

# بررسی عددی تأثیر درون لوله‌یی دوار دوپره‌یی بر عملکرد آبگرمکن گازی فوری

فاطمه اقلیمی مقدم (دانشجوی کارشناسی ارشد)

کوروش گودرزی\* (دانشیار)

غلامرضا زنده‌بودی (استادیار)

امین موسایی (استادیار)

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه یاسوج

مهندسی مکانیک شریف، پاییز ۱۳۹۷  
دوری ۳-۳۳، شماره ۲، ص. ۶۹-۶۳

در این پژوهش، اثر استفاده از درون لوله‌یی‌ها به عنوان یک روش غیرفعال افزایش انتقال حرارت، بر عملکرد آبگرمکن گازی فوری مورد بررسی قرار گرفته است. برای تحلیل و بررسی کارایی و تأثیر پارامتر هندسی درون لوله‌یی‌ها و پارامترهای فیزیکی جریان، جریان پایا و تراکم ناپذیر آب در آبگرمکن گازی، با استفاده از نرم‌افزار تجاری ANSYS CFX14 مدل‌سازی شده است. مدل توربولانسی تنش برشی انتقالی، برای رژیم جریان مغشوش سیال استفاده شده است. با استفاده از نتایج مدل‌سازی، پارامترهای عملکردی مهم مانند ضریب اصطکاک، عدد ناسلت و ضریب عملکرد حرارتی محاسبه، و تجزیه و تحلیل شده است. تأثیر پارامترهای هندسی درون لوله‌یی از قبیل طول گام و زاویه پره بر عملکرد آبگرمکن گازی ارزیابی شده است. با مشاهده نتایج و مقایسه‌ی آنها، درون لوله‌یی دوپره‌یی با زاویه پره ۵۵ و ۷۰ درجه با میانگین ضریب عملکرد حرارتی ۱/۲۱۵ و ۱/۱۹۳ بهترین عملکرد را در آبگرمکن گازی مورد مطالعه داشته است.

fatemeh.eghlimi@gmail.com  
kgoudarzi@yu.ac.ir  
zendehebudi@yahoo.com  
moosaie@yu.ac.ir

واژگان کلیدی: آبگرمکن گازی، انتقال حرارت، درون لوله‌یی دوار، ضریب اصطکاک، عدد ناسلت، ضریب عملکرد حرارتی.

## ۱. مقدمه

تأثیرگذاری و سودمندی هریک از این روش‌ها شدیداً به نحوه‌ی انتقال حرارت، تک‌فاز بودن یا نبودن جریان، انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد یا اجباری، جابه‌جایی اجباری جوشش یا میعان، نوع مبدل و فرایند کاربردی در آن مبدل‌های حرارتی بستگی دارد. به طور کلی روش‌های افزایش انتقال حرارت در جریان‌های آرام به دلیل این که ضریب انتقال حرارت معمولاً پایین است، از اهمیت بسیار زیادی برخوردار است. بر همین اساس مغشوش‌کننده‌ها به عنوان یکی از مهمترین و مؤثرترین روش‌های غیرفعال افزایش انتقال حرارت محسوب می‌شوند. این وسایل به طور غیرمستقیم، انرژی انتقالی از سطوح تبادل حرارت را با جابه‌جایی جریان از سطح کانال گرم یا سرد شده با حجم سیال جریان مرکزی، بهبود می‌دهند. افزایش در خاصیت آشفستگی و چرخش سیال مهمترین دلایل استفاده از مغشوش‌کننده‌ها برای افزایش انتقال حرارت است. «مغشوش‌کننده‌های دوار» نوع جدیدی از این مغشوش‌کننده‌ها هستند که اولین بار توسط یانگ<sup>[۱]</sup> معرفی شد. این ابزار دارای چهار جزء اصلی شامل روتورها، سیم استیل، پین‌های اتصال حاشیه‌یی و پایه‌های ثابت هستند. روتورها اجزای تابعی هستند که تحت نرخ جریان جرمی مشخص برای بهبود انتقال حرارت و تمیزکاری خودکار رسوب‌ها به کار می‌روند. فننگ زیانگ<sup>[۲]</sup> و همکاران<sup>[۳]</sup> با بررسی آزمایشگاهی لوله‌ی مجهز به مغشوش‌کننده‌ی دوار و لوله‌ی معمولی نشان دادند که

بررسی روش‌های افزایش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در صنعت تبرید، خودرو، فرایندهای صنعتی، پتروشیمی و موارد دیگر به منظور افزایش راندمان طی سالیان گذشته مورد توجه قرار گرفته است. روش‌های افزایش انتقال حرارت اساساً باعث کاهش مقاومت گرمایی در مبدل‌های حرارتی متداول، با افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شوند. بنابراین اندازه‌ی مبدل حرارتی را می‌توان کاهش داد یا از اختلاف دمای لازم برای انتقال حرارت کاست. روش‌های افزایش انتقال حرارت را به طور کلی می‌توان به سه دسته‌ی فعال<sup>۱</sup>، غیرفعال<sup>۲</sup>، یا ترکیبی از این دو تقسیم‌بندی کرد.<sup>[۱]</sup> مشخصه و ویژگی اصلی روش‌های غیرفعال این است که برای افزایش انتقال حرارت به منبع قدرت خارجی نیاز ندارند. در این روش‌ها معمولاً از اصلاحات سطحی یا هندسی در کانال‌های جریان، جا دادن مواد یا فنرهای خاص، یا اضافه کردن بعضی از وسایل خاص استفاده می‌شود. به استثناء سطوح توسعه یافته که سطح انتقال حرارت مؤثر آن افزایش یافته است، طرح‌های غیرفعال با آشفته کردن یا دگرگون ساختن رفتار جریان موجود، باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شوند.

\* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۵/۹/۱، اصلاحیه ۱۳۹۵/۱۱/۱۸، پذیرش ۱۳۹۶/۳/۲۹.

DOI: 10.24200/J40.2018.6417

و ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی افزایش یافته‌اند. نتایج شبیه‌سازی آنها نشان می‌دهد که برای روتورهای با شکل مقطع مختلف، روتور با مقطع بیضوی نسبت به دیگر روتورها، دارای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی بیشتری است. برای روتورهای با تعداد تیغه‌های مختلف، با افزایش تعداد تیغه‌ها، عدد ناسلت و ضریب عملکرد حرارتی افزایش یافته‌اند.

