

مرور و ارزیابی معادلات عملکردی و شبیه‌سازی جریان تک فاز در مبدل‌های حرارتی مجهز به دستگاه‌های اختلاط ایستای کنیکس

پژوهش نفت

سال بیست و سوم

شماره ۷۶

صفحه، ۹۲-۱۰۸ ۱۳۹۲

تاریخ دریافت مقاله: ۹۱/۴/۶

تاریخ پذیرش مقاله: ۹۱/۱۱/۱

هاله لطفعلی نژاد^۱ و محمدرضا جعفری نصر^{۲*}

۱- دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات، دانشکده فنی و مهندسی

۲- پژوهشگاه صنعت نفت

nasrmrj@ripi.ir

مقدمه

مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله قدیمی‌ترین نسل مبدل‌های حرارتی می‌باشند که یکی از پرکاربردترین تجهیزات حرارتی در فرآیندهای شیمیایی مختلف محسوب می‌شوند. با این وجود راندمان پایین آنها مشکل‌ساز است. نصب وسایل آشفته‌ساز (توربولیثور) نظیر دستگاه‌های اختلاط ایستا یکی از روش‌های مناسب برای افزایش راندمان و کارایی این نوع مبدل‌ها می‌باشد. دستگاه‌های اختلاط ایستا در ابتدا برای اختلاط سیالات در جریان آرام ابداع شدند. سپس کاربردهای آنها در انتقال حرارت و رژیم‌های درهم و چندفازی توسعه یافت. دستگاه‌های اختلاط ایستای اولیه برای دستیابی به اختلاط کامل در مقطع لوله دایره‌ای در جریان آرام طراحی شده بود. این کار به طور طبیعی افت فشار بیشتری نسبت به لوله خالی دارد. در جریان درهم، نفوذ گردابه‌ها اختلاط قابل قبولی را برای بیشتر فرآیندهای صنعتی ایجاد می‌کند. بنابراین دستگاه‌های اختلاط ایستا در شرایط جریان درهم کمتر مورد مطالعه و استفاده قرار می‌گیرند. تولیدکنندگان تجهیزات اختلاط، عموماً اشاره می‌کنند که دستگاه‌های

چکیده

مبدل‌های پوسته لوله‌ای پر کاربردترین نوع مبدل‌ها در صنایع می‌باشند. با توجه به وسعت کاربرد این مبدل‌ها محققین تلاش‌های فراوانی در جهت افزایش راندمان و کارایی آنها انجام داده‌اند. یکی از موفق‌ترین روش‌های افزایش کارایی حرارتی نصب دستگاه‌های اختلاط ایستا درون لوله‌های مبدل است. در این مقاله ضمن ارزیابی معادلات عملکردی دستگاه‌های اختلاط کنیکس، با بهره‌گیری از محاسبات دینامیکی سیال (CFD) و شبیه‌سازی نحوه عملکرد دستگاه‌های اختلاط کنیکس در مبدل‌های حرارتی پوسته لوله‌ای برای جریان تک فاز دارای رژیم‌های آرام و درهم، مطمئن‌ترین معادلات لازم برای طراحی این نوع مبدل‌ها انتخاب و معرفی شده است. با استفاده از این روش می‌توان تعداد واحد بهینه مورد نیاز از این نوع دستگاه‌ها را برای یک عملکرد مشخص تعیین نمود.

واژه‌های کلیدی: مبدل پوسته لوله‌ای، دستگاه‌های اختلاط ایستای کنیکس، معادلات عملکردی، شبیه‌سازی، جریان تک فاز آرام و درهم

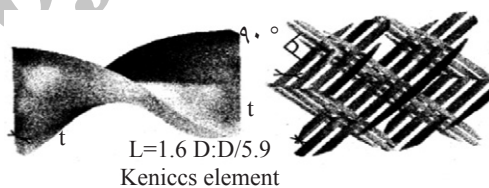
ایستای سال‌های ۱۹۸۰ گزارش شده است. در مطالعاتی که از روش CFD استفاده می‌شود، اثرات جریان سه بعدی و اثرات ورودی و خروجی مد نظر قرار می‌گیرد. اولین تلاش‌ها برای استفاده از یک کد CFD تجاری توسط تانگای و همکارانش [۵] برای جریان سیالات نیوتونی و غیر نیوتونی از میان دستگاه‌های اختلاط ایستای متفاوت در اعداد رینولدز پایین گزارش شده است. باکر و لاروج [۶] اولین محققینی بودند که نتایج حاصل از به کار بردن یک کد CFD مدرن برای دستگاه‌های اختلاط ایستای حلزونی را گزارش دادند. بهترین مطالعات در این زمینه در پایان‌نامه دکتری برد [۷]، هابز [۸] انجام شده است، همچنین یکی از مطالعات تانگای و همکارانش مربوط به عملکرد اختلاط پنج نوع دستگاه اختلاط ایستای متفاوت با استفاده از یک کد تجاری CFD می‌باشد [۹].

کیت، رحمانی و ایاصوفی در سال ۲۰۰۴ جریان خزشی، آرام و درهم را برای سیالات نیوتونی و غیر نیوتونی درون ریزهمزن حلزونی مورد بررسی قرار دادند. تفاوت اصلی تحقیق آنها با دیگر تحقیقات انجام شده، در نظر گرفتن شرایط انتقال حرارت علاوه بر اختلاط برای دستگاه‌های اختلاط ایستای حلزونی داخل لوله است [۱۰]. کومار و همکارانش نیز در سال ۲۰۰۸ عملکرد دستگاه‌های اختلاط ایستای کنیکس را برای اعداد رینولدز بین ۱ تا ۲۵۰۰۰ مورد بررسی قرار دادند و شبیه‌سازی CFD آن را در این محدوده انجام دادند. در این مطالعه با استفاده از سیال هوا و پس از مقایسه نتایج افت فشار حاصل شده با نتایج تجربی، یک رابطه جدید برای افت فشار ارائه دادند [۱۱].

لیسبوا و همکارانش نیز به بررسی CFD دستگاه‌های حلزونی کنیکس به عنوان مبدل حرارتی پرداختند. آنها در تحقیق خود راندمان مبدل حرارتی مجهز به کنیکس را برای سیال فوق بحرانی دی اکسید کربن در شرایط فشار بالا از طریق CFD مورد بررسی قرار دادند. در محاسبات، از سه مدل درهم استاندارد K-w و RNG K-ε و K-ε برای مدل‌سازی جریان درهم و انتقال حرارت در شرایط فشار بالا استفاده گردید [۱۲].

اختلاط ایستا به میزان قابل توجهی زمان تماس را کاهش و میزان انتقال حرارت را در مقایسه با لوله‌های خالی افزایش می‌دهد. این موضوع اگر چه برای جریان آرام صحیح است، ولی برای جریان درهم کمتر به واقعیت نزدیک می‌باشد. دستگاه‌های اختلاط ایستا در افت فشار بالاتر، میزان درهم بودن جریان را درون یک لوله بدون تغییر قطر و دبی جریان افزایش می‌دهند. این وسایل به تدریج به عنوان وسایلی برای افزایش انتقال حرارت از نوع جابه‌جایی اجباری به خصوص در دامنه اعداد رینولدز پایین و پراپتیل بالا استفاده شده است [۱].

به کارگیری این وسایل و نصب آنها در داخل یک لوله تا حد بسیار بالایی ضریب انتقال حرارت را افزایش می‌دهد، به طوری که این اثر مثبت در جریان تک فاز و دو فاز برای الگوی جریان آرام و درهم به کار گرفته شده است [۲ و ۳]. شکل ۱ ساختمان یک واحد از اختلاط از نوع کنیکس و SMX را نشان می‌دهد.



شکل ۱- ساختمان یک واحد اختلاط Kenics و SMX به همراه یک مبدل حرارتی مجهز به این دستگاه‌ها

در داخل این دستگاه که به طور متوالی در طول لوله نصب می‌گردد، هیچ قطعه متحرکی وجود ندارد و در نتیجه جریان‌ات در حال حرکت سیال به طور دائم با یکدیگر مخلوط می‌شوند. زمانی که سیال از داخل این دستگاه عبور می‌کند، جریان به دو قسمت تقسیم شده و به طور دائم عمل تقسیم جریان و اختلاط شعاعی صورت می‌پذیرد. در نتیجه به دلیل اختلاط شعاعی، اختلاف درجه حرارت، سرعت و ترکیب درصد مواد در جهت شعاع کاملاً ناچیز است [۴].

تلاش‌های زیادی در زمینه شبیه‌سازی و مطالعه دینامیک سیالات محاسباتی^۱ جریان در داخل دستگاه‌های اختلاط

این نوع دستگاه‌ها هم به صورت تحلیلی و تئوریک و همچنین به صورت تجربی انجام شده که دامنه کار تجربی برخی از محققین بر روی این دستگاه‌ها در جدول ۱ ارائه شده است [۱۵-۱۳]. جداول ۲ و ۳ نیز مهم‌ترین روابط نیمه تجربی گردآوری شده از سال ۱۹۹۰ به بعد در خصوص روابط ضریب انتقال حرارت و افت فشار این دستگاه‌ها را نشان می‌دهد [۱۶].

