J. Energy Conversion
Volume: 13, Issue:2, 2026: 83-103

نشریه علمی-تخصصی تبدیل انرژی (JEED)

دوره ۱۳، شماره ۲، تابستان ۱۴۰۵، ص: ۱۰۳-۸۳

بهینه‌سازی و افزایش عملکرد مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله با چیدمان مختلف قطاعی و دسته لوله‌های دیمپل‌دار

مهدی مرزبان[۱و*]، مهدی نکیسا[۲]

*۱- دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، واحد دشتستان، دانشگاه آزاداسلامی، بوشهر، ایران 4160004237@iau.ir
۲- دکتری، گروه مهندسی مکانیک، واحد بوشهر، دانشگاه آزاد اسلامی، بوشهر، ایران mnakisa2003@yahoo.com

دریافت: ۱۴۰۵/۴/۲۱ ، بازنگری: ۱۴۰۵/۵/۲۰ ، پذیرش: ۱۴۰۵/۶/۴

چکیده

در تحقیق حاضر بهبود راندمان حرارتی و کاهش افت فشار در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله از چالش‌های اساسی در فرآیندهای صنعتی به شمار می‌رود. در این پژوهش، عملکرد هیدرودینامیکی و انتقال حرارتی یک مبدل پوسته و لوله با به‌کارگیری هندسه‌های نوین بافل‌ها (قطاعی سوراخ‌دار PSPB، مارپیچ تک‌گذر و دوگذر سوراخ‌دار PSHB و تاشو نردبانی حفره‌دار) و مقاطع مختلف دسته لوله‌ها (دایره‌ای، بیضوی و بادامکی دیمپل‌دار) به‌صورت عددی و سه‌بعدی با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی مورد تحلیل و بهینه‌سازی قرار گرفت. هم‌چنین اثر استفاده از نانوسیالات تک و هیبریدی بر پایه آب (T_iO_2 و CuO، Al_2O_3) در کسرهای حجمی مختلف و رژیم‌های جریان مختلف ($Re = 6000$ و $Re = 2000$) گردید. نتایج نشان داد که استفاده از بافل‌های قطاعی سوراخ‌دار، مارپیچ تک‌گذر و مارپیچ دوگذر سوراخ‌دار منجر به کاهش افت فشار در سمت پوسته به‌ترتیب به میزان ۱۷/۷٪، ۲۰٪ و ۱۴٪ در مقایسه با بافل‌های سنتی می‌شود. ترکیب بافل مارپیچ سوراخ‌دار (PSHB) با لوله‌های بادامکی، با ضریب ارزیابی انرژی (EEC) معادل ۱/۶، بالاترین بازده جامع اگزرژی و عملکردی را به همراه داشت. افزون بر این، در بافل‌های تاشو نردبانی، ساختار حفره‌دار با گام ۸۵/۷ میلی‌متر و ارتفاع ۴۰ میلی‌متر کم‌ترین افت فشار و بیش‌ترین راندمان را ثبت نمود. با تزریق نانوسیال هیبریدی در کسر حجمی ۳٪، نسبت انتقال حرارت به افت فشار (PQ/ΔP) تا ۳۱٪ نسبت به سیال پایه آب ارتقا یافت.

کلمات کلیدی: انتقال حرارت، مبدل پوسته و لوله، بافل قطاعی سوراخ‌دار، لوله بادامکی، دسته لوله دیمپل‌دار، ضریب ارزیابی عملکرد (EEC)

* **عهده‌دار مکاتبات:** 4160004237@iau.ir

نحوه استناد به این مقاله: مهدی مرزبان، مهدی نکیسا. بهینه‌سازی و افزایش عملکرد مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله با چیدمان مختلف قطاعی و دسته لوله‌های دیمپل‌دار. **مهندسی مکانیک تبدیل انرژی. ۱۴۰۵؛ ۱۳ (۲) : ۱۰۳-۸۳.**

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

۱- مقدمه

مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله به‌دلیل ساده و قوی بودن ساختار هندسی، بهره‌برداری ایمن، تعمیر و نگه‌داری آسان و ارتقاهای احتمالی معمولاً در صنایعی مانند برق، کارخانه‌ها، پالایشگاه‌های نفت، مهندسی شیمی و محیط‌زیست استفاده می‌شوند [۱]. در طی سال‌های گذشته انواع مختلفی از بافل‌ها در مبدل‌های حرارتی پوسته-لوله‌ای مورداستفاده قرارگرفته است و همواره هدف طراحان این حوزه ارائه طرح‌های جدیدی بوده که با وجود افزایش نرخ انتقال حرارت مبدل، مقدار افت فشار جریان سمت پوسته در حد معقولی باقی بماند. استفاده از این رویکرد کاهش هزینه پمپاژ و کاهش مصرف برق (هزینه‌های کلی فرآیند) را به دنبال خواهد داشت. از سوی دیگر عملکرد بافل‌ها هدایت جریان سیال در عرض و طول لوله‌ها است. ژانگ و همکاران یک بافل قطاعی را به‌عنوان توربولاتور سیال پیشنهاد کردند که مایع را به‌صورت زیگزاگی در ناحیه پوسته هدایت می‌کرد [۲]. موکرجی [۳] یک بافل قطاعی دوتایی را برای کاهش فاصله بافل یا صاف کردن جریان متقاطع در ناحیه پوسته پیشنهاد کرد که می‌تواند افت فشار سیال را در داخل ناحیه پوسته کاهش دهد. ساختار بافل‌های قطاعی به‌طورکلی در مبدل‌های حرارتی پوسته لوله استفاده می‌شود که جریان سیال منطقه پوسته را به‌صورت مسیر زیگزاگ هدایت می‌کنند؛ اما این نوع طرح بافل دارای ایرادات ذاتی مانند افت فشار قابل‌توجه است که به‌دلیل الگوی جریان در سمت پوسته و مناطق مرده پشت بافل‌ها در گوشه اتصال بافل و پوسته می‌باشد. این شرایط منجر به رسوب و خطر آسیب ارتعاشی در دسته لوله‌ها می‌شود [۴-۶].

طرح‌های بهبودیافته‌ای برای غلبه بر معایب ذکرشده در بالا، در مبدل‌های حرارتی پوسته لوله با بافل معمولی قطاعی و ساختار اصلاحی پیشنهاد شده است [۹-۷]. اوزدن و تری [۱۰] در یک مدل‌سازی تأثیر عددی فاصله بافل‌ها، تعداد بافل‌ها و درصد برش بافل‌ها را در یک مبدل حرارتی با مقیاس آزمایشگاهی موردمطالعه عددی قراردادند. با مقایسه نتایج به‌دست‌آمده از مدل‌های آشفتگی مختلف با روش‌های تحلیلی بل دلاور و کرن، مدل کا اپسیلون تحقق‌پذیر به‌عنوان مناسب‌ترین رویکرد برای توصیف جریان سیال سمت پوسته انتخاب شد. راج و همکاران [۱۱] با الگوبرداری از هندسه اوزدن و تری، با نرم‌افزار انسیس فلوئنت عملکرد ترموهیدرولیکی جریان سیال سمت پوسته را برای انحراف بافل‌ها از (۰ تا ۲۰ درجه) مقایسه کردند. بر اساس نتایج، انحراف بافل در مقدار انتقال حرارت تأثیر چشم‌گیری نداشته و تنها در زاویه ۲۰ درجه ۱۶ درصد افت فشار را کاهش داد. علاوه بر فاصله، ارتفاع و انحراف بافل‌های قطاعی چرخش بافل‌های قطاعی به‌عنوان یک پارامتر مؤثر دیگر در عملکرد این نوع مبدل‌های حرارتی مورد مطالعه و بررسی قرار گرفت. یوسفوند و همکاران[۱۲] در رویکرد عددی اثر زاویه چرخش بافل‌های قطاعی را مورد بررسی قراردادند. بر اساس نتایج، با مقایسه نسبت افت فشار به انتقال حرارت ساختار افقی را به‌عنوان بهترین حالت معرفی کردند. برای بهبود نواقص ناشی از بافل‌های قطاعی، بافل‌های مارپیچ ارائه شدند. به‌عنوان یک الگوی جریان بهینه در مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله‌ای به خاطر مقاومت کم‌تر در برابر جریان سیال، ارتعاش کم‌تر در عرض دسته لوله‌ها و رسوب اندک به‌دلیل توزیع یکنواخت در طول پوسته در صنایع نفت و پتروشیمی، مهندسی شیمی، نیروگاه‌ها و بازیابی حرارتی و فرآوری مواد غذایی کاربرد دارد [۱۵-۱۳]. این جریان ابتدا توسط لوتچا و نمانسکی برای بهبود الگوی جریان زیگزاگی ناشی از حضور بافل‌ها قطاعی معرفی شد [۱۶]. در یک تحقیق عددی تأثیر زاویه بافل‌های مارپیچ در جریان سیال سمت پوسته با رژیم جریان آرام توسط مین هوا و همکاران به‌صورت عددی موردبررسی قرار گرفت [۱۷]. به‌منظور استفاده کامل از مزایای بافل‌های پیوسته صرفه‌جویی بیش‌تر در فضا و افزایش فشردگی مبدل‌های حرارتی وانگ و همکاران [۱۸] نوع ترکیبی مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله تک گذر پوسته با بافل‌های مارپیچ را مطرح کردند. یانگ و همکاران [۱۹] با استفاده از بافل‌های های ترکیبی مارپیچ-قطاعی، مارپیچ-دیسکی و مارپیچ-مارپیچ اورلپ در دوپوسته مجزا عملکرد مبدل حرارتی پوسته لوله را موردمطالعه قراردادند. با توجه به نتایج تحت یک دبی جرمی جریان یکسان، بافل‌های ترکیبی عملکرد بهتری نسبت به بافل‌ها قطاعی از خود نشان دادند. از دیگر راه‌های بهبود عملکرد مبدل‌های حرارتی پوسته-لوله، تغییر در ساختار لوله‌ها یا استفاده از لوله‌های با سطوح زبر (توسعه‌یافته) است. چن اثر زبری سطح را بر عملکرد کلی یک مبدل حرارتی معمولی موردبررسی قرارداد و دریافت که کارایی سیستم کمی تغییر می‌کند [۲۰]. دسته لوله‌ها به‌عنوان دومین جزء در ساختار مبدل‌های حرارتی با حفظ هندسه پوسته قابل‌تغییر هستند. مطالعات متعددی وجود دارد که تحقیقاتی را بر روی بافل‌ها و دسته لوله‌ها به‌طور هم‌زمان انجام داده‌اند [۲۱]. تران و همکاران [۲۲] نقش لوله‌های بیضوی را بر رفتار ترموهیدرولیک مبدل حرارتی پوسته لوله گزارش کردند. با مقایسه نتایج، آن‌ها به این نتیجه رسیدند که راندمان انتقال حرارت دسته لوله بیضوی بهتر از دسته لوله دایره‌ای است. ژانگ و همکاران تحقیقات زیادی روی لوله‌های ریبدار

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

(گلبرگ شکل) در یک مبدل حرارتی پوسته لوله با بافل مارپیچ انجام داد. با مقایسه لوله‌های ریبدار (گلبرگ شکل) با لوله ریبدار ساده با بافل‌های مارپیچ در یک مبدل حرارتی دو لوله، با افزایش ۲۸٪ -۴۸٪ در ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و کاهش ۳۵٪-۷۵٪ نسب به ساختار ریب ساده کارآمدی این ساختار را معرفی کردند [۲۳].