یانگ و همکاران<sup>[۹]</sup> با مطالعه‌ی آزمایشگاهی مشخصه‌های انتقال حرارت و ضریب اصطکاک مربوط به جریان آب در رژیم جریان آشفته درون مبدل گرمایی پوسته و لوله نشان دادند که لوله‌ی دایروی مجهز به روتور ماریچی پله‌دار<sup>[۱۴]</sup> (SLR) یکنواخت، روتور با مقاومت کم در مقابل جریان (LFR) یکنواخت و روتور ترکیبی از SLR و LFR را بررسی کردند. ژانگ و همکاران<sup>[۱۱]</sup> به مرور و مقایسه‌ی مطالعات انجام شده در زمینه‌ی درون لوله‌ی‌های ماریچی ساکن و دوار پرداختند. اگرچه کارهای آزمایشگاهی برای بهبود مشخصه‌های انتقال حرارت مربوط به دسته روتورهای رشته‌ی<sup>۱۵</sup> زیاد بوده اما، مطالعات عددی انجام شده در این مورد اندک است. از طرفی تمرکز مطالعات انجام شده در این زمینه بر تأثیر جایگذاری دسته روتورهای رشته‌ی روی مبدل حرارتی پوسته و لوله بوده و در سایر مبدل‌های حرارتی بررسی نشده‌اند. بنابراین هدف از این مقاله مطالعه‌ی عددی سه بعدی مشخصه‌های ضریب اصطکاک و انتقال حرارت جریان آب درون لوله‌ی بیضوی مربوط به مبدل گرمایی در آبگرمکن گازی است که به روتورهای ماریچی مجهز شده است.

## ۲. مدل سازی عددی

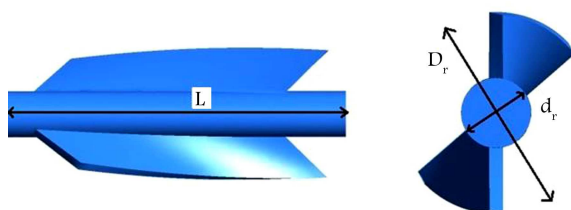
### ۱.۲. مدل فیزیکی

مدل‌های فیزیکی مربوط به روتور تیغه‌ی ماریچی دایره‌ی و لوله‌ی آبگرمکن مجهز به آن در شکل‌های ۱ و ۲ نشان داده شده است.

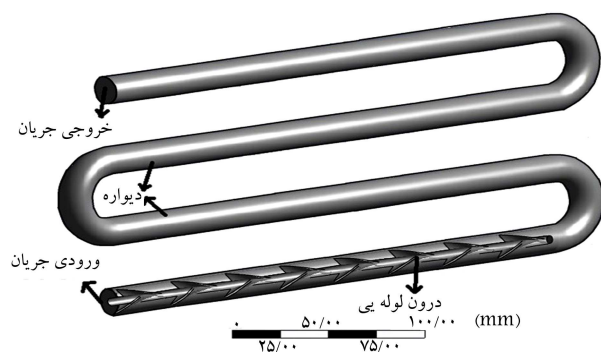
چنان که مشاهده می‌شود طول لوله ۱٫۳۷۶ متر است و به مغشوش‌کننده مجهز شده و تحت مدل‌سازی قرار می‌گیرد. بعضی از پارامترهای هندسی مربوط به

مغشوش‌کننده، ضریب انتقال حرارت کلی لوله و عدد ناسلت را بهبود بخشیده، به طوری که در محدوده‌ی اعداد رینولدز از ۲۱۳۰۰ تا ۵۵۵۰۰، عدد ناسلت به صورت ۱۱٫۸۷ - ۹٫۷۶۴ درصد و ضریب انتقال حرارت کلی به صورت ۷٫۴۹ - ۷٫۰۸ افزایش یافته است. ژانگ<sup>۵</sup> و همکاران<sup>[۴]</sup> به صورت آزمایشگاهی به بررسی جریان آشفته در لوله‌ی مجهز به مغشوش‌کننده با هندسه‌ها و طول گام‌های مختلف در مبدل گرمایی دولوله‌ی پرداختند. آنها تأثیر طول گام روتور بر انتقال حرارت و اصطکاک را بررسی کردند. آزمایشات در اعداد رینولدز ۱۶۸۰۰ تا ۴۰۴۰۰ انجام شد. نتایج نشان داد که استفاده از مغشوش‌کننده در هندسه‌های مختلف باعث بهبود انتقال حرارت می‌شود؛ به طوری که عدد ناسلت ۱۲۳٫۱ - ۷۱٫۵ درصد و ضریب اصطکاک ۷۴٫۸ - ۳۷٫۴ درصد در مقایسه با لوله‌ی معمولی افزایش داشته است. ژانگ و همکاران<sup>[۵]</sup> با بررسی آزمایشگاهی مشخصه‌های ترمویدرولیکی مربوط به لوله‌ی مجهز به روتورهای تیغه‌ی ماریچی چپ به راست<sup>۶</sup>، تأثیر حالت‌های مختلف قرارگیری روتورهای تیغه‌ی ماریچی چپ‌گرد به راست‌گرد را بر انتقال حرارت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی بررسی کرده‌اند. نتایج آزمایشگاهی آنها نشان داد که عدد ناسلت و ضریب اصطکاک مربوط به لوله‌ی مجهز به روتور به ترتیب ۱۸۲٫۲ - ۷۷٫۹ درصد و ۷۱٫۱ - ۲۲٫۱ درصد بزرگ‌تر از مقادیر مربوط به لوله‌ی معمولی است. لوله‌ی مجهز شده به روتورهای تیغه‌ی ماریچی چپ به راست در عدد نسبت ۱ به ۳ بیشترین عدد ناسلت را نسبت به دیگر حالت‌ها داشته است. آزمایش در محدوده‌ی اعداد رینولدز ۲۳۰۰ تا ۳۹۰۰ انجام شده است. ژانگ و همکاران<sup>[۶]</sup> با مطالعه‌ی آزمایشگاهی پارامترهای مربوط به انتقال حرارت و اصطکاک درون لوله‌ی مجهز به روتورهای تیغه‌ی ماریچی دارای گودی<sup>۷</sup>، تأثیر فضای خالی بین روتورها، تعداد روتورها در هر گروه، و فاصله‌ی ورودی بر پارامترهای اصطکاکی و انتقال حرارت مربوط به جریان آب درون لوله‌ی مجهز به روتورهای تیغه‌ی ماریچی دارای گودی را بررسی کردند. محدوده‌ی اعداد رینولدز آزمایش از ۱۶۰۰۰ تا ۳۶۰۰۰ است. نتایج نشان داده است که برای لوله‌ی مجهز به روتورهای تیغه‌ی ماریچی دارای گودی، عدد ناسلت حدود ۲۲٫۴ - ۱۷٫۱ درصد و ضریب اصطکاک حدود ۵۷٫۴ - ۱۶٫۹ درصد افزایش داشته است. ضریب عملکرد حرارتی مربوط به روتورهای جایگذاری شده در لوله، بیش از ۱ و بهبود انتقال حرارت به صورت تابعی از روتورها بوده است. مقایسه‌ی نتایج حالت‌های تجمعی مختلف نشان داده است که ضریب اصطکاک و عدد ناسلت، هر دو با کاهش فاصله بین روتورها در هر گروه و فاصله‌ی ورودی، افزایش یافته‌اند. ضریب عملکرد حرارتی با کاهش فاصله بین روتورها و فاصله ورودی، بهبود یافته است.

