی می‌کند و طراحی را بهینه می‌سازد. (الگوریتم ۱)

۴. توسعه‌ی مدل در یک مورد مطالعاتی

از مبدل‌های حرارتی چندجریانی صفحه‌پره‌بی به عنوان نسل جدید مبدل‌های حرارتی نام برده می‌شود، ولی تاکنون تحقیق مدونی درباره‌ی مقایسه‌ی استفاده از آن‌ها به جای مبدل‌های پوسته و لوله در شبکه‌های بازیافت حرارتی نشده است. نوشتار حاضر حاصل تحقیق بر روی سه شبکه‌ی بازیافت حرارتی و استفاده از این مبدل‌ها است؛ شبکه‌ی بازیافت حرارتی ارائه شده توسط احمد و لینهوف به عنوان نمونه انتخاب شده و نتایج فنی و اقتصادی جایگزینی مبدل‌ها به‌طور کامل بررسی شده است (شکل ۶).^[۱۰] فرایند مورد بررسی احمد و لینهوف از ۹ جریان، (۴ جریان گرم و ۵ جریان سرد) تشکیل شده است. اطلاعات مربوط به جریان‌های فرایند در جدول ۱ ارائه شده است. این جدول حاوی اطلاعات مربوط به دماهای ورود



شکل ۶. شبکه بازیافت حرارتی ارائه شده توسط احمد و لینهوف با استفاده از مبدل‌های پوسته و لوله.^[۸]

جدول ۱. مشخصات فرایندی جریان‌ها.

Name	T_s	T_1	Mass flow rate (kg/s)	ΔP (Pa)	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kgK)	μ (N.s/m ²)	K (W/m.K)	R (m ² .K/W)
H1	220	60	26.6	62000	730	2250	0.0003	0.12	0.000053
H2	327	40	47.6	86000	700	2120	0.0004	0.12	0.000053
H3	160	60	160	50000	800	2500	0.0003	0.12	0.000053
H4	220	160	74.4	45000	920	2150	0.0003	0.12	0.000053
C1	85	138	125	35000	830	2800	0.0002	0.12	0.000053
C2	140	300	133	65000	850	1500	0.0005	0.12	0.000053
C3	35	164	25	55000	810	2800	0.0003	0.12	0.000053
C4	60	170	35	55000	780	1715	0.0005	0.12	0.000053
C5	100	300	47.6	97000	800	2100	0.0004	0.12	0.000053

جدول ۲. نتایج هدف‌گذاری زنجیره‌ی برای جریان‌های فرایند.

ΔT_{min}	QH (MW)	QC (MW)	Area (m ²)	QH Cost (\$/Yr)	QC Cost (\$/Yr)	Energy cost (\$/Yr)	Capital cost (\$)	Annual capital cost (\$)	Total annual cost (\$)
4	14.7	16.42	43954	1102500	164200	1266700	13595702.11	3140607.187	4407307.187
6	15.56	17.28	21992	1167000	172800	1339800	7665486.91	1770713.161	3110513.161
8	16.42	18.14	14700	1231500	181400	1422900	5495463.38	1269452.41	2682353.41
10	17.28	19	11450	1296000	190000	1486000	4471832.27	1032993.254	2518993.254
13	18.57	20.29	9392	1392750	202900	1595650	3798276.922	877401.969	2473051.969
15	19.43	21.15	8167	1457250	211500	1668750	3385563.966	782065.2762	2450815.276
16	19.85	21.57	7852	1488750	215700	1704450	3277784.781	757168.2845	2461618.284
17	20.29	22.01	7503	1521750	220100	1741850	3157509.276	729384.6428	2471234.643
19	21.15	22.87	7260	1586500	228700	1814950	3073203.51	709910.108	2524860.108

از روش طراحی ذکر شده، ابعاد قطعه‌ها تعیین، و پارامترهای هیدرولیکی و حرارتی تمامی جریان‌ها معین می‌شوند. در جدول ۴ ابعاد اولیه‌ی قطعات مبدل حرارتی چندجریانی ارائه شده است. حال با در نظر گرفتن بیشترین ارتفاع قطعه (قطعه‌ی ۵) ارتفاع تمامی قطعات اصلاح می‌شود و ابعاد نهایی مبدل حرارتی مورد نظر حاصل می‌شود. پارامترهای حرارتی و هیدرولیکی جریان‌ها نیز با توجه به ابعاد جدید اصلاح می‌شوند. جداول ۵ تا ۱۵ اطلاعات نهایی مبدل حرارتی چندجریانی مورد نظر را شامل می‌شوند. جدول ۱۶ نتایج حاصل از هدف‌گذاری با استفاده از مبدل‌های صفحه-پره‌یی را نشان می‌دهد.