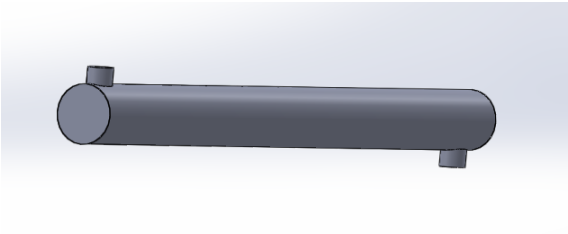
شاهرول و همکاران [۲۴] در یک تحقیق آزمایشگاهی عملکرد مبدل حرارتی را با نانو سیالات مختلف بررسی کردند. با افزایش غلظت نانوسیالات ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی کاهش یافت. استفاده از نانو سیال زینک اکسید بهترین عملکرد و سیلیکون اکسید کم‌ترین عملکرد را از خود ارائه داد. والوکار و همکاران [۲۵] به‌طور تجربی عملکرد انتقال حرارت جریان آشفته نانو سیالات را در مبدل حرارتی پوسته و لوله بررسی کرد. آن‌ها نانولوله‌های کربنی را با قطر بیرونی ۲۰ نانومتر و طول ۳۵ میکرومتر در آب مقطر پراکنده کردند. درصد حجمی نانولوله‌ها ۰/۰۵۱ تا ۰/۰۸۵ بود. نتایج آن‌ها نشانگر افزایش ۷٪-۲۰۲٪ درصدی انتقال حرارت بود. آن‌ها دلیل این عملکرد را هدایت حرارتی بالا و سطح انتقال حرارت توصیف کردند. ربیع ناتاج درزی و همکاران [۲۶] انتقال حرارت و جریان نانو سیال را در یک مبدل دو لوله‌ای به‌صورت آزمایشگاهی موردبررسی قراردادند آن‌ها نشان دادند که برای محدوده عدد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و کسر حجمی صفرتا یک درصد افزودن نانو ذرات کارایی حرارتی مبدل را افزایش می‌دهد، بدون آنکه افزایش زیادی در افت فشار جریان به وجود بیاید. با استفاده از نانوسیالات که رسانایی حرارتی نسبتاً بالاتری نسبت به سیالات پایه خود دارند، نرخ انتقال حرارت و کارایی افزایش می‌یابد [۲۷]. اکبری و همکاران (۲۸) با بررسی عددی و بهینه‌سازی مبدل‌های پوسته و لوله حاوی دسته لوله‌های دیمپل‌دار نشان دادند که ایجاد تو رفتگی‌های کروی روی سطح لوله باعث اغتشاش لایه مرزی و افزایش چشم‌گیر عدد ناسلت می‌شود. هم‌چنین ژانگ و همکاران (۲۹) به بررسی تجربی و عددی بفل‌های قطاعی بهینه‌شده پرداختند و نشان دادند که تغییر چیدمان بفل‌ها نقش تعیین‌کننده‌ای در کاهش نواحی مرده (Dead zones) و افت فشار پوسته دارد. **ارن و آیدین (۳۰)** گزارش کردند که گردابه‌های طولی تولیدشده توسط فرورفتگی‌های سطحی لوله‌ها بدون تحمیل جریمه افت فشار نامتعارف، اختلاط حرارتی لایه‌های سیال را بهبود می‌بخشند. از سوی دیگر، چن و همکاران (۳۱) به ارزیابی تأثیر اندازه، گام و الگوی توزیع دیمپل‌ها بر ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی پرداختند و نشان دادند که عمق فرورفتگی‌ها رفتار خطی در افزایش عدد ناسلت ندارد. علاوه بر این، کوالسکی و رادوان (۳۲) با ارزیابی آزمایشگاهی و محاسباتی الگوی جریان در مبدل‌های مجهز به لوله‌های دیمپل‌دار نشان دادند که موقعیت هندسی دیمپل‌ها نسبت به زاویه برخورد جریان سیال، عامل کلیدی در کنترل افت فشار و پایداری لایه مرزی است. با این وجود، ارزیابی هم‌زمان اثر چیدمان‌های مختلف قطاعی بفل‌ها و پارامترهای هندسی دیمپل بر ضریب عملکرد حرارتی (PEC) هم‌چنان نیازمند بررسی جامع‌تر است که موضوع اصلی پژوهش حاضر می‌باشد.

در حوزه‌ی طراحی مبدل‌های حرارتی پوسته لوله افزایش انتقال حرارت با حفظ افت فشار (و حتی کاهش) در شرایط هندسی یکسان همواره موردتوجه طراحان بوده است. در این پژوهش، به‌عنوان یک ایده‌ی جدید در راستای بهبود عملکرد مبدل حرارتی پوسته لوله برای اولین بار از دسته لوله‌های دیمپل دار استفاده می‌شود. تاکنون تحقیقاتی با رویکرد ترکیبی در مورد بهینه‌سازی بافل‌های قطاعی با دسته لوله دیمپل دار صورت نگرفته است. با توجه به تحقیقات انجام‌شده فرآیند ساخت این نوع بافل ساده‌تر بوده است. در این تحقیق میدان جریان و انتقال حرارت در سمت پوسته در جریان آشفته با کمک مدل‌های مختلف آشفتگی نیز موردمطالعه قرار خواهد گرفت. درنهایت بافل قطاعی برای حالت های مختلف در مدل‌های ارائه‌شده با مدل پایه مقایسه می‌گردد.

۲- شبیه‌سازی مبدل حرارتی پوسته و لوله

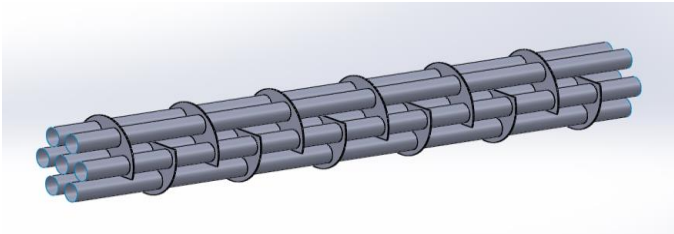
حوزه‌ی شبیه‌سازی جریان برای بررسی عملکرد جریان سیال سمت پوسته عبارت است از فضای خالی که بین دسته لوله در سمت پوسته قرار دارد؛ یعنی یک حجم یک مبدل حرارتی پوسته لوله توپر منهای بافل‌ها و دسته لوله که در شکل (۱) تا (۳) نشان داده می‌شود. برای ایجاد حوزه جریان سیال سمت پوسته از نرم‌افزار سالیدورکس[1] استفاده می‌گردد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]



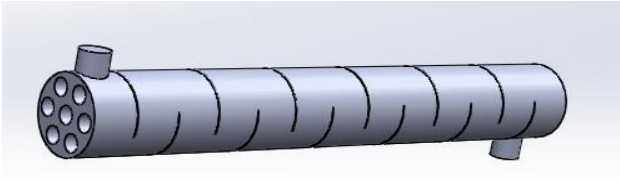
شکل ۱: حجم توپر مبدل حرارتی پوسته لوله

-



شکل ۲: دسته لوله‌ها با بافل قطاعی

=



شکل ۳: حوزه‌ی جریان برای شبیه‌سازی جریان در نرم‌افزار سالیدورکس

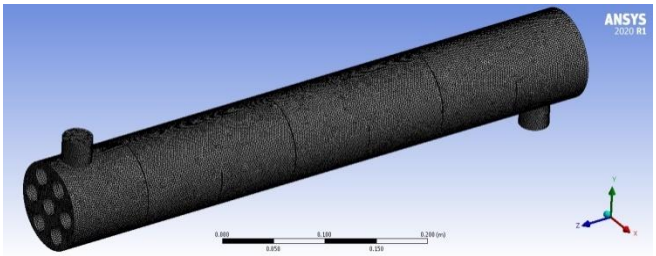
پارامترهای هندسی مبدل حرارتی در جدول (۱) نمایش داده شده است. این هندسه مربوط به یک مبدل حرارتی در مقیاس آزمایشگاهی است که قبلا توسط ای ازدن [۱۰] بررسی‌شده است.

جدول ۱: پارامترهای هندسی مبدل حرارتی

هندسه	اندازه
قطر پوسته	۹۰ mm
قطر لوله	۳۰ mm
تعداد لوله	۷ mm
طول پوسته	۶۰۰ mm
فاصله مرکزی بافل‌ها	۸۶ mm
گام مارپیچ	۸۶ mm
برش بافل	۳۶%
قطر سوراخ	۷ mm

برای سهولت در شبیه‌سازی، شبکه‌بندی با المان‌های سازمان نیافته و به‌صورت یکجا انجام می‌شود (شکل ۴).

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]



شکل ۴: شبکه‌بندی مبدل حرارتی

در تحقیق حاضر، شرایط مرزی به‌کار رفته به شرح زیر است:

- سیال کاری در این مطالعه آب است. خواص ترموفیزیکی مورداستفاده سیال مورداستفاده در جدول (۲) نشان داده‌شده است.
- سرعت بدون لغزش روی دیوار جامد به‌عنوان شرایط مرزی استفاده می‌شود.
- بر روی دیواره لوله دمای ۴۵۰K به‌عنوان شرایط مرزی دما اعمال می‌شود.
- رژیم جریان آشفتگی در داخل ناحیه پوسته وجود دارد.
- در سمت پوسته، شرایط مرزی شار صفر اعمال می‌شود. شرط مرزی مذکور به معنای انتقال حرارت صفر بین پوسته و محیط اطراف است.
- تأکید می‌شود که انتقال حرارتی بین آب و بافل وجود ندارد.
- انتقال حرارت کوپل روی دیواره لوله به‌عنوان شرایط مرزی حرارتی استفاده می‌شود.
- تأکید می‌شود که جریان نشتی در بین اتصالات (بافل- پوسته و تیوب- بافل) وجود ندارد.
- برای شرایط مرزی فشار، فشار خروجی مانند فشار محیط ثابت است و فشار ورودی برابر با گرادیان فشار (افت) در امتداد مبدل حرارتی ثابت است.
- شرایط مرزی جریان جرم، برای شرایط مرزی سرعت ورودی اعمال می‌شود و دمای ثابت برای مبدل حرارتی پوسته و لوله ورودی، $u = w = 0$، $v =$ ثابت ، $T_{in} = 300$ K استفاده می‌شود.