مروری بر تاریخچه توسعه معادلات عملکردی مخلوط کننده‌های ایستا

قدیمی‌ترین گزارشات تحقیقاتی مربوط به این دستگاه‌ها به کمپانی کنیکس در سال ۱۹۷۷ میلادی برمی‌گردد. امروزه انواع گوناگونی نظیر سولزر و رز وجود دارد که اطلاعات عملکردی آنان نزد شرکت‌های سازنده محفوظ مانده و در دسترس نمی‌باشد. مطالعات فراوانی برای تعیین عملکرد

جدول ۱- دامنه کاربرد معادلات پیش‌بینی کننده عملکرد دستگاه‌های اختلاط ایستا ارائه شده توسط محققین (از سال ۱۹۹۰ به بعد)

نام پژوهشگر	نوع	نام سیال	نسبت پیچش	قطر داخلی (mm)	عدد رینولدز	L/D _i
Lejacks (۱۹۸۷)	کنیکس	آب- آب و گلیسرین	۴/۰۵ و ۵/۰۲، ۲/۰۲، ۳/۰۳	۲۱	۹۰-۵۸۰۰	۴۷/۶
Yang et al (۱۹۹۰)	کنیکس	هوا (۰/۷)	۲ و ۱/۵	۲۲	۶۰۰۰-۲۰۰۰۰	۵۴/۵
(۱۹۹۰) Sestak	کنیکس	---	---	---	---	۲
(۱۹۹۱) Shah	کنیکس	گلیسرین %۱-۲CMC (n=۰/۷۷-۰/۵۸)	---	۵۴، ۱۶، ۲۶	آرام	۱/۵
Ishikawa - Kamiya (۱۹۹۴)	کنیکس	آب- گلیسرین	۱ و ۱/۵، ۲	۲۱	۰/۱-۱۰۰۰۰	۴۴
(۱۹۹۴) Brunat	کنیکس	نیوتنی- غیر نیوتنی	---	۲۳/۵، ۱۶/۵	۰/۸-۱۰۰۰۰	۱/۸۲ و ۱/۷۸
Lammers (۱۹۹۴)	کنیکس	---	---	---	آرام	---
(۱۹۹۵) Joshi	کنیکس	هوا (۰/۷)	۱/۵ و ۲، ۲/۵	۲۰	۰/۱-۵۰۰۰۰	تا ۲۵
(۱۹۹۶) Li et al	SMX	آب- گلیسرین- CMC	---	۰/۱۶ ۱۰۵۰۰>Pe>۱۵۰۰	۰/۱-۱۰۰۰۰	---
(۱۹۹۶) Myers	کنیکس	---	---	---	۰/۸-۱۰۰۰۰	---
Rauline (۱۹۹۸)	SMX, ISG, LPD	---	---	---	۰/۱-۱۰۰۰۰	---
Cavatorta et al (۱۹۹۹)	SMV	---	---	---	۲۰-۱۰۰۰	---
Luong Thi Cam Tu (۲۰۰۲)	کنیکس	نیوتنی و غیر نیوتنی	---	۴۸، ۴۶/۵	۰/۱-۱۰۰۰	۲/۲ و ۲/۰۸
-Mushtak Al Atabi (۲۰۰۷)	SMX	---	---	---	۵۰-۳۰۰۰	---
XU Guojun (۱۹۹۷)	کنیکس	سودو پلاستیک	---	---	۰/۰۰۱-۱۰۰۰	---
S.Masiuk (۲۰۰۸)	مخروط دو گانه	آب- گلیسرین- روغن- محلول ملاس	---	---	۶۱۰۰۰>Pe>۳۲۰۰	۱۰
Cybulski warner (۱۹۸۹)	کنیکس SMXL, SMX	---	---	---	---	---

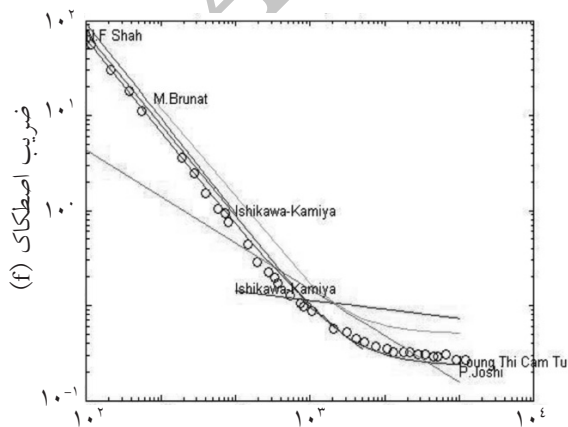
جدول ۲- معادلات پیش‌بینی کننده ضریب اصطکاک دستگاه‌های اختلاط ایستا

نام پژوهشگر	نوع المنت	ضریب اصطکاک و محدوده عدد رینولدز
(۱۹۹۱) N.F.Shah	کنیکس $\alpha_{SM} = 1/5$	$f = \frac{64.06n}{Re} + \frac{3.68n^4}{Re^{n+3}}$ Re=Laminar n=1 For Newtonian Fluids
(۱۹۹۴) M.Brunat	کنیکس $\alpha_{SM} = 1/82, 1/78$	$f = 116/75/Re + 0.025$ $0.8 < Re < 1000$
(۱۹۹۴) Ishikawa-Kamiya	کنیکس $\alpha_{SM} = 1/5$	$Re_{cr} = 15/0.9 \alpha_{SM}^{-1/0.4}$ $Re < Re_{cr} \quad f = c/Re$ $c = 56/88 - 1/525 \alpha_{SM}^{-1} + 2/422 \alpha_{SM}^{-2} + 125/74 \alpha_{SM}^{-3}$ $Re > Re_{cr} \quad f = c/Re^{0.96}$ $C = \frac{\pi^2}{4 \alpha_{SM}^2} (0.7565 - 3/203 \times 10^{-2} \alpha_{SM}^{-1} + 2/0.184 \alpha_{SM}^{-2} + 2/172 \times 10^{-2} \alpha_{SM}^{-3})$
(۱۹۹۵) Joshi et al	کنیکس $\alpha_{SM} = 1/5, 2/0, 2/5$	$f = 30/3 Re^{-0.48} \alpha_{SM}^{-1/0.4}$
(۱۹۸۷) Lejacks et al	کنیکس $\alpha_{SM} = 3/03, 4/05, 5/02, 2/02$	$f = \frac{1}{4} \left[\frac{213.5 + 224 \alpha_{SM}^{-1}}{Re} - (-0.549 + 4/775 \alpha_{SM}^{-1}) \right]$
Loung Thi Cam Tu (۲۰۰۲)	کنیکس $\alpha_{SM} = 1/5$	$f = 73/45 Re^{-1} + 0.2325$

جدول ۳- معادلات پیش‌بینی کننده ضریب انتقال حرارت دستگاه‌های اختلاط ایستا

نام پژوهشگر	نوع المنت	عدد ناسلت و محدوده عدد رینولدز
(۱۹۹۵) Joshi et al	کنیکس $\alpha_{SM} = 1/5, 2/0, 2/5$	$Nu = 0.61 \sqrt[3]{(Re Pr^{D_i/L})} Re^{-0.71}$ $Re < 700$ $Nu = 0.46 Re^{0.58} Pr^{0.4} \alpha_{SM}^{-0.71}$ $700 < Re < 1000$ $Nu = 0.1 Re^{0.4} Pr^{0.4} \alpha_{SM}^{-0.71}$ $Re < 1000$
(۱۹۸۴) Lejacks et al	کنیکس $\alpha_{SM} = 2/02, 3/03, 4/05, 5/02$	$Re < 200$ $Nu = 1/33 (Re Pr)^{0.33} (\mu/\mu_w)^{0.14}$ $Nu = 1/19 (Re Pr)^{0.33} (\mu/\mu_w)^{0.14}$ $Nu = 1/12 (Re Pr)^{0.33} (\mu/\mu_w)^{0.14}$ $Nu = 1/0.8 (Re Pr)^{0.33} (\mu/\mu_w)^{0.14}$
(۱۹۹۷) Myers et al	کنیکس	$Re < 2300$ Non edge seal unit $Nu = 1/5 (Re Pr)^{0.33}$ Edge seal unit $Nu = 2/25 (Re Pr)^{0.33}$ $Nu = 0.78 Re^{0.4} Pr^{0.33}$ $Re > 2300$
(۱۹۹۰) Sestak	کنیکس	$Nu = 4 (Re Pr)^{0.33} \alpha_{SM}^{-0.33}$
(۱۹۹۴) Lammers et al	کنیکس	$Nu = 1/87 Re^{0.7} Pr^{0.33}$
(۱۹۹۰) Yang et al	کنیکس $\alpha_{SM} = 1/5, 2/0$	$7000 < Re < 20000$ $Nu = 0.18 Pr^{0.33} Re^{0.729} (\mu/\mu_w)^{0.14}$ $Nu = 0.18 Pr^{0.33} Re^{0.729} (\mu/\mu_w)^{0.14}$ $Nu = 0.28 Pr^{0.33} Re^{0.665} (\mu/\mu_w)^{0.14}$

می‌کنند درحالی‌که در اعداد رینولدز بالاتر از ۱۰۰ دقت محاسبه مقادیر ضریب اصطکاک کمتر می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌شود رابطه جوشی در محدوده عدد رینولدز ۶۰ تا ۱۰۰۰ داده‌های تجربی را به خوبی پیش‌بینی می‌کند. شکل ۴ اطلاعات تجربی لیونگ تی کام تو [۱۸] را برای محدوده وسیعی از اعداد رینولدز بین ۰/۱ تا ۱۰۰۰۰ با معادلات دیگر محققین نشان می‌دهد. همان‌گونه که دیده می‌شود در عدد رینولدز ۱۰۰ و کوچک‌تر از آن، شاه مقادیر بسیار نزدیکی را به داده‌های تجربی پیش‌بینی می‌نماید و رابطه جوشی نیز در اعداد رینولدز بالاتر از ۱۰۰ عملکرد خوبی داشته و داده‌های تجربی را به خوبی تخمین می‌زند. در شکل ۵ اطلاعات تجربی مربوط به ایشیکاوا و کامیا [۱۹] برای دستگاه کنیکس با نسبت پیچش ۱/۵ در محدوده اعداد رینولدز بین ۷۰۰ تا ۱۰۰۰۰ نشان داده شده است. مطابق شکل، همه معادلات پیش‌بینی کننده از جمله جوشی، ایشیکاوا و کامیا و سستک در اعداد رینولدز کوچکتر از ۴۰۰۰ مقادیر نزدیک به یکدیگر پیش‌بینی می‌کنند و عملکرد خوبی در تخمین عدد رینولدز دارند ولی در اعداد رینولدز بالاتر از ۴۰۰۰ سستک بهترین بهترین تخمین را داشته و به طور کلی پیش‌بینی‌های این رابطه به اطلاعات تجربی نزدیک‌تر است. K در این بخش معادل $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ است.