نتایج بررسی لینهوف و احمد پس از هدف‌گذاری سطح و انرژی مطابق جدول ۱۷ است. در این مورد فرض بر آن بوده است که ضریب انتقال حرارت جریان‌ها در مبدل پوسته و لوله $500 W/m^2.K$ باشد.^[۱۰]

۵. بحث در نتایج

با توجه به ابعاد و سطح انتقال حرارت مبدل حرارتی چندجریانی طراحی شده، شبکه برای دو حالت ذکر شده، مورد بررسی و مقایسه‌ی فنی و اقتصادی قرار خواهد گرفت. برای محاسبه‌ی هزینه‌ی مبدل‌های چندجریانی از نوع صفحه-پره‌یی رابطه‌ی در دسترس نیست، ولی هزینه‌ی سرمایه‌گذاری مبدل‌های چندجریانی قاب و صفحه‌ای از رابطه زیر تعیین می‌شود:^[۱۱]

$$Cost(\$) = 30000 + 1900A^{0.78} \quad (10)$$

با توجه به مواد اولیه‌ی بیشتر و فناوری پیشرفته‌تر مورد نیاز به منظور تولید مبدل‌های چندجریانی از نوع صفحه-پره‌یی، هزینه‌ی سرمایه‌گذاری اولیه‌ی این نوع مبدل در مقایسه با مبدل‌های قاب و صفحه‌یی در یک سطح انتقال با حرارت یکسان بیشتر است که برای کاهش خطا در محاسبه‌ی هزینه، رابطه‌ی فوق به صورت رابطه‌ی ۱۱ اصلاح می‌شود.^[۱۱]

$$Cost(\$) = 30000 + 1900A^{0.82} \quad (11)$$

هزینه‌ی مصرف بار سرد خارجی برابر $10 \$/kW.Yr$ ، و هزینه‌ی بار گرم خارجی برابر $75 \$/kW.Yr$ (مطابق با مقادیر احمد و لینهوف) در نظر گرفته شده است. طول عمر واحد (n) فرایندی ۵ ساله و نرخ بهره‌ی سالانه (I) برابر ۵٪ در نظر گرفته می‌شود. بنابراین فاکتور هزینه‌ی سرمایه‌گذاری سالانه برابر است با:

$$AnnualCostFactor = \frac{I(1+I)^n}{(1+I)^n - 1} \quad (12)$$

نتایج حاصل از محاسبات اقتصادی روی شبکه برای هر دو نوع مبدل مطابق جدول ۱۸ خواهد بود. چنان‌که ملاحظه می‌شود در صورت استفاده از مبدل‌های حرارتی در شبکه‌ی مورد بحث سالانه در حدود ۶۷۰ هزار دلار صرفه‌جویی در هزینه‌ها خواهیم داشت. علاوه بر این کاهش عمده در وزن مجموعه موجب کاهش هزینه‌های عملیاتی و همچنین هزینه‌های مربوط به نگه‌دارنده‌ها و فونداسیون‌ها خواهد شد. از سوی دیگر، به علت کم‌تر بودن سطح انتقال حرارت مورد نیاز (به علت بالا بودن ضریب انتقال حرارت جریان‌ها) و همچنین نسبت سطح در واحد حجم بسیار زیاد مبدل‌های حرارتی صفحه-پره‌یی ($1300 - 1000 m^2/m^3$) نسبت به مبدل پوسته و لوله $150 - 135 m^2/m^3$ ، فضای مورد نیاز به طور چشم‌گیری کاهش می‌یابد (در مبدل چندجریانی مورد بحث و با توجه به جدول ۴، حجم

حرارت و بارهای سرد و گرم خارجی در کم‌ترین مقدار است، بنابراین این اختلاف دما به عنوان کم‌ترین اختلاف دمای بهینه انتخاب شده و جداول براساس آن ارائه شده‌اند.