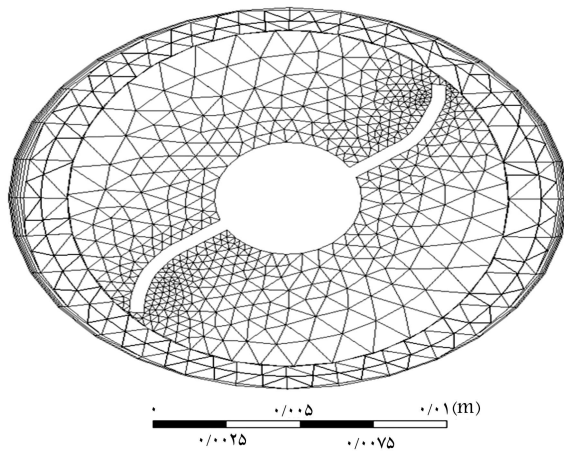
جیانگ<sup>۸</sup> و همکاران<sup>[۷]</sup> به صورت آزمایشگاهی، مشخصه‌های جریان و انتقال حرارت آشفته را درون یک لوله‌ی دایروی مجهز به روتور ماریچی پله‌دار<sup>۹</sup> (SSR) یکنواخت، روتور با مقاومت کم در مقابل جریان<sup>۱۰</sup> (LFR) یکنواخت و روتور ترکیبی از SSR و LFR را بررسی کردند. آب در مبدل گرمایی پوسته و لوله مورد آزمایش بوده، و عدد پراتل از ۶٫۷۷ تا ۷۱٫۱۵ و عدد رینولدز از ۱۵۰۰۰ تا ۳۷۰۰۰ متغیر بوده است. روتورهای ترکیبی در ۵ عدد نسبت مختلف تحت آزمایش قرار گرفتند. ژانگ و همکاران<sup>[۸]</sup> به مطالعه‌ی عددی سه بعدی مشخصه‌های انتقال حرارت و ضریب اصطکاک مربوط به جریان آب در رژیم آشفته، مغشوش‌کننده‌ی دایروی مجهز به روتورهای ماریچی پرداختند. آنها تأثیر شکل سطح مقطع و قطر محور و تعداد تیغه را بر بهبود عملکرد حرارتی و همچنین پارامترهای هندسی و ساختاری مربوط به تیغه‌های ماریچی روتورها را بررسی کردند. شبیه‌سازی عددی با استفاده از مدل آشفتنگی کاساسیلون<sup>۱۱</sup> نوع RNG<sup>۱۲</sup> در نرم‌افزار فلونت<sup>۱۳</sup> انجام شده است. در روتورهای با قطر محورهای مختلف، با افزایش قطر محور، عدد ناسلت



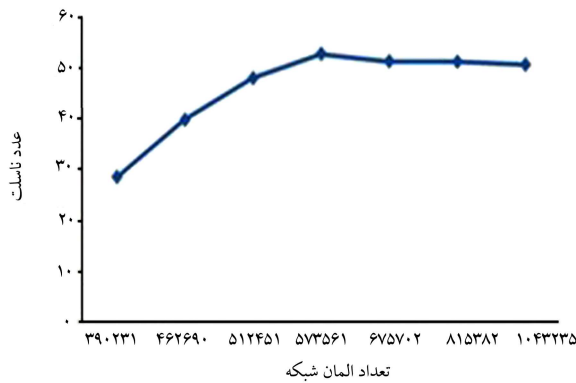
شکل ۱. مدل فیزیکی مغشوش‌کننده‌ی دایره‌ی.



شکل ۲. مبدل گرمایی مجهز به درون لوله‌ی دایره‌ی.



شکل ۳. شبکه‌ی مربوط به لوله‌ی مجهز به مغشوش‌کننده‌ی دورپره‌یی.



شکل ۴. نمودار همگرایی شبکه برای مبدل گرمایی آبگرمکن.

ریزتر شبکه می‌شود تا ناحیه‌های تنگ ایجاد شده توسط لبه‌های مغشوش‌کننده را بهتر نشان دهد. از سلول‌های شش‌وجهی<sup>۲۳</sup> در کنار دیوار، و از سلول‌های چهاروجهی<sup>۲۴</sup> در قسمت‌های دیگر استفاده شده است؛ تعداد المان با توجه به ساختار مربوط به روتورها تغییر می‌کند. در شکل‌های ۳ و ۴ به ترتیب نمونه‌یی از شبکه‌ی ایجاد شده و تغییرات عدد نسلت برحسب اندازه شبکه نشان داده شده است. نتایج حاصل از بررسی اندازه شبکه نشان می‌دهد که برای شبکه‌های با تعداد المان بیش از ۶۷۵۷۰۲، مقادیر مربوط به عدد نسلت اختلاف زیادی با هم ندارند. پس این شبکه به عنوان شبکه‌ی مناسب انتخاب شده است.

