نشریه علمی-تخصصی تبدیل انرژی (JEED)
دوره ۸، شماره ۴، زمستان۱۴۰۰، ص: ۱۱-۲۵

J. Energy Conversion
Volume: 8, Issue: 4, 2022: 11−25

DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6

بهینه‌سازی مبدل حرارتی فشرده لوله‌ای- فین دار با حداقل کردن آنتروپی تولیدی

سهراب شکوفه بهار[۱]، سید علی آقا میرجلیلی[۲و*]، امیرجواد احرار[۳]

۱ -کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد یزد، یزد، ایران
*۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد یزد، یزد، ایران
۳ -استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران

دریافت: ۱۴۰۰/۰۳/۲۷، بازنگری: ۱۴۰۰/۰۷/۰۷، پذیرش: ۱۴۰۰/۰۸/۲۷

چکیده

مبدل حرارتی فشرده لوله‌ای فین‌دار برای انتقال گرما از سیالی که داخل لوله جریان دارد به هوای بیرون مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این تحقیق، تولید آنتروپی و عدد رینولدز بهینه برای مبدل حرارتی فشرده لوله‌ای فین‌دار بر اساس تولید آنتروپی کمینه بررسی شده است. تولید آنتروپی کل برای مبدل حرارتی فشرده لوله‌ای فین‌دار که مجموع تولید آنتروپی سیال جاری داخل لوله‌ها و تولید آنتروپی سیال هوای بیرون است، با توجه به تغییرات عدد رینولدز سیال جاری داخل لوله‌ها، دارای یک مقدار کمینه است. بر اساس تحلیل ترمودینامیکی و بررسی پارامترهایی که در تولید آنتروپی تأثیرگذار هستند، یک عبارت برای عدد رینولدز بهینه پیشنهاد می شود که عبارت مورد نظر تابعی از خصوصیات ترمودینامیکی سیال جاری داخل لوله‌ها، خصوصیات ترمودینامیکی سیال هوای بیرون از لوله‌ها، تأثیر تغییرات دمای محیط، دمای ورودی سیال خنک شونده و همچنین ابعاد هندسی مبدل حرارتی مورد نظر است. با توجه به بهینه‌سازی انجام شده، اطلاعات مؤثری برای طراحی مبدل حرارتی فشرده لوله‌ای فین‌دار به دست می‌آید. بنابراین در شرایط عملی با استفاده از عدد رینولدز بهینه، سیستم دارای کمترین بازگشت‌ناپذیری و در نتیجه بهترین اگزرژی قابل دسترس خواهد بود. در نهایت رابطه‌ای برای محاسبه عدد رینولدز بهینه پیشنهاد گردید که می‌تواند با حداکثر خطای ۰/۶ ٪ مقدار رینولدز بهینه را محاسبه نماید.

* **عهده‌دار مکاتبات** : Saa_mirjalily@iauyazd.ac.ir

کلمات کلیدی: مبدل حرارتی فشرده، تولید آنتروپی، بازگشت‌ناپذیری

۱- مقدمه

مبدل‌های حرارتی فشرده با توجه به ارزان و در دسترس بودن هوا، جایگاه ویژه‌ای در صنایع مختلف دارند. طراحی خوب و مناسب سیستم خنک‌کن می‌تواند اثر قابل توجهی در سودآوری سیستم داشته باشد. در یک فرآیند ترمودینامیکی اصولا بازگشت‌ناپذیری، علت کاهش اگزرژی و در نتیجه تولید آنتروپی می‌باشد. کاهش اگزرژی در بیشتر فرآیندهای انتقال گرمای جابجایی به علت اصطکاک سیال و همچنین شارش حرارت بواسطه اختلاف دمای معین صورت می‌گیرد. بررسی این دو پدیده از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک دارای اهمیت می‌باشد. میان قدرت اتلافی و نرخ تولید آنتروپی یک تناسب مستقیم وجود دارد. اگر سیستم‌های مهندسی طوری عمل کنند که کار تلف شده به کمترین مقدار خود برسد، آنگاه طراحی یک چنین

نحوه استناد به این مقاله: سهراب شکوفه بهار، سید علی آقا میرجلیلی، امیرجواد احرار. **بهینه‌سازی مبدل حرارتی فشرده لوله‌ای- فین دار با حداقل کردن آنتروپی تولیدی. مهندسی مکانیک تبدیل انرژی. ۱۴۰۰؛ ۸ (۴) :۱۱-۲۵.**
DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

سیستمی، باید طوری باشد که تولید آنتروپی آن به کمترین مقدار خود برسد. برای هر فرآیند، یک طراحی بهینه ترمودینامیکی وجود دارد که مقدار تولید آنتروپی در آن شرایط به کمترین مقدار خود می‌رسد. این مسئله به یک موضوع جذاب پژوهشی توسط محققین در زمینه مبدل‌ها، مخزن‌های انرژی، نیروگاه‌ها، سردخانه‌ها و کاربردهای فضایی تبدیل شده است. هدف ما به دست آوردن عدد رینولدز بهینه می‌باشد که کمترین مقدار آنتروپی را تولید می‌کند و در نتیجه بیشترین میزان انتقال حرارت را شامل می‌شود. این هدف منجر به طراحی بهینه یک سیستم مهندسی می‌شود و بهینه‌سازی این مبدل‌ها نقش مهمی در کارایی سیستم‌ها دارد. بر اساس اصل حداقل سازی تولید آنتروپی، اقدامات قابل‌توجهی در مورد سیستم‌های حرارتی صورت گرفته است [۱-۳]. ستاپاتی بازگشت‌ناپذیری ترمودینامیکی از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک را در یک مبدل برای جریان آرام و مغشوش به طور تحلیلی انجام داده است [۴]. در نتیجه یک نسبت قطر بهینه با کمترین مقدار تولید آنتروپی برای یک مقدار خاص عدد پرانتل، عدد دین و پارامترهای جریان به دست آورد. همچنین با افزایش عدد دین یا عدد رینولدز برای یک مقدار خاص عدد پرانتل و پارامترهای جریان، مقدار بهینه نسبت قطر کاهش می‌یابد. شکوهمند و سلیم‌پور [۵] به طور تحلیلی جریان و انتقال حرارت اجباری در یک مجرای گرم‌کننده هوا با یک ماتریس متخلخل و شرایط شارش حرارت ثابت از دیوار را بر اساس تولید آنتروپی کمینه بررسی کرده‌اند. آن‌ها تأثیر عدد رینولدز، خصوصیات سیال، شارش حرارت، جریان و هندسه سیستم را بر روی ماتریس تخلخل بهینه بررسی کردند و متوجه شدند که اندازه ماتریس متخلخل بهینه با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد. آن‌ها همچنین یک رابطه برای ماتریس متخلخل بهینه پیشنهاد داده‌اند. کو و وو [۶] تولید آنتروپی در جریان اجباری مغشوش در یک مجرای مستطیلی منحنی شکل با گرمایش خارجی را به روش عددی بررسی کرده‌اند. متوجه شدند تولید آنتروپی حاصل از بازگشت‌ناپذیری اصطکاکی در داخل منطقه‌ای نزدیک به دیوار متمرکز است، در حالی که تولید آنتروپی حاصل از اختلاف دما به طور چشمگیر در نزدیک دیواره خارجی که شارش حرارت اعمال می‌شود رخ می‌دهد. طاهریان و میرگول‌بابایی [۷] با کاربرد قانون دوم ترمودینامیک، هندسه مجرای بهینه با کمترین افت را برای جریان آرام و شرایط شارش حرارت ثابت از دیواره به دست آوردند. لوزی با زاویه متغیر و دایره به عنوان هندسه مجرا انتخاب شده‌اند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که هندسه لوزی با زاویه ۹۰ درجه هنگامی‌که تولید آنتروپی حاصل از اصطکاک مهم می‌باشد، بهترین حالت است. همچنین قدرت مورد نیاز برای غلبه بر اصطکاک با توجه به شکل مجرا کمترین مقدار می‌باشد. حاصلی و دینسر [۸] دمای بهینه آب خنک‌کننده در یک کندانسور پوسته لوله‌ای را بر اساس کمینه کردن اتلاف اگزرژی را بررسی کرده‌اند این مسئله با روش SQP[1] حل شده است. در نتیجه با افزایش دمای کندانسور اتلاف اگزرژی کاهش می‌یابد.

