

بررسی عددی انتقال حرارت و افت فشار در مبدل حرارتی صفحه‌ای با صفحات شورون*هادی پاکدامن^(۱) محمدرضا علیزاده^(۲) ولی کالانتار^(۳)

چکیده در مقاله‌ی حاضر، جریان مغشوش درون کانال‌های یک مبدل حرارتی صفحه‌ای با صفحات موجدار شورون، برای بررسی پارامترهای حرارتی-هیدرولیکی، افت فشار و انتقال حرارت به کمک دینامیک سیالات محاسباتی مورد مطالعه قرار گرفته است. مدل‌های سه‌بعدی صفحات موجدار با زوایای شورون (β) ۴۵-۴۵ و ۶۰-۶۰ درجه که در عمل کاربرد وسیع‌تری دارند با استفاده از نرم‌افزار فلونت شبیه‌سازی شد و نهایتاً تأثیر زاویه‌ی شورون و عدد رینولدز (۴۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰) بر ضریب اصطکاک، عدد ناسلت و الگوی جریان مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی با داده‌های تجربی موجود مقایسه و ارائه گردیده است. نتایج به‌دست آمده از حل عددی، حاکی از تطابق خوب نتایج تجربی و داده‌های حاصل از شبیه‌سازی عددی می‌باشد.

واژه‌های کلیدی شبیه‌سازی عددی، مبدل حرارتی صفحه‌ای، ضریب اصطکاک، صفحه‌ی شورون، انتقال حرارت.

Numerical Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates

H. Pakdaman

M.R. Alizadeh

V. Kalantar

Abstract In the present study, turbulent flow in channels of a plate heat exchanger with corrugated Chevron plates has been simulated numerically using the commercial CFD package, FLUENT. 3D models of common corrugated Chevron plates with Chevron angles of 45-45 and 60-60 have been simulated to obtain and analyze temperature, pressure, and velocity fields of flow. The results show that geometrical parameters of the plates such as Chevron angle have indisputable effects on flow pattern and heat transfer of the heat exchanger. Finally, the effects of Chevron angle and Reynolds number ($4000 \leq Re \leq 20000$) on friction factor and Nusselt number of the flow were studied and compared with available experimental results. The numerical results show a good agreement with the experimental data.

Key Words Numerical simulation, Plate heat exchanger, Friction factor, Chevron plate, Heat transfer

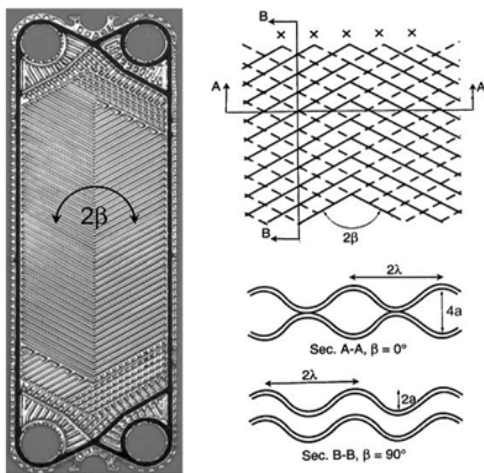
* تاریخ دریافت مقاله ۹۱/۱۰/۲۸ و تاریخ پذیرش آن ۹۲/۴/۲۲ می‌باشد.

(۱) کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد.

(۲) نویسنده‌ی مسؤول: کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز.

(۳) استادیار بخش مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد.

روابطی را برای پیش‌بینی ضریب اصطکاک و عدد ناسلت به دست آوردند. آن‌ها با استفاده از نتایج خود و دیگران رابطه‌ای جامع برای افت فشار و انتقال حرارت مبدل ارائه کردند که در این مقاله مورد استفاده واقع شده است.



شکل ۱ نمای یک صفحه‌ی شورون [۱]

به‌علت این که با راه حل‌های عددی می‌توان جزئیات میداین دما و جریان را ارائه کرد و هم‌چنین می‌توان درک به‌تری از فرآیند انتقال حرارت و اندازه‌ی حرکت به‌دست آورد؛ لذا در سال‌های اخیر شبیه‌سازی عددی حرکت سیال و انتقال حرارت در اینگونه مبدل‌ها بیش‌تر مورد نظر واقع گردیده است. از آن جمله تسای و همکارانش [3] دو کانال یک مبدل را به‌وسیله‌ی نرم‌افزار فلونت (FLUENT 6.3.26) به‌صورت سه‌بعدی در ساینز واقعی، مدل کردند و افت فشار و توزیع جریان را برای $1700 < Re < 6000$ تحلیل نمودند. ژانگ و همکارانش [4] در سال ۲۰۰۶ کانال‌هایی با صفحات شورون با زوایای ۳۰، ۴۰ و ۶۰ درجه را به‌صورت سه‌بعدی برای بررسی توزیع جریان مدل کردند و نتایج حاصل را با داده‌های تجربی مقایسه نمودند. کاناریس و همکارانش [5] در تحقیقشان توانایی دینامیک سیالات محاسباتی را به‌جهت