جدول ۳ مربوط به دماهای ورود و خروج جریان‌ها در هر بازه است. با استفاده

جدول ۳. دماهای ورودی و خروجی جریان‌ها در هر بازه‌ی آنتالپی ($\Delta T_{min} = 15^\circ C$)

Interval	T _{H.In} (°C)	T _{H.Out} (°C)	T _{C.In} (°C)	T _{C.Out} (°C)	ΔT _{LM} (°C)
۱	۳۲۷	۲۲۰	۱۹۹٫۶	۲۳۵٫۲	۴۷٫۴۴
۲	۲۲۰	۱۹۲٫۳	۱۷۰	۱۹۹٫۶	۲۱٫۳۴
۳	۱۹۲٫۳	۱۸۵٫۶	۱۶۴	۱۷۰	۲۱٫۹۴
۴	۱۸۵٫۶	۱۶۰	۱۴۵	۱۶۴	۱۸٫۱
۵	۱۶۰	۱۵۶٫۲	۱۴۰	۱۴۵	۱۵٫۶
۶	۱۵۶٫۲	۱۵۵٫۳	۱۳۸	۱۴۰	۱۶٫۷۴
۷	۱۵۵٫۳	۱۱۶	۱۰۰	۱۳۸	۱۶٫۶۴
۸	۱۱۶	۱۰۳٫۲	۸۵	۱۰۰	۱۷٫۰۸
۹	۱۰۳٫۲	۹۷٫۳	۶۰	۸۵	۲۶٫۶۱
۱۰	۹۷٫۳	۹۴٫۳	۳۵	۶۰	۴۷٫۴۵

جدول ۴. ابعاد اولیه‌ی قطعه‌های مبدل چندجریانی.

Interval	Length(m)	Width(m)	Height(m)
۱	۰٫۸	۱٫۳	۰٫۲۵
۲	۰٫۵	۱٫۳	۰٫۶۶
۳	۰٫۱۲	۱٫۳	۰٫۷۶
۴	۰٫۵۴	۱٫۳	۱٫۰۳
۵	۰٫۰۸	۱٫۳	۱٫۳
۶	۰٫۰۴	۱٫۳	۱٫۰۱
۷	۰٫۷۴	۱٫۳	۱٫۲۴
۸	۰٫۲۶	۱٫۳	۱٫۱۵
۹	۰٫۳۸	۱٫۳	۰٫۴۳
۱۰	۰٫۱۳	۱٫۳	۰٫۳۳

جدول ۵. ابعاد نهایی قطعه‌های مبدل چندجریانی.

Interval	Length(m)	Width(m)	Height(m)
۱	۰٫۳۷	۱٫۳	۱٫۳
۲	۰٫۳۳	۱٫۳	۱٫۳
۳	۰٫۰۹	۱٫۳	۱٫۳
۴	۰٫۴۷	۱٫۳	۱٫۳
۵	۰٫۰۸	۱٫۳	۱٫۳
۶	۰٫۰۳	۱٫۳	۱٫۳
۷	۰٫۷۲	۱٫۳	۱٫۳
۸	۰٫۲۳	۱٫۳	۱٫۳
۹	۰٫۲۲	۱٫۳	۱٫۳
۱۰	۰٫۰۷	۱٫۳	۱٫۳

جدول ۶. پارامترهای نهایی حرارتی و هیدرولیکی جریان‌های قطعه ۱.

Stream	No. of passages	Surface type	$\eta hA(W/^{\circ}C)$	Re	$h(W/m^2.k)$	$\Delta P(Pa)$	Area(m ²)
H2	۱۷,۱۲	Strip ۱,۱۰-۱۹,۳۵	۲۹۳۳,۸	۴۴۹,۷	۱۳۲۸,۳	۸۲۳,۳۴	۳۹۲
C2	۱۱۴,۰۵	perforated ۱۳,۹۵P	۲۶۵۴,۷	۱۱۳۰	۹۰۹,۱۷	۴۵۵,۹۳	۳۴۸,۶۸
C۵	۵۷,۱۴۷	perforated ۱۳,۹۵P	۲۶۷۴,۷	۱۱۵۳	۹۱۶,۳۳	۲۴۵,۲۵	۱۷۴,۷۱

جدول ۷. پارامترهای نهایی حرارتی و هیدرولیکی جریان‌های قطعه ۲.