جدول ۲: مشخصات ترمودینامیکی سیال کاری

ρ kg/m^3	C_p KJkg^{-1}k^{-1}	K wm^{-1}k^{-1}	$\mu\times10^3$ Pas	$\beta\times10^6$ K^{-1}
997	4179	0.6130	0.8550	276.1

پس از اتمام شبیه‌سازی و در مرحله پس پردازش نتایج از نرم‌افزار تکپلات استفاده می‌شود. برای بررسی نتایج انتقال حرارت و افت فشار از خط مسیر جریان سیال، کانتور سرعت، کانتور دما، افت فشار در عرض دسته لوله در طول مبدل حرارتی استفاده می‌شود. رابطه‌ای که برای ارزیابی انتقال حرارت و افت فشار، ضریب انتقال حرارت استفاده می‌شود به شرح زیر است:

$$Q = mc_{ps}(T_{s,in} - T_{s,out}) \quad (۱)$$

$$h_s = \frac{Q}{A_0 \Delta T_m} \quad (۲)$$

$$A_0 = N_t \pi d_0 L \quad (۳)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln(\Delta T_{max}/\Delta T_{min})} \quad (۴)$$

$$\Delta T_{max} = T_{s,in} - T_w \quad (۵)$$

$$\Delta T_{min} = T_{s,out} - T_w \quad (۶)$$

در معادلات ارائه‌شده، A_o به مناطق انتقال حرارت (سطح بیرونی لوله‌ها) اشاره دارد. N_t تعداد لوله‌ها را نشان می‌دهد و T_w دمای دیواره لوله را نشان می‌دهد، درحالی‌که زیرنویس‌های t و s به‌ترتیب نشان‌دهنده سمت لوله و سمت پوسته هستند.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

برای محاسبه هم‌زمان افزایش انتقال حرارت و کاهش فشار ایجاد هم‌زمان، لیو و همکاران [۳۳] ضریب ارزیابی کارایی (EEC) را در زمینه انتقال حرارت و جریان در مبدل حرارتی بر اساس توان لازم برای دریافت افزایش انتقال حرارت واقعی ارائه کردند که به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$EEC = \frac{Q/Q}{P/P_0} \tag{۷}$$

در معادله فوق، P_0 و Q_0 نشان‌دهنده توان و انتقال حرارت برای ساختار مرجع و P و Q به‌عنوان توان و انتقال حرارت برای انواع ساختارهای موردمطالعه است. توان مربوط به P_0 و P_s به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$P_0 = v_0 . \Delta P_0 \tag{۸}$$

$$P_s = v_s . \Delta P_s \tag{۹}$$

در معادلات ۸ و ۹، Δp و v به‌ترتیب ایجاد افزایش فشار و دبی ورودی می‌باشند، زیرنویس‌های 0 و s مربوط به ساختارهای اولیه و موردمطالعه (در دست بررسی) است. با داشتن دبی جرمی یکسان در ساختارهای موردمطالعه و پایه، بنابراین EEC می‌تواند به‌صورت زیر ارائه شود:

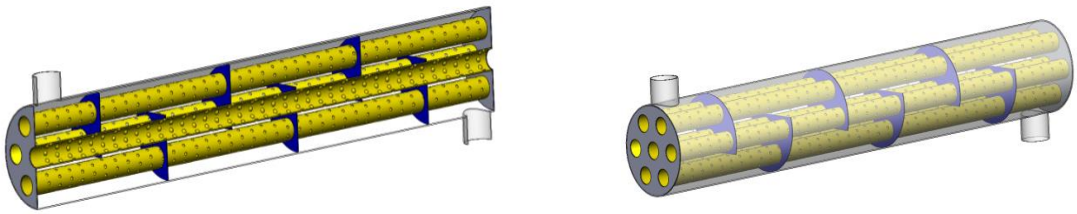
$$EEC = \frac{Q/Q_0}{\Delta P/\Delta P_0} \tag{۱۰}$$

اگر مقدار این ضریب کم‌تر از ۱ باشد، می‌توان نتیجه گرفت که ساختار ارائه‌شده عملکرد حرارتی-هیدرولیکی ضعیف‌تری نسبت به حالت پایه دارد.

۳- یافته‌ها

۳-۱- بررسی مبدل حرارتی با ساختار بافل سوراخ‌دار و دسته لوله‌های دایره‌ای، بیضوی و بادامکی

مدل سه‌بعدی مبدل حرارتی پیشنهادی با بافل‌های اصلاح‌شده جدید با دسته لوله‌های دایره‌ای، بیضوی و بادامکی با نرم‌افزار سالیدورکس ایجاد شد. در شکل (۵) الف و ب مدل سه‌بعدی مبدل حرارتی با بافل قطاعی (SB) دارای دسته لوله دایره‌ای شکل دیمپل دارنشان داده شده است. برای نشان دادن نقش بافل‌ها در عملکرد مبدل‌های حرارتی، همه پارامترهای هندسی به‌جز بافل و دسته لوله یکسان در نظر گرفته می‌شوند.

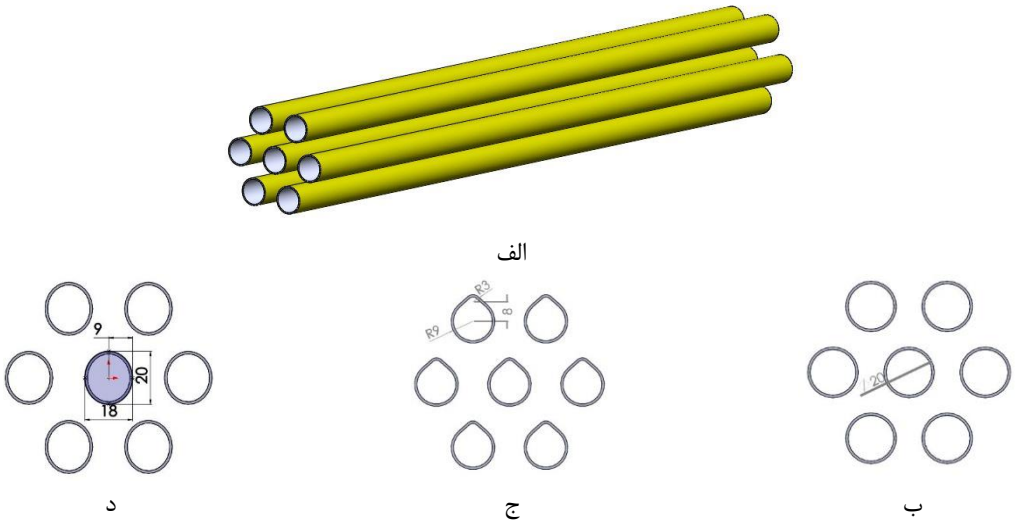


ب الف

شکل۵: مدل سه‌بعدی مبدل حرارتی با بافل قطاعی (SB) دارای دسته لوله دایره‌ای شکل دیمپل دار، الف- نمای سه‌بعدی بافل قطاعی سوراخ‌دار (SB) با دسته لوله‌های دایره‌ای شکل دیمپل دار؛ ب- نمای برش خورده بافل قطاعی سوراخ‌دار (SB) دارای دسته لوله‌های دایره‌ای شکل دیمپل دار

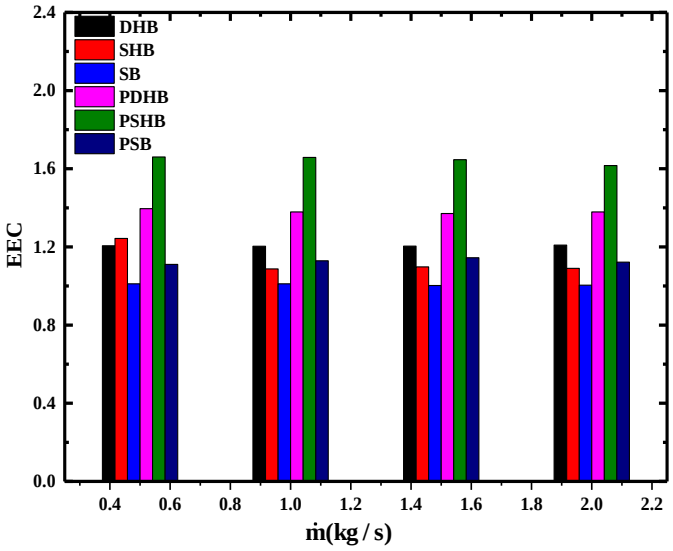
جزئیات هندسی دسته لوله‌های مختلفی که استفاده خواهند شد، در شکل (۶) نمایش داده شده است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]



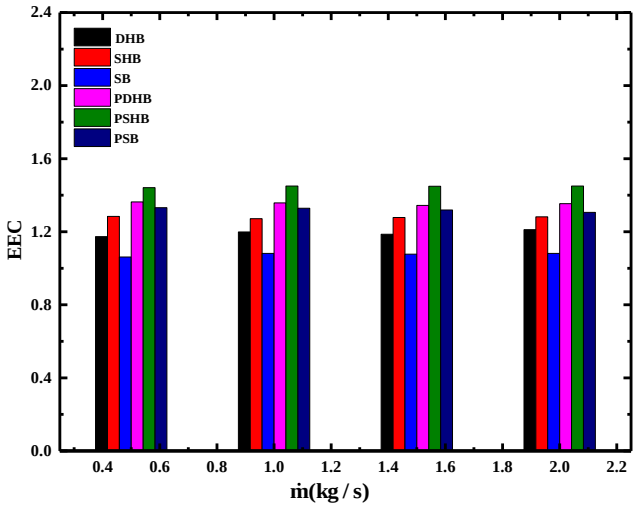
شکل ۶: جزئیات هندسی دسته لوله‌ها، الف- دسته لوله ب- مقطع لوله دایره‌ای ج- مقطع لوله بادامکی د- مقطع لوله بیضوی.

همان‌طور که در شکل (۷) برای دسته لوله‌های بادامکی مشاهده می‌شود، بافل PSB، میانگین EEC را در مقابل جریان جرمی (از ۰/۵ تا ۲ کیلوگرم در ثانیه) ۱۱٪/۸ در مقایسه با بافل SB بهبود می‌بخشد. بافل PSPHB، شاخص EEC را در مقابل جریان جرمی (از ۰/۵ تا ۲ کیلوگرم در ثانیه) ٪۴۶ نسبت به بافل SPHB افزایش می‌دهد و بافل PDPHB، شاخص EEC را در مقابل جریان جرمی (از ۰/۵ تا ۲ کیلوگرم در ثانیه) ۱۴٪/۵۴ نسبت به بافل DPHB افزایش می‌دهد. بر اساس شکل‌های (۷) (۹) برای دسته لوله‌های بیضوی و دایره‌ای، ساختار بافل سوراخ‌دار کارایی بهتری نسبت به طرح‌های ساده نشان می‌دهد.در دسته لوله بیضوی، بافل‌های PSB، PSPHB و PDPHB، شاخص EEC را به‌ترتیب ۲۲/۹٪، ۱۳/۲۱٪ و ۱۳/۶٪ نسبت به بافل‌های SB ، SPHB و DPHB بهبود می‌بخشند. ساختارهای بافل سوراخ‌دار پیشنهادی (PSB، PSPHB و PDPHB) با دسته لوله‌های دایره‌ای، شاخص EEC را ۱۱/۱۷٪، ۱۸/۳٪ و ۱۹/۱۷٪ نسبت به طرح اولیه (SB، SPHB و DPHB) افزایش می‌دهند.