مقدمه

در دو دهه‌ی اخیر، استفاده از مبدل‌های صفحه‌ای به‌عنوان تجهیزاتی استاندارد برای گرم و سرد کردن سیالات در جریان‌های تک‌فازی و دوفازی، بسیار مورد توجه بوده است. مبدل‌های صفحه‌ای متشکل‌اند از تعدادی صفحه‌ی نازک با سطح موج‌دار که جریان سیال گرم و سرد را از هم جدا می‌کنند. صفحات به‌نحوی چیده شده‌اند که دو سیال عامل (سرد و گرم) به‌صورت یک در میان بین صفحات جریان داشته باشند. زاویه‌ی موج صفحات موج‌دار که نقش اساسی در میزان انتقال حرارت و افت فشار دارد به زاویه‌ی شورون مشهور است. معمولاً زاویه‌ی شورون بین دو مقدار تقریبی 25° تا 65° می‌باشد. شکل (۱) نمونه‌ای از صفحه‌ی شورون را نشان می‌دهد. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای به‌خاطر مزیت‌های خاص خود مانند بازده و انعطاف‌پذیری بالا، تلفات حرارتی و هزینه‌ی تعمیر و نگهداری کم، تمیزکاری راحت و جمع و جور بودن نسبت به مبدل‌های پوسته‌ای و لوله‌ای در صنایع مختلف از جمله نفت و گاز، لبنی، غذایی، دارویی، خودرو، تهویه مطبوع و بسیاری از صنایع دیگر دامنه‌ی نفوذ گسترده‌تری داشته‌اند که این امر باعث انجام اقدامات زیادی در حوزه‌ی تحقیق و توسعه‌ی مبدل‌های صفحه‌ای در شرکت‌ها و دانشگاه‌ها شده است [۱].

مطالعات آزمایشگاهی نسبتاً زیاد و بررسی‌های عددی نسبتاً کمی برای پیش‌بینی رفتار هیدرولیکی-حرارتی در کانال‌های صفحات شورون انجام شده که تعدادی از آن‌ها در ادامه آمده است.

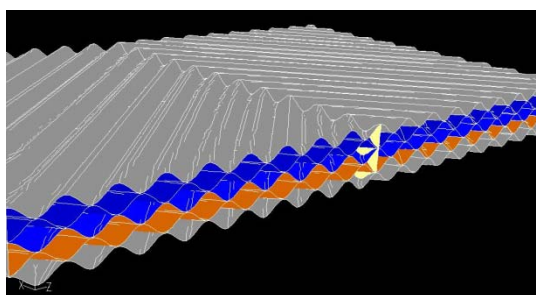
در زمینه‌ی آزمایشگاهی، مولی و همکارانش [2] به بررسی افت فشار و انتقال حرارت در یک مبدل صفحه‌ای با صفحات شورون برای سیال آب پرداختند. آن‌ها زوایای شورون ۳۰، ۴۵ و ۶۰ درجه را برای رینولدزهای ۶۰۰ تا ۱۰۰۰۰ مورد مطالعه قرار دادند و

شبیه‌سازی عددی

برای شبیه‌سازی هندسه در تحقیق پیش رو، از مدل‌های سه‌بعدی کار آزمایشگاهی مولی و همکاران [2] استفاده شد. مشخصات هندسی صفحات استفاده شده در کار مولی و همکارانش در جدول (۱) آمده است. ابتدا هندسه‌ی مورد نظر در نرم‌افزار گمبیت تولید گردید و سپس فضای حل با شبکه‌ی غیر سازمان‌یافته (tetrahedral) گسسته‌سازی شد. این هندسه شامل ۴ کانال به طول ۱۰۰ میلی‌متر است که در شکل (۲) آمده است.