Stream	No. of passages	Surface type	$\eta hA(W/^{\circ}C)$	Re	$h(W/m^2.k)$	$\Delta P(Pa)$	Area(m ²)
H1	۲۲,۵۱۷	Srtip ۱,۹-۲۵,۰۱	۷۸۰,۱,۵	۸۹۱,۷	۲۰۵۴,۲	۱۵۶۳,۲	۱۱۶,۱۵
H2	۳۷,۹۶۵	Strip ۱,۹-۲۵,۰۱	۷۶۶۳,۶	۸۰۴,۵	۲۰۰۷,۲	۱۹۹۲۲,۷	۱۹۵,۸۵
H4	۶۰,۱۸	Strip ۱,۸-۲۰,۰۶D	۷۵۲۴,۵	۱۰۸۴	۱۹۹۰,۴	۱۰۶۳,۷	۳۰۳,۰۲
C2	۸۰,۳۸۵	Strip ۱,۹-۲۵,۰۱	۷۶۰۰,۸	۸۴۹,۳	۱۹۸۵,۹	۲۶۹۱,۴	۴۱۴,۶۷
C۵	۴۰,۲۷۷	Strip ۱,۹-۲۵,۰۱	۷۶۲۷,۵	۸۶۶,۶	۱۹۹۴,۹	۱۴۴۵,۹	۲۰۷,۷۷

جدول ۸. پارامترهای نهایی حرارتی و هیدرولیکی جریان‌های قطعه ۳.

Stream	No. of passages	Surface type	$\eta hA(W/^{\circ}C)$	Re	$h(W/m^2.k)$	$\Delta P(Pa)$	Area(m ²)
H1	۱۹,۹۲۳	Strip ۱,۹-۲۵,۰۱	۲۱۹۲,۳	۱۰۰۸	۲۱۹۹,۳	۵۰۴,۲۳	۲۷,۴۱۱
H2	۳۳,۵۹۲	Strip ۱,۹-۲۵,۰۱	۲۱۵۳,۹	۹۰۹,۲	۲۱۴۹	۶۲۰,۱۹	۴۶,۲۱۸
H4	۵۳,۲۴۸	Strip ۱,۸-۲۰,۰۶D	۲۱۱۴,۳	۱۲۲۵	۲۱۲۷,۸	۳۴۲,۶۲	۷۱,۵۰۸
C2	۵۹,۲۴۹	Strip ۱,۸-۱۶,۰۰D	۱۹۲۲,۶	۱۱۸۲	۱۹۲۹,۱	۵۵۲,۱۹	۷۹,۴۸۶
C4	۱۷,۸۲۷	Strip ۱,۸-۱۶,۰۰D	۱۸۸۸,۴	۱۰۷۷	۱۸۸۵,۳	۴۷۸,۲۴	۳۳,۹۱۶
C۵	۲۹,۶۸۷	Strip ۱,۸-۱۶,۰۰D	۱۹۳۰	۱۲۰۶	۱۹۳۸,۷	۲۹۶,۸۷	۳۹,۸۲۷

جدول ۹. پارامترهای نهایی حرارتی و هیدرولیکی جریان‌های قطعه ۴.