#### ۴. بحث در نتایج

ابتدا جریان در لوله‌ی ساده بدون مغشوش‌کننده مدل‌سازی شده، و عدد نسلت و ضریب اصطکاک محاسبه می‌شود. این متغیرها به کمک توزیع دما و سرعت حاصله از تحلیل عددی به دست می‌آید. عدد نسلت عبارت است از:<sup>[۱۱]</sup>

$$Nu = \frac{hD_{eq}}{\lambda} \quad (4)$$

ضریب اصطکاک نیز چنین محاسبه می‌شود:<sup>[۱۱]</sup>

$$f = \left( \frac{\lambda \tau_{wall}}{\rho \bar{u}} \right)^2 \quad (5)$$

$$f = \frac{\Delta P}{(L/D_{eq}) \rho u^2 / 2} \quad (6)$$

جدول ۱. پارامترهای هندسی روتورها.

$D_r$ (mm)	$d_r$ (mm)	$P$ (mm)	$L$ (mm)
۲۲	۵	۲۰۰	۳۶

روتورهای تیغه‌ی مارپیچی در مدل‌سازی عددی در جدول ۱ آمده است:  $D_r$  قطر روتور،  $d_r$  قطر محور مرکزی و  $P$  طول گام روتور (به معنای طول محور روتور در هر پیچ)، و  $L$  طول یک عدد روتور است.

#### ۲.۲. روش عددی

مدل‌سازی عددی در نرم‌افزار ANSYS CFX ۱۴<sup>۱۶</sup> انجام شده است. در این تحقیق برای این که روتورها آزادانه بچرخند و در سیال مورد نظر غوطه‌ور باشند، جنس روتورها از پلاستیک پلیکربنات<sup>۱۷</sup> انتخاب شده است که چگالی آن تقریباً برابر آب است. مغشوش‌کننده‌ی دیوار به صورت یک جسم صلب ساخته شده از صفحات در نظر گرفته شده که دارای یک درجه آزادی چرخش حول محور مرکزی است. برای کنترل حرکت جسم صلب از روش انتگرالی سیموانگ<sup>۱۸</sup> استفاده شده است. المان‌های سیال اطراف مغشوش‌کننده متناسب با حرکت آن می‌چرخند. اطراف مغشوش‌کننده یک زیر دامنه در نظر گرفته شده که حرکت آن متناسب با حرکت مغشوش‌کننده است. از روش عددی حجم محدود در این مدل‌سازی استفاده شده است.

#### ۳.۲. معادلات حاکم

برای جریان آشفته تراکم‌ناپذیر دائمی، معادلات ساختاری سه بعدی مربوط به پیوستگی، مومنتوم و انرژی در دامنه‌ی محاسباتی به صورت زیر است:

$$\frac{\partial(\bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

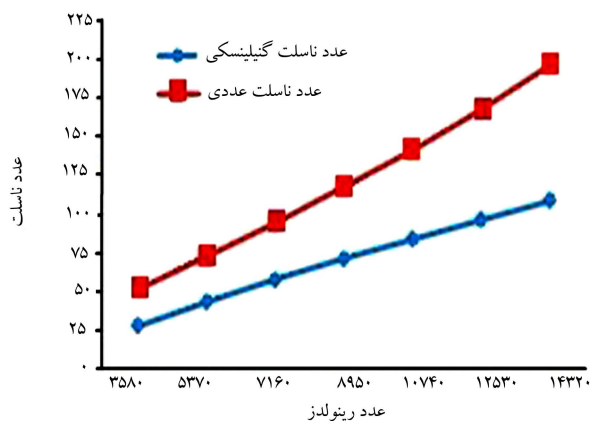
$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' \right) \quad (2)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{u}_i \bar{T})}{\partial x_i} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

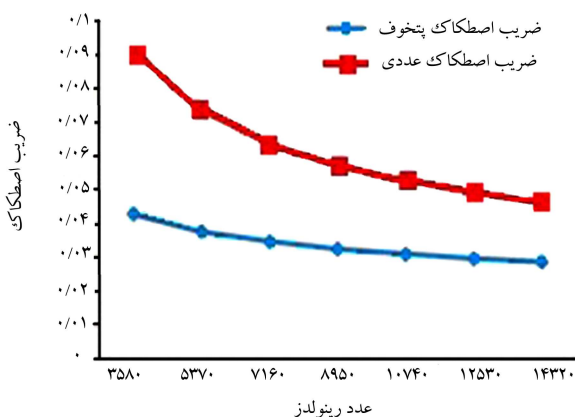
از مدل آشفتگی SST<sup>۱۹</sup> و توابع دیوار خودکار برای مدل کردن جریان آشفته کنار دیوار استفاده شده است. از روش سیمپل و فشار استاندارد و روش گسسته‌سازی دقت بالا<sup>۲۰</sup> برای مومنتوم و انرژی استفاده شده است. همچنین ملاک همگرایی برای همه‌ی متغیرهای محاسباتی به جز انرژی و مومنتوم زاویه‌یی<sup>۲-۱۰</sup> است. ملاک همگرایی برای انرژی و معادله مومنتوم زاویه‌یی جسم صلب مقدار  $10^{-2}$  در نظر گرفته شده است. سطح دیواره‌ی مبدل حرارتی آبگرمکن از جنس مس دارای شرط مرزی عدم لغزش و شار گرمایی ثابت  $128000$  وات بر متر مربع است. سطوح مربوط به درون لوله‌یی به صورت آدیاباتیک در نظر گرفته شده و رسانایی در طول درون لوله‌یی قابل صرف نظر است. در قسمت ورودی مبدل حرارتی آبگرمکن، شرط مرزی ورودی<sup>۲۱</sup> با دمای ورودی  $298$  کلوین و سرعت  $0.2$  تا  $0.8$  متر بر ثانیه و برای شرط مرزی خروجی<sup>۲۲</sup> دبی جرمی به میزان  $0.5$  تا  $0.2$  کیلوگرم بر ثانیه قرار داده شده است.