جدول ۱ مشخصات ابعاد کانال با صفحات شورون

زاویهی شورون (درجه)	۴۵ و ۶۰
طول موج پروفیل سینوسی (میلی‌متر)	۹
ارتفاع (دامنه) موج پروفیل سینوسی (میلی‌متر)	۲/۵۴
طول صفحه‌ی شورون (میلی‌متر)	۳۹۲
عرض صفحه‌ی شورون (میلی‌متر)	۱۶۳
ضخامت صفحات (میلی‌متر)	۰/۶



شکل ۲ کانال‌های شبیه‌سازی شده

اگر به‌طور واضح‌تر صفحات را بررسی کنیم خواهیم دید که نحوه‌ی چیدمان صفحات بر یکدیگر شبیه شکل (۳) می‌باشد. مشخص است که شیارهای صفحه بالای در جهت مخالف شیارهای صفحه‌ی پایینی قرار می‌گیرد.

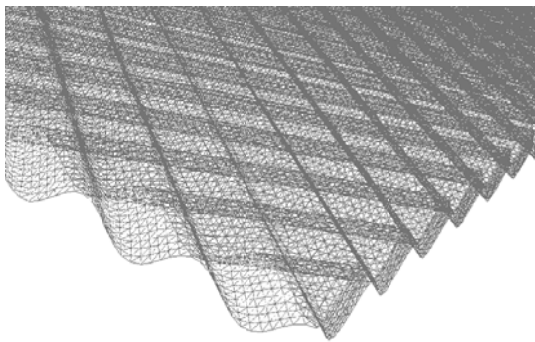
محاسبه‌ی ضریب اصطکاک و ناسلت در کانال‌هایی با دیواره‌های شیاردار برای مبدل صفحه‌ای تجاری حاوی سیال آب، بررسی کردند.

هان و همکارانش [6] پنج صفحه‌ی موج‌دار به ضخامت ۰/۳ mm و سطح انتقال حرارت ۰/۲ متر مکعب از یک مبدل با جنس فولاد زنگ‌نزن را با استفاده از نرم‌افزار فلونت شبیه‌سازی کردند و دما، فشار و سرعت را با ۲/۶ میلیون گره محاسباتی تحلیل نمودند. هم‌چنین آن‌ها با مقایسه‌ی دمای خروجی مدل شبیه‌سازی شده و داده‌های آزمایشگاهی و هم‌چنین مقایسه‌ی افت فشار مدل شبیه‌سازی شده و داده‌های آزمایشگاهی اعلام کردند که اختلاف چندانی بین نتایج آزمایشگاهی و عددی دیده نمی‌شود. نوع و الگوی جریان سیال درون کانال‌های مبدل حرارتی صفحه‌ای، موضوع حائز اهمیتی است که پاکدامن و کلاتر [7] طی تحقیقی به بحث در مورد آن پرداختند. آن‌ها با شبیه‌سازی عددی جریان مغشوش درون کانال‌های مبدل حرارتی صفحه‌ای، ضمن بررسی الگوی جریان مغشوش و تأثیر آن در انتقال حرارت و افت فشار، توانایی روش‌های عددی در پیش‌بینی حرکت پیچیده‌ی سیال در بین صفحات شورون را اثبات نمودند.

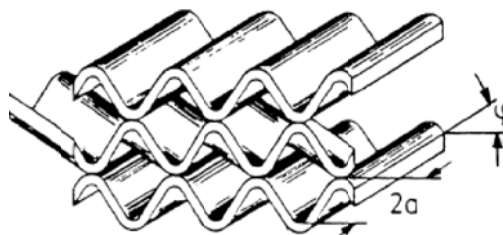
در مقاله‌ی حاضر، جریان مغشوش درون کانال‌های یک مبدل حرارتی صفحه‌ای با صفحات موج‌دار شورون (زاویای شورون β) ۴۵-۴۵ و ۶۰-۶۰، به‌منظور بررسی پارامترهای حرارتی-هیدرولیکی، افت فشار و انتقال حرارت به‌کمک نرم‌افزار فلونت مورد مطالعه قرار داده شده است. در این تحقیق علاوه بر موارد بالا، رابطه‌ی مولی و همکارانش که در بین روابط تجربی ارائه شده از جامعیت بیش‌تری برخوردار است، مورد بررسی واقع گردید. نتایج به‌دست آمده از حل عددی، حاکی از تطابق خوب نتایج و روابط تجربی و داده‌های حاصل از شبیه‌سازی عددی می‌باشد. هم‌چنین دیده شد که افزایش زاویه‌ی شورون باعث افزایش ضریب اصطکاک و در عین حال افزایش عدد ناسلت می‌گردد.