Stream	No. of passages	Surface type	$\eta hA(W/^{\circ}C)$	Re	$h(W/m^2.k)$	$\Delta P(Pa)$	Area(m ²)
H1	۱۵,۹۳۷	Strip ۱,۹-۲۵,۰۱	۱۲۹۰,۸	۱۲۶۰	۲۴۹۱	۳۸۲۳,۶	۱۱۷,۵۵
H2	۲۶,۸۷۱	Strip ۱,۹-۲۵,۰۱	۱۲۶۸۶	۱۱۳۷	۲۴۳۴	۴۷۰,۲,۹	۱۹۸,۱۹
H4	۴۲,۵۹۴	Strip ۱,۸-۲۰,۰۶D	۱۲۴۴۹	۱۵۳۱	۲۴۰۳,۴	۲۵۹۱,۴	۳۰۶,۶۴
C2	۳۹,۶۷	Strip ۱,۸-۱۳,۹۵	۱۱۳۰,۱	۱۷۳۰	۲۳۰۰,۶	۳۶۸۶,۴	۲۹۱,۰۴
C3	۱۳,۹۱۹	Strip ۱,۸-۱۳,۹۵	۱۱۵۱۴	۱۸۵۴	۲۳۵۹,۶	۱۰۸۷,۷	۱۰۲,۱۲
C4	۱۱,۹۳۶	Strip ۱,۸-۱۳,۹۵	۱۱۰۲۰	۱۵۷۶	۲۲۲۳,۲	۳۱۵۹,۴	۸۷,۵۶۶
C۵	۱۹,۸۷۷	Strip ۱,۸-۱۳,۹۵	۱۱۳۶۳	۱۷۶۵	۲۳۱۷,۷	۱۹۸۶,۴	۱۴۵,۸۲

جدول ۱۰. پارامترهای نهایی حرارتی و هیدرولیکی جریان‌های قطعه ۵.

Stream	No. of passages	Surface type	$\eta hA(W/^{\circ}C)$	Re	$h(W/m^2.k)$	$\Delta P(Pa)$	Area(m ²)
H1	۲۸,۵۲۶	Strip ۱,۸-۱۹,۸۶	۱۲۶۱,۱	۱۵۰۴	۲۴۲۱,۳	۶۴۵,۶۵	۱۶,۳۱۶
H2	۴۸,۰۹۶	Strip ۱,۱۰-۱۹,۳۵	۱۲۳۵,۲	۱۶۰۱	۲۷۳۸,۳	۱۱۳۸,۷	۲۳,۳۱۲
H3	۱۹,۰۶۵	Strip ۱,۸-۱۹,۸۶	۱۲۶۶,۸	۱۵۳۴	۲۴۳۳,۱	۴۷۲,۳۱	۱۰۹,۰۵
C2	۱۲۴,۱۵	Strip ۱,۱۰-۱۹,۳۵	۱۰۹۶,۴	۱۳۸۶	۲۴۱۱	۱۱۷۱	۶۰,۱۷۴
C3	۴۳,۵۶۱	Strip ۱,۱۰-۱۹,۳۵	۱۱۱۸	۱۴۸۵	۲۴۶۱,۵	۳۴۴,۱	۲۱,۱۱۴
C4	۳۷,۳۵۴	Strip ۱,۱۰-۱۹,۳۵	۱۰۷۸,۴	۱۲۶۳	۲۳۶۸,۸	۱۰۳۶,۵	۱۸,۱۰۵
C۵	۶۲,۲۰۵	Strip ۱,۱۰-۱۹,۳۵	۱۱۰۵,۹	۱۴۱۵	۲۴۳۳,۲	۶۳۵,۳۴	۳۰,۱۵

جدول ۱۱. پارامترهای نهایی حرارتی و هیدرولیکی جریان‌های قطعه ۶.

Stream	No. of passages	Surface type	$\eta hA(W/^{\circ}C)$	Re	$h(W/m^2.k)$	$\Delta P(Pa)$	Area(m ²)
H1	۱۲,۲۳۲	Louv ۱,۴b-۱۱,۱	۵۶۱,۴۴	۲۵۷۴	۱۸۰۷,۹	۱۲۹,۳۴	۴,۸۳۷۷
H2	۲۰,۶۲۵	Perforated ۱۳,۹۵p	۵۴۸,۰۴	۲۷۹۶	۱۸۲۰,۵	۱۶۴,۶۹	۶,۷۷۴۷
H3	۸۱,۷۵۴	Louv ۱,۴b-۱۱,۱	۵۶۴,۷	۲۶۲۶	۱۸۲۰,۸	۹۴,۹۸۸	۳۲,۳۳۲
C3	۳۴,۸۸۴	Strip ۱,۸-۱۳,۹۵	۵۹۱,۵	۷۳۹,۷	۱۲۴۰	۱۹,۱۳	۲۱,۵۱۸
C4	۲۹,۹۱۳	Strip ۱,۸-۱۹,۸۶	۶۱۴,۸۶	۱۳۳۶	۲۳۱۷,۳	۵۱۳,۵۲	۸,۶۸۴۴
C۵	۲۹,۸۱۴	Strip ۱,۸-۱۹,۸۶	۶۳۰,۸۱	۱۴۹۷	۲۳۸۲,۹	۳۱۴,۷۶	۱۴,۴۶۲

جدول ۱۲. پارامترهای نهایی حرارتی و هیدرولیکی جریان‌های قطعه ۷.