#### ۳. استقلال از شبکه

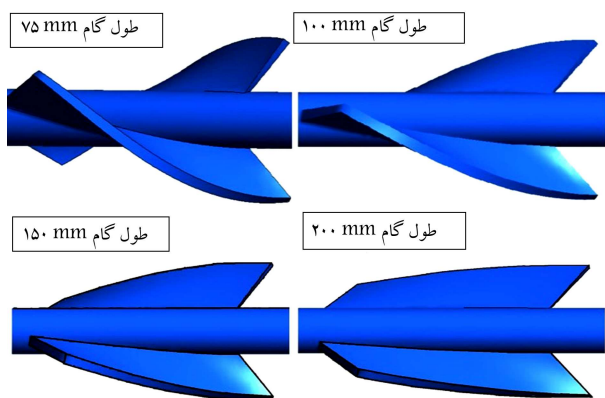
دامنه‌ی فیزیکی جریان با نرم‌افزار ANSYS CFX شبکه شده است. ناحیه‌های نزدیک دیواره‌ی لوله و به‌خصوص در نزدیکی دیواره‌ی مغشوش‌کننده، به صورت



شکل ۵. نمودار عدد ناسلت لوله‌ی مارپیچ آبگرمکن و مقایسه با رابطه‌ی گنیلینسکی.



شکل ۶. نمودار ضریب اصطکاک لوله‌ی مارپیچ آبگرمکن و مقایسه با رابطه‌ی پتخوف.



شکل ۷. درون لوله‌ی دوپره‌یی در طول گام‌های مختلف.

عدد رینولدز مشخص، با کاهش طول گام از ۲۰۰ تا ۷۵ میلی‌متر، عدد ناسلت روند افزایشی دارد. با توجه به شکل‌های ۷ و ۸ از آنجا که طول پره ثابت است، با کاهش طول گام در یک رینولدز مشخص سیال بیشتری به سمت دیواره لوله هدایت می‌شود و در نتیجه تبادل حرارتی بهتری صورت می‌گیرد؛ بنابراین با کاهش طول گام، عدد ناسلت افزایش می‌یابد. از طرفی در سرعت‌های بالا به دلیل اختلاط بیشتر سیال نزدیک دیواره لوله و سیال وسط لوله‌ی میبدل حرارتی آبگرمکن، اختلاف مربوط به عدد ناسلت در طول گام‌های مختلف مشخص‌تر است.

برای ارزیابی مقادیر محاسبه شده برای لوله‌های ساده، اطلاعات به دست آمده با نتایج به دست آمده از رابطه‌های مشهور ضریب اصطکاک و عدد ناسلت مقایسه شده‌اند (شکل‌های ۶ و ۷). نتایج محاسبه شده برای اعداد ناسلت و ضریب اصطکاک درون لوله با روابط مشهور مقایسه شده که در ادامه تشریح شده است: رابطه‌ی ضریب اصطکاک پتخوف: [۱۱] ۲۵

$$f = (0.79 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (7)$$

$$3000 < Re_D < 5 \times 10^6$$

رابطه‌ی عدد ناسلت گنیلینسکی: [۱۱] ۲۶

$$Nu_D = \frac{(\frac{f}{\lambda})(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(\frac{f}{\lambda})^{1/4}(Pr^{1/4} - 1)} \quad (8)$$

$$0.5 < Pr < 2000$$

$$3000 < Re_D < 5 \times 10^6$$

در روابط فوق  $f$  ضریب اصطکاک،  $Re$  عدد رینولدز،  $Pr$  عدد پرانتل و  $Nu$  عدد ناسلت مربوط به سیال درون لوله است. استفاده از روش جای‌گذاری درون لوله‌یی، علاوه بر تأثیری که بر نرخ انتقال حرارت دارد، سبب افزایش افت فشار و همچنین توان پمپ می‌شود، پس برای ارزیابی عملکرد درون لوله‌یی ابتدا باید در قدرت پمپاژ یکسان عدد ناسلت و ضریب اصطکاک مربوط به میبدل حرارتی ساده و میبدل حرارتی مجهز به درون لوله‌یی را به دست آورد و سپس با بهره‌گیری از پارامتر «ضریب عملکرد حرارتی» (معادله‌ی ۹) به نتیجه رسید: [۸]

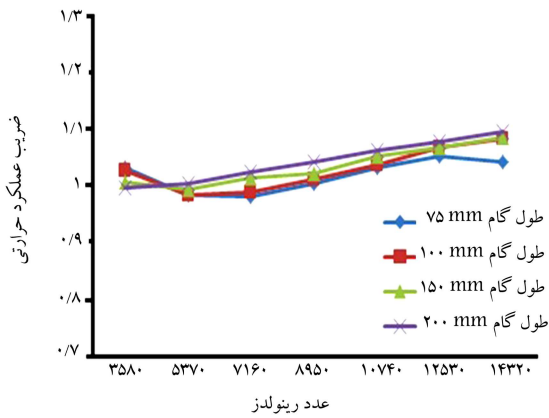
$$\eta = \frac{\frac{Nu_{ex}}{Nu_u}}{(\frac{f_{ex}}{f_u})^{1/4}} \quad (9)$$

با توجه به شکل‌های ۵ و ۶، نتایج مربوط به لوله‌ی مارپیچ ساده در مقایسه با روابط نظری گنیلینسکی و فیلوننکو اختلاف مشخصی دارند. از آنجا که روابط گنیلینسکی و پتخوف برای لوله‌ی ساده و بدون خم کاربرد دارند می‌توان میزان اختلاف در جواب‌ها را به دلیل وجود سه خم ۱۸۰ درجه در هندسه‌ی لوله‌ی مارپیچ نسبت داد. از طرفی با توجه به نتایجی که از داده‌های آزمایشگاهی به دست آمده و مقایسه‌ی صورت گرفته است، نتایج عددی نسبت به نتایج روابط نظری، به نتایج آزمایشگاهی نزدیک‌تر بوده‌اند. اما با افزایش عدد رینولدز جریان، روند یکسانی در جواب‌های دو حالت نظری و عددی صورت گرفته است.

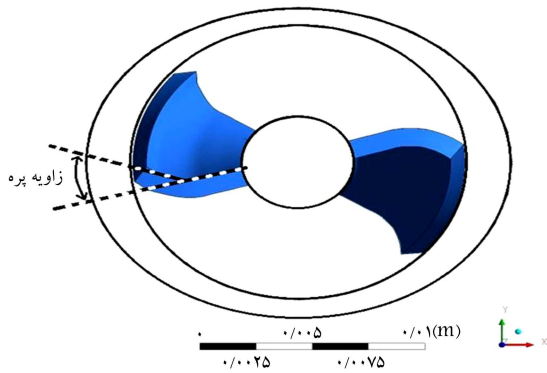
#### ۱.۴. درون لوله‌ی دوپره‌یی با طول گام‌های مختلف

در این مقاله، طول گام پره‌ها را تغییر داده و درون لوله‌یی‌های دوپره‌یی در طول گام‌های مختلف ۷۵، ۱۰۰، ۱۵۰ و ۲۰۰ میلی‌متر مورد بررسی قرار گرفته است. تصویری از درون لوله‌ی دوپره‌یی در طول گام‌های مختلف در شکل ۷ نشان داده شده است. تغییرات عدد ناسلت در اعداد رینولدز مختلف برای میبدل حرارتی آبگرمکن مجهز به درون لوله‌یی دوپره‌یی در طول گام‌های مختلف در شکل ۸ نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود با افزایش عدد رینولدز برای همه درون لوله‌یی‌ها با طول گام‌های مختلف، عدد ناسلت افزایش می‌یابد. عدد ناسلت از ۳ تا ۱۲ درصد روند افزایشی داشته است. افزایش عدد ناسلت در جریان با اعداد رینولدز بالا، مقدار بیشتری دارد.