شکوهمند و سلیم‌پور [۹-۱۰] جریان کاملاً توسعه‌یافته و شارش حرارت در یک کویل مارپیچ شکل با دمای ثابت دیواره را بر اساس تولید آنتروپی کمینه برای دو سیال هوا و آب بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که عدد رینولدز بهینه با افزایش نسبت انحناء در محدوده پایین نسبت انحناء که انتقال به جریان توربولانس رخ می‌دهد، کاهش می‌یابد. آن‌ها همچنین یک رابطه برای عدد رینولدز بهینه برای هر دو سیال پیشنهاد دادند. قرشی و زبیر [۱۱] تحلیل ترمودینامیکی برج خنک‌کن تر و مبدل‌های تبخیری را با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک انجام دادند. در نتیجه افزایش دمای مرطوب ورودی بازده قانون دوم ترمودینامیک را افزایش می‌دهد. علاوه بر این تغییر در شرایط مرده اثر چشمگیری بر روی بازده کل سیستم ندارد. تیتراپونگ، وانچای و سومچای [۱۲] یک تحلیل اگزرژی بر روی برج خنک‌کن انجام دادند و اگزرژی و اتلاف اگزرژی آب و هوای جریان یافته میان برج خنک‌کن را بررسی کردند. آن‌ها نتایج را با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه کردند. آن‌ها متوجه شدند که فرآیند خنک کاری به علت بازگشت‌ناپذیری‌های ترمودینامیکی در پایین برج ناچیز است و به تدریج در بالای برج بهبود می‌یابد. نتایج بررسی آن‌ها نشان می‌دهد که کمترین اتلاف اگزرژی در بالای برج اتفاق می‌افتد. کو و تینگ [۱۳] تولید

[1] Sequential Quadratic Programming

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

آنتروپی در یک مجرای مستطیلی منحنی شکل با گرمایش خارجی را با روش عددی بررسی کردند. در نتیجه با عدد دین بزرگ و شارش گرمای پایین تولید آنتروپی بیشتر از بازگشت‌ناپذیری اصطکاکی می‌باشد و با عدد دین پایین و شارش گرمای بالا، تولید آنتروپی حاصل از بازگشت‌ناپذیری انتقال گرما غالب است.

کو [۱۴-۱۶] اثر شیارهای مستقیم بر روی جابجایی آرام و اجباری و بر روی تولید آنتروپی را در یک مجرای مستطیل منحنی شکل را بررسی کرد. او از مقایسه بین قرار گرفتن صفر تا چهار شیار فهمید که یک شیار تنها روی مجرا تأثیر بیشتری بر کاهش تولید آنتروپی دارد در حالی‌که افزایش شیارها تولید آنتروپی را کاهش نمی‌دهد. همچنین اضافه کردن تعداد شیار به طور مؤثر تولید آنتروپی حاصل از اختلاف دما را کاهش می‌دهد چون ورتیسیته‌های ثانوی به وسیله شیارها افزایش می‌یابد با این حال تولید آنتروپی حاصل از اصطکاک افزایش می‌یابد. کو [۱۵] تولید آنتروپی در یک مجرای سینوسی دوگانه را به روش عددی بررسی کرد. نشان داد که تولید آنتروپی به عدد رینولدز و شارش حرارت وابسته است و همچنین در شرایط مختلف نسبت منظر بهینه تغییر می‌کند. کو و تینگ [۱۷] عدد رینولدز بهینه برای جریان پایا، آرام، کاملاً توسعه‌یافته در یک کویل حلزونی با شرایط مرزی شارش حرارت ثابت از دیوار را بر اساس تولید آنتروپی کمینه برای دو سیال آب و هوا بررسی کردند. آن‌ها یک رابطه برای عدد رینولدز بهینه پیشنهاد دادند. کو [۱۸] تولید آنتروپی و عدد رینولدز بهینه بر اساس تولید آنتروپی کمینه را برای جریان در یک مجرای سینوسی دو تایی با شارش حرارت متغیر بررسی کرد. او یک عبارت ساده برای عدد رینولدز بهینه برای این مجرا پیشنهاد داد. خلیگ [۱۹] بازگشت‌ناپذیری ترمودینامیکی در جریان آرام کاملا توسعه‌یافته با شارش حرارت در یک مجرای دایره‌ای را بررسی کرد. در نتیجه تولید آنتروپی بی‌بعد با افزایش نسبت دمای دیوار به دمای سیال افزایش می‌یابد اما قدرت پمپ مورد نیاز کاهش می‌یابد. او نشان داد که تولید آنتروپی در حالت ویسکوزیته ثابت منجر به افزایش چشمگیری می‌شود. ساهین [۲۰] تولید آنتروپی و قدرت پمپ مورد نیاز برای شارش حرارت را بررسی کرد و نشان داد که متغیر بودن ویسکوزیته سیال با دما، بر تولید آنتروپی و قدرت پمپ مورد نیاز تأثیر دارد. ساهین [۲۱] تولید آنتروپی برای جریان سیال مغشوش کاملا توسعه‌یافته در یک مجرای مستقیم با دمای دیواره ثابت را به طور تحلیلی بررسی کرد و نشان داد هنگامی که سیال گرم می‌شود نسبت قدرت پمپ به شارش گرمای کل به طور چشمگیری کاهش می‌یابد و تولید آنتروپی در واحد شارش گرما در امتداد طول مجرا برای سیال ویسکوز به یک مقدار کمینه دست می‌یابد. ساهین [۲۲] هندسه بهینه مجرا که کمترین افت را داشته باشد برای جریان آرام و شرایط مرزی شارش حرارت ثابت از دیواره را بررسی کرد. همچنین هندسه‌های دایره، مثلث متوازی‌الاضلاع، مستطیل با نسبت منظر ۰/۵ و سینوسی با نسبت منظر ۰/۸۶۶ را مورد بررسی قرار داد و در نهایت دایره را به عنوان بهترین هندسه انتخاب کرد. هنگامی‌که سهم اصطکاک سیال بر تولید آنتروپی مهم می‌باشد. هندسه‌های مثلث و مستطیل یک انتخاب نامناسب برای میزان تولید آنتروپی و همچنین قدرت پمپ مورد نیاز می‌باشند.

در سال‌های اخیر با ظهور سیستم‌ها و منابع کامپیوتری پر قدرت تمرکز خاصی بر روی کارهای عددی و شبیه‌سازی‌ها برای مدلسازی جریان در مبدل‌ها ایجاد شد [۲۳-۲۵]. در سال ۲۰۲۰ آبیکون [۲۶] در مقاله ای به بررسی و بهینه سازی عملکرد مبدل‌های فشرده پرداخت. او همچنین در این مقاله عملکرد نرم افزارهای CFD[1] را در شبیه‌سازی جریان سیالات در مبدل‌ها قابل قبول ارزیابی نمود. یک سال بعد سرنگی و همکاران [۲۷] در یک کار عددی با تغییر در هندسه مبدل اقدام به بهینه سازی عملکرد مبدل فشرده نمودند. بر اساس نتایج بدست آمده در این تحقیق مهندسین می‌توانند بر حسب نیاز اقدام به تغییر شکل در مبدل نموده و نتایج مورد نیاز را برداشت نمایند. با توجه به ادبیات فن ارائه شده، تاکنون در مورد بهینه‌سازی مبدل‌های فشرده لوله‌ای فین دار با استفاده از حداقل سازی تولید آنتروپی از طریق عدد رینولدز بهینه اقدامی صورت نگرفته است، مقاله حاضر به بررسی این امر می‌پردازد. لازم به ذکر است که استفاده از این مبدل‌ها با توجه به مزایای آن‌ها نسبت به مبدل‌های صفحه پوسته معمول در تمام صنایع در معرض انتقال حرارت مانند صنایع فولاد، الکترونیک و تهویه مطبوع توصیه می‌گردد.