Stream	No. of passages	Surface type	$\eta hA(W/^{\circ}C)$	Re	$h(W/m^2.k)$	$\Delta P(Pa)$	Area(m^2)
H1	۲۲,۱۸۸	Strip ۱,۸-۱۹,۸۶	۱۳۳۰۱	۱۹۳۳	۲۸۰۰,۷	۸۶۴۷,۲	۱۱۷,۲۴
H2	۳۷,۴۱۱	Strip ۱,۸-۱۹,۸۶	۱۲۹۹۸	۱۷۴۴	۲۷۳۰,۵	۱۰۷۱۹	۱۹۷,۶۸
H3	۱۴۸,۲۹	Strip ۱,۸-۱۹,۸۶	۱۳۳۵۹	۱۹۷۲	۲۸۱۴,۴	۶۳۲۵,۷	۷۸۳,۵۶
C1	۱۲۵,۴۵	Strip ۱,۹-۲۴,۱۲	۱۷۴۰۱	۲۸۳۶	۳۷۵۸,۳	۹۸۵۳,۹	۶۳۸,۴۳
C3	۲۵,۰۹۱	Strip ۱,۹-۲۵,۰۱	۱۷۶۹۵	۱۰۲۳	۲۱۵۳	۲۰۶۲,۵	۲۸۳,۲
C4	۲۱,۵۱۵	Strip ۱,۹-۲۵,۰۱	۱۷۲۰۸	۸۶۹,۸	۲۰۷۵,۹	۶۱۳۷,۸	۲۴۲,۸۵
C5	۳۵,۸۲۹	Strip ۱,۹-۲۵,۰۱	۱۷۵۴۸	۹۷۴,۲	۲۱۲۹,۵	۳۷۹۴,۳	۴۰۴,۴۱

جدول ۱۳. پارامترهای نهایی حرارتی و هیدرولیکی جریان‌های قطعه ۸.

Stream	No. of passages	Surface type	$\eta hA(W/^{\circ}C)$	Re	$h(W/m^2.k)$	$\Delta P(Pa)$	Area(m^2)
H1	۳۰,۶۲۷	Strip ۱,۸-۱۹,۸۶	۳۵۵۸,۷	۱۴۰۱	۲۳۲۳,۶	۱۷۰۳,۴	۵۱,۳۳۵
H2	۵۱,۶۳۹	Strip ۱,۱۰-۱۹,۳۵	۳۴۸۵,۴	۱۴۹۱	۲۶۲۹,۶	۳۰۰۴	۷۳,۳۴۵
H3	۲۰۴,۶۹	Strip ۱,۸-۱۹,۸۶	۳۵۷۴,۷	۱۴۲۹	۲۳۳۵	۱۲۴۶	۳۴۳,۰۹
C1	۲۰۹,۲۳	Strip ۱,۱۰-۱۹,۷۴	۳۲۶۰,۱	۲۳۵۳	۳۰۱۶,۷	۲۲۶۳,۸	۲۴۴,۰۸
C3	۴۱,۸۴۵	Strip ۱,۸-۱۹,۸۶	۳۳۴۲,۲	۱۳۱۰	۲۱۷۰,۴	۷۵۲,۰۹	۷۰,۱۴
C4	۳۵,۸۸۲	Strip ۱,۱۰-۱۹,۳۵	۳۲۲۸,۹	۱۳۱۵	۲۴۲۳,۷	۳۲۲۳,۴	۵۰,۹۶۶

جدول ۱۴. پارامترهای نهایی حرارتی و هیدرولیکی جریان‌های قطعه ۹.