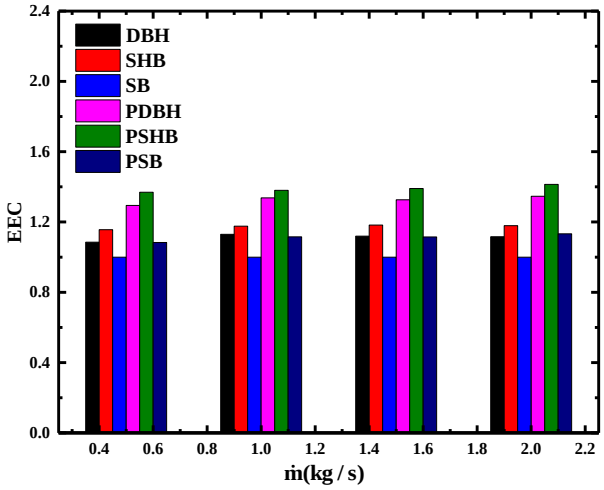


شکل ۷: ضریب ارزیابی کارایی (EEC) برای دسته لوله بادامکی

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]



شکل ۸: ضریب ارزیابی کارایی (EEC) برای دسته لوله بیضوی



شکل ۹: ضریب ارزیابی کارایی (EEC) برای دسته لوله دایره‌ای

با مقایسه تمام شکل‌ها، می‌توان نتیجه گرفت که دسته لوله‌های بادامکی با PSPHB بالاترین عملکرد را نشان دادند؛ و می‌توان به‌عنوان یک جایگزین مناسب برای پوسته و لوله معمولی با دسته لوله‌های دایره‌ای مجهز به بافل SB در شرایط کاری یکسان نتیجه‌گیری کرد. به‌عنوان یک نتیجه کلی، ترکیب الگوهای جریان در سمت پوسته عملکرد یکپارچه را بهبود می‌بخشد، همان‌طور که در جدول (۳) ارائه‌شده است. در این مطالعه، تمام الگوهای جریان ترکیبی زیگزاگی طولی، چرخشی-طولی و طولی چرخشی دوگانه توسط ساختارهای جدید ایجاد شده و شاخص EEC بهبودیافته است.

جدول ۳: مقایسه میانگین عملکرد یکپارچه برای دسته لوله‌های بیضوی و بادامکی

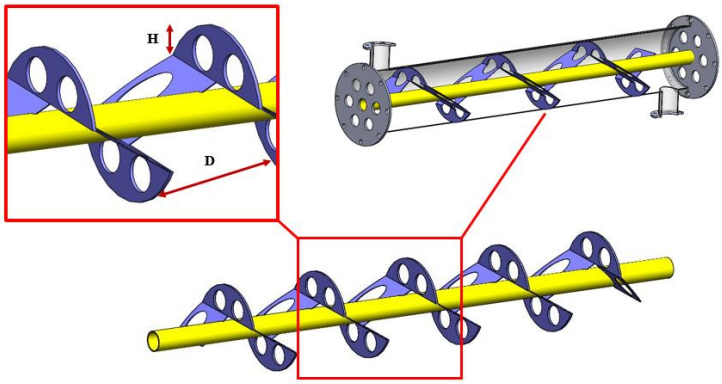
	SB	PSB	SPHB	PSPHB	DPHB	PDPHB
لوله‌های بیضوی	۷/۰۵۹	۶/۴۴۸	۹/۶۷۹	۴/۷۵۷	۷/۳۴۷	۳/۳۳۱
لوله‌های بادامکی	٪۰/۰۰۹	٪۰/۰۱۸	٪۶/۴۵۷	٪۵/۱۱۴	٪۹/۲۰۹	٪۵/۴۸۴

۲-۳- بررسی مبدل حرارتی با ساختار بافل تاشو نردبانی بهینه‌شده با دسته لوله‌های بادامکی و دایره‌ای

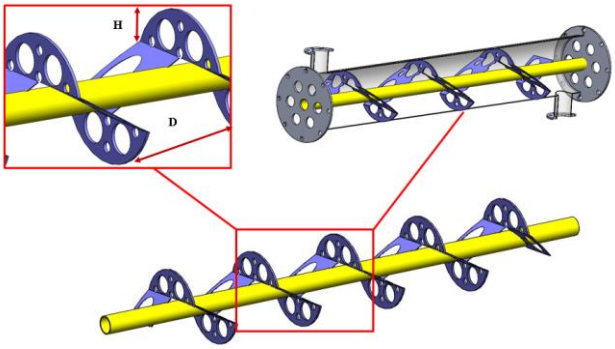
دو مدل هندسی سه‌بعدی برای مبدل‌های حرارتی با بافل تاشو نردبانی در شکل (۱۰) نشان داده شده است. ارتفاع (۰، ۲۰ و ۴۰ میلی‌متر) و گام (۸۵/۷، ۶۰ و ۴۶/۱۵ میلی‌متر) بافل‌ها برای دو نوع دسته لوله دایره‌ای (شکل ۱۰) و بادامکی (شکل ۱۱) برای

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

هر دو ساختار (حفره‌دار و بدون حفره). مدل‌های فیزیکی شامل ناحیه پوسته، دسته لوله‌ها، صفحه لوله‌ها، ساختار بافل تاشو نردبانی و ورودی‌ها و خروجی‌ها در امتداد سمت پوسته هستند.



شکل ۱۰: مبدل حرارتی پوسته و لوله با بافل تاشو نردبانی با ارتفاع‌های مختلف

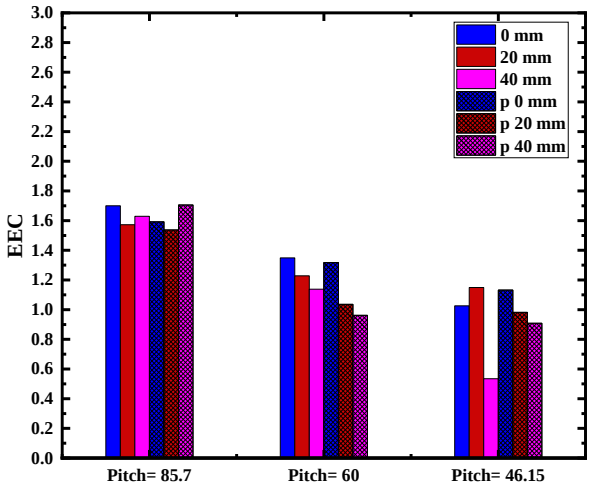


شکل۱۱: مبدل حرارتی پوسته و لوله با بافل تاشو نردبانی حفره‌دار با ارتفاع‌های مختلف

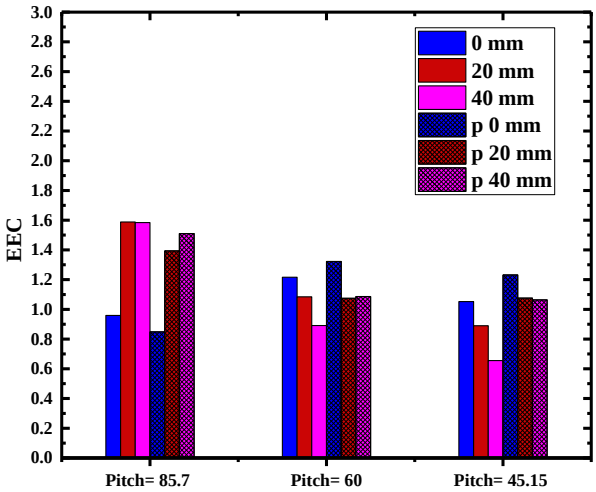
نمودارهای ارائه‌شده در شکل (۱۲) و (۱۳) به‌ترتیب ضریب EEC را برای دسته لوله‌های بادامکی و دایره‌ای ارائه می‌کنند. با توجه به این نمودارها برای دسته لوله‌های بادامکی و دایره‌ای، بالاترین مقدار EEC به بافل نردبانی حفره‌دار (گام ۸۵/۷ میلی‌متر) با ارتفاع ۴۰ میلی‌متر و دسته لوله بادامکی اختصاص داده شده است. در گام ۶۰ میلی‌متر و ۴۶/۱۵ میلی‌متر برای دسته لوله بادامکی، مقدار متوسط EEC به‌طور قابل‌توجهی کاهش می‌یابد. برای هر دو گروه لوله، در گام‌های ۶۰ میلی‌متر و ۴۶,۱۵ میلی‌متر، با افزایش ارتفاع بافل نردبانی، مقدار EEC کاهش می‌یابد و این کاهش در ارتفاع ۴۰ میلی‌متر و گام ۴۶/۱۵ میلی‌متر به حداکثر مقدار خود می‌رسد. در گام ۶۰ میلی‌متر، برای هر دو مدل، افزایش عملکرد با افزایش ارتفاع بافل کاهش می‌یابد و بالاترین مقدار EEC مربوط به زاویه صفر درجه است. ساختار بدون حفره عملکرد بهتری نسبت به بافل حفره‌دار ارائه می‌دهد. در زاویه ۰ درجه در حالت بدون حفره، ضریب EEC نسبت به حالت حفره‌دار ۲/۳۱ درصد افزایش یافت، در زاویه ۲۰ درجه، ۱۵/۶۷ درصد افزایش عملکرد مشاهده شد و برای زاویه ۴۰ درجه، افزایش ۱۵/۴۷ درصدی در عملکرد مشاهده شد.

به‌طورکلی، در گام ۶۰ میلی‌متر، رفتار ترمو هیدرولیک در دسته لوله‌های بادامکی در مقایسه با دسته لوله‌های دایره‌ای (هم برای ساختارهای حفره‌دار و هم برای ساختارهای بدون حفره) بهبودیافته است. در گام ۴۶/۱۵ میلی‌متر به‌دلیل افزایش قابل‌توجه نرخ افت فشار، مقدار EEC کاهش یافت و عملکرد ضعیفی در ارتفاع‌های ۲۰ و ۴۰ میلی‌متر مشاهده شد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]



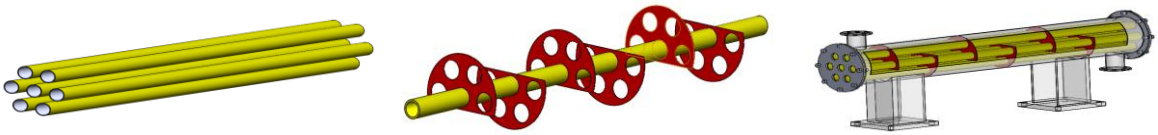
شکل ۱۲: مقدار متوسط EEE برای دسته لوله‌های بادامکی



شکل ۱۳: مقدار متوسط EEE برای دسته لوله‌های دایره‌ای

۳-۳- بررسی مبدل حرارتی پوسته و لوله با نانو سیالات ساده و هیبریدی

در این مطالعه از مدل سه‌بعدی یک مبدل حرارتی پوسته و لوله کوچک همراه با دسته لوله‌های دایره‌ای که با نرم‌افزار سالیدورکس که در شکل (۱۴) نشان داده شده است، استفاده گردید.