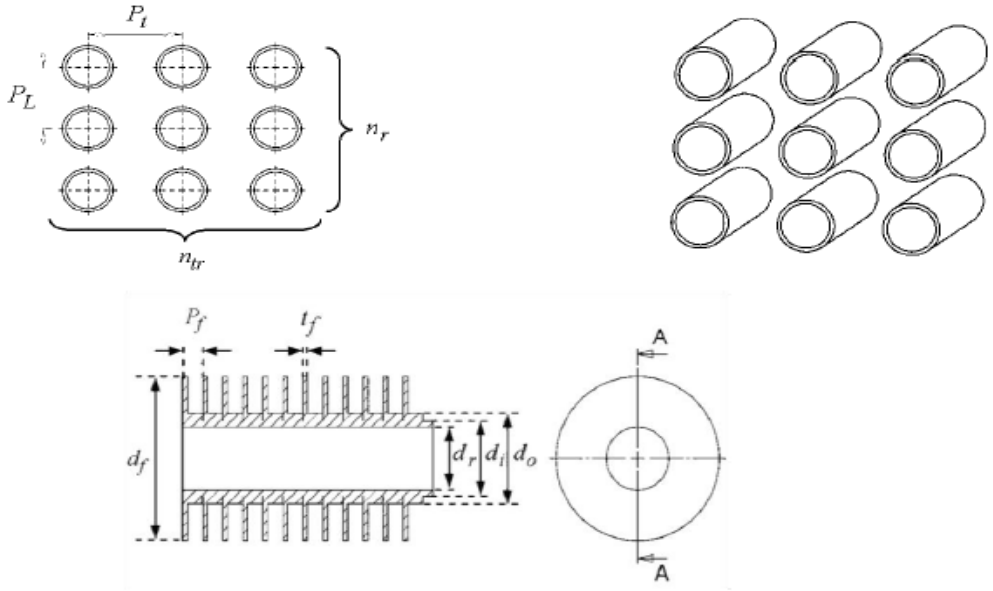
[1] Computational Fluid Dynamics

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

۲- شرح مسئله (هندسه مبدل حرارتی فشرده لوله‌ای فین دار)

مبدل فشرده به صورت جریان عمود بر هم می‌باشد. در داخل لوله‌ها سیال با دمای ۶۰ درجه سانتی گراد یا بیشتر (۶۰ تا ۸۰ درجه سانتی گراد) جریان دارد. خارج لوله‌ها، هوا که به صورت اجباری و به وسیله یک فن ایجاد می‌شود جریان دارد. سطح خارجی لوله‌ها را فین‌دار حلقوی در نظر می‌گیریم. یک نمونه خاص از این وسیله در شکل ۱ نشان داده‌شده است.



شکل ۱: هندسه مبدل فشرده لوله‌ای فین دار

که در آن d_i قطر داخلی لوله، d_o قطر خارجی لوله، d_r قطر ریشه فین، d_f قطر فین، p_r فاصله بین دو فین، t_f ضخامت فین، n_r تعداد ردیف‌های لوله و n_{tr} تعداد لوله در هر ردیف می‌باشد.

۳- روش حل

۳-۱ تولید آنتروپی

تولید آنتروپی در سیستم به واسطه وجود انواع بازگشت ناپذیری یا اتلافات بوجود آمده و به منظور افزایش راندمان سیستم باید حداقل گردد. برای به دست آوردن رابطه نرخ تولید آنتروپی کل سیستم، ابتدا رابطه نرخ تولید آنتروپی سیال داخل لوله‌ها و سپس رابطه نرخ تولید آنتروپی سمت هوا در مبدل به دست آمده و سپس این دو مقدار با همدیگر جمع می‌شوند.

۳-۲ نرخ تولید آنتروپی سیال داخل لوله‌ها

گرما به (یا از) سیال انتقال داده می‌شود که به علت اختلاف دمای ΔT میان دمای دیواره لوله $(T+\Delta T)$ و دمای متوسط سیال (T) ایجاد می‌شود. قسمتی از لوله به طول d_r به عنوان سیستم ترمودینامیکی در نظر گرفته شده و قانون اول و دوم ترمودینامیک برای این سیستم به صورت زیر نوشته می‌شود:

قانون اول ترمودینامیک:

$$\dot{m}dh = \dot{q}d \qquad (۱)$$

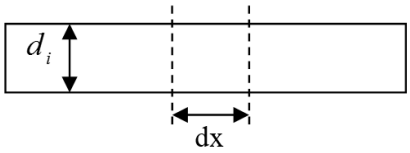
قانون دوم ترمودینامیک:

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}\frac{ds}{dx} - \frac{\dot{q}}{T+\Delta T} \quad (۲)$$

در روابط (۱) و (۲) $\dot{m}$ دبی جریان عبوری از سطح مقطع لوله، $\dot{q}$ شار گرمایی عبوری از مرز حجم کنترل در واحد طول می‌باشد. $dh = h_2 - h_1$ و $ds = s_2 - s_1$ به ترتیب اختلاف آنتالپی و اختلاف آنتروپی جریان سیال در ورودی و خروجی به حجم کنترل می‌باشند. $\dot{S}_{gen}$ نرخ تولید آنتروپی جریان داخل لوله، که به علت اختلاف دمای ΔT و همچنین اصطکاک میان جریان سیال و دیواره لوله، می‌باشد.



شکل ۲: جریان سیال در داخل یک لوله

با استفاده از رابطه ترمودینامیک $Tds = dh - vdP$ و با جایگزینی آن در معادله (۲) داریم:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{q}\Delta T}{T^2(1+\Delta T/T)} + \frac{\dot{m}}{T\rho}\left(-\frac{dP}{dx}\right) \quad (۳)$$

ترم گرادیان فشار در معادله (۳) را با استفاده از رابطه $\dot{m} = \rho\bar{V}\pi r_i^2$، می‌توان با رابطه زیر جایگزین کرد ($r_i = d_i/2$) [۲۸] :

$$-\frac{dP}{dx} = \frac{\dot{m}^2 f}{\rho r_i^5 \pi^2} \quad (۴)$$

که f در رابطه بالا ضریب اصطکاک نام دارد و ρ چگالی جریان سیال می‌باشد. با استفاده از روابط $\bar{h} = \dot{q}/\pi \cdot d_i \Delta T$، $Nu = \frac{\bar{h}D}{k}$ و (۴)، معادله (۳) به‌صورت زیر خلاصه می‌شود:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{(q')^2}{T^2\pi Nuk + Tq'} + \frac{\dot{m}^3 f}{T\rho^2 r_i^5 \pi^2} \quad (۵)$$

نرخ تولید آنتروپی $\dot{S}_{gen}$ بوسیله $\dot{q}/T$ بی‌بعد می‌شود و آنتروپی بی‌بعد را معمولا با Ns نشان می‌دهند:. $Ns = \dot{S}_{gen}/(\dot{q}/T)$ با تعریف پارامترهای بی‌بعد $\eta_1 = \pi KT/\dot{q}$ و $\eta_2 = 32\dot{m}^2\rho^2\dot{q}/\mu^5\pi^3$ و مرتب سازی به صورت $Ns = (Ns)_{\Delta T} + (Ns)_{\Delta P}$ داریم:

$$Ns_{\Delta t} = \frac{1}{Nu\eta_1} \quad (۶)$$

$$Ns_{\Delta P} = \frac{f \cdot Re^5}{\eta_2} \quad (۷)$$

که $Ns_{\Delta t}$ تولید آنتروپی حاصل از اختلاف دما می‌باشد و $N_{\Delta P}$ تولید آنتروپی حاصل از اصطکاک میان سیال و دیواره لوله می‌باشد. برای جریان کاملا توسعه‌یافته، Nu و f به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۹]:

برای $Re \leq 2100$ (جریان آرام)

$$Nu_q = 4.364 + 0.0722RePr\frac{d_i}{L} \qquad \frac{L}{RePrd_i} > 0.03 \quad (۸)$$

$$Nu_q = 1.953\left(RePr\frac{d_i}{L}\right)^{0.333} \qquad \frac{L}{RePrd_i} \leq 0.03 \quad (۹)$$

$$f = \frac{16}{Re} \quad (۱۰)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

برای $Re > 2100$ (جریان مغشوش) گنیلنسکی رابطه زیر را پیشنهاد داده است [۳۰]:

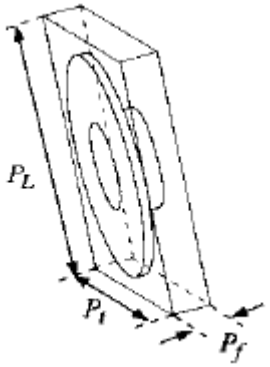
$$f_D = (1.82Log10Re - 1.64)^{-2} \quad (۱۱)$$

$$f = \frac{f_D}{4} \quad (۱۲)$$

$$Nu = \frac{(f_D/8)(Re - 1000)Pr[1 + (d/L)^{0.67}]}{1 + 12.7(f_n/8)^{0.5}(Pr^{0.67} - 1)} \quad (۱۳)$$

۳-۳ نرخ تولید آنتروپی سمت هوا در مبدل

جزء دیفرانسیلی زیر را به عنوان حجم کنترل در نظر می‌گیریم:



شکل ۳: قسمتی از طول لوله

حجم این جزء دیفرانسیل با رابطه زیر داده می‌شود:

$$dV = P_f\left[P_t P_L - \frac{\pi}{4}d_r^2\right] - \frac{\pi}{4}(d_f^2 - d_r^2)t_f \quad (۱۴)$$

حجم کل که هوا در آن جریان دارد به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$V = dVn_{tr}n_r\frac{L}{P_f} \quad (۱۵)$$

همچنین سطح مقطعی که هوا از آن عبور می‌کند (و بر جریان هوا عمود است) برای این جزء دیفرانسیل به صورت زیر داده می‌شود:

$$dA_c = P_f P_t - (d_f - d_r)t_f - P_f d_r \quad (۱۶)$$

سطح مقطع عمودی کل به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$A_c = dA_c n_{tr} L/P_f \quad (۱۷)$$

مقدار دبی جریان هوای عبوری از جزء دیفرانسیل با رابطه زیر داده می‌شود:

$$\Delta\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_a}{A_c/dA_c} \quad (۱۸)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

همچنین مقدار گرمایی که به جریان هوا در این جزء دیفرانسیل داده می‌شود با رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\delta\dot{Q} = \frac{\dot{Q}}{V/dV} \quad (۱۹)$$

که $\dot{Q}$ کل شارش گرما از سیال به داخل جریان هوا می‌باشد. رابطه قانون اول و دوم ترمودینامیک برای این جزء دیفرانسیل به صورت زیر خلاصه می‌شوند:

قانون اول (موازنه انرژی):

$$\delta\dot{Q} = \Delta\dot{m}_a dh \quad (۲۰)$$

قانون دوم (موازنه آنتروپی):

$$\dot{S}_{gen} = \Delta\dot{m}_a ds - \frac{\delta\dot{Q}}{T+\Delta T} \quad (۲۱)$$

در رابطه بالا $(T+\Delta T)$ دما در مرز جزء دیفرانسیل می‌باشد. دمای متوسط هوای عبوری از جزء دیفرانسیل T می‌باشد.$\dot{S}_{gen}$ آنتروپی تولیدی به دلیل اختلاف دمای ΔT و اصطکاک میان جریان هوا و دیواره لوله می‌باشد.

با توجه به رابطه ترمودینامیکی $Tds = dh - vdP$ ، و با جایگذاری آن در رابطه (۲۱) و با ساده‌سازی داریم:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\delta\dot{Q}\Delta T}{T^2\left(1+\frac{\Delta T}{T}\right)} + \frac{\Delta\dot{m}_a}{\rho T}(-dP) \quad (۲۲)$$

سطح تماس بین جریان هوا با دیواره لوله و فین‌ها در جزء دیفرانسیل به صورت زیر داده می‌شود

$$dA_a = \frac{2\pi}{4}\left(d_f^2 - d_r^2\right) + \pi d_f t_{fr} + \pi d_r\left(P_f - t_f\right) \quad (۲۳)$$

که در آن t_{fr} ضخامت نوک فین می‌باشد. با توجه به رابطه $\delta\dot{Q} = \bar{h}dA_a\Delta T$ و $Nu = \frac{\bar{h}d_r}{K}$ ، رابطه (۲۲) به‌صورت زیر خلاصه می‌شود:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\delta\dot{Q}^2 d_r}{T^2 NuKdA_a + \delta\dot{Q}d_r T} + \frac{\Delta\dot{m}_a}{\rho T}(-dP) \quad (۲۴)$$

معادله (۲۴) نرخ تولید آنتروپی را برای حجم کنترل شکل ۳ محاسبه می‌کند. برای به دست آوردن نرخ تولید آنتروپی کل سمت هوا برای مبدل فشرده لوله‌ای فین دار، معادله (۲۴) را برای تمام حجم کنترل‌ها محاسبه کرده و باهم جمع می‌کنیم. در مبدل‌های فشرده (با لوله‌های فین‌دار)، بریجس و یانگ رابطه زیر را برای عدد ناسلت به‌صورت زیر پیشنهاد کرده‌اند [۳۱]:

برای مبدل‌هایی با $n_r = 6$:

$$Nu = \frac{hdr}{K} = 0.134Pr^{0.33}Re^{0.681}\left[\frac{2\left(P_f - t_f\right)}{d_f - d_r}\right]^{0.2}\left(\frac{P_f - t_f}{t_f}\right)^{0.1134} \quad (۲۵)$$

که $Re = \frac{G_c d_r}{\mu}$ و $G = \frac{\dot{m}_a}{A_c}$ و برای مبدل‌هایی که تعداد ردیف لوله آن متفاوت از ۶ ردیف باشد عدد ناسلت به‌صورت زیر محاسبه می‌شود که این رابطه توسط گیانولیو و کوتی ارائه‌شده است [۳۲]:

$$h_{n_r} = h_6\left(1 + \frac{v_c}{n_r^2}\right)^{-0.14} \quad (۲۶)$$

که v_c سرعت جریان هوا در مبدل می‌باشد. رابینسون و بریجس رابطه زیر را برای افت فشار در مبدل‌های فشرده با لوله‌های فین‌دار پیشنهاد کرده‌اند [۳۳]:

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

$$\Delta P = 18.93 n_r Re^{-0.316} \left(\frac{P_t}{d_r}\right)^{-0.927} \left(\frac{P_t}{P_d}\right)^{0.515} \frac{G_c^2}{\rho} \quad (۲۷)$$

که $P_d = \left(\left(\frac{P_t}{2}\right)^2 + P_L^2\right)^{0.5}$ نرخ تولید آنتروپی با تقسیم بر dQ/T بی‌بعد شده و با تعریف پارامترهای بی‌بعد $\beta_1 = \frac{Tkd A_0}{\delta Q d_r}$ و $\beta_2 = \frac{\Delta m_a \mu^2}{\delta Q d_r^2 \rho^2 n_r}$ و با جایگذاری رابطه (۲۷) در معادله (۲۴)، و مرتب سازی به صورت $Ns = (Ns)_{\Delta T} + (Ns)_{\Delta P}$ در می‌آید:

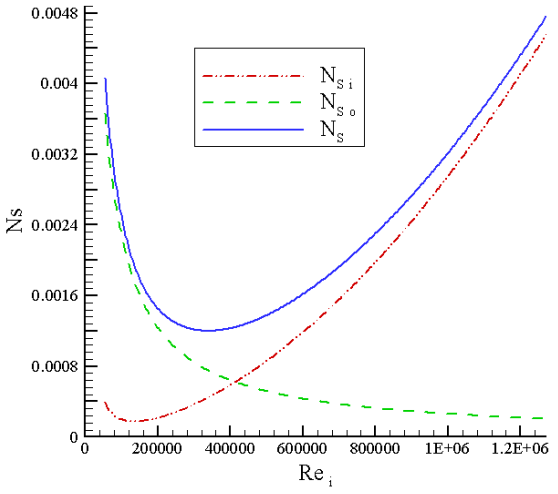
$$(Ns)_{\Delta T} = \frac{1}{\beta_1 Nu + 1} \quad (۲۸)$$

$$(Ns)_{\Delta P} = 18.93 \beta_2 n_r^2 Re^{1.684} \left(\frac{P_t}{d_r}\right)^{-0.927} \left(\frac{P_t}{P_d}\right)^{0.515} \quad (۲۹)$$

دقت داشته باشید که در رابطه (۲۹)، n_r باید برابر با واحد در نظر گرفته شود.

۴- نتایج و بحث

نرخ تولید آنتروپی(Ns) یک معیار مناسب برای بهینه کردن مبدل‌ها از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک می‌باشد. چون Ns تابع پیچیده‌ای از Re ، η_1 ، η_2 و β_1 و β_2 می‌باشد، پیدا کردن تابع مورد نظر کار آسانی نیست. در ادامه یک برنامه کامپیوتری در محیط MATLAB نوشته شده تا بتوان تاثیر پارامترهای گوناگون از جمله درجه حرارت محیط، دبی سیال فرآیندی، پارامترهای هندسی مبدل و ... را بر عملکرد مبدل فشرده لوله ای فین دار بررسی نمود. سیال داخل لوله‌ها را آب در نظر گرفته و تأثیر پارامترهای هندسی مسئله و همچنین پارامترهای جریان بر تولید آنتروپی بررسی می‌گردد. سپس حالت بهینه با توجه به کمترین Ns پیدا می‌شود. تاثیر عدد رینولدز داخلی بر تولید آنتروپی و سهم آن بر روی بازگشت‌ناپذیری سیال داخل لوله‌ها و هوا در شکل ۴ نشان داده شده است.

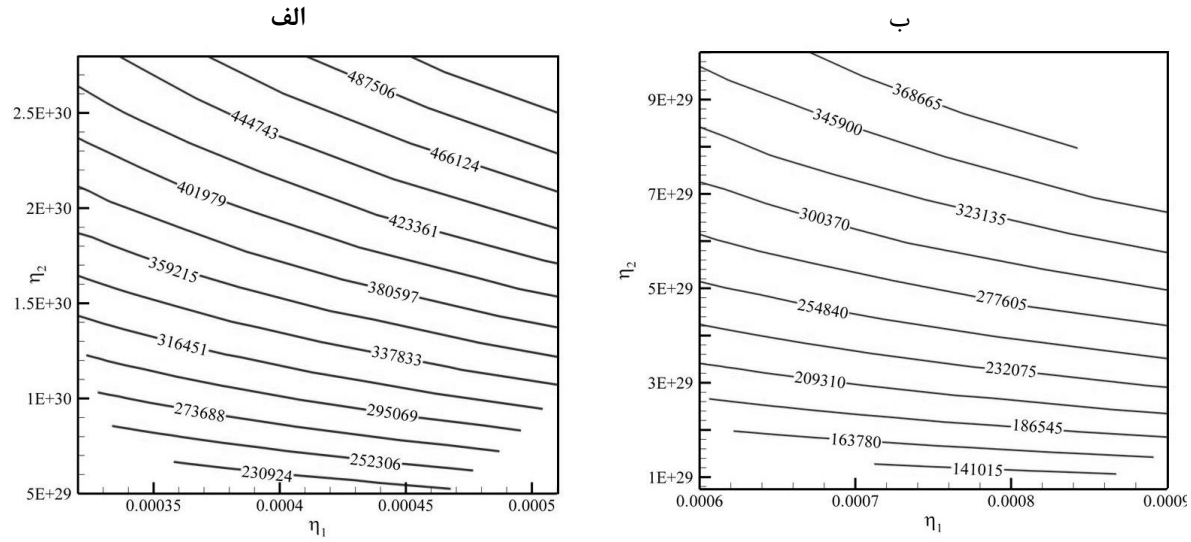


شکل ۴: نرخ تولید آنتروپی با تغییرات عدد رینولدز داخلی (Re_i)

همان‌طور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود با افزایش عدد رینولدز، تولید آنتروپی جریان داخلی افزایش می‌یابد و تولید آنتروپی هوا، کاهش پیدا می‌کند. یک معیار مناسب برای طراحی خوب، پایین بودن میزان تولید آنتروپی است. بنابراین Ns دارای یک مقدار مینیمم می‌باشد. برای پیدا کردن Ns مینیمم و همچنین عدد رینولدز متناظر با آن، پارامترهای هندسی مسئله و پارامترهای جریان بررسی می‌شود و Ns مینیمم و عدد رینولدز متناظر با آن را به دست آورده و در نهایت فرمولی برای

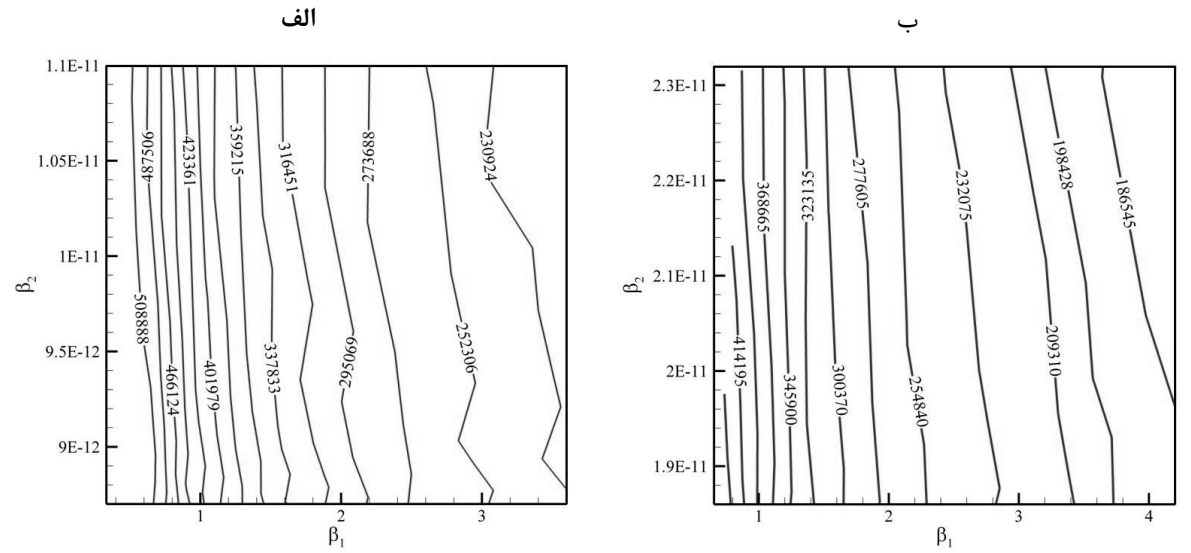
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

آن پیشنهاد می‌گردد. در شکل ۵ الف و ب کانتورهای عدد رینولدز بهینه بر روی صفحه $\eta_2-\eta_1$ در $\tau = 0.1727$ و $\tau = 0.0928$ نشان داده می‌شوند. الگوی کلی این دو شکل بسیار شبیه به هم می‌باشد اما توزیع دقیق عدد رینولدز بهینه متفاوت است. با توجه به شکل، با افزایش η_1 و η_2 به‌طور هم‌زمان، عدد رینولدز بهینه نیز افزایش می‌یابد. در هر دو شکل مشخص است که افزایش η_2 تأثیر بیشتری بر افزایش عدد رینولدز بهینه دارد که این تأثیر برای η_1 در محدوده پایین η_2 خیلی کمتر است.