مطالعه‌ی شبکه در شبیه‌سازی عددی جریان صفحات شورون. با ایجاد یک شبکه‌بندی مناسب می‌توان حل یک سیستم معادلات را تا حد زیادی ساده نمود و بالعکس انتخاب نقاط نامناسب شبکه، می‌تواند باعث ناپایداری یا عدم همگرایی محاسبات گردد. بنابراین به جهت مطالعه‌ی تأثیر شبکه‌بندی بر حل همگرایی نهایی، یک مسأله‌ی نمونه با چندین شبکه‌بندی مختلف حل می‌شود. در این تحقیق برای تولید مش از نرم‌افزار گمبیت استفاده شده است. به دلیل پیچیدگی کانال متشکل از صفحات شورون، از شبکه‌ی چهار وجهی غیرسازمان‌یافته استفاده شده که در شکل (۴) نشان داده شده است.

مطالعه‌ی شبکه‌بندی صفحات با زاویه‌ی شورون ۴۵ درجه. هنگامی که صفحه‌های شورون روی هم قرار داده می‌شوند به دلیل این که پروفیل صفحه‌ها کاملاً در مخالف جهت هم می‌باشند، زاویه‌های تنیدی در محل تماس صفحات ایجاد می‌شود که مانع از ایجاد شبکه‌بندی در اندازه‌های دلخواه می‌گردد. در این زاویه (۴۵ درجه) برای مطالعه‌ی شبکه از سه شبکه‌بندی متفاوت، شبکه‌ی متوسط با $1,160,000$ سلول محاسباتی، شبکه‌ی ریز با $1,260,000$ سلول محاسباتی و شبکه‌ی خیلی ریز با $1,400,000$ سلول محاسباتی استفاده شده است که در این حالت ضریب اصطکاک با استفاده از مدل Realizable k- ϵ ، از عدد رینولدز 4000 تا 20000 مورد تحلیل قرار گرفت.



شکل ۴ شبکه‌بندی کانال با صفحات شورون



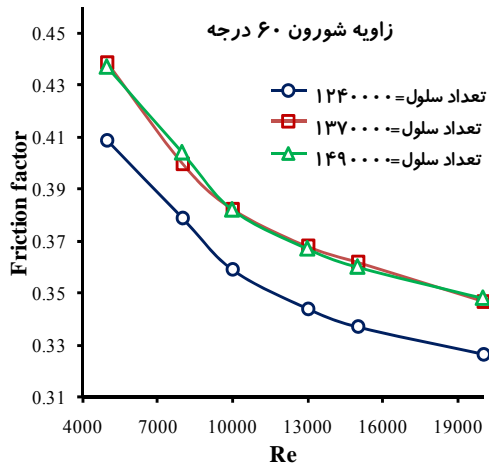
شکل ۳ نحوه‌ی چیدمان صفحات شورون [۱]

پس از ایجاد هندسه و شبکه‌بندی آن شرایط مرزی مسأله انتخاب و معین گردیدند. شرایط مرزی در این مسأله شامل شرط مرزی ورودی، شرط مرزی خروجی، تقارن و دیواره است که در شرط مرزی ورودی، سرعت ورودی و در شرط مرزی خروجی، فشار خروجی انتخاب شده است. صفحه‌ی اول و صفحه‌ی پنجم در مبدل شبیه‌سازی شده از نظر حرارتی عایق و صفحه‌ی دوم، سوم و چهارم از نظر حرارتی کوپل در نظر گرفته شده‌اند.

بعد از تعیین شرایط مرزی، با استفاده از نرم‌افزار تجاری فلوئنت ۲-۳-۶، مدل‌های حل جریان مغشوش و هم‌چنین حل معادلات ممتوم و انرژی در حالت پایا فعال شد. بر پایه‌ی روش حجم محدود، شبیه‌سازی حرکت سیال و انتقال حرارت درون کانال‌های مبدل صورت گرفت. هم‌چنین به منظور گسسته‌سازی معادلات از روش بالادست مرتبه‌ی دوم استفاده گردید و جهت کوپل کردن سرعت و فشار، الگوریتم سیمپل در نظر گرفته شد. لازم به ذکر است با توجه به محدوده‌ی عدد رینولدز و شبکه‌بندی، عدد y^+ در محدوده‌ی تابع دیواره‌ی غیر-تعادلی قرار می‌گیرد و بنابراین از این تابع دیواره استفاده شده است. y^+ یک فاصله بدون بعد می‌باشد و در واقع فاصله‌ی اولین گره از دیواره است.