شکل ۱۴: مدل سه‌بعدی مبدل حرارتی پوسته و لوله

محاسبه کسر حجمی به وسیله رابطه زیر انجام شده است که در این رابطه φ کسر حجمی کل است که در حالت ساده از یک نوع نانو ذره (p) و در حالت هیبریدی از دو نوع مختلف نانوذره (p1 و p2) تشکیل شده است:

$$\emptyset = \emptyset \qquad (۱۱)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

$$\emptyset = \emptyset_{p1} + \emptyset_{p2} \quad (۱۲)$$

اضافه شدن نانوذرات به آب باعث تغییر در چگالی، ضریب هدایت حرارتی، ظرفیت گرمایی ویژه و لزجت سیال پایه می‌شود. برای بالا بردن دقت نتایج، با استفاده از زبان برنامه‌نویسی C روابط اصلاحی زیر که به‌ترتیب برای محاسبه چگالی، ضریب هدایت گرمایی، ظرفیت گرمایی ویژه و لزجت نانو سیال کاربرد دارند، به‌عنوان تابع ورودی کاربر در نرم‌افزار فلوئنت تعریف شده‌اند:

$$\rho_{nf} = (1-\phi)\rho_f + \phi\rho_s \quad (۱۳)$$

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f - 2\phi(k_f - k_s)}{k_s + 2k_f + \phi(k_f - k_s)} \quad (۱۴)$$

$$(\rho c_p)_{nf} = (1-\phi)(\rho c_p)_f + \phi(\rho c_p)_s \quad (۱۵)$$

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\phi)^{2.5}} \quad (۱۶)$$

در این روابط φ کسر حجمی نانوذرات، T دما، ρ چگالی، μ لزجت، k ضریب هدایت حرارتی و Cp ظرفیت گرمایی ویژه است. زیرنویس‌های f، s و nf به‌ترتیب نشانگر سیال پایه، نانوذره و نانوسیال هستند.

به منظور حل عددی مسئله نیاز به تعیین شرایط مرزی برای تمام مرزهای دامنه محاسباتی می‌باشد. در این تحقیق شرایط مرزی به شرح زیر است.آب با دمای ورودی ۳۷۰ کلوین در اعداد رینولدز ثابت ۲۰۰۰ و ۶۰۰۰ در داخل لوله‌ها در نظر گرفته شده است. در داخل پوسته نانو سیال با دمای ورودی ۲۸۰ کلوین در دبی‌های جرمی ۰/۵، ۱، ۱/۵ و ۲ کیلوگرم بر ثانیه جریان دارد. فشار نسبی برای خروجی‌ها در هر دو سیال برابر با صفر است. شرط عدم لغزش در دیواره‌ها اعمال می‌شود. برای صفحه لوله، بافل‌ها و پوسته شار حرارتی صفر در نظر گرفته می‌شود. از نشتی بین اتصالات بافل-لوله و بافل-پوسته چشم‌پوشی می‌گردد. خصوصیات ترموفیزیکی آب و نانوذرات در جدول (۴) ذکرشده است.

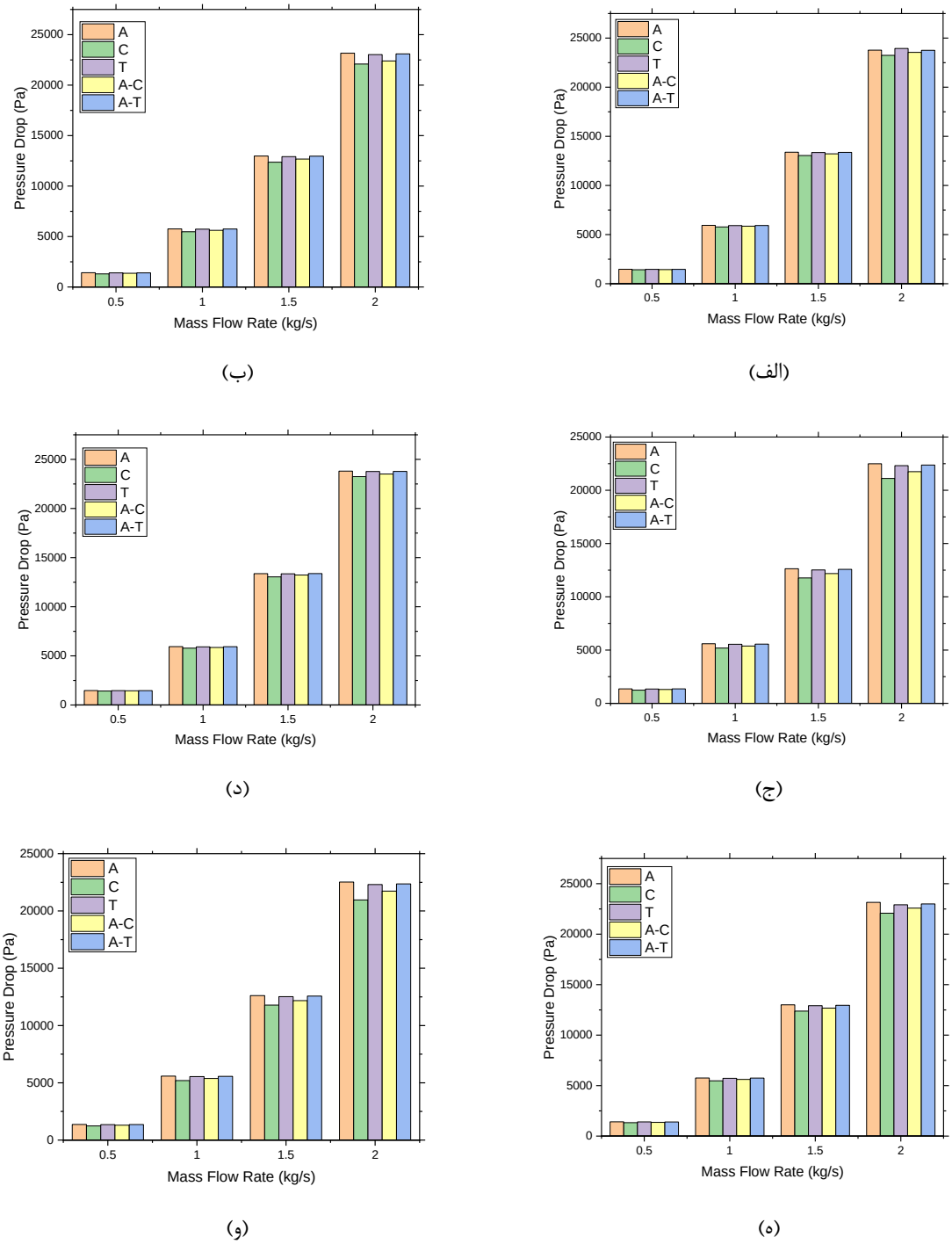
جدول ۴: خصوصیات ترموفیزیکی آب و نانوذرات

	ρ(kg/m^3)	Cp(J/kgK)	k(W/mK)
Al_2O_3	۳۹۷۰	۷۶۵	۳۶
CuO	۶۵۰۰	۵۳۵	۲۰
TiO_2	۴۲۵۰	۶۸۶	۹
Water	۹۹۸	۴۱۸۰	۰/۶

افت فشار در سمت پوسته عامل مهمی در طراحی مبدل‌های حرارتی به شمار می‌رود. در این بخش، تأثیر استفاده از نانو سیال در ناحیه پوسته بررسی می‌شود. نتایج عددی شکل‌های ارائه‌شده (شکل ۱۵ و ۱۶) نشان می‌دهد که افت فشار، با افزایش جریان جرمی سمت پوسته افزایش می‌یابد.

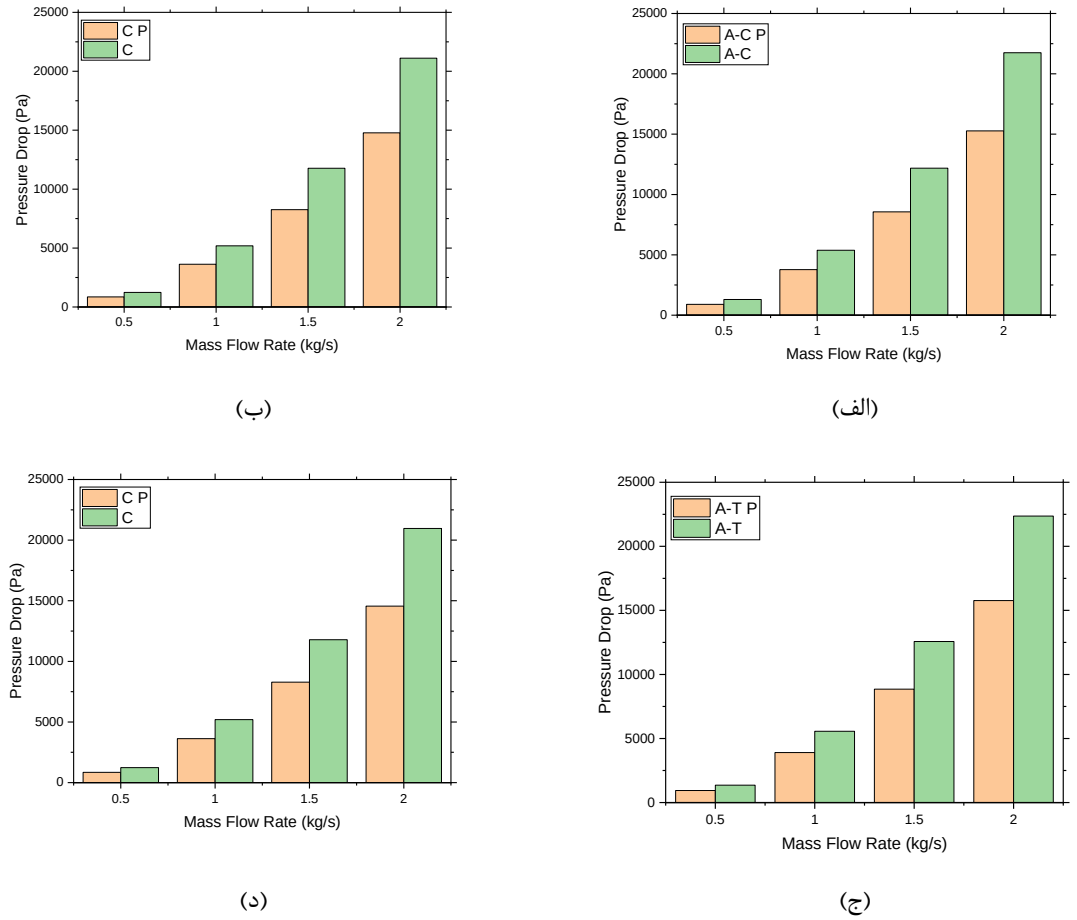
همان‌طور که از نتایج مشاهده می‌شود، ساختار با بافل قطاعی سوراخ‌دار (P) افت فشار را نسبت به طرح بافل قطاعی تا ۳۰ درصد کاهش می‌دهد. درواقع با کاهش انحنای مسیر جریان، نیروی کمی برای هدایت سیال در داخل دسته لوله‌ها لازم است. درنتیجه، بافلی که می‌تواند باعث جریان طولی شود، افت فشار را به میزان قابل‌توجهی کاهش می‌دهد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]



شکل۱۵: (الف)، (ب) و (ج) افت فشار سمت پوسته با بافل قطاعی در رینولدز لوله ۲۰۰۰ در کسر حجمی ۱ تا ۳ درصد (د)، (ه) و (و) افت فشار سمت پوسته با بافل قطاعی در رینولدز لوله ۶۰۰۰ در کسر حجمی ۱ تا ۳ درصد