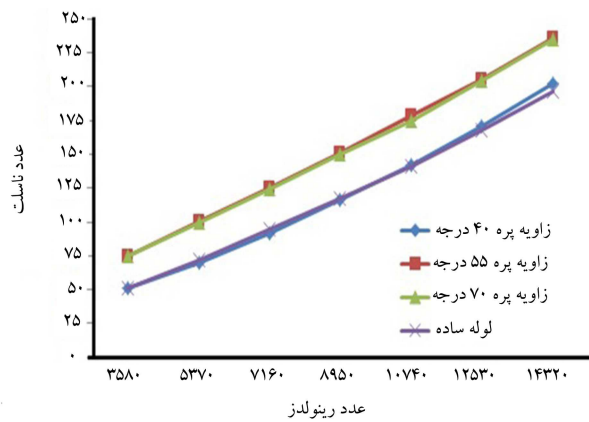
برای محدوده‌ی رینولدز بررسی شده، بیشترین درصد افزایش عدد ناسلت در طول گام ۷۵ میلی‌متر به مقدار متوسط ۵۷٫۹۸ درصد بوده است. همچنین در یک



شکل ۱۰. نمودار ضریب عملکرد حرارتی در اعداد رینولدز مختلف برای لوله‌ی ماریپیج آبگرمکن مجهز به درون‌لوله‌ی دوپره‌یی در طول‌گام‌های مختلف.



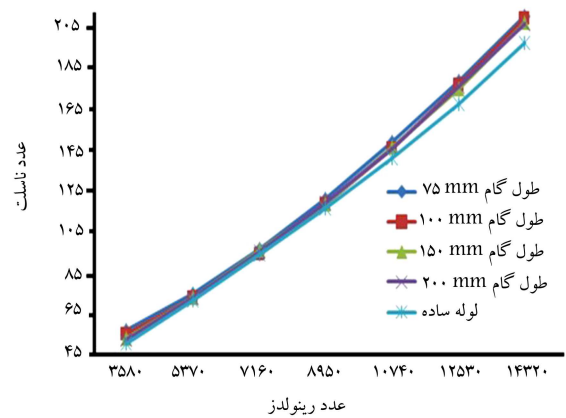
شکل ۱۱. درون‌لوله‌ی دوپره‌یی و زاویه‌پره.



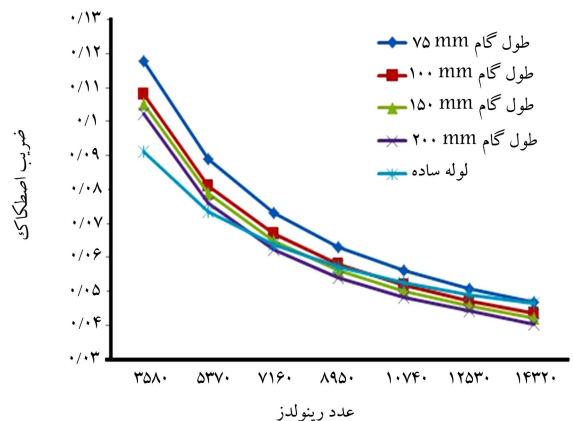
شکل ۱۲. نمودار عدد ناسلت در اعداد رینولدز مختلف برای لوله ماریپیج آبگرمکن مجهز به درون‌لوله‌ی دوپره‌یی با زاویه‌پره‌های مختلف.

#### ۲.۴. درون‌لوله‌ی دوپره‌یی با زاویه‌ی پره‌های مختلف

برای ایجاد تغییر در سطح مقطع، ابتدا زاویه‌ی پره مربوط به درون‌لوله‌ی دوپره‌یی با طول گام ۲۰ میلی‌متر را تغییر داده و تأثیرش بر عملکرد آبگرمکن ارزیابی شده است. در شکل ۱۱ زاویه‌ی پره درون‌لوله‌ی دوپره‌یی نشان داده شده است. زاویه‌ی تند بین دو خط مماس بر قسمت‌های صاف و قوس پره را، زاویه‌ی پره می‌نامیم. درون‌لوله‌ی‌های دوپره‌یی در سه زاویه‌ی پره ۴۰، ۵۵ و ۷۰ درجه مقایسه شده‌اند. در شکل ۱۲ تغییرات عدد ناسلت با تغییر زاویه‌ی پره نشان داده شده است.



شکل ۸. نمودار عدد ناسلت در اعداد رینولدز مختلف برای لوله‌ی ماریپیج آبگرمکن مجهز به درون‌لوله‌ی دوپره‌یی در طول‌گام‌های مختلف.



شکل ۹. نمودار ضریب اصطکاک در اعداد رینولدز مختلف برای لوله‌ی ماریپیج آبگرمکن مجهز به درون‌لوله‌ی دوپره‌یی در طول‌گام‌های مختلف.

در شکل ۹ نمودار ضریب اصطکاک درون‌لوله‌ی دوپره‌یی نشان داده شده است. در طول‌گام‌های مختلف با افزایش عدد رینولدز، ضریب اصطکاک کاهش یافته است. در اعداد رینولدز مختلف، بیشترین ضریب اصطکاک مربوط به درون‌لوله‌ی با طول گام ۷۵ میلی‌متر بوده است. در یک عدد رینولدز مشخص، با کاهش طول گام، ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد. در اعداد رینولدز بالا میزان اختلاف ضریب اصطکاک لوله‌ی ساده با لوله‌ی مجهز به درون‌لوله‌ی کمتر شده است. با کاهش طول گام پره میزان انسداد مجرای جریان بیشتر می‌شود و بنابراین ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد؛ در اعداد رینولدز پایین، میزان این افزایش بیشتر است. با افزایش عدد رینولدز سرعت سیال افزایش می‌یابد و چرخش پره و هدایت سیال به سمت دهانه‌ی خروجی بیشتر شده است، بنابراین در همه‌ی طول‌گام‌ها با افزایش عدد رینولدز، ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد.