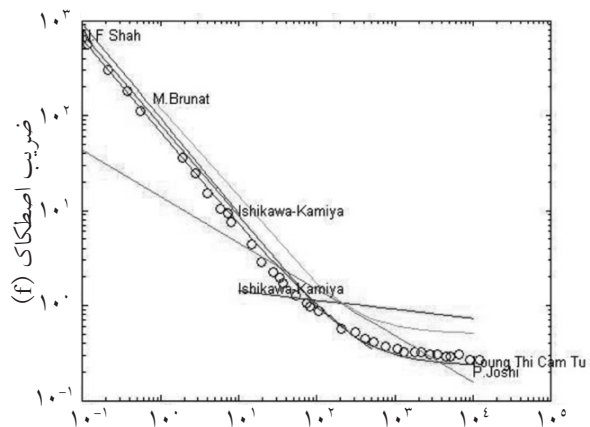
عدد رینولدز (Re)

شکل ۳- مقایسه معادلات ضریب اصطکاک با اطلاعات تجربی
Z.Lejacks

ارزیابی و مقایسه معادلات عملکردی این تجهیزات

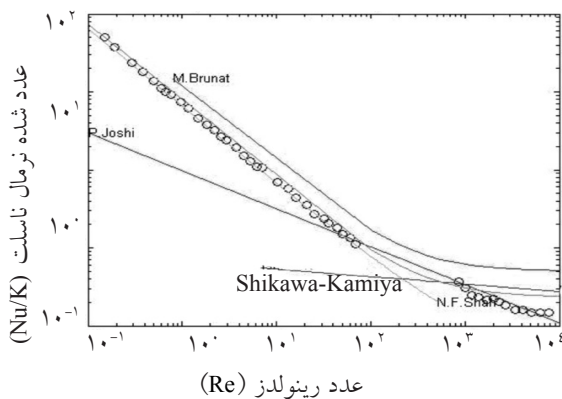
تلاش‌های بسیاری برای ارائه یک معادله کلی که مقادیر مختلفی از نسبت پیچش دستگاه‌های کنیکس را دربرگیرد، صورت گرفته که می‌توان به مطالعات جوشی، لیونگ تی کام تو و لیجکس اشاره نمود [۱۷ و ۱۸]. در شکل ۲ داده‌های تجربی ایشی کاوا و کامیا [۱۹] برای دستگاه کنیکس با نسبت پیچش ۱/۵ با معادلات پیش‌بینی کننده ضریب اصطکاک دیگر محققین مقایسه شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، رابطه لیونگ تی کام تو نزدیک‌ترین مقادیر را نسبت به داده‌های تجربی پیش‌بینی می‌کند و در مقادیر اعداد رینولدز بالاتر از ۱۰۰، بهتر از رابطه ایشی کاوا عمل می‌نماید. رابطه ارائه شده توسط شاه نیز در اعداد رینولدز کمتر از ۱۰۰ عملکردی بسیار نزدیک به رابطه لیونگ تی کام تو دارد. برونات نیز روند تغییرات ضریب اصطکاک را به خوبی پیش‌بینی می‌کند، اما اعداد پیش‌بینی شده توسط او همواره بیش از مقادیر تجربی است.

در شکل ۳ نیز از داده‌های تجربی لیجکس [۲۰] برای دستگاه کنیکس با نسبت پیچش ۲/۰۲ استفاده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، معادلات شاه و لیونگ تی کام تو در اعداد رینولدز حدود ۱۰۰ و کمتر از آن اطلاعات تجربی را با دقت بالا و نزدیک به هم پیش‌بینی

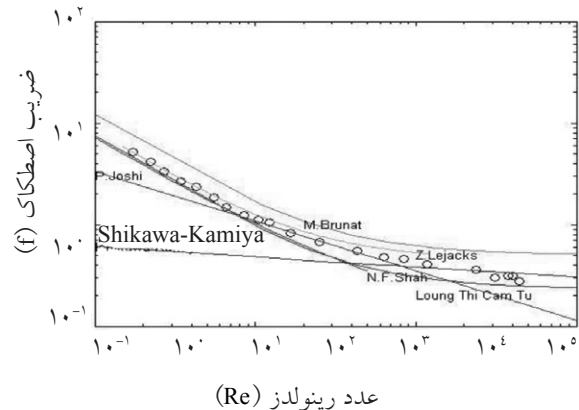


عدد رینولدز (Re)

شکل ۲- مقایسه معادلات ضریب اصطکاک با اطلاعات تجربی
Ishikawa-Kamiya



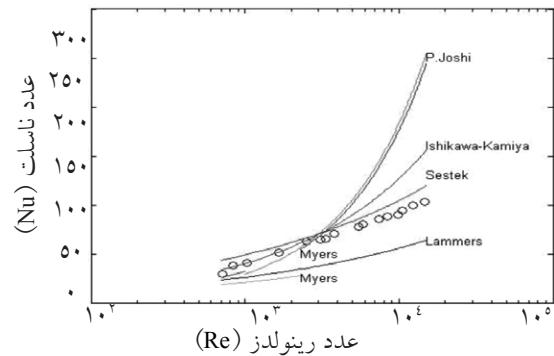
شکل ۵- مقایسه معادلات ضریب انتقال حرارت با اطلاعات تجربی Ishikawa-Kamiya



شکل ۶- مقایسه معادلات ضریب اصطکاک با اطلاعات تجربی Loung Thi Cam Tu

پیدا شده‌اند. این اجزا به نحوی در کنار هم قرار می‌گیرند که لبه ابتدایی یک جزء بر لبه انتهایی جزء کناری خود عمود باشد [۲۱]. این مدل شامل یک لوله به قطر ۲۵/۴ mm و طول ۳۰۴/۸ mm است که درون آن ۶ دستگاه اختلاط ایستای کنیکس به طول ۳۷/۱ mm قرار دارد. ابتدا و انتهای لوله به اندازه یک المنت اختلاط ایستای کنیکس خالی می‌باشد. چگالی سیال ورودی $998/2 \text{ kg/m}^3$ و ویسکوزیته آن $0/001003 \text{ kg/m.s}$ است [۲۲]. در این تحقیق الگوی جریان و توزیع دما برای رژیم جریان آرام و درهم مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این راستا اعداد رینولدز ۱۰، ۱۰۰، ۱۰۰۰ و ۱۰۰۰۰ برای جریان درهم در نظر گرفته شده است. شرط مرزی سرعت ثابت در ورودی برقرار است و با تغییر دبی جرمی ورودی، اعداد رینولدز متفاوت ایجاد می‌شود. دمای سیال ورودی در تمام حالت‌ها ۲۹۸/۱۵ K است و سطح لوله در ورودی و خروجی که خالی از دستگاه است، آدیاباتیک و دمای سطح لوله در مقاطع دارای المنت در دمای ۳۶۳/۱۵ K ثابت در نظر گرفته شده است. سطح دستگاه‌های اختلاط از فولاد ضدزنگ ۳۱۶L، با قابلیت انتقال حرارت و مناسب برای صنایع غذایی است و شرط عدم لغزش بر روی سطوح دستگاه‌ها و تمام سطوح لوله فرض شده است. به منظور شبیه‌سازی عددی جریان و انتقال حرارت در دستگاه‌های اختلاط ایستای حلزونی، پس از ترسیم هندسه مسأله و تعریف مدل فیزیکی، خواص مواد و شرایط مرزی نسبت به حل مسأله در نرم‌افزار پردازشگر اصلی Fluent v 6.3.26 اقدام شده است. هندسه مورد تحلیل توسط نرم‌افزار Gambit به ۹۱۱۶۳۷ شبکه چهار وجهی مش بندی شده است. مدل در شکل ۷ نشان داده شده است.

در شکل ۶ اطلاعات تجربی جوشی [۱۷] برای دستگاه کنیکس و سیال هوا با عدد پرانتل ۰/۷ با نسبت پیش ۲، با معادلات پیش‌بینی کننده دیگر محققین و رابطه خود او برای اعداد رینولدز بیشتر از ۱۰۰۰۰ مقایسه شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، دقت رابطه یانگ در تخمین اطلاعات تجربی بهتر از رابطه جوشی است و سایر روابط مقادیر کمتر و دورتری را پیش‌بینی می‌کنند. رابطه سستک در اعداد رینولدز کمتر از ۱۵۰۰، بهترین اعداد را تخمین می‌زند و در اعداد رینولدز بالاتر نیز عملکردی بهتر از رابطه جوشی دارد.



شکل ۷- مقایسه معادلات ضریب انتقال حرارت با اطلاعات تجربی P. Joshi

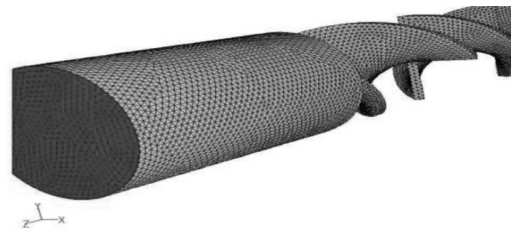
شبیه‌سازی مبدل حرارتی مجهز به دستگاه‌های اختلاط ایستای کنیکس

در این مرحله هدف توسعه و معتبر سازی یک مدل CFD سه بعدی برای جریان آرام و درهم درون مخلوط کننده‌های ایستا در شرایط وجود انتقال حرارت می‌باشد برای این منظور یک دستگاه اختلاط ایستای کنیکس دارای ۶ المنت مدل شده است. دستگاه‌های اختلاط ایستای کنیکس به صورت یک در میان در جهت و خلاف جهت حرکت عقربه‌های ساعت، ۱۸۰ درجه