شکل ۵: کانتورهای عدد رینولدز بهینه در روی صفحه $\eta_2-\eta_1$: الف) $\tau = 0.1727$ ب) $\tau = 0.0928$

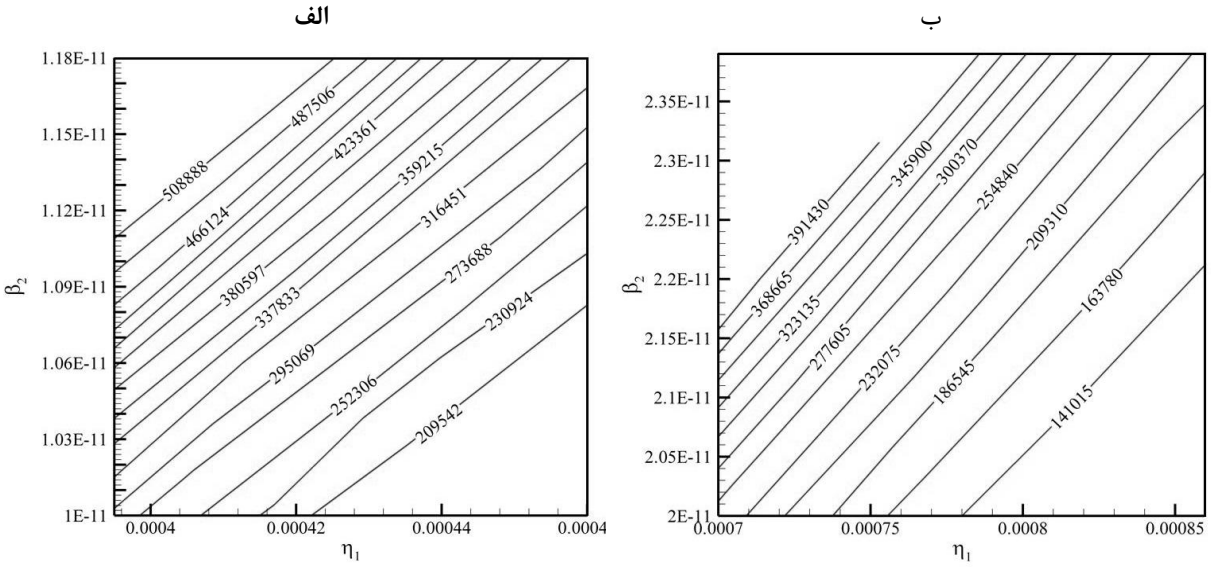
در شکل۶ الف و ب کانتورهای عدد رینولدز بهینه را بر روی صفحه $\beta_2-\beta_1$ در $\tau = 0.1727$ و $\tau = 0.0928$ نشان می‌دهد. مانند شکل قبل الگوی کلی این دو شکل بسیار شبیه به هم می‌باشد اما توزیع دقیق عدد رینولدز بهینه متفاوت می‌باشد. با توجه به شکل کاهش β_1 باعث افزایش عدد رینولدز بهینه می‌شد. از این شکل مشخص است که β_1 تأثیر قوی‌تری به نسبت β_2، بر عدد Re_{opt} دارد.



شکل ۶: کانتورهای عدد رینولدز بهینه در روی صفحه $\beta_2-\beta_1$: الف) $\tau = 0.1727$ ب) $\tau = 0.0928$

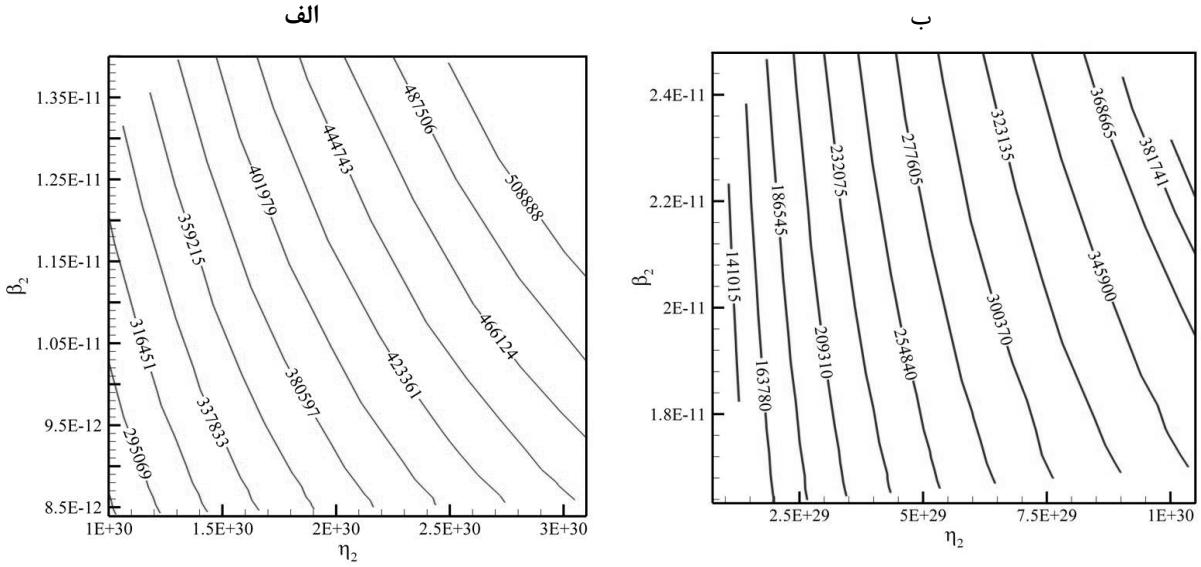
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

شکل ۷ الف و ب کانتورهای عدد رینولدز بهینه را بر روی صفحه $\eta_1 - \beta_2$ در $\tau = 0.1727$ و $\tau = 0.0928$ نشان می-دهند. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود افزایش هم زمان η_1 و β_2 ، تأثیر کمی بر تغییر عدد رینولدز بهینه دارد. همچنین میزان تأثیر η_1 و β_2 برRe_{opt} هم مرتبه می‌باشند.



شکل ۷: کانتورهای عدد رینولدز بهینه در روی صفحه $\eta_1 - \beta_2$: الف) $\tau = 0.1727$ ب) $\tau = 0.0928$

شکل ۸ الف و ب کانتورهای عدد رینولدز بهینه را بر روی صفحه $\eta_2 - \beta_2$ در $\tau = 0.1727$ و $\tau = 0.0928$ نشان می-دهند. الگوی کلی این دو شکل نیز بسیار شبیه به هم می‌باشد اما توزیع دقیق عدد رینولدز بهینه متفاوت می‌باشد. با توجه به شکل، کاهش η_2 باعث کاهش عدد رینولدز بهینه می‌شود. مشخص است که η_2 تأثیر قوی‌تری به نسبت β_2، بر عدد رینولدز بهینه دارد.