سیال کاری مورد استفاده در این مسأله، آب با چگالی $998/2$ کیلوگرم بر مترمکعب و ویسکوزیته 0.001 کیلوگرم بر متر-ثانیه و با گرمای ویژه 4182 ژول بر کیلوگرم-کلوین می‌باشد و خواص سیال سرد و گرم با توجه به دمای متوسط حجمی (Bulk Mean Temperature) آن تعیین گردیده است.

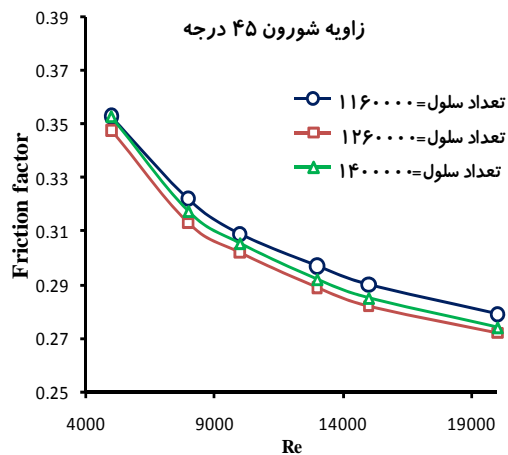
حل، از شبکه‌ی ریز با $1,370,000$ سلول محاسباتی برای زاویه‌ی 60° درجه استفاده شده است.



شکل ۶ مطالعه‌ی شبکه برای صفحات شورون با زاویه‌ی 60° درجه

مطالعه‌ی مدل حل. وجود صفحات موج‌دار که باعث ایجاد هندسه‌ای با پیچیدگی خاص می‌گردد، موجب ایجاد گردابه‌ها و گسستن و اتصال مجدد لایه‌های مرزی می‌شود که این امر، جریان را به شدت مغشوش می‌سازد. اما نمی‌توان به صورت مطمئن یک مدل را برای مدل‌سازی جریان مغشوش، مناسب دانست و انتخاب مدل مغشوش به ملاحظاتمانند فیزیک جریان، میزان دقت مورد نیاز، قدرت منابع محاسباتی و تجربیات حاصل از شبیه‌سازی وابسته است. هم‌چنین، به‌خاطر پیچیدگی خاص هندسه‌ی این مدل، ماهیت جریان بین صفحات شورون کاملاً روشن نیست. بنابراین چهار مدل توربولانسی دو معادله‌ای مختلف، مورد بررسی قرار گرفت و مدلی که به‌تر با نتایج تجربی مولی و همکارانش [2] مطابقت داشت، انتخاب گردید. مطابق با راهنمای نرم‌افزار فلوئنت، به‌ترین پیشنهاد از بین مدل‌های اغتشاش $k-\epsilon$ برای حل مسأله‌ی پیش رو، مدل Realizable $k-\epsilon$ است؛ زیرا به‌ترین نتایج را برای جریان‌های پیچیده و گردابی می‌دهد؛ با این حال برای اطمینان از این مطلب اقدام

همان‌طور که در شکل (۵) دیده می‌شود نتایج شبکه‌ی متوسط با شبکه ریز کم‌تر از 3% اختلاف از خود نشان می‌دهد، در صورتی که نتایج شبکه‌ی خیلی ریز نسبت به شبکه‌ی ریز کم‌تر از 1% اختلاف دارد که بیان‌کننده‌ی استقلال نتایج حل عددی نسبت به شبکه‌بندی می‌باشد. در ادامه به منظور کم کردن هزینه و زمان محاسبات از شبکه‌بندی ریز استفاده شده است.



شکل ۵ مطالعه‌ی شبکه برای صفحات شورون با زاویه‌ی 45° درجه

مطالعه‌ی شبکه‌بندی صفحات با زاویه‌ی شورون 60° درجه. در این زاویه برای مطالعه‌ی شبکه از سه شبکه‌بندی متفاوت، شبکه‌ی متوسط با $1,240,000$ سلول محاسباتی، شبکه‌ی ریز با $1,370,000$ سلول محاسباتی و شبکه‌ی خیلی ریز با $1,490,000$ سلول محاسباتی استفاده شده و با استفاده از مدل $k-\epsilon$ Realizable از عدد رینولدز 4000 تا 20000 ، ضریب اصطکاک مورد تحلیل قرار گرفته است. همان‌طور که در شکل ۶ قابل مشاهده است، نتایج شبکه‌ی متوسط با شبکه ریز کم‌تر از 6.5% اختلاف از خود نشان می‌دهد، در صورتی که نتایج شبکه‌ی خیلی ریز نسبت به شبکه‌ی ریز به‌خوبی بر هم منطبق هستند. اختلاف داده‌ها بین حالت استفاده از شبکه‌ی ریز و خیلی ریز در حدود 1% است که بیان‌کننده‌ی استقلال نتایج حل عددی نسبت به شبکه‌بندی می‌باشد. بنابراین در ادامه‌ی