مدل مورد بررسی در شکل های ۸ تا ۱۱ رسم شده است و همان طور که مشاهده می شود، فشار استاتیک در انتهای لوله به مقدار حداکثر خود می رسد. با افزایش عدد رینولدز افزایش افت فشار به مقدار حداکثر می رسد. مطابق انتظار افت فشار با افزایش سرعت سیال افزایش می یابد. نتایج پیش بینی شده برای افت فشار در طول دستگاه های اختلاط ایستا با برخی از روابط محققین در جدول ۴ مقایسه شده است. در جدول ۵ نتایج پیش بینی شده برای افت فشار در طول دستگاه های اختلاط ایستا برای اعداد رینولدز مختلف با برخی از روابط ارائه شده در بخش های قبل مقایسه شده است. در عدد رینولدز ۱۰ توافق خوبی بین نتیجه پیش بینی شده توسط CFD و نتایج روابط ارائه شده توسط جوشی و لیونگ تی کام تو وجود دارد. در عدد رینولدز ۱۰۰، توافق خوبی بین نتیجه پیش بینی شده توسط CFD و نتیجه رابطه ارائه شده توسط لیونگ تی کام تو مشاهده می شود. در عدد رینولدز ۱۰۰۰ نتیجه پیش بینی شده توسط CFD به نتایج روابط ارائه شده توسط جوشی و برونات و در عدد رینولدز ۵۰۰۰ به نتایج ارائه شده توسط جوشی و لیونگ تی کام تو نزدیک تر است. به منظور تأیید نتایج ضریب اصطکاک پیش بینی شده توسط مدل CFD برای رفتار هیدرودینامیکی دستگاه های اختلاط ایستا، نمودار ضریب اصطکاک در برابر عدد رینولدز در محدوده اعداد رینولدز ۰/۱ تا ۱۰۰۰۰ برای دستگاه های اختلاط ایستای کینکس در شکل ۱۲ رسم شده است. مطابق شکل، تطابق خوبی بین نتایج مدل CFD و نتایج تجربی وجود دارد. این شکل نشان می دهد که نتایج تجربی به خوبی توسط مدل CFD باز تولید می شوند. بیشترین خطا در عدد رینولدز ۱۰۰۰ است، زیرا در این حالت، سیستم در حالت گذرا است و از رژیم آرام به درهم منتقل می شود که در مدل حل شده این موضوع در نظر گرفته نشده است.

انتقال حرارت

نتیجه حاصل از دینامیک محاسباتی سیالات برای توزیع دما در مدل بررسی شده برای انتهای هر المنت اختلاط در شکل های ۱۳ تا ۱۶ رسم شده است.



شکل ۷- قسمت هایی از مدل مش بندی شده در شبیه سازی

معادلات استفاده شده در روش عددی

در این بخش معادلات حاکم بر جریان های تراکم ناپذیر درون دستگاه های اختلاط ایستا و سیالات نیوتونی در سه بعد بیان می شود:

قانون بقای جرم: برای معادلات تراکم ناپذیر با خواص فیزیکی ثابت، معادله قانون بقای جرم به صورت معادله ۱ درمی آید:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

قانون بقای مومنتوم: برای سیالات نیوتنی تراکم ناپذیر با خواص فیزیکی ثابت، معادلات قانون بقای جرم به صورت معادلات ۲ تا ۴ می باشد:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] + \rho g_x \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] + \rho g_y \quad (3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] + \rho g_z \quad (4)$$

قانون بقای انرژی: برای سیالات نیوتنی تراکم ناپذیر با خواص فیزیکی ثابت، معادله قانون بقای انرژی به صورت رابطه ۵ نوشته می شود:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \quad (5)$$

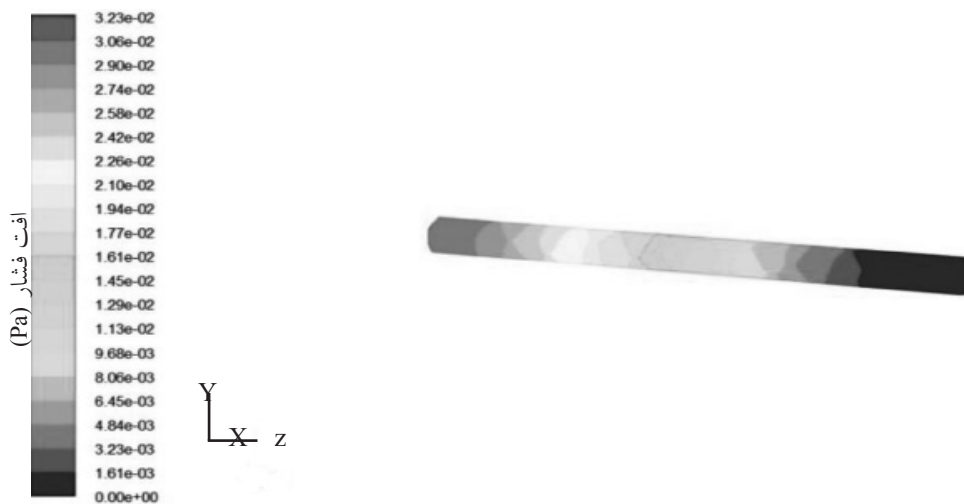
$$K \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \mu_v$$

فرم باز شده پارامتر Φ_v در رابطه ۶ داده شده است. عبارت $\mu \Phi_v$ عموماً قابل صرف نظر کردن است، مگر در سیستم هایی که گرادیان سرعت زیادی داشته باشد.

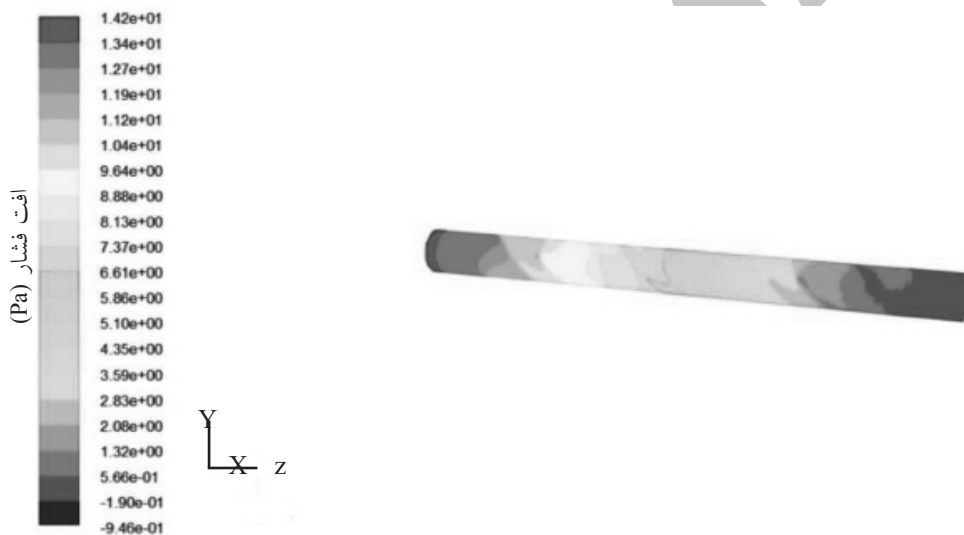
$$\Phi_v = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right]^2 + \left[\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right]^2 + \left[\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right]^2 - \frac{2}{3} \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right]^2 \quad (6)$$

افت فشار

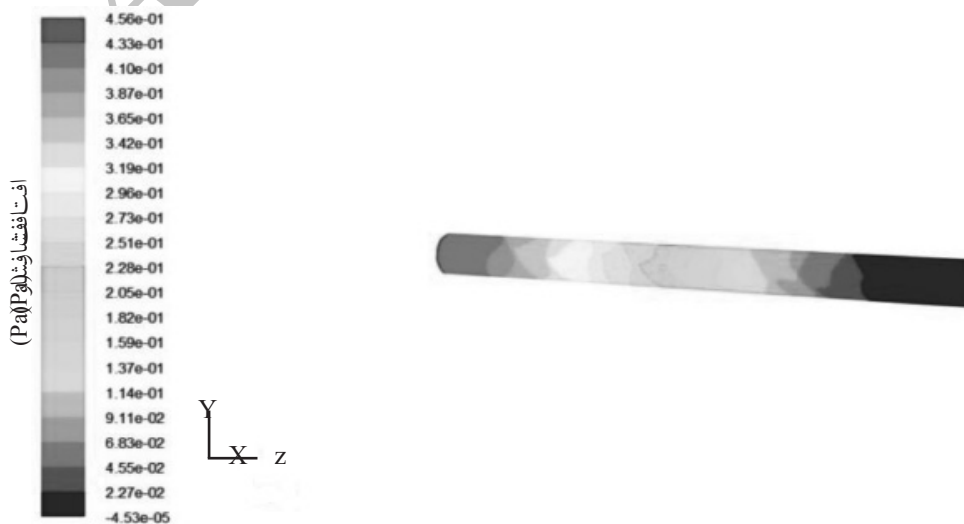
با نصب دستگاه های اختلاط ایستا، افت فشار در لوله افزایش می یابد. نتیجه دینامیک محاسباتی سیالات برای



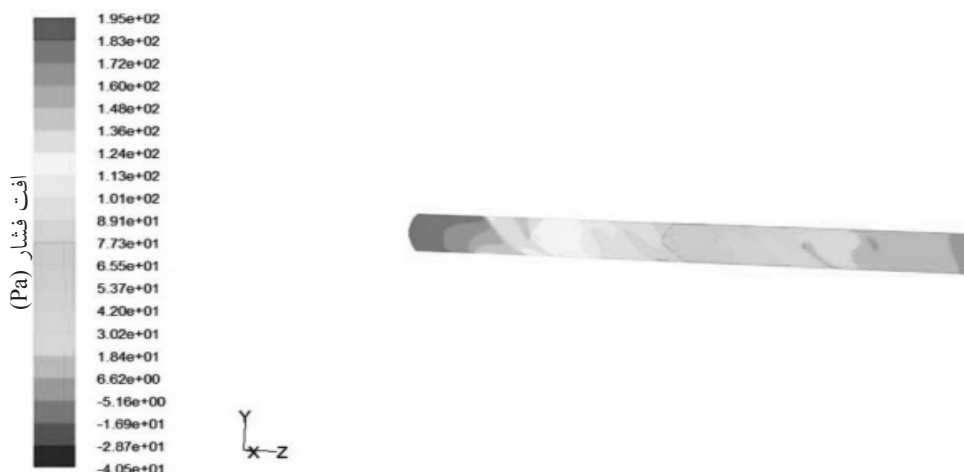
شکل ۸- افت فشار در سیستم برای عدد رینولدز ۱۰