شکل ۸: کانتورهای عدد رینولدز بهینه در روی صفحه $\eta_2 - \beta_2$: الف) $\tau = 0.1727$ ب) $\tau = 0.0928$

عدد رینولدز بهینه (Re_{opt})، با توجه به کانتورهای بالا و همچنین پارامترهای بی‌بعد $\eta_1 = \pi k T/\dot{q}$ ، $\eta_2 = 32\dot{m}^2\rho^2\dot{q}/\mu^5\pi^3$ که مربوط به جریان داخلی می‌باشند و $\beta_1 = T \cdot k \cdot A_a/Qd_r$ ، $\beta_2 = m_a\mu^2/\rho^2 Q \cdot d_r^2$ که مربوط به

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

جریان خارجی و هندسه مساله می‌باشند و $\tau = (T_{p,in} - T_0)/T_0$ که مربوط به تغییرات دمای محیط و سیال داخل لوله‌ها می‌باشد، با استفاده از روش حداقل مربعات محاسبه و برای آن فرمولی به‌صورت زیر ارائه‌شده است.

$$Re_{opt} = C_1 \eta_1^{C_2} \eta_2^{C_3} \beta_1^{C_4} \beta_2^{C_5} \tau^{C_6} \quad (۳۰)$$

برای تعریف تابع خطا، از طرفین معادله بالا لگاریتم در مبنای e می‌گیریم و مربع تفاضل همه جملات را باهم جمع می‌کنیم، (۳۱)

$$E(c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6) = \sum_{i=1}^{N} [Re_{opt,i} - (Log(c_1) + c_2 Log(\eta_{1,i}) + c_3 Log(\eta_{2,i}) + c_4 Log(\beta_{1,i}) + c_5 Log(\beta_{2,i}) + c_6 Log(\tau_i))]^2$$

برای مینیمم شدن مقدار E، دستگاه معادلات زیر را حل می‌کنیم.

$$\frac{\delta E}{\delta c_1} = 0 \quad \frac{\delta E}{\delta c_2} = 0 \quad \frac{\delta E}{\delta c_3} = 0$$
$$\frac{\delta E}{\delta c_4} = 0 \quad \frac{\delta E}{\delta c_5} = 0 \quad \frac{\delta E}{\delta c_6} = 0$$

$$C_1 = 5.8 \times 10^{-9} \quad (۳۱)$$
$$C_2 = 0.419$$
$$C_3 = 0.4831$$
$$C_4 = 0.0043$$
$$C_5 = 0.03207$$
$$C_6 = 0.0149$$

در نتیجه رابطه زیر برای محاسبه عدد رینولدز بهینه ارائه می‌گردد:

$$Re_{opt} = 5.589 \times 10^{-8} \eta_1^{0.4204} \eta_2^{0.48336} \beta_1^{0.0045} \beta_2^{0.0309} \tau^{0.0149} \quad (۳۲)$$

با توجه به ضرایب به دست آمده حداکثر خطای محاسبه شده ۰/۶ % می‌باشد. در این مقاله یک مطالعه تحلیلی انجام شد و تأثیر پارامتر عدد رینولدز مورد تحقیق قرار گرفت. بررسی‌های متنوع نرخ تولید آنتروپی با عدد رینولدز نشان می‌دهد که با عدد رینولدز بهینه بدست‌آمده، کمترین میزان تولید آنتروپی و در نتیجه بیشترین انتقال حرارت را خواهیم داشت.

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک، یک رابطه برای نرخ تولید آنتروپی کل که مجموع نرخ تولید آنتروپی جریان سیال داخل لوله‌ها و نرخ تولید آنتروپی سیال هوا می‌باشد، بدست آمد. برای بیان چگونگی تغییر نرخ تولید آنتروپی، تاثیر پارامترهای مختلف از جمله عدد رینولدز جریان داخل لوله‌ها، عدد رینولدز جریان هوا و تغییرات دمای محیط بر روی آن بررسی شده است. موارد زیر مهمترین یافته‌های این پژوهش هستند:

* در مبدل فشرده لوله ای فین دار، نرخ تولید آنتروپی کل بی‌بعد شده با تغییرات عدد رینولدز سیال داخل لوله‌ها دارای یک مقدار مینیمم می‌باشد که این خود قابل تامل است. با توجه به اینکه تغییر عدد رینولدز جریان داخلی از تغییر دبی حاصل شده است، در یک مبدل فشرده لوله ای فین دار، بدون تغییر در ابعاد هندسی مسئله و دمای ورودی سیال و دیگر پارامترها می‌توان یک شرایط بهینه را تنها با تغییر دبی سیال داخل لوله‌ها بدست آورد.

* در مبدل فشرده لوله ای فین دار، با توجه به افزایش عدد رینولدز جریان هوا، نرخ تولید آنتروپی بی‌بعد شده روند افزایشی دارد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

* در مبدل فشرده لوله ای فین دار، هر چه اختلاف دمای بین سیال داخل لوله‌ها و جریان هوا کاهش پیدا کند، نرخ تولید آنتروپی بی‌بعد شده کاهش می‌یابد.

* در مبدل فشرده لوله ای فین دار، در بازده صد در صد و در حالتی که از بازگشت‌ناپذیری‌های اصطکاکی نیز صرف‌نظر شود، نرخ تولید آنتروپی دارای یک مقدار معینی بوده و صفر نمی‌باشد و در حالتی که نسبت ظرفیت گرمایی دو سیال برابر با یک باشد دارای کمترین مقدار است و با فاصله گرفتن این نسبت از عدد یک، نرخ تولید آنتروپی نیز افزایش می‌یابد. می‌توان نتیجه گرفت که در مبدل‌های فشرده که از نوع جریان عمود بر هم می‌باشند، حتی در بهترین حالت نیز بازگشت‌ناپذیری که حاصل از اختلاف دما می‌باشد، وجود دارد.

فهرست علائم

P	فشار	n_r	تعداد ردیف لوله
Pr	عدد پرانتل	n_{tr}	تعداد لوله در هر ردیف
Re	عدد رینولدز	P_f	گام فین
T	دمای متوسط سیال	P_L	گام طول
A_a	سطح تماس بین جریان هوا و لوله‌ها و فین‌ها	P_t	گام لوله
A_c	سطح مقطع عمودی جریان	$\dot{Q}$	نرخ شارش حرارتی
d_f	قطر فین	$\dot{q}$	نرخ انتقال حرارت در واحد طول لوله
d_i	قطر داخلی لوله	$\dot{S}_{gen}$	نرخ تولید آنتروپی
d_o	قطر خارجی لوله	s	آنتروپی مخصوص
d_r	قطر ریشه فین	T	دمای متوسط سیال
e_x	اگزرژی	t_f	ضخامت متوسط فین
f	ضریب اصطکاک	v	حجم
G_c	سرعت جرمی	$\bar{v}$	سرعت متوسط
h	آنتالپی مخصوص	**علائم یونانی**	
$\bar{h}$	ضریب انتقال گرمای متوسط	τ	پارامتر بی‌بعد
L	طول لوله	η	پارامتر بی‌بعد
$\dot{m}$	دبی جریان	β	پارامتر بی‌بعد
Nu	عدد ناسلت	ρ	چگالی

مراجع

[1] M. Holik, M. Živić, Z. Virag, A. Barac, Optimization of an organic Rankine cycle constrained by the application of compact heat exchangers, Energy conversion and management, 188 (2019) 333-345.

[2] J.S. Kwon, S. Son, J.Y. Heo, J. I. Lee, Compact heat exchangers for supercritical CO2 power cycle application, Energy Conversion and Management, 209 (2020) 112666.

[3] M.V.V. Mortean, M.B.H. Mantelli., Nusselt number correlation for compact heat exchangers in transition regimes, Applied Thermal Engineering, 151 (2019) 514-522.

[4] K.A. Satapathy, Thermodynamic optimization of a coiled tube heat exchanger under constant wall heat flux condition, Energy, (2009) 1-5.

[5] H. Shokouhmand, F. Jam, M. R. Salimpour, Optimal Porosity in an Air Heater Conduit Filled with a Porous Matrix, Heat Transfer Engineering, 30-5 (2009) 375-382.