تحلیل نتایج

در این تحقیق، انتقال حرارت و افت فشار به همراه تحلیل الگوی جریان در یک مبدل حرارتی صفحه‌ای مورد مطالعه‌ی عددی واقع شده است. نتایج این تحقیق به صورت نمودارهای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک، توزیع فشار در کانال و شکل خطوط جریان در ادامه آمده است.

ضریب اصطکاک. در اینجا اثر زاویه‌ی شورون بر افت فشار را بررسی می‌کنیم. کل افت فشار در مبدل صفحه‌ای، شامل افت فشار اصطکاکی کانال (ΔP)، افت فشار در دهانه‌های ورودی و خروجی و افت فشار لوله می‌باشد که ضریب اصطکاک برای افت فشار اصطکاکی در کانال از معادله‌ی (۱) محاسبه می‌گردد [۱]:

$$f = \frac{\Delta P d_e}{2\rho u^2 L} \quad (1)$$

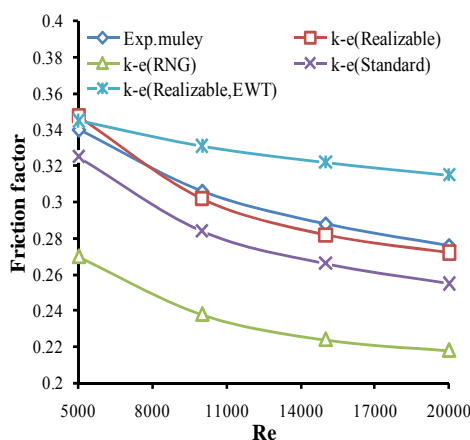
در معادله‌ی فوق، اختلاف فشار از شبیه‌سازی عددی به دست می‌آید. d_e قطر مؤثر است که با توجه به تحقیق مولی و همکارانش [2] دو برابر ارتفاع موج پروفیل سینوسی است و L طول صفحه‌ی شورون می‌باشد. هم‌چنین عدد رینولدز از معادله‌ی (۲) به دست می‌آید:

$$Re = \frac{\rho u d_e}{\mu} \quad (2)$$

از آن‌جا که رابطه‌ی بین ضریب اصطکاک و عدد رینولدز را بررسی می‌کنیم؛ لذا با انتخاب سرعت‌های متفاوت می‌توان ضریب اصطکاک را در عددهای رینولدز متفاوت به دست آورد.

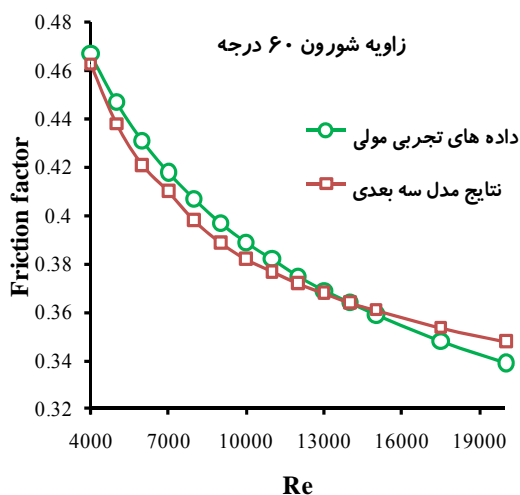
در شکل (۸) مقایسه‌ی نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی صفحات با زاویه‌ی شورون ۴۵ درجه با داده‌های تجربی مولی و همکارانش [2] بین