شکل ۹- افت فشار در سیستم برای عدد رینولدز ۱۰۰



شکل ۱۰- افت فشار در سیستم برای عدد رینولدز ۱۰۰۰



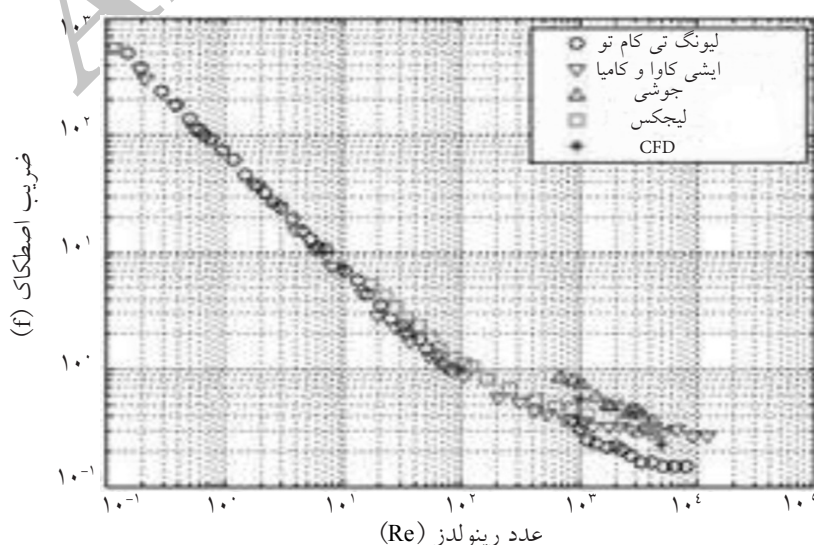
شکل ۱۱- افت فشار در سیستم برای عدد رینولدز ۵۰۰۰

جدول ۴- افت فشار در طول دستگاه‌های اختلاط ایستا

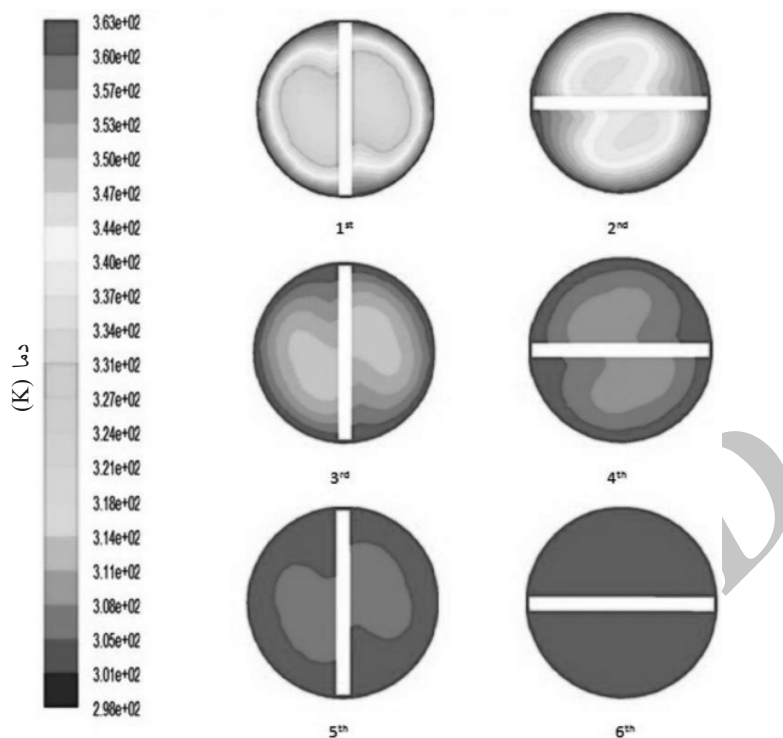
عدد رینولدز	Joshi .P	Loung Thi Cam Tu	Brunat	Sir & Lejacks	Grace	Cybulski & Warner	CFD
Re = 10	۰/۰۲۵۵	۰/۰۲۹۹	۰/۰۴۸۱	۰/۰۳۵۱۱	۰/۰۴۴۳	۰/۰۴۷۵	۰/۰۲۹۴
Re = 100	۰/۸۳۰۰	۰/۳۸۲۱	۰/۶۶۰۰	۰/۴۷۲۳	۰/۷۳۷۳	۰/۲۶۰۵	۰/۳۹۹۷
Re = 1000	۲۶/۹۸	۱۲/۰۹۱۱	۲۴/۴۷۲۸	۱۶/۸۱۵۸	۱۶/۶۷۰۱	۸/۲۳۸۲	۲۱/۷۰۰۴
Re = 5000	۴۳/۲۴۴۸	۴۸/۸۴۴۷	۱۰۳/۹۰۷	۷۰/۵۶۲۹	۳۳/۴۷۷۱	---	۴۵/۳۲۸۸

جدول ۵- ضریب انتقال حرارت در دستگاه‌های اختلاط ایستا

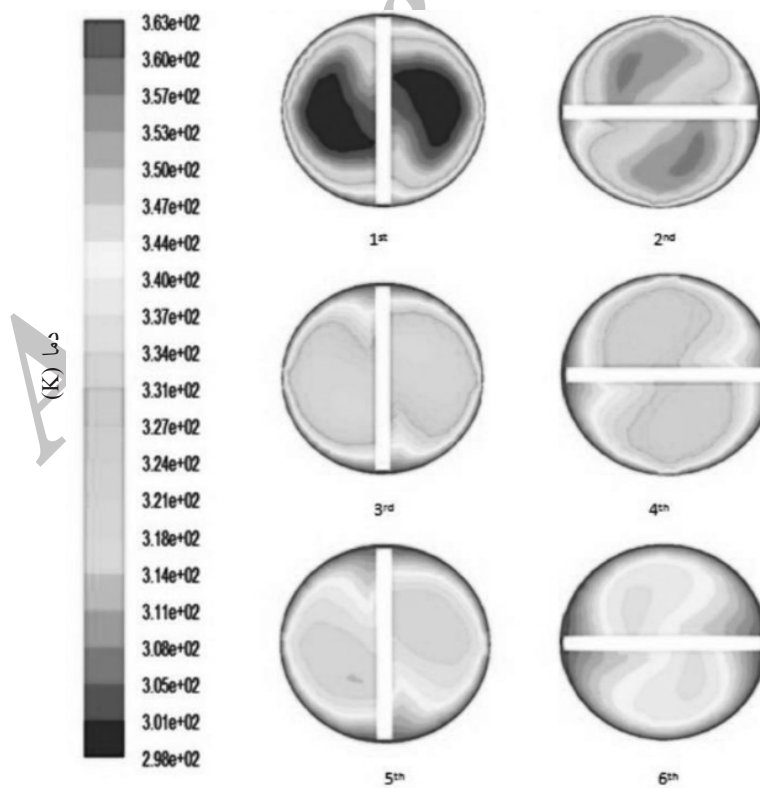
عدد رینولدز	Yang	Sestak	Myers	Lammers	Grace	Cybulski & Warner	Chen	Joshi .P	CFD
Re = 10	۱/۸۲	۱۴/۱۳۸۷	۶/۰۶۱۱	۷/۵۸۴۰۷	۱۷/۴۴۹۷	۵/۸۴۰۱	۲۱/۵۵۸۸	۱/۰۶۹۴	۲/۸۳۰۴۳
Re = 100	۹/۷۶۶۴	۳۰/۰۶۳۶	۱۲/۹۵۸	۱۶/۲۱۴۴	۳۲/۹۹۴۷۱	۱۲/۴۸۶	۴۶/۰۹۱۸	۶/۷۵۷۴	۱۷/۳۶۱۷
Re = 1000	۵۲/۳۲۸	۶۴/۲۷۴۸	۲۷/۷۰۴۶	۳۴/۶۶۵۹	۶۶/۳۸۷۸۸	۹۸/۵۸۴۶	۹۸/۵۴۲۶	۴۲/۵۷۳	۱۰۲/۱۰۶۸
Re = 5000	۱۶۹/۷۸۰۷	۱۱۰/۳۴۴۳	۱۳۴/۶۸۸۸	---	---	۱۴۸/۳۴۷۷	---	۱۵۴/۲۸۱۶	۱۵۱/۷۴۵۲



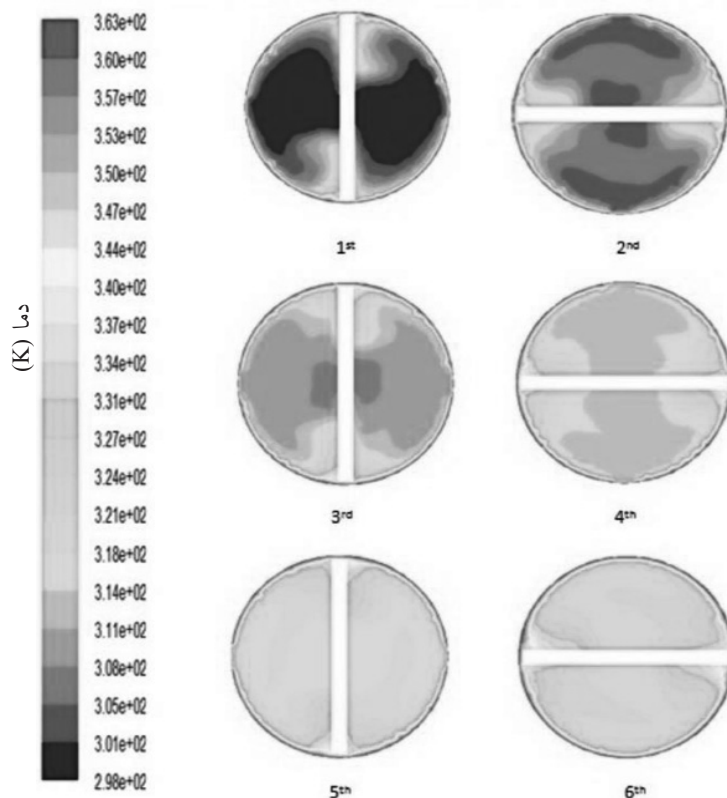
شکل ۱۲- مقایسه نتایج مدل CFD و نتایج تجربی برای ضریب اصطکاک