نمودار ضریب عملکرد حرارتی می‌دل حرارتی آبگرمکن در اعداد رینولدز مختلف برای حالت مجهز به درون‌لوله‌ی دوپره‌یی در طول‌گام‌های مختلف در شکل ۱۰ نشان داده شده است. چنان‌که مشاهده می‌شود ضریب عملکرد حرارتی برای درون‌لوله‌ی دوپره‌یی با طول‌گام‌های مختلف مقداری بین ۰٫۶۹۸ و ۰٫۸۴۱ است. متوسط ضریب عملکرد حرارتی برای لوله‌ی ماریپیج آبگرمکن مجهز به درون‌لوله‌ی دوپره‌یی در طول‌گام‌های ۷۵، ۱۰۰، ۱۵۰ و ۲۰۰ میلی‌متر به ترتیب برابر ۰٫۱۷، ۰٫۲۷، ۰٫۳۳ و ۰٫۴۲ بوده است.

ضریب عملکرد حرارتی مبدل حرارتی آبگرمکن با تغییر در زاویه پره درون لوله‌یی در شکل ۱۴ نشان داده شده است. برای زاویه پره‌های ۵۵ و ۷۰ درجه، همواره ضریب عملکرد بیش از ۱/۱۵ است که با افزایش عدد رینولدز روند کاهشی داشته‌اند، اما برای زاویه پره ۴۰ درجه، با افزایش عدد رینولدز ضریب عملکرد افزایش یافته است. میانگین ضریب عملکرد حرارتی برای زاویه پره‌های ۴۰، ۵۵ و ۷۰ درجه به ترتیب برابر ۱/۰۸، ۱/۰۲۱۵، ۱/۰۱۹۴ بوده است.

## ۵. نتیجه‌گیری

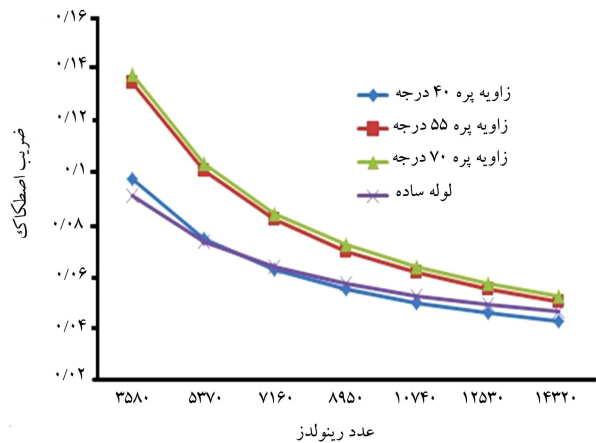
در تحقیق حاضر، عدد ناسلت برای لوله با مغشوش‌کننده‌ی دوار دوپره‌یی در اعداد رینولدز ۳۵۸۰ تا ۱۴۳۲۰ بررسی شده است. متوسط ضریب عملکرد حرارتی برای آبگرمکن مجهز به درون لوله‌یی دوپره‌یی در طول گام‌های ۷۵، ۱۰۰، ۱۵۰ و ۲۰۰ به ترتیب برابر ۱/۰۱۷، ۱/۰۲۷، ۱/۰۳۳ و ۱/۰۴۲ بوده است. به ترتیب افزایش طول گام، ضریب عملکرد حرارتی افزایش داشته است. میانگین ضریب عملکرد حرارتی برای زاویه پره‌های ۴۰، ۵۵ و ۷۰ درجه به ترتیب برابر ۱/۰۰۸، ۱/۰۲۱۵ و ۱/۰۱۹۴ بوده است. بهترین درون لوله‌یی‌ها بر اساس ضریب عملکرد حرارتی به ترتیب عبارت است از: درون لوله‌یی دوپره‌یی با زاویه پره ۵۵ و ۷۰ درجه، درون لوله‌یی دوپره‌یی با طول گام ۲۰۰. بنابراین استفاده از مغشوش‌کننده‌ی دوار به عنوان یک روش غیرفعال می‌تواند باعث افزایش انتقال حرارت چشمگیری در مبدل‌های حرارتی شود. از طرفی بیشتر شدن سرعت سیال در جریان‌های مربوط به مبدل‌های حرارتی مجهز به درون لوله‌یی دوار باعث کاهش اصطکاک و جلوگیری از انباشته شدن رسوب می‌شود. از این روش می‌توان در مبدل‌های حرارتی دیگر نیز استفاده کرد.

## فهرست علائم

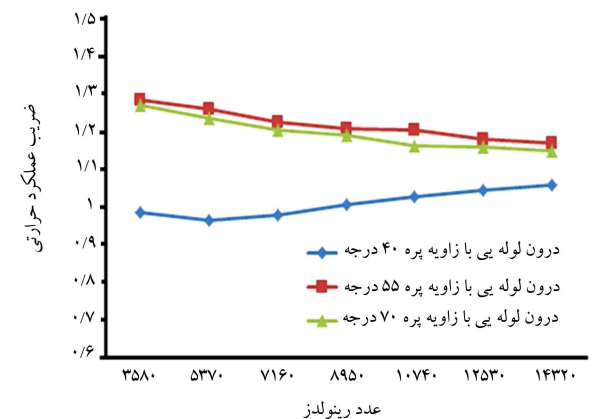
$c_p$ : گرمای ویژه در فشار ثابت ( $\frac{kJ}{kgK}$ )
$D_{eq}$ : قطر هیدرولیکی معادل لوله ( $m$ )
$f$ : ضریب اصطکاک، بدون بعد
$h$ : ضریب انتقال حرارت سیال درون لوله ( $W m^{-2} K^{-1}$ )
$Nu$ : عدد ناسلت، بدون بعد
$Pr$ : عدد پراتل، بدون بعد
$Re$ : عدد رینولدز، بدون بعد
$\bar{u}$ : سرعت متوسط دامنه سیال ( $ms^{-1}$ )

## علائم یونانی

$\lambda$ : ضریب رسانش ( $W m^{-1} K^{-1}$ )
$\rho$ : چگالی آب درون لوله ( $kg/m^3$ )
$\eta$ : ضریب عملکرد حرارتی، بدون بعد
$T_{wall}$ : تنش برشی متوسط روی نواحی دیوار ( $Pa$ )
$\mu$ : ویسکوزیته دینامیکی سیال ( $Pa.s$ )



شکل ۱۳. نمودار ضریب اصطکاک در اعداد رینولدز مختلف برای لوله‌ی ماریچ آبگرمکن مجهز به درون لوله‌یی دوپره‌یی با زاویه پره‌های مختلف.