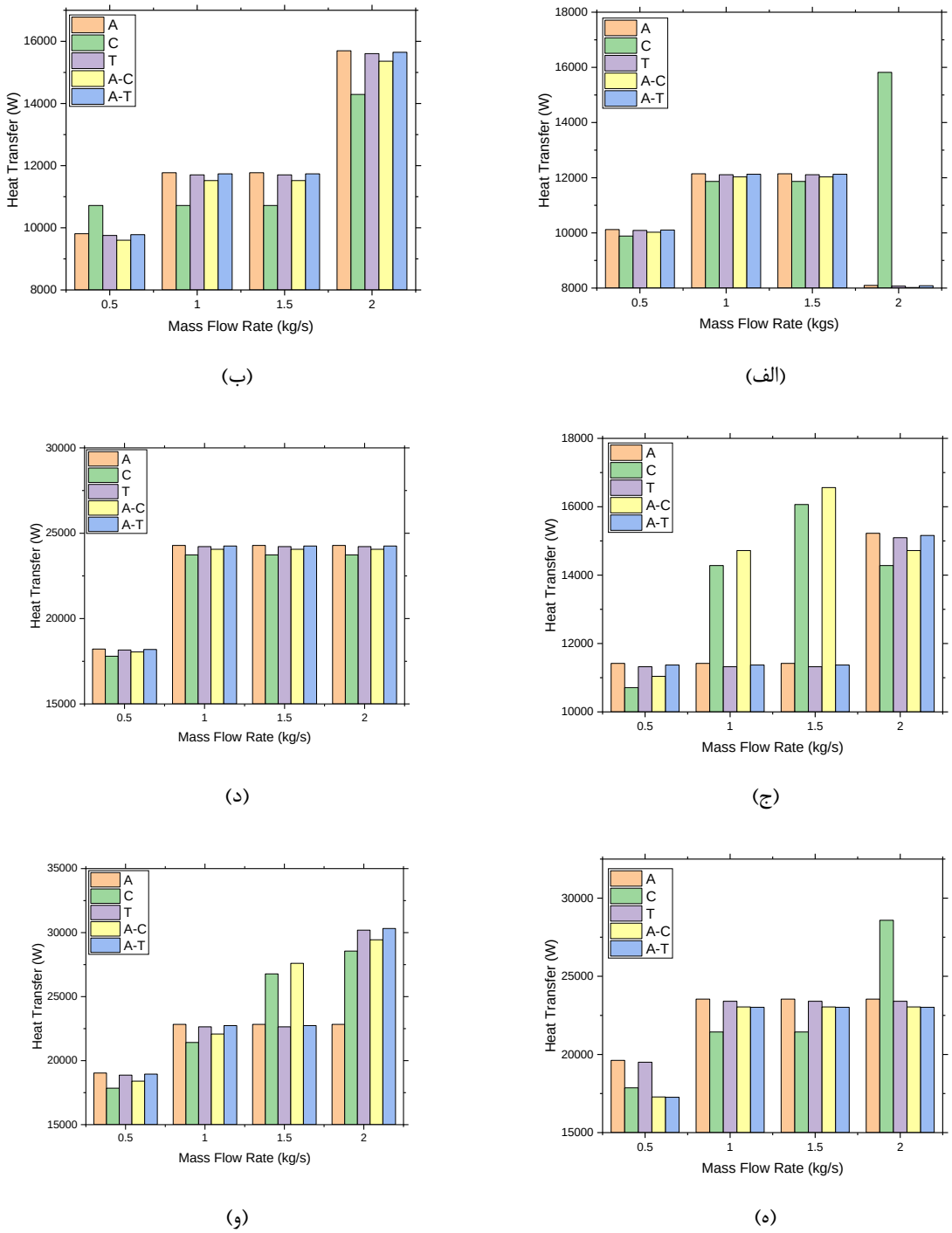
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]



شکل۱۶: (الف) و (ب) افت فشار سمت پوسته با بافل قطاعی سوراخ‌دار در رینولدز لوله ۲۰۰۰ در کسر حجمی۳ درصد (ج) و (د) افت فشار سمت پوسته با بافل قطاعی سوراخ‌دار در رینولدز لوله ۶۰۰۰ در کسر حجمی۳ درصد

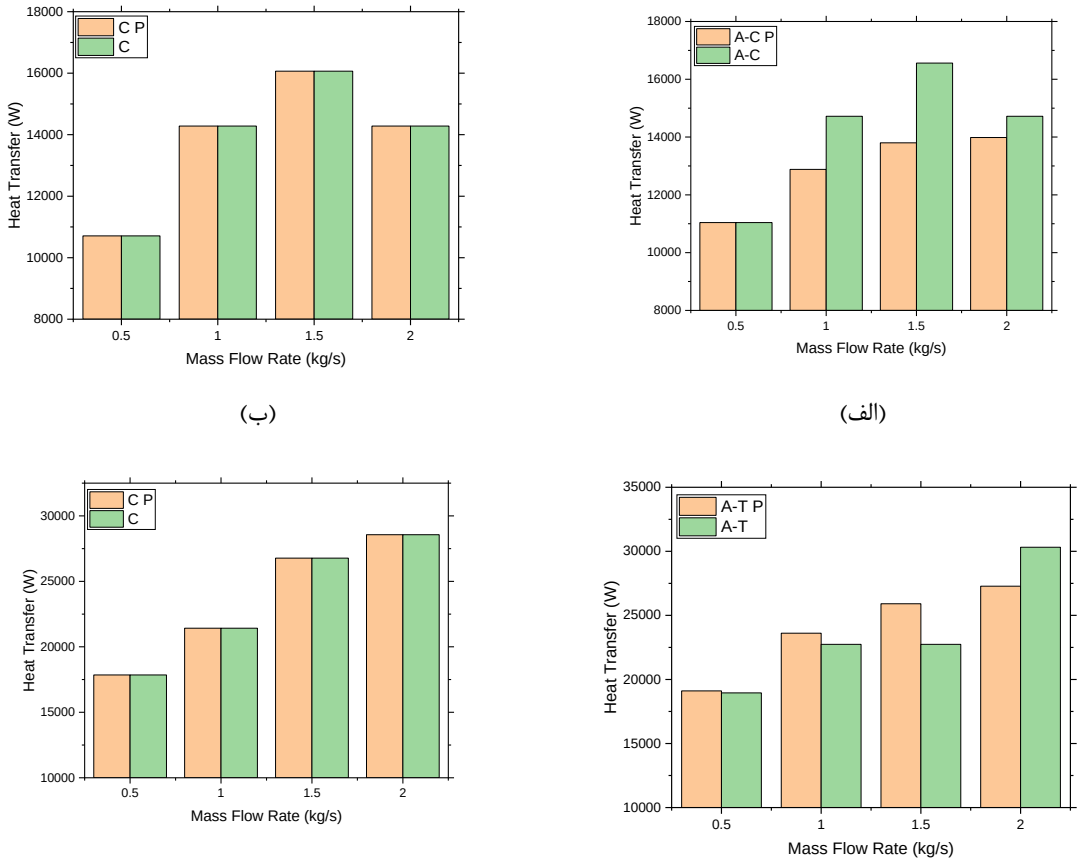
حداکثر انتقال حرارت سمت پوسته با بافل قطاعی در عدد رینولدز سمت لوله ۲۰۰۰ مربوط به نانو سیال هیبریدی A-C به مقدار ۱۶۵۶۰ وات در دبی جرمی سمت پوسته ۱/۵ کیلوگرم بر ثانیه و کسر حجمی ۳ درصد می‌باشد. در شرایط مشابه، ساختار بافل سوراخ‌دار (P) باعث کاهش انتقال حرارت تا ۱۷ درصد می‌شود. هم‌چنین بیش‌ترین انتقال حرارت سمت پوسته با بافل قطاعی در عدد رینولدز سمت لوله ۶۰۰۰ مربوط به نانوسیال هیبریدی A-T به میزان ۳۰۳۲۰ وات در دبی جرمی سمت پوسته ۲ کیلوگرم بر ثانیه و کسر حجمی ۳ درصد می‌باشد. در این حالت، ساختار بافل سوراخ‌دار (P) باعث کاهش انتقال حرارت تا ۱۰درصد می‌شود.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]



شکل۱۷: (الف)، (ب) و (ج) انتقال حرارت سمت پوسته با بافل قطاعی در رینولدز لوله ۲۰۰۰ در کسر حجمی ۱ تا ۳ درصد؛ (د)، (ه) و (و) انتقال حرارت سمت پوسته با بافل قطاعی در رینولدز لوله ۶۰۰۰ در کسر حجمی ۱ تا ۳ درصد

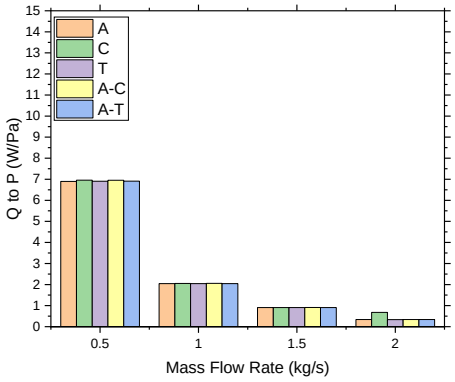
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]



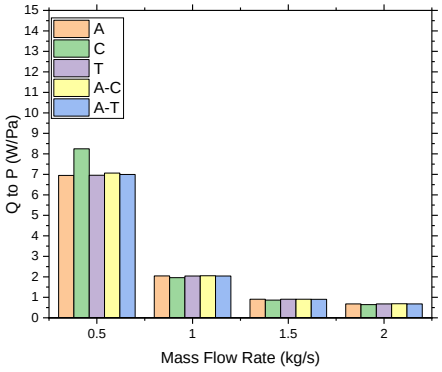
شکل۱۸: (الف) و (ب) انتقال حرارت سمت پوسته با بافل قطاعی سوراخ‌دار در رینولدز لوله ۲۰۰۰ در کسر حجمی ۳ درصد (ج) و (د) انتقال حرارت سمت پوسته با بافل قطاعی سوراخ‌دار در رینولدز لوله ۶۰۰۰ در کسر حجمی ۳ درصد

انتقال حرارت کل سمت پوسته (Q) و افت فشار سمت پوسته (ΔP) به یکدیگر وابسته هستند، به‌گونه‌ای که افزایش یکی منجر به افزایش دیگری می‌شود. در نتیجه نسبت انتقال حرارت سمت پوسته به افت فشار ($Q/\Delta P$) در دبی جرمی برابر، یک مقیاس مهم برای بررسی عملکرد مبدل حرارتی پوسته و لوله است.بیش‌ترین مقدار نسبت Q/P سمت پوسته با بافل قطاعی در عدد رینولدز سمت لوله ۲۰۰۰ و ۶۰۰۰، به‌ترتیب برابر با ۹ و ۱۴ مربوط به نانوسیال C با کسر حجمی ۳٪ و دبی جریان جرمی سمت پوسته ۰/۵ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. مشاهده می‌شود که ساختار بافل سوراخ‌دار(P) در این وضعیت، سبب بهبود نسبت انتقال حرارت به افت فشار تا ۳۱ درصد شده است(شکل های ۱۹ و ۲۰)..