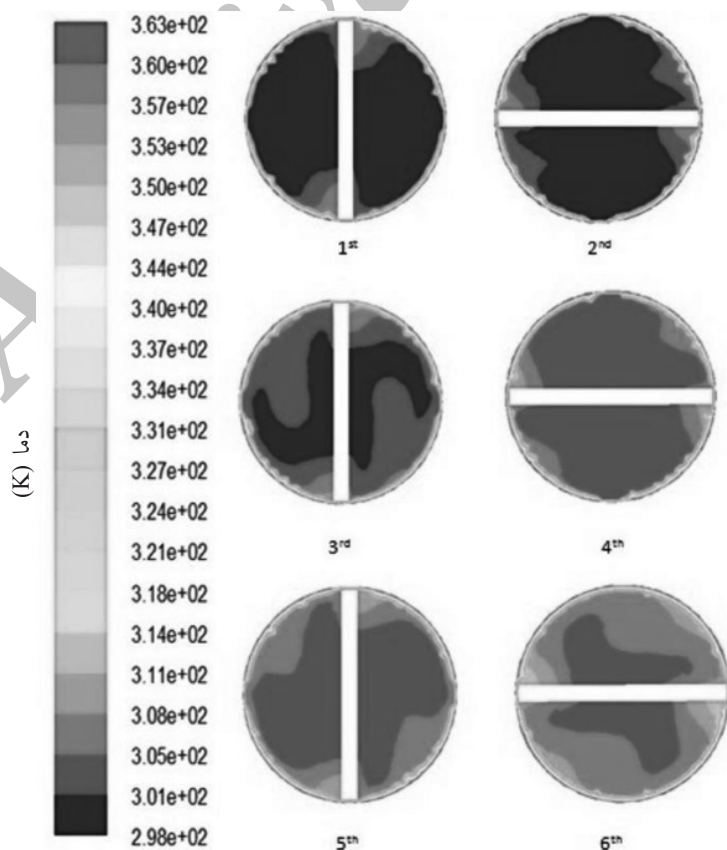
شکل ۱۳- توزیع دما در مدل بررسی شده برای مقاطع انتهایی هر دستگاه برای عدد رینولدز ۱۰



شکل ۱۴- توزیع دما در مدل بررسی شده برای مقاطع انتهایی هر دستگاه برای عدد رینولدز ۱۰۰



شکل ۱۵- توزیع دما در مدل بررسی شده برای مقاطع انتهای هر دستگاه برای عدد رینولدز ۱۰۰۰



شکل ۱۶- توزیع دما در مدل بررسی شده برای مقاطع انتهای هر دستگاه برای عدد رینولدز ۵۰۰۰

مربوط به روابط سیبولسکی و وارنر و ستاره‌ها مربوط به نتایج CFD هستند. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، نتایج CFD در محدوده روابط ارائه شده قرار دارد. اما در عدد رینولدز ۱۰۰۰ نتیجه CFD بیشتر از مقادیر تمام روابط است و بیشترین خطا در این ناحیه که عدد رینولدز در محدوده گذر قرار دارد، مشاهده می‌شود.

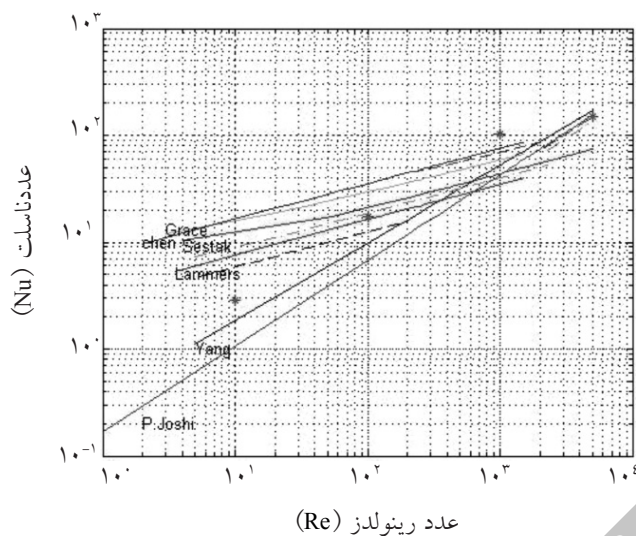
پروفایل سرعت

به منظور مطالعه توزیع سرعت، برش‌های مختلفی در طول مسیر دستگاه‌های اختلاط ایستا در نظر گرفته شده تا پروفایل شعاعی سرعت بررسی شود. شکل‌های ۱۸ تا ۲۱ به ترتیب پروفایل شعاعی سرعت بر حسب m/s را در مقاطع مختلف مربوط به انتهای هر دستگاه برای اعداد رینولدز ۱۰، ۱۰۰، ۱۰۰۰ و ۵۰۰۰ نشان می‌دهد. همان‌طور که می‌دانیم الگوی سرعت در جریان آرام قبل از ورود به دستگاه‌ها به صورت سهموی است. اما بعد از برخورد با اولین دستگاه، این الگو به دو و سپس به تعداد بیشتری تقسیم می‌شود و دو نقطه با حداکثر سرعت در نزدیکی کنارها مشاهده می‌شود. دستگاه‌های کینکس در لوله سبب می‌شود که جریان به علت جدایش و به هم پیوستن متناوب، مدام تغییر جهت دهد و همین امر سبب افزایش راندمان حرارتی و ایجاد یکنواختی دمایی در لوله‌ها می‌شود.

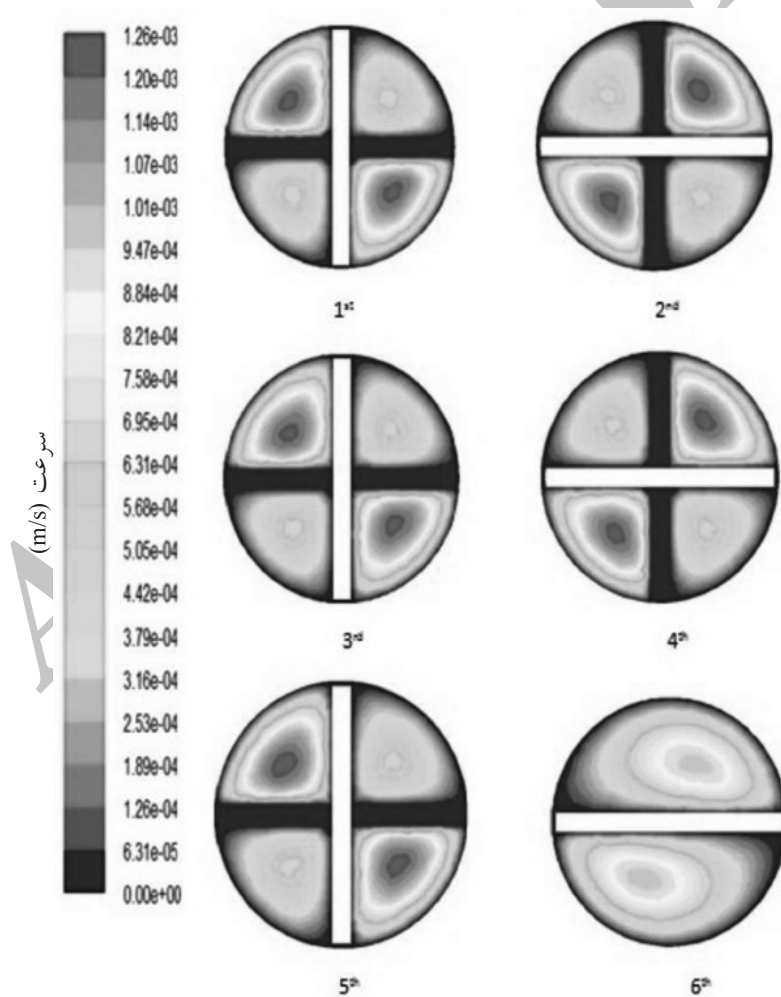
مقایسه با مبدل حرارتی لوله‌ای

در این بخش عملکرد یک مبدل حرارتی مجهز به دستگاه‌های اختلاط ایستای کینکس با مبدل حرارتی لوله‌ای ساده با قطر و ابعاد یکسان (قطر داخلی 0.254 m و طول کلی $3.04/8\text{ m}$) مقایسه شده است. جدول ۶ نتایج مربوط به مقایسه را برای اعداد رینولدز و دبی جریان‌های مختلف نشان می‌دهد. در همه اعداد رینولدز، ضریب انتقال حرارت مبدل حرارتی مجهز به دستگاه‌های اختلاط ایستا، حدود ۸ برابر مبدل حرارتی خالی با ابعاد یکسان می‌باشد و عملکرد حرارتی آن حدود هشت برابر بهتر از مبدل حرارتی لوله‌ای ساده می‌باشد.