[6] T.H. Ko, C.P. Wu, a Numerical Study on Entropy Generation Induced by Turbulent Forced Convection in Curved Rectangular Ducts with Various Aspect Ratios, International Communications in Heat and Mass Transfer, 36 (2009) 25-31.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

[7] H. Taherian, H. Mirgolbabaei, Irreversibilities in Duct Geometries of Rhombic and Circular with Constant Wall Heat Flux and Laminar Flow, Journal of Applied Sciences, 9-2 (2009) 327-333.
[8] Y. Haseli, I. Dincer, G.F. Naterer, Optimum Temperatures in a Shell and Tube Condenser with Respect to Exergy, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51 (2008) 2462-2470.
[9] H. Shokouhmand, M. R. Salimpour, Entropy Generation Analysis of Fully Developed Laminar Forced Convection in a Helical Tube with Uniform Wall Temperature, Heat Mass Transfer, 44 (2007) 213-220.
[10] H. Shokouhmand, M.R. Salimpour, Optimal Reynolds Number of Laminar Forced Convection in a Helical Tube Subjected to Uniform Wall Temperature, International Communications in Heat and Mass Transfer, 34 (2007) 753-761.
[11] A. Qureshi, M. Zubair, Second Law Based Performance Evaluation of Cooling Towers and Evaporative Heat Exchangers, International Journal of Thermal Sciences, 46 (2007) 188-198.
[12] M. Thirapong, A. Wanchai, W. Somchai, an Exergy Analysis on the Performance of a Conterflow Wet Cooling Tower, Applied Thermal Engineering, 27 (2007) 910-917.
[13] T.H. Ko, K. Ting, Entropy Generation and Optimal Analysis for Laminar Forced Convection in Curved Rectangular Ducts: a Numerical Study, International Journal of Thermal Sciences, 45 (2006) 138-150.
[14] T.H. Ko, a Numerical Study on Entropy Generation and Optimization for Laminar Forced Convection in a Rectangular Curved Duct with Longitudinal Ribs, International Journal of Thermal Sciences, 45 (2006) 1113-1125.
[15] T.H. Ko, Numerical Analysis of Entropy Generation and Optimal Reynolds Number for Developing Laminar Forced Convection in Double-Sine Ducts with Various Aspect Ratios, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49 (2006) 718-726.
[16] T.H. Ko, Numerical Investigation on Laminar Forced Convection and Entropy Generation in a Curved Rectangular Duct with Longitudinal Ribs Mounted on Heated Wall, International Journal of Thermal Sciences, 45 (2006) 390-404.
[17] T.H. Ko, K. Ting, Optimal Reynolds Number for the Fully Developed Laminar Forced Convection in a Helical Coiled Tube, Energy, 31(2006) 2142-2152.
[18] T.H. Ko, Analysis of Optimal Reynolds Number for Developing Laminar Forced Convection in Double Sine Ducts Based on Entropy Generation Minimization Principle, Energy Conversion and Management, 47 (2006) 655-670.
[19] A. Khaliq, Thermodynamic Optimization of Laminar Viscous flow Under Convective Heat-Transfer Through an Isothermal Walled Duct, Energy, 78 (2004) 289-304.
[20] Z. Sahin, Entropy Generation and Pumping Power in a turbulent fluid flow Through a Smooth Pipe Subjected to Constant Heat flux, Exergy, an International Journal, 2 (2002) 314-321.
[21] Z. Sahin, Entropy Generation in Turbulent Liquid flow Through a Smooth Duct Subjected to Constant Wall Temperature, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43 (2000) 1469-1478.
[22] Z. Sahin, Irreversibilities in Various Duct Geometries with Constant Wall Heat Flux and Laminar Flow, Energy, 23-6 (1998) 465–473.
[23] R.R. Moreno, A.M. Pérez, R.B. Pérez, Numerical optimization of a heat exchanger with slit fins and vortex generators using genetic algorithms, International Journal of Refrigeration, 119 (2020) 247-256.
[24] J. Joseph, R. Nacereddine, M. Delanaye, J.G. Korvink, J.J. Brandner, Advanced numerical methodology to analyze high-temperature wire-net compact heat exchangers for a micro-combined heat and power system application, Heat Transfer Engineering, 41-11 (2020) 934-946.
[25] H. Wang, S.M. Kissick, Modeling and simulation of a supercritical CO2-liquid sodium compact heat exchanger for sodium-cooled fast reactors, Applied Thermal Engineering, 180 (2020) 115859.
[26] Ch. Abeykoon, Compact heat exchangers–Design and optimization with CFD, International Journal of Heat and Mass Transfer, 146 (2020) 118766.
[27] S.K. Sarangi, D.P. Mishra, H. Ramachandran, N. Anand, V. Masih, L.S. Brar, Analysis and optimization of the curved trapezoidal winglet geometry in a compact heat exchanger, Applied Thermal Engineering, 182 (2021) 116088.
[28] H. Shokouhmand, M. R. Salimpour, Optimal Reynolds Number of Laminar Forced Convection in a Helical Tube Subjected to Uniform Wall Temperature, International Communications in Heat and Mass Transfer.
[29] R.K. Shah, Thermal Entry Length Solutions for the Circular Tube and Parallel Plates, Proceedings of 3rd National Heat and Mass Transfer, Conference, Indian Institute of Technology, Bombay, 1-HMT (1975) 11-75.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

[30] V. Gnielinski**,** Berechnung mittlerer Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten an laminar und turbulent überströmten Einzelkörpern mit Hilfe einer einheitlichen Gleichung, Forschung im Ingenieurwesen A, 41-5 (1975) 145-153.
[31] D.E. Briggs, E.H. Young, Convective Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes, Chemical Engineering Progress Symposium Series, 59-41 (1963) 1-10.
[32] E. Gianolio, F. Cuti, Heat Transfer Coefficients and Pressure Drops for Air Coolers with Different Numbers of Rows under Induced and Forced Draft, Heat Transfer Engineering, 3-1 (1981) 38-47.
[33] K.K. Robinson, D.E. Briggs, Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes, Chemical Engineering Progress Symposium Series, 62-64 (1966) 177-184.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

چکیده انگلیسی:

Optimization of Finned-Tube Heat Exchanger with Minimizing the Entropy Production rate

Sohrab Shekoofeh Bahar[1], Seyed Ali Agha Mirjalily[1*], Amir Javad Ahrar[2]

1 Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Yazd Branch, Yazd, Iran.
2 Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University(TVU), Tehran, Iran.

Received: June 2021 Accepted: November 2021

Abstract

A compact fin-tube heat exchanger is used to transfer current fluid heat inside the tubes into the air outside. In this study, entropy production and optimized Reynolds number for finned-tube heat exchangers based on the minimum entropy production have been investigated. As a result, the total entropy of compact heat exchangers, which is the summation of the production rate of fluid entropy inside the tube, and the entropy production rate of fluid in the air, is minimum due to the changes in the Reynolds number of the fluid inside the tubes. Based on thermodynamic analysis and study of parameters affecting the entropy production, one expression is proposed for the optimal Reynolds number. The expression is a function of the thermodynamic properties of the fluid in the pipe, fluid thermodynamic properties of air, the effects of ambient temperature, input temperature of the cooling fluid, and geometrical dimensions of the heat exchanger. According to this optimization, effective information for the design of a compact finned-tube heat exchanger would be obtained. Therefore, in practical conditions, using optimal Reynolds number, the system has the lowest irreversibility, and as a result, the best exergy will be accessible. Finally, an empirical correlation is proposed for the optimum Re number that can predict Reopt with less than 0.6 % error.

Key words: Compact heat exchanger, Entropy generation, Irreversibility.

*corresponding author: **Saa_mirjalily@iauyazd.ac.ir**

Cite this article as: Sohrab Shekoofeh Bahar, Seyed Ali Agha Mirjalily, Amir Javad Ahrar, Optimization of Finned-Tube Heat Exchanger with Minimizing the Entropy Production rate. Journal of Energy Conversion,

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]

2021, 8(4), 11-25. DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1400.8.4.6.6]