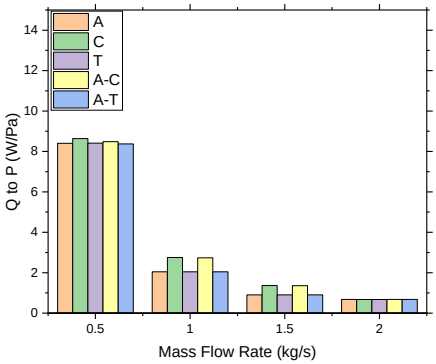
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]



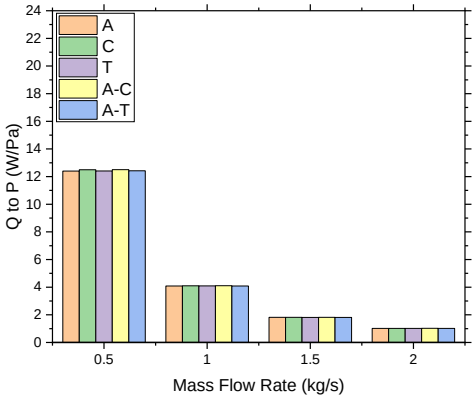
(الف)



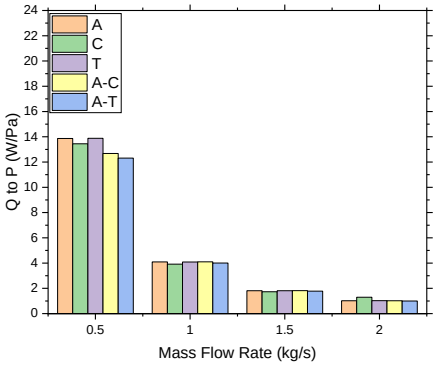
(ب)



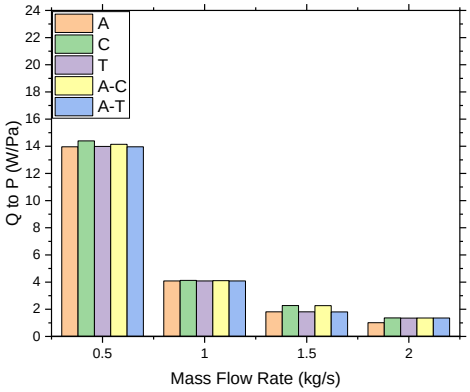
(ج)



(د)



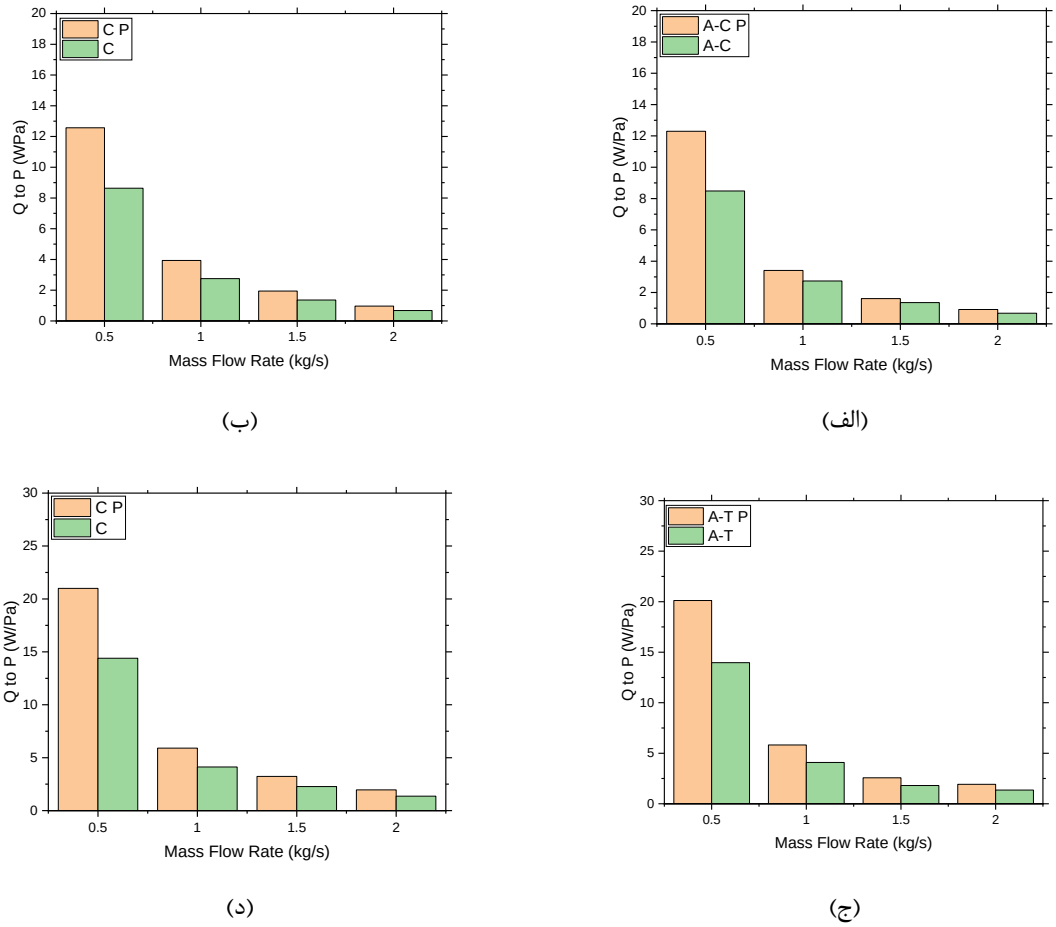
(ه)



(و)

شکل۱۹: (الف)، (ب) و (ج) نسبت Q به P سمت پوسته با بافل قطاعی در رینولدز لوله ۲۰۰۰ در کسر حجمی ۱ تا ۳ درصد؛ (د)، (ه) و (و) نسبت Q به P سمت پوسته با بافل قطاعی در رینولدز لوله ۶۰۰۰ در کسر حجمی ۱ تا ۳ درصد

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]



شکل۲۰: (الف) و (ب) نسبت Q به P سمت پوسته با بافل قطاعی سوراخ‌دار در رینولدز لوله ۲۰۰۰ در کسر حجمی ۳ درصد؛ (ج) و (د) نسبت Q به P سمت پوسته با بافل قطاعی سوراخ‌دار در رینولدز لوله ۶۰۰۰ در کسر حجمی ۳ درصد

۴- صحت سنجی:

به‌منظور ارزیابی دقت و صحت مدل‌سازی عددی و شبکه محاسباتی، نتایج حاصل از پژوهش حاضر با نتایج تحلیلی روش استاندارد بل–دلاور و داده‌های شبیه‌سازی و آزمایشگاهی اوزدن و تری [۱۰] مقایسه گردید. در این اعتبارسنجی، نرخ انتقال حرارت (Q) و افت فشار سمت پوسته در یک مبدل حرارتی پوسته و لوله با بافلهای قطاعی ساده در دبی‌های جرمی مختلف (در دبی های ۰/۵ تا ۲ کیلوگرم بر ثانیه) به‌عنوان دو شاخص اصلی مقایسه انتخاب شدند. نتایج این مقایسه در جدول (۵) ارائه‌شده است.

۱. مقایسه با نتایج عددی اوزدن و تری [۱۰]: بیشینه اختلاف در ضریب انتقال حرارت برابر با ۶/۹۶٪ و در افت فشار برابر با ۷/۸۸٪ می‌باشد که نشان‌دهنده هم‌پوشانی و انطباق بسیار عالی حل عددی حاضر با مدل مرجع است.

۲. مقایسه با روش تجربی-تحلیلی بل-دلاور: بیشینه اختلاف در ضریب انتقال حرارت برابر با ۶/۳۲٪ و در افت فشار برابر با ۹/۱۱٪ به‌دست آمده است. علت اصلی کم‌تر بودن افت فشار در روش بل-دلاور نسبت به شبیه‌سازی CFD، وجود اثرات نشتی جریان از فواصل بین لوله‌ها و بافل و پوسته در روابط اصلاح‌شده بل-دلاور (جریان‌های نشت B و E) است که باعث کاهش جزئی افت فشار کل نسبت به شبیه‌سازی با فواصل ایده‌آل عددی می‌گردد.

۳. با توجه به اینکه در تمامی دبی‌های جرمی، اختلاف نتایج کم‌تر از مرز خطای مجاز مهندسی (۱۰٪) است، فرآیند شبکه محاسباتی، انتخاب مدل آشفتگی (εk — ε) و شرایط مرزی اعمال‌شده از اعتبار و دقت کافی برخوردار بوده و نتایج حاصل از پیکربندی‌های جدید (لوله‌های بادامکی و بافل‌های سوراخ‌دار) قابل استناد می‌باشند.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

جدول ۵: مقایسه نتایج

دبی جرمی	پارامتر	تحقیق حاضر (Present Study)	روش بل-دلاور (Bell-Delaware Method)	تایج اوزدن و تری (Özden & Tari)	اختلاف نتایج با روش بل-دلاور (%)	اختلاف نتایج با تحقیق اوزدن و تری (%)
۰/۵	$h(W/m^2K)$	۵۴۸	۵۸۵	۵۲۵	۶/۳۲	۴/۳۸
	$\Delta P(Pa)$	۴۳۱۰	۳۹۵۰	۴۱۲۰	۹/۱۱	۴/۶۱
۱	$h(W/m^2K)$	۱۱۴۲	۱۲۱۰	۱۰۸۰	۵/۶۲	۵/۷۵
	$\Delta P(Pa)$	۱۵۸۵۰	۱۴۶۰۰	۱۴۸۰۰	۸/۵۶	۷/۰۹
۱/۵	$h(W/m^2K)$	۱۷۶۵	۱۸۸۰	۱۶۵۰	۶/۱۲	۶/۹۶
	$\Delta P(Pa)$	۳۴۵۲۰	۳۱۹۰۰	۳۲۱۰۰	۸/۲۱	۷/۵۳
۲	$h(W/m^2K)$	۲۳۸۰	۲۵۲۰	۲۲۴۰	۵/۵۵	۶/۲۵
	$\Delta P(Pa)$	۵۸۸۰۰	۵۴۲۰۰	۵۴۵۰۰	۸/۴۸	۷/۸۸

۵- نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر، ساختار بافل پیشنهادی همراه با یک دسته لوله (بافل قطاعی سوراخ‌دار (PSB)، بافل مارپیچ تک گذر سوراخ‌دار (PSHB) و بافل مارپیچ دو گذر سوراخ‌دار (PDPHB) مجهز به دسته لوله‌های مختلف (دایره‌ای، بیضوی و بادامکی) به‌صورت عددی موردمطالعه قرار می‌گیرد.نتایج نشان داد افت فشار در بافل مارپیچ تک گذر سوراخ‌دار(PSPHB) در مقایسه با بافل مارپیچ تک گذر، بافل قطاعی سوراخ‌دار (PSB) نسبت به بافل قطاعی و بافل مارپیچ دو گذر سوراخ‌دار (PDPHB) در مقایسه با بافل مارپیچ دو گذر به‌ترتیب ۱۷/۷٪، ۲۰٪ و ۱۴٪ کاهش یافته است. برای همه دسته لوله‌ها، بافل PSPHB بهترین کارایی را بین بافل‌های پیشنهادی نشان داد.

با مقایسه شاخص EEC، بافل PSPHB با دسته لوله‌های بادامکی بالاترین مقدار را با ۱/۶ ارائه کرد. پس‌ازآن، دسته لوله بیضوی مجهز به همان ساختار بافل با ۱/۴ در رتبه دوم قرار گرفت. بااین‌وجود، این ساختار جدید می‌تواند یک جایگزین مناسب برای بافل قطاعی معمولی مبدل حرارتی برای صرفه‌جویی در انرژی برای مدت طولانی باشد.