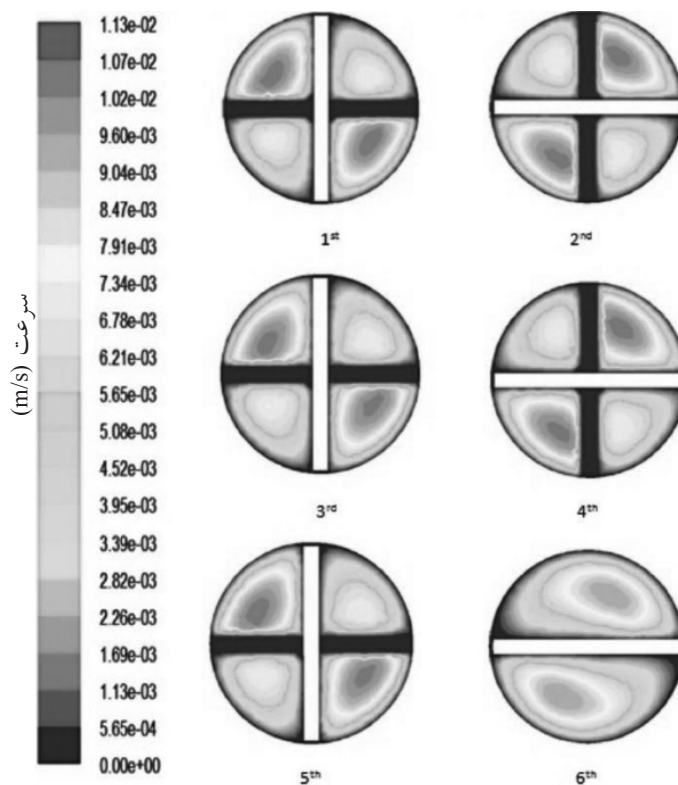
همان‌گونه که ملاحظه می‌شود، هرچه به سمت انتهای مسیر حرکت می‌کنیم توزیع دما در مقاطع مختلف یکنواخت‌تر می‌شود. در اعداد رینولدز پایین‌تر، توزیع سریع‌تر حاصل می‌شود و هرچه سرعت یکنواخت دما افزایش می‌یابد، سیال دیرتر به حالت دمای یکنواخت می‌رسد. با افزایش سرعت، دمای یکنواخت نهایی کاهش می‌یابد. در شکل ۱۳ که مربوط به عدد رینولدز ۱۰ می‌باشد، سیال بعد از المنت ششم با دمای کاملاً یکنواخت 90°C از سیستم خارج می‌شود و به یکنواختی کامل می‌رسد. اما در اعداد رینولدز ۱۰۰، ۱۰۰۰ و ۵۰۰۰ (شکل‌های ۱۴ تا ۱۶)، سیال بعد از المنت ششم با دمای یکنواخت از سیستم خارج نمی‌شود. زیرا در مدل، انتقال حرارت در دسترس محدود است و دمای آن به میزان محدودی بالا می‌رود و اگر بخواهیم به دمای خروجی کاملاً یکنواخت برسیم، لازم است از تعداد دستگاه‌های بیشتری استفاده کنیم. باید توجه داشت که در رسیدن به دمای خروجی کاملاً یکنواخت 90°C ، هر سرعتی امکان‌پذیر است، ولی در سرعت‌های بالاتر به تعداد دستگاه‌ها و سطح انتقال حرارت بیشتری نیاز داریم. در جدول ۵ نتایج پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت در طول دستگاه‌های اختلاط ایستا برای اعداد رینولدز مختلف با روابط محققین مقایسه شده است در عدد رینولدز ۱۰ پیش‌بینی CFD کمتر از مقدار میرز و بیشتر از مقادیر یانگ و جوشی است، و در عدد رینولدز ۱۰۰ در حد فاصل نتایج لامرز و میرز است. در عدد رینولدز ۱۰۰۰ توافق خوبی بین نتیجه پیش‌بینی شده توسط مدل CFD و نتایج روابط ارائه شده توسط محققین به ویژه سیبولسکی و وارنر و چن وجود دارد. لازم به ذکر است که نتایج پاول در تمام اعداد رینولدز برای نسبت پیچش $1/5$ با نتایج چن برابر است. در عدد رینولدز ۵۰۰۰ توافق خوبی بین نتیجه پیش‌بینی شده توسط مدل CFD و نتایج روابط ارائه شده توسط محققین به ویژه جوشی، سیبولسکی و وارنر وجود دارد. در شکل ۱۷ نمودار عدد ناسلت در برابر عدد رینولدز در محدوده رژیم جریان آرام و درهم برای دستگاه‌های اختلاط ایستای کینکس با نسبت چرخش $1/5$ رسم شده است. در این شکل، خطوط مربوط به روابط محققین مختلف، نقطه چین‌ها مربوط به روابط میرز، خط تیره نقطه



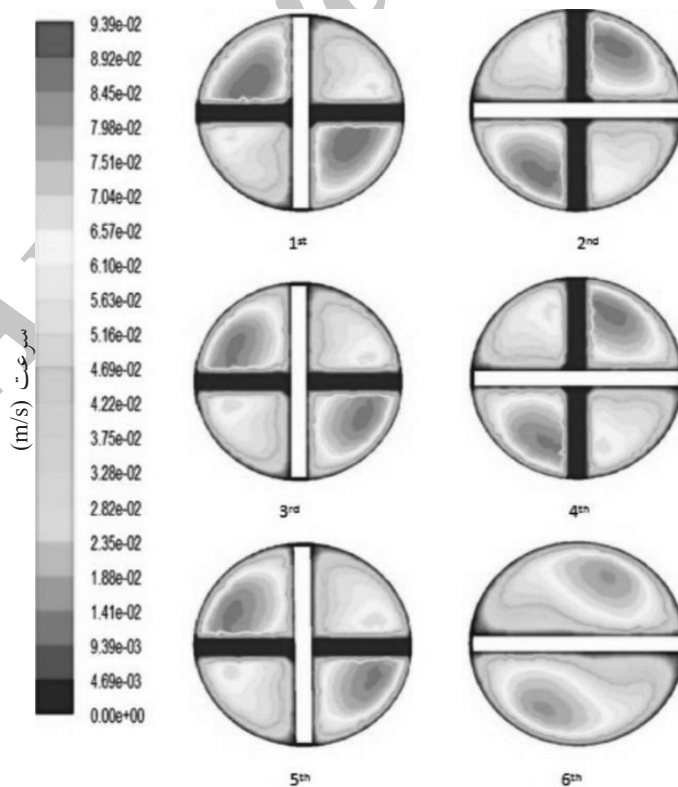
شکل ۱۷- نمودار عدد ناسلت در برابر عدد رینولدز در محدوده رژیم جریان آرام برای دستگاه‌های اختلاط ایستا کینکس



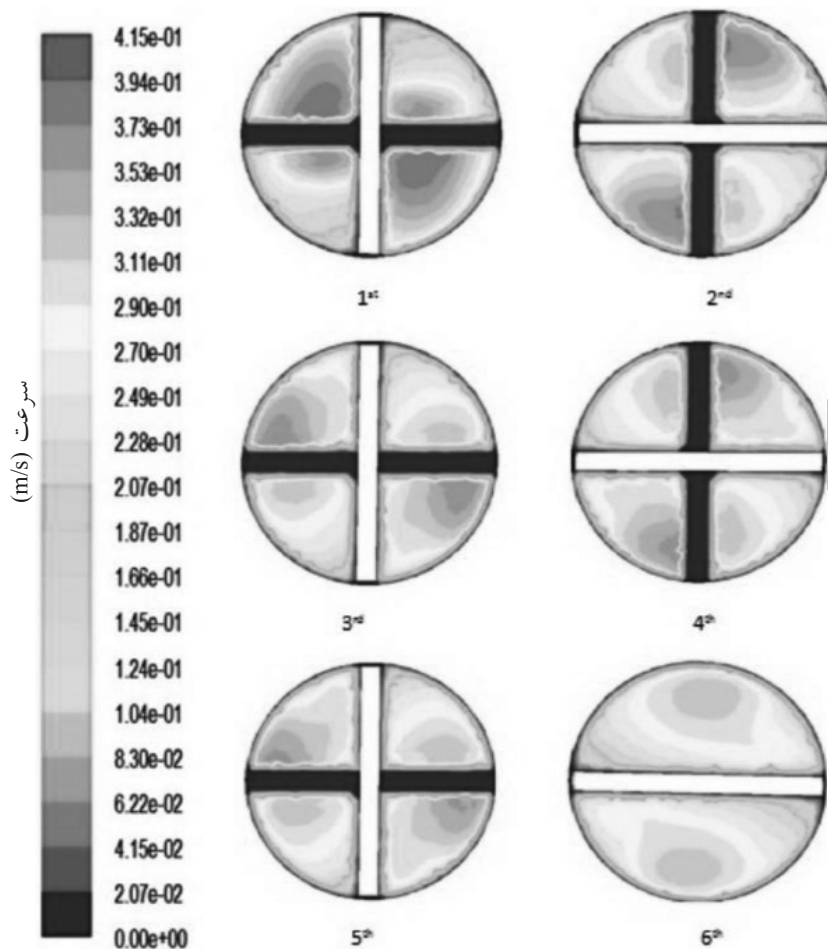
شکل ۱۸- توزیع شعاعی سرعت در مدل برای مقاطع انتهای هر دستگاه برای عدد رینولدز ۱۰



شکل ۱۹- توزیع شعاعی سرعت در مدل برای مقاطع انتهایی هر دستگاه برای عدد رینولدز ۱۰۰



شکل ۲۰- توزیع شعاعی سرعت در مدل برای مقاطع انتهایی هر دستگاه برای عدد رینولدز ۱۰۰۰



شکل ۲۱- توزیع شعاعی سرعت در مدل برای مقاطع انتهایی هر دستگاه برای عدد رینولدز ۵۰۰۰

جدول ۶- نتایج مقایسه انتقال حرارت در مبدل حرارتی مجهز به دستگاه‌های اختلاط ایستا و خالی

Re	hu_{empty} (W/m ² .k)	Nu_{empty}	hu_{mixer} (W/m ² .k)	Nu_{mixer}
۱۰	۷/۴۷۴۱	۰/۳۱۵۳	۶۷/۰۸۷۷	۲/۸۳۰۴۳
۱۰۰	۴۷/۱۵۸۷	۱/۹۸۹۶	۴۱۱/۵۱۳۱	۱۷/۳۶۱۷
۱۰۰۰	۲۹۷/۵۵۱	۱۲/۵۵۳۶	۲۴۲۰/۱۶۵۹	۱۰۲/۱۰۶۸
۵۰۰۰	۱۰۷۸/۲۹۶	۴۵/۴۹۳۳	۳۵۹۶/۷۱۰۱	۱۵۱/۷۴۵۲

رینولدز ۵۰۰۰ تا حدود ۲۵ برابر در مقایسه با لوله‌های خالی افزایش می‌یابد. جدول ۷ این موضوع را نشان می‌دهد. مطابق انتظار، با افزایش سرعت در سیستم، افت فشار نیز افزایش می‌یابد. البته همان‌گونه که در تحقیقات پیشین گزارش شده، استفاده از این دستگاه‌ها در سمت لوله توام با کاهش تعداد گذرها در طراحی مبدل می‌باشد [۳ و ۱۳].