Stream	No. of passages	Surface type	$\eta hA(W/^{\circ}C)$	Re	$h(W/m^2.k)$	$\Delta P(Pa)$	Area(m^2)
H1	۱۴,۸۱۶	Plain ۱۴,۷۷	۱۸۰۶,۲	۱۴۰۷	۶۶۶,۵۶	۱۵۸,۳۷	۴۸,۶۷۲
H2	۲۴,۹۸۲	Plain ۱۴,۷۷	۱۷۵۴,۱	۱۲۶۹	۶۴۳,۸	۱۹۵,۷۱	۸۲,۰۶۵
H3	۹۹,۰۲۴	Louv ۱,۲-۶,۰۶	۱۵۸۹,۸	۳۱۰۷	۱۲۱۴,۶	۲۰۴,۷۶	۱۵۰,۲۶
C3	۷۴,۷۳۶	Strip ۱,۱۰-۱۹,۷۴	۲۰۹۶	۱۰۵۴	۱۹۸۵,۷	۹۹۹,۷۱	۸۳,۰۴۶
C4	۶۴,۰۸۶	Strip ۱,۸-۱۹,۸۶	۲۲۴۱	۶۲۳,۸	۱۴۹۰,۱	۹۱۵,۶۲	۱۰۲,۳۲

جدول ۱۵. پارامترهای نهایی حرارتی و هیدرولیکی جریان‌های قطعه ۱۰.

Stream	No. of passages	Surface type	$\eta hA(W/^{\circ}C)$	Re	$h(W/m^2.k)$	$\Delta P(Pa)$	Area(m^2)
H1	۱۴,۶۹۹	Plain ۱۴,۷۷	۵۴۵,۶۲	۱۴۱۸	۶۷۰,۱۱	۸۴,۲۰۱	۱۴,۵۲۲
H2	۲۴,۷۸۴	Plain ۱۴,۷۷۴	۵۲۹,۹۱	۱۲۷۹	۶۴۷,۲۴	۵۹,۵۶۷	۲۴,۴۸۵
H3	۹۸,۲۴۱	Louv ۱,۲-۶,۰۶	۴۸۰,۴۹	۳۱۳۲	۱۲۲۱,۴	۶۲,۴۳۲	۴۴,۸۳۱
C3	۱۳۷,۷۲	Strip ۱,۹-۲۴,۱۲	۵۵۱,۰۹	۴۱۳,۳	۱۲۳۱,۵	۷۸,۷۵۵	۶۳,۶۸۹

جدول ۱۸. نتایج محاسبات اقتصادی مبدل‌های چندجریانی و پوسته و لوله برای مسئله مورد بحث.

Exchanger type	ΔT_{min} ($^{\circ}C$)	Annual utility cost(\$)	Annual capital cost(\$)	Total annual Cost(\$)
Shell & tube	۱۹	۱۸۱۵۰۰۰	۱۳۰۸۰۰۰	۳۱۲۰۰۰۰
Multi stream	۱۵	۱۶۶۸۷۵۰	۷۸۲۰۶۵	۲۴۵۰۸۱۵

جدول ۱۶. نتایج حاصل از هدف‌گذاری روی فرایند برای مبدل حرارتی چندجریانی.

ΔT_{min} ($^{\circ}C$)	Hot utility (MW)	Cold utility (MW)	Total Area req. (M^2)
۱۵	۱۹,۴۳	۲۱,۱۵	۱۸۶۷

جدول ۱۷. نتایج حاصل از هدف‌گذاری فرایند با استفاده از مبدل‌های پوسته و لوله (احمد و لینهوف).

ΔT_{min} ($^{\circ}C$)	Hot utility (MW)	Cold utility (MW)	Total Area req. (m^2)	Number of Shells
۱۹	۲۱,۱۵	۲۲,۸۷	۳۰۷۰۰	۱۲

۶. نتیجه‌گیری

استفاده از مبدل‌های حرارتی چندجریانی در شبکه‌های بازیافت حرارتی، باعث کاهش هزینه‌های سالیانه شده و با توجه به کاهش فضای مورد نیاز و بالا بردن کارایی حرارتی مجموعه، کاهش پیچیدگی فرایند و در نتیجه کنترل بهتر و ایمن‌تر فرایند را به دنبال خواهد داشت و می‌توان از آن‌ها به‌عنوان مبدل‌های حرارتی نسل جدید به‌منظور استفاده در شبکه‌های بازیافت حرارت نام برد که در آینده‌ی نزدیک جایگزین مبدل‌های پوسته و لوله خواهند شد.