شکل ۱۴. نمودار ضریب عملکرد حرارتی در اعداد رینولدز مختلف برای لوله‌ی ماریچ آبگرمکن مجهز به درون لوله‌یی دوپره‌یی با زاویه پره‌های مختلف.

در اعداد رینولدز پایین، نسبت عدد ناسلت مجهز به درون لوله‌یی به عدد ناسلت لوله‌ی ساده، مقدار بیشتری نسبت به اعداد رینولدز بالا دارد. برای مثال در زاویه پره ۵۵ درجه، نسبت عدد ناسلت از رینولدز ۳۵۸۰ تا ۱۴۳۲۰ از ۱/۴۵ تا ۱/۱۹ روند کاهشی دارد. درون لوله‌یی‌های با زاویه پره ۵۵ و ۷۰ درجه، عملکرد بهتری در افزایش عدد ناسلت از خود نشان داده‌اند. بیشترین افزایش عدد ناسلت مربوط به زاویه ۵۵ درجه و به میزان متوسط ۳۰/۸ درصد بوده است. در اعداد رینولدز پایین به دلیل کم بودن سرعت جریان، فرصت تبادل حرارتی برای سیال با دیواره لوله‌ی مبدل حرارتی آبگرمکن بیشتر است. بنابراین میزان افزایش عدد ناسلت نسبت به لوله‌ی ساده در اعداد رینولدز پایین، بیشتر از اعداد رینولدز بالا است.

در شکل ۱۳ تغییرات ضریب اصطکاک با عدد رینولدز برای آبگرمکن و تأثیر زاویه‌ی پره‌های مختلف درون لوله‌یی بر جریان سیال نشان داده شده است. برای همه حالت‌ها ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. نسبت ضریب اصطکاک در حالت مجهز به درون لوله‌یی به حالت لوله‌ی ساده، در اعداد رینولدز پایین بیشتر است و با افزایش عدد رینولدز، این نسبت کاهش می‌یابد. بیشترین ضریب اصطکاک مربوط به درون لوله‌یی با زاویه پره ۵۵ درجه بوده است. درون لوله‌یی‌های با زاویه پره‌های مختلف باعث چرخشی شدن جریان می‌شوند و در اعداد رینولدز بالا سرعت پره و سیال افزایش می‌یابد و بنابراین باعث کاهش ضریب اصطکاک می‌شوند.

wall: نواحی دیوار

بالانویس ها

مقدار متوسط -

زیرنویس ها

D: قطر معادل

e:q معادل

o: مربوط به لوله ی ساده

r: مربوط به لوله ی مجهز به مغشوش کننده

پانوشت ها

1. active techniques
2. passive techniques
3. Yang
4. Feng-xiang
5. Zhang
6. left-right helical blade rotors
7. helical blade rotors with grooves
8. Jiang
9. spiral slot rotor
10. low flow resistance rotor
11.  $k - \epsilon$
12. renormalization group
13. fluent
14. spiral ladder rotor
15. rotor-assembled strands
16. ANSYS CFX
17. plastic polycarbonate
18. Simo wong
19. shear stress transport
20. high resolution
21. inlet
22. outlet
23. hexahedron
24. tetrahedron
25. Petukhov
26. Gnielinski

منابع (References)

1. Cincinnati, OH., Manglik, R.M. and Fang., P. "Thermal-fluids and thermal processing", *Laboratory Report No. TFTP-EB01*, University of Cincinnati, Cincinnati, Ohio (2002).
2. Yang, W.M., Ding, Y.M., Geng, L.B. and et al. "Rotor-assembled automatic cleaning and heat transfer enhancement device", CN Patent, Chinese, No200520127121.9, (2005).
3. Feng-Xiang, L., Yu-Mei, D., Chang-Feng. and et al. "Laboratory investigation and commercial test for rotors-assembled strand applied in smooth tube", *Experimental Thermal and Fluid Science*, **33**, April, pp. 1-9 (2008).
4. Zhang, Z., Ding, Y., Guan, C. and et al. "Heat transfer enhancement in double-pipe heat exchanger by means of rotor-assembled strands", *Chemical Engineering and Processing*, **60**, June, pp. 26-33 (2012).
5. Zhang, Z., Yan, H., Yang, W. and et al. "Heat transfer enhancement in the tube fitted with Left-Right helical blade rotors", *Applied Thermal Engineering*, **55**, March, pp. 95-101 (2013).
6. Zhang, Z., Yang, W., Guan, C. and et al. "Heat transfer enhancement in a tube fitted with helical blade rotors with grooves", *Experimental Thermal and Fluid Science*, **48**, February, pp. 169-176 (2013).
7. Jiang, P., Yang, W., Yan, H. and et al. "Performance assessment in a tube with rotor-assembled strands mixed by spiral slot rotor and low flow resistance rotor", *Applied Thermal Engineering*, **52**, November, pp. 69-76 (2013).
8. Zhang, Z., Yang, W., Guan, C. and et al. "Numerical study on thermo-hydraulic characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with helical blade rotors", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **60**, January, pp. 603-611 (2013).
9. Yang, W., Jiang, P., Yan, H. and et al. "Performance assessment in a tube with rotor-assembled strands mixed by spiral ladder rotor and low flow resistance rotor", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **84**, January, pp. 319-326 (2015).
10. Zhang, C., Wang, D., Ren, K. and et al. "A comparative review of self-rotating and stationary twisted tape inserts in heat exchanger", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **53**, August, pp. 433-449 (2016).
11. Incropera, F.P., Dewett, D.P., Bergman, T.L. and et al. "Fundamentals of heat and mass transfer", *John-Wiley & Sons*, 7th ed. (2006).