با استفاده از دستگاه‌های اختلاط ایستا، توزیع دما در مبدل‌های حرارتی بهبود می‌یابد و این موضوع سبب بهبود انتقال حرارت و افزایش راندمان عملکرد مبدل‌های حرارتی تا حدود ۸ برابر می‌شود. حین استفاده از دستگاه‌های اختلاط، افت فشار در عدد رینولدز ۱۰ حدود ۴/۵، در عدد رینولدز ۱۰۰ حدود ۶، در عدد رینولدز ۱۰۰۰ حدود ۳۰ و در عدد

جدول ۷- نتایج مقایسه افت فشار در مبدل حرارتی مجهز به دستگاه‌های اختلاط ایستا و خالی

Re	ΔP_{empty} (Pa)	ΔP_{mixer} (Pa)
۱۰	۰/۰۰۶۳	۰/۰۲۹۴
۱۰۰	۰/۰۶۳۲	۰/۳۹۹۷
۱۰۰۰	۰/۳۶۲۳	۲۱/۷۰۰۴
۵۰۰۰	۱/۸۵۶۴	۴۵/۳۲۸۸

داشتن شش دستگاه اختلاط، سیال با دمای کاملاً یکنواخت 90°C از لوله خارج می‌شود و یکنواختی کامل روی می‌دهد. بنابراین به کمک روش CFD تعداد بهینه دستگاه‌های مورد نیاز برای اختلاط قابل محاسبه است. با افزایش سرعت، به دلیل محدود بودن سطح انتقال حرارت، مدل دمای خروجی نهایی کمتر از 90°C است و برای رسیدن به دمای یکنواخت به دستگاه‌های اختلاط بیشتری نیازمندیم. مبدل حرارتی مجهز به دستگاه‌های اختلاط ایستا، ضریب انتقال حرارتی حدود ۸ برابر مبدل حرارتی خالی با ابعاد یکسان دارد و عملکرد حرارتی آن حدود ۸ برابر بهتر از مبدل حرارتی لوله ای ساده می‌باشد. البته این بهبود عملکرد همراه با افزایش افت فشار در سیستم است که با ملاحظه امکان پذیری کاهش تعداد گذرهای سمت لوله در طراحی صنعتی این نوع مبدل‌ها، طراحان می‌توانند مشکل افزایش افت فشار در سمت لوله را برطرف نمایند.

علائم و نشانه‌ها

D : قطر لوله (mm)

f : ضریب اصطکاک

h : ضریب انتقال حرارت ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)

L : طول (m)

ΔP : افت فشار (Pa)

حروف یونانی

α : نسبت پیچش

μ : ویسکوزیته ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$)

زیرنویس

SM : دستگاه اختلاط ایستا

W : دیوار

نتیجه‌گیری

معادلات متنوعی برای تخمین عملکرد دستگاه‌های اختلاط ایستا از نوع کنیکس توسط محققین پیشنهاد شده است. ارزیابی و مقایسه معادلات با اطلاعات آزمایشگاهی نتایج زیر را به دنبال دارد:

در زمینه معادلات مربوط به ضریب اصطکاک

۱- معادله لیونگ تی کام تو بهترین تطابق کلی را با اطلاعات تجربی نشان می‌دهد.

۲- رابطه جوشی و همکاران برای محدوده اعداد رینولدز ۶۰ تا ۱۰۰۰۰ تطابق خوبی با داده‌های تجربی دارد.

۳- رابطه شاه و همکارانش برای اعداد رینولدز کمتر از ۱۰۰ تطابق خوبی با داده‌های تجربی دارد.

در زمینه معادلات مربوط به ضریب انتقال حرارت

۱- معادله سستک بهترین تطابق کلی را با اطلاعات تجربی نشان می‌دهد، البته بهترین نتایج در اعداد رینولدز بین ۱۰۰۰ تا ۳۰۰۰ مشاهده می‌شود.

۲- استفاده از معادلات پیشنهادی توسط یانگ و همکارانش در اعداد پرنتل کم و اعداد رینولدز بالاتر از ۱۰۰۰ نتایج قابل قبولی دارد.

۳- معادله میرز در اعداد رینولدز کمتر از ۲۰۰ و معادله لامرز نیز در اعداد رینولدز بین ۳۰۰ تا ۵۰۰ تطابق بسیار خوبی با داده‌های تجربی دارد.

پس از شبیه سازی یک مبدل حرارتی مجهز به دستگاه‌های اختلاط ایستا، مشاهده گردید که نتایج پیش‌بینی شده برای افت فشار توسط CFD با نتایج تجربی و نتایج حاصل از روابط محققین از جمله لیونگ تی کام تو و جوشی مطابقت خوبی دارد و مقادیر ضریب اصطکاک تجربی به خوبی توسط مدل باز تولید می‌شود. با توجه به توزیع دمای پیش‌بینی شده در مدل CFD، در عدد رینولدز ۱۰ در صورت

مراجع

- [1]. Masiuk S. and Rakoczy R., *Heat Transfer in a Static Mixer With a Novel Mixing Device*, 5th European Thermal Science Conference The Netherlands, 2008.
- ۲- جعفری نصر م. ر.، ذوقی ع. ت. و خاکدامن ح. ر.، «توسعه یک شاخص مناسب به منظور ارزیابی عملکرد فناوری افزایش انتقال حرارت در طراحی مبدل‌های حرارتی»، فصل‌نامه تحقیق، شماره ۴۳، زمستان ۱۳۸۰.
- ۳- جعفری نصر، م. ر. و علایی س. ه. «فناوری‌های نوین در بهبود عملکرد مبدل‌های حرارتی»، مرکز نشر پژوهشگاه صنعت نفت، ۱۳۹۰.
- [4]. Raulin D., Le Blevec M., Bousquet J. and Tanguy P. A., "A Comparative Assessment of the Performance of the Kenics and SMX Static Mixers", *Trans IChemE*, Vol. 78, Part A, Apr. 2000.
- [5]. Fradette L, Li H. Z, Choplin L. and Tanguy P, "3D finite Element Simulation of Fluids Flow Through a SMX Static Mixer", *Comp Chem Eng*, 22: S759-S761, 1998
- [6]. Bakker A and LaRoche R, *Flow and Mixing with Kenics Static Mixers*, *Cray Channels*, 15: 25, 1993
- [7]. Byrde O. and Sawley M. L., "Optimization of a Kenics Static Mixer for Non-Creeping Flow Conditions", *Chem Eng J*, 72: 72: pp. 163-169, 1999
- [8]. Hobbs D. M, Swanson P. D. and Muzzio F. J., "Numerical Characterization of Low Reynolds Number Flow in the Kenics Static Mixer" *Chem Eng Sci*, 53: pp. 1565-1584, 1998
- [9]. Rauline D., Tanguy P. A., Blevec J. M. and Bousquet J., "Numerical Investigation of the Performance of Several Static Mixers", *The Can J Chem Eng* 78: 527-535, 1998
- [10]. Khosravi Rahmain R., *Three – Dimensional Numerical Simulation and Performance Study of an Industrial Helical Static Mixer*, PhD Thesis, the University of Toledo, Dec. 2004.
- [11]. kumar V., Shike V. and K. Nigam D. P., "Performance of Kenics Static Mixer Over a Wide Range of Reynold Number", *Chemical Engineering Journal*, Vol. 139, pp. 284 – 295, 2008.
- [12]. Lisboa P. F., Fernandse J., Simoes P. C., Mota G. P. B. and Soatdjian E., "Computational Fluid Dynamics Study of Kenics Static Mixer as Heat Exchanger for Supercritical Carbon Dioxide", *The Journal of Supercritical*, Vol. 55, pp. 107 – 115, 2010.
- [۱۳]- جعفری نصر م. ر.، اربابان ا. «ارزیابی معادلات عملکردی وسایل اختلاط استاتیکی و تأثیر به کارگیری آنها در طراحی مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای»، فرآیند نو، شماره ۳، صفحات ۱۸-۲۴، ۱۳۸۴.
- [14]. Al Atabi M., *Design and Assessment of a Novel Static Mixer Device*, International Conference on Energy and Environment, 2006.
- [15]. Guojun X., Lianfang F., Yunming L. and Wang K., "Pressure Drop of Pseudo – Plastic Fluids in Static Mixers", *Chinese Journal of Chemical Engineering*, Vol. 1, pp. 93– 96, 1997.
- [16]. Thakur R. K, Vial Ch., Nigam K. D. P. and Nauman E.B, "Static Mixers in the Process Industries-A Review", *Institution of Chemical Engineering*, *Trans IChemE*, Vol. 81, Part A, August, 2003.
- [17]. Joshi P., Nigam K. P. D and Bruce Nauman E., "The Kenics Static Mixers: New Data and Proposed Correlations", *The Chemical Engineering Journal*, Vol. 59, pp. 265 – 271, 1995.
- [18]. Luong Thi Cam Tu, "Pressure Drop and Heat Transfer for Laminar Flow in Kenics Static Mixers", *Procesni a Zpracovatelska technika*, Vol. 56, pp. 108-123, 2002.
- [19]. Ishikawa T. and Kamiya T., "Limits of Reynolds Number for Effective Use of Heat Transfer Promoters –

Twisted Tape and Static Mixer", Heat transfer, Japanese research, Vol. 23, No. 2, pp. 185-197, 1994.

[20]. Lecjaks Z., Machac I., "Pressure Loss in Fluids Flowing in Pipes Equipped with Helical Screws", Int. Chem Eng, Vol. 27, No.2, pp. 205-209, 1987.

[21]. Jaworski Z. and Pianko Oprysh P., "Two – Phase, Laminar Flow Simulation in a Kenics Static Mixers, The Standard Eulerian and Lagrangian Approaches", Chemical Engineering Research and Design, Vol. 80, pp. 910 – 916 , November 2002.

[22]. Szalai E. S. and Muzzio F. J., "Validation of the ORCA CFD Software Using SMX and Kenics Static Mixer Elements", Vol. 67, pp. 234-254, also available in www.acusim.com/paper/static_mixer.pdf, Jan. 2002.

Archive of SID