مبدل در حدود $5m^2$ است. در حالی که حجم مورد نیاز برای مبدل‌های پوسته و لوله در حدود $20m^2$ است. کاهش فضای مورد نیاز، باعث کاهش بسیار زیاد پیچیدگی فرایند و در نتیجه کنترل راحت‌تر و همچنین ایمنی بیشتر مجموعه خواهد شد.

فهرست علائم

\dot{m} : دبی جرمی (kg/s)	A: سطح انتقال حرارت، m^2
Pr: عدد پرانتل	a, b: ضریب ثابت در رابطه فاکتور کولبرن-رینولدز
R: مقاومت حرارتی ناشی از رسوب ($m^2 C/W$)	C_p : ظرفیت گرمایی ویژه $J/kg^\circ C$
RW: مقاومت حرارتی دیواره ($m^2 C/W$)	CP: نرخ ظرفیت گرمایی $W/^\circ C$
V: حجم کانال (m^3)	D_h : قطر هیدرولیکی (m)
V_T : حجم مبدل (m^3)	f_s : نسبت سطح انتقال حرارت پره به سطح انتقال کلی
x, y: ضرایب ثابت در رابطه ضریب اصطکاک-رینولدز	h: ضریب انتقال حرارت ($W/m^2 C$)
α : سطح انتقال حرارت یک طرف به حجم کل (m^2/m^3)	k: رسانایی حرارتی سیال ($W/m^\circ C$)
β : نسبت سطح انتقال حرارت به حجم یک طرف (m^2/m^3)	K_h : ضریب ثابت در فرمول ضریب انتقال حرارت
δ : فاصله بین دو صفحه (m)	K_p : ضریب ثابت در فرمول افت فشار
μ : ضریب لزجت (kg/m s)	
ρ : چگالی (kg/m^3)	
η : تأثیر دمایی پره	

پانویس

1. support
2. common wall temperature
3. sizing
4. rating
5. counter current flow
6. enthalpy interval
7. critical stream
8. reference stream
9. optimum minimum temperature approach

منابع

1. Prasad, B.S.V. "Fin efficiency & mechanisms of heat exchange through fins in multi-stream plate fin heat exchangers: formulation", *Int. J. heat & mass transfer*, **39**(2), (1996).
2. Prasad, B.S.V. "Fin efficiency & mechanisms of heat exchange through fins in multi-stream plate fin heat exchangers: development and application of a rating algorithm", *Int. J. heat & mass transfer*, **40**(18), pp. 4279-4288 (1997).
3. Luo, X.; Li, M. and Roetzel, W. "A general solution for one-dimensional multi stream heat exchangers and their networks", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, pp. 2695-2705 (2002).
4. Picon-Nunez, M.; Polley, G.T. and Medina-Flores, "Thermal design of multi-stream heat exchangers", *Applied thermal engineering*, **22**, pp. 1643-1660 (2002).
5. Prasad, B.S.V. and Gurukul, M.K.A. "Differential methods for the performance prediction of multi-stream plate-fin heat exchangers", *Journal of Heat Transfer*, **114**, pp. 41-49, (1992).
6. Prasad, B.S.V. and Gurukul, M.K.A. "Differential method for sizing multi stream plate fin heat exchangers", *Cryogenics*, **27**, pp.257-262 (1987).
7. Picon-Nunez, M.; Polley, G.T.; Torres-Reyes, E. and Gallegos-Munoz, A. "Surface selection and design of plate-fin heat exchangers", *Applied Thermal Engineering*, **19**, pp.917-931 (1999).
8. Kays, W.M. and London, A.L. "Compact heat exchangers", 3rd Edition, McGraw hill, (1984).
9. Hesselgreaves, J.E. "Compact heat exchangers: selection, design and operation", 1st edition, Pergamon, (2001).
10. Amidpour, M. and Polley, G. "Application of problem decomposition in process integration", *ICChem E*, (march 1996).
11. Picon-Nunez, M.; Lopez-Rubles, J.L. and Miranda-Alvarez, C. "Alternative design approach for multi-pass and multi-stream plate heat exchangers for use in heat recovery systems", Prague Conference, (2004).