با مقایسه اثر پارامترهای هندسی در دو حالت حفره‌دار و بدون حفره (گام بافل، ارتفاع بافل) برای هر دو دسته لوله (بادامکی و دایره‌ای)، طرح بهینه ارائه‌شده است. نتایج نشان می‌دهد که در مقایسه با بافل قطاعی، استفاده از حفره در بافل تاشو نردبانی، افت فشار را برای هر دو دسته لوله(بادامکی و دایره‌ای) کاهش می‌دهد. بالاترین نسبت انتقال حرارت به افت فشار در نرخ جریان ۰/۵ کیلوگرم بر ثانیه (برای هر دو دسته لوله) مشاهده شد. برای هر دو ساختار تاشو نردبانی (حفره‌دار و بدون حفره) افزایش ارتفاع بافل تاشو نردبانی باعث کاهش ضریب EEC می‌شود. به بیان جامع‌تر، بافل تاشو نردبانی حفره‌دار (گام ۸۵/۷ میلی‌متر) با ارتفاع ۴۰ میلی‌متر و دسته لوله بادامکی بالاترین EEC را در بین تمام مدل‌های بررسی‌شده ارائه می‌دهد.

نتایج نشان داد افت فشار، با افزایش جریان جرمی سمت پوسته افزایش می‌یابد.ساختار با بافل قطاعی سوراخ‌دار (P) افت فشار را نسبت به طرح بافل قطاعی (بدون سوراخ) تا ۳۰ درصد کاهش می‌دهد. افزودن نانوذرات به آب با کسرهای حجمی ۱، ۲و ۳ درصد سبب افزایش میزان انتقال حرارت شد. بیش‌ترین انتقال حرارت مربوط به نانو سیالات هیبریدی A-C و A-T هر دو در کسر حجمی ۳ درصد به دست آمد. استفاده از ساختار بافل سوراخ‌دار (P) سبب کاهش انتقال حرارت گردید. بیش‌ترین نسبت Q/P در عدد رینولدز سمت لوله ۲۰۰۰ و ۶۰۰۰، به‌ترتیب برابر با ۹ و۱۴مربوط به نانوسیال C در کسر حجمی ۳٪ می‌باشد. ساختار بافل سوراخ‌دار (P)، سبب بهبود نسبت انتقال حرارت به افت فشار (Q/ΔP) تا ۳۱ درصد شد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

مراجع

[1] B. I. Master, K. S. Chunangad, V. Pushpanathan, Fouling mitigation using helixchanger heat exchangers, (2003).

[2] J. F. Zhang, B. Li, W. J. Huang, Y. G. Lei, Y. L. He, W. Q. Tao, Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles, Chemical Engineering Science, 64 (2009) 1643-1653.

[3] R. Mukherjee, Use double-segmental baffles in shell-and-tube heat exchangers, Chemical Engineering Progress, 88 (1992) 47-51.

[4] R. L. Webb, N. H. Kim, Principles of Enhanced Heat Transfer, (1994).

[5] H. Li, V. Kottke, Effect of the leakage on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41 (1998) 425-433.

[6] H. Li, V. Kottke, Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement by mass transfer measurements, Experimental Thermal and Fluid Science, 17 (1998) 210-216.

[7] G. Kumaresan, R. Santosh, P. Duraisamy, R. Venkatesan, N. S. Kumar, Numerical analysis of baffle cut on shell side heat exchanger performance with inclined baffles, Heat Transfer Engineering, 39 (2018) 1156-1165.

[8] H. B. Zahid, A. Mubashar, M. Waqas, M. H. Siddiqi, U. Munir, S. M. A. Naqvi, Experimental and CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations, Thermal Science, 27 (2023) 843-853.

[9] A. Youcef, R. Saim, H. F. Öztop, M. Ali, Turbulent forced convection in a shell and tube heat exchanger equipped with novel design of wing baffles, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 29 (2019) 2103-2127.

[10] E. Ozden, I. Tari, Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger, Energy Conversion and Management, 51 (2010) 1004-1014.

[11] K. T. R. Raj, S. Ganne, Shell side numerical analysis of a shell and tube heat exchanger considering the effects of baffle inclination angle on fluid flow using CFD, Thermal Science, 16 (2012) 1165-1174.

[12] H. Uosofvand, A. A. Abbasian Arani, A. Arefmanesh, Effect of baffle orientation on shell tube heat exchanger performance, Journal of Heat and Mass Transfer Research, 4 (2017) 83-90.

[13] D. Kral, P. Stehlik, H. Van Der Ploeg, B. I. Master, Helical baffles in shell-and-tube heat exchangers, Part I: Experimental verification, Heat Transfer Engineering, 17 (1996) 93-101.

[14] Q. W. Wang, L. Q. Luo, M. Zeng, L. Wang, W. Q. Tao, Y. P. Huang, Shell-side heat transfer and pressure drop of shell-and-tube heat exchangers with overlap helical baffles, Journal of Chemical Industry and Engineering, 56 (2005) 598-601.

[15] M. J. Nasr, A. Shafeghat, Fluid flow analysis and extension of rapid design algorithm for helical baffle heat exchangers, Applied Thermal Engineering, 28 (2008) 1324-1332.

[16] J. Lutcha, J. Nemcansky, Performance improvement of tubular heat exchangers by helical baffles, Chemical Engineering Research and Design, 68 (1990).

[17] Q. Wang, G. Chen, M. Zeng, Q. Chen, B. Peng, D. Zhang, L. Luo, Shell-side heat transfer enhancement for shell-and-tube heat exchangers by helical baffles, Chemical Engineering, 21 (2010).

[18] M. Zhang, F. Meng, Z. Geng, CFD simulation on shell-and-tube heat exchangers with small-angle helical baffles, Frontiers of Chemical Science and Engineering, 9 (2015) 183-193.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

[19] J. F. Yang, M. Zeng, Q. W. Wang, Numerical investigation on combined single shell-pass shell-and-tube heat exchanger with two-layer continuous helical baffles, International Journal of Heat and Mass Transfer, 84 (2015) 103-113.

[20] T. A. Ibrahim, A. Gomaa, Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow, International Journal of Thermal Sciences, 48 (2009) 2148-2158.

[21] H. Uosofvand, A. A. Abbasian Arani, Shell-and-tube heat exchangers performance improvement employing hybrid segmental–helical baffles and ribbed tubes combination, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 43 (2021) 1-15.

[22] N. Tran, C. C. Wang, Effects of tube shapes on the performance of recuperative and regenerative heat exchangers, Energy, 169 (2019) 1-17.

[23] Z. Zhang, Z. Yu, X. Fang, An experimental heat transfer study for helically flowing outside petal-shaped finned tubes with different geometrical parameters, Applied Thermal Engineering, 27 (2007) 268-272.

[24] I. Shahrul, I. Mahbubul, R. Saidur, S. Khaleduzzaman, M. Sabri, Performance evaluation of a shell and tube heat exchanger operated with oxide based nanofluids, Heat and Mass Transfer, 52 (2016) 1425-1433.

[25] R. Walvekar, M. K. Siddiqui, S. Ong, A. F. Ismail, Application of CNT nanofluids in a turbulent flow heat exchanger, Journal of Experimental Nanoscience, 11 (2016) 1-17.

[26] A. R. Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, Heat transfer and flow characteristics of Al2O3–water nanofluid in a double tube heat exchanger, International Communications in Heat and Mass Transfer, 47 (2013) 105-112.

[27] S. H. Rostamian, M. Biglari, S. Saedodin, M. H. Esfe, An inspection of thermal conductivity of CuO-SWCNTs hybrid nanofluid versus temperature and concentration using experimental data, ANN modeling and new correlation, Journal of Molecular Liquids, 231 (2017) 364-369.

[28] M. Akbari, M. M. Sarafraz, M. Arjomandi, Numerical investigation and multi-objective optimization of thermal-hydraulic performance in shell-and-tube heat exchangers equipped with dimpled tube bundles. Applied Thermal Engineering, 238 (2024), 122045.

[29] J. Zhang, Y. Wang, M. Li, X. Liu, Experimental and numerical study on flow characteristics and dead-zone reduction in shell-and-tube heat exchangers with optimized segmental baffle configurations. International Journal of Heat and Mass Transfer, 211 (2023), 124230.

[30] A. S. Eren, O. Aydın, Performance increasement in shell-and-tube heat exchangers with dimpled tube bundles: Boundary layer disruption and vortex dynamics. International Communications in Heat and Mass Transfer, 151 (2024), 107248.

[31] Z. Chen, L. Guo, H. Zhao, H. Investigate the impact of dimple size, pitch ratio, and distribution on convective heat transfer and pressure drop in tubular heat exchangers. Frontiers in Heat and Mass Transfer, 22(2024), 812–829.

[32] P. Kowalski, M. Radwan, Experimental and computational investigation of heat transfer and fluid flow properties in a shell-and-tube heat exchanger using helically dimpled tubes. Case Studies in Thermal Engineering, 45 (2023), 102980.

[33] J. Liu, Z. Liu, W. Liu, 3D numerical study on shell side heat transfer and flow characteristics of rod-baffle heat exchangers with spirally corrugated tubes, International Journal of Thermal Sciences, 89 (2015) 34-42.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]

Optimization and Performance Enhancement of Shell-and-Tube Heat Exchangers Using Different Segmental Baffle Arrangements and Dimpled Tube Bundles

Mehdi Marzban[1*], Mehdi Nakisa[2]

[1] Ph.D. Candidate, Department of Mechanical Engineering, Dashtestan Branch, Islamic Azad University, Bushehr, Iran
[2] Ph.D., Department of Mechanical Engineering, Bushehr Branch, Islamic Azad University, Bushehr, Iran

Received: Summer 2026 Accepted: Summer 2026

Abstract

In the present study, the structures of perforated segmental baffles, perforated single-pass helical baffles, and perforated double-pass helical baffles equipped with different tube bundles (circular, elliptical, and almond-shaped) were numerically investigated. Parameters such as pressure drop, heat transfer-to-pressure drop ratio, and thermal performance factor were evaluated to examine the performance of the proposed baffle configurations in comparison with the baseline structures (segmental baffle, single-pass helical baffle, and double-pass helical baffle) incorporating different tube bundle geometries. The results indicated that the reduction in pressure drop for the perforated single-pass helical baffle compared with the single-pass helical baffle, for the perforated segmental baffle compared with the segmental baffle, and for the perforated double-pass helical baffle compared with the double-pass helical baffle was 17.7%, 20%, and 14%, respectively. For all tube bundle configurations, the perforated single-pass helical baffle exhibited the best performance among the proposed baffle arrangements. It was followed by the elliptical tube bundle equipped with the same baffle structure, with a performance factor of 1.4, ranking second. Regarding the effect of employing five different nanofluids, the results showed that the highest heat transfer-to-pressure drop ratio at tube-side Reynolds numbers of 2000 and 6000 was 9 and 14, respectively, corresponding to the water–copper oxide nanofluid at a 3% volume fraction.

Key words: Heat transfer, Baffle, Almond-shaped tube, Dimpled tube bundle
*corresponding author: 4160004237@iau.ir

Cite this article as: Mehdi Marzban, Mehdi Nakisa, Optimization and Performance Enhancement of Shell-and-Tube Heat Exchangers Using Different Segmental Baffle Arrangements and Dimpled Tube Bundles. **Journal of Energy Conversion, 2026, 13(2), 83-103**

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-10-21]