به اعتبارسنجی این معادلات برای مسأله‌ی حاضر کردیم. در شکل (۷) نتایج حاصل از روش‌های مختلف عددی برای جریان مغشوش، با داده‌های تجربی مقایسه شده است. با توجه به شکل مشاهده می‌شود که مدل $k-\epsilon$ (RNG) به همراه تابع دیواره‌ی بهبودیافته (Enhanced Wall Function)، مدل مناسبی برای تحلیل جریان بین صفحه‌های شورون نمی‌باشد. هم‌چنین با دقت در مدل $k-\epsilon$ استاندارد نیز دیده می‌شود که استفاده از این مدل، منجر به ایجاد خطایی چند برابر خطای مدل Realizable $k-\epsilon$ می‌گردد و هم‌چنین این مدل از آن‌جا مدل مناسبی برای حل جریان نمی‌باشد که گردابه‌های بزرگ را در نظر نمی‌گیرد. از طرفی با افزایش رینولدز، اندازه‌ی گردابه‌های جریان مغشوش بین صفحات رشد می‌کند و از آنجا که این مدل قادر به در نظر گرفتن گردابه‌های بزرگ نیست؛ لذا در این تحقیق از مدل $k-\epsilon$ Realizable استفاده شده است که برای جریان‌های دارای چرخش، جدایش و گرادیان فشار معکوس شدید، نسبت به مدل $k-\epsilon$ استاندارد، منجر به جواب‌های بهتری می‌گردد. برتری مدل $k-\epsilon$ Realizable نسبت به مدل‌های دیگر را می‌توان به وضوح در شکل (۷) دید. در این نمودار نتایج مربوط به کار آزمایشگاهی مولی و نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی به طور قابل قبولی بر هم منطبق هستند.



شکل ۷ مطالعه‌ی مدل حل برای صفحات با زاویه‌ی شورون ۴۵ درجه

تجربی مولی و همکارانش [2] آمده است (رینولدز بین ۴۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰). با توجه به نمودارها، این مسأله روشن می‌گردد که شبیه‌سازی عددی و نتایج تجربی هم‌خوانی قابل قبولی داشته و در بدترین حالت تنها ۳٪ خطا بین نتایج مشاهده می‌گردد. این مطلب بیانگر قابل استناد بودن نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی است. هم‌چنین شکل (۱۰) نشان دهنده کاهش ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز می‌باشد. به عبارتی، در یک سیال به خصوص، با افزایش سرعت ورودی جریان به مبدل، ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد.

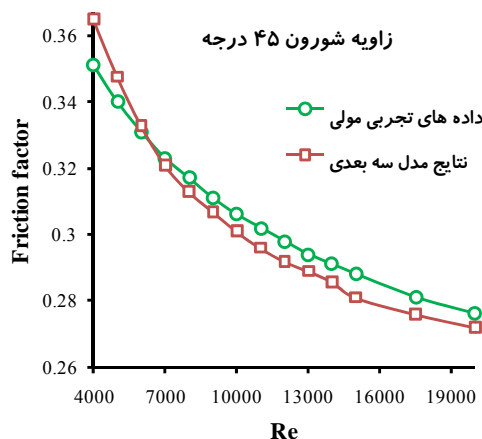


شکل ۱۰ مقایسه نتایج ضریب اصطکاک مدل و داده‌های تجربی

توزیع فشار روی صفحات شورون با زاویه‌ی ۶۰ درجه در شکل (۱۱) نشان داده شده است. به‌وضوح دیده می‌شود که فشار سیال به‌تدریج در طول مسیر کاهش می‌یابد. این پدیده با استناد به معادله‌ی (۱) نیز قابل توجیه و بیان است، چرا که طول L و افت فشار ΔP با یکدیگر نسبت مستقیم دارند.

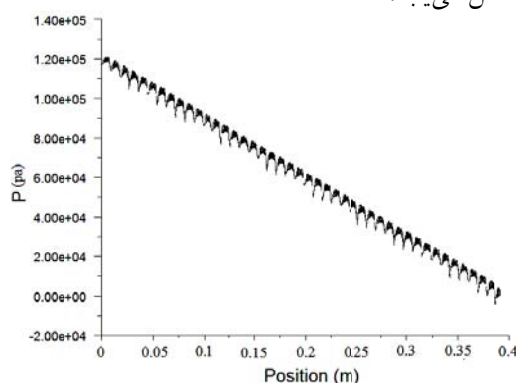
مقایسه‌ی ضرایب اصطکاک حاصل از شبیه‌سازی صفحات شورون با زوایای ۴۵ و ۶۰ درجه (شکل‌های ۸ و ۱۰) نشان‌دهنده‌ی آن است که با افزایش زاویه‌ی شورون در یک رینولدز ثابت، ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد. این اختلاف منعکس‌کننده‌ی افزایش

رینولدزهای ۴۰۰۰ و ۲۰۰۰۰ آمده است. بیش‌ترین میزان خطای موجود بین نتایج تجربی و عددی ۴٪ می‌باشد که این امر بیانگر قابل قبول بودن نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی است. در این حالت نیز با افزایش عدد رینولدز، ضریب اصطکاک کاهش یافته است.



شکل ۸ مقایسه نتایج ضریب اصطکاک مدل و داده‌های تجربی در زاویه‌ی شورون ۴۵ درجه

توزیع فشار روی صفحات شورون با زاویه‌ی ۴۵ درجه در شکل (۹) نشان داده شده است. با توجه به شکل در می‌یابیم که فشار سیال به‌تدریج در طول مسیر کاهش می‌یابد.



شکل ۹ توزیع فشار در امتداد صفحه‌ی شورون با زاویه ۴۵ درجه

در شکل (۱۰) مقایسه‌ی نتایج حاصل از مدل شبیه‌سازی شده با زاویه‌ی شورون ۶۰ درجه و داده‌های

ارتفاع موج پروفیل سینوسی صفحات می باشد. با توجه به کار خان و همکارانش [8]، برای محاسبه ی ضریب انتقال حرارت جابه جایی (با توجه به تغییر خواص سیال کاری با تغییر دما)، سرعت ورودی به گونه ای انتخاب می شود که عدد رینولدز در کانال ها یکسان باشد. ضریب کلی انتقال حرارت برای یک سطح تمیز از معادله ی (۵) محاسبه می گردد:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_C} + \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k} \quad (5)$$

در معادله ی فوق، t ضخامت صفحه ی شورون، k ضریب انتقال حرارت هدایتی و U ضریب انتقال حرارت کلی است. هم چنین اندیس های h و c نشان دهنده ی دمای گرم و سرد هستند. باید خاطر نشان کرد که مقاومت حرارتی صفحه به جنس و ضخامت آن بستگی دارد و ضرایب انتقال حرارت جابه جایی سیال های گرم و سرد به مشخصه های کانال (الگوی صفحه)، شرایط جریان، خواص سیال و ... وابسته است. بنابراین با توجه به کار خان و همکاران، اگر دمای دو سیال اختلاف زیادی نداشته باشد، به ازای خطایی که قابل چشم پوشی است می توان ضریب انتقال حرارت جابه جایی در دو کانال را با هم برابر دانست. با این فرض ضریب انتقال حرارت جابه جایی از معادله ی (۶) قابل محاسبه است.

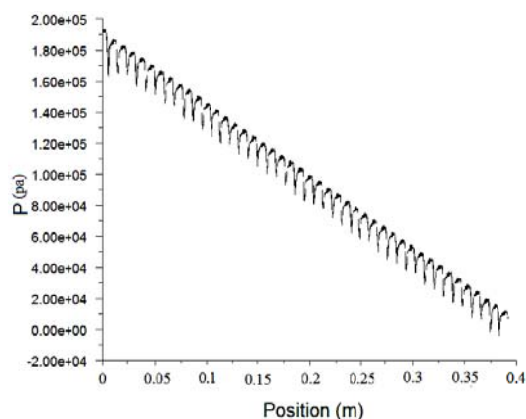
$$\frac{1}{h} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{U} - \frac{t}{k} \right] \quad (6)$$

U ضریب انتقال حرارت کلی است که از معادله ی (۷) قابل محاسبه است.

$$U = \frac{Q_{avg}}{A \Delta T_{LMTD}} \quad (7)$$

در رابطه ی (۷)، Q شار حرارتی است و از

شدت جریان های گردابی تولید شده توسط صفحات با زاویه ی شورون بزرگ تر است. چرا که شدت اختلاط جریان با افزایش افت فشار ناشی از افزایش ضریب اصطکاک، متناسب است. اگرچه اختلاط بیش تر سیال موجب افزایش انتقال حرارت نیز می گردد؛ اما ضروری است که افت فشار ایجاد شده در این حالت نیز مورد ملاحظه و دقت قرار گیرد.



شکل ۱۱ توزیع فشار روی صفحه ی شورون با زاویه ی ۶۰ درجه

انتقال حرارت. برای محاسبه ی عدد ناسلت ابتدا باید خواص سیال کاری در دمای متوسط گرم و دمای متوسط سرد محاسبه شود که این پارامتر در معادله ی (۳) آورده شده است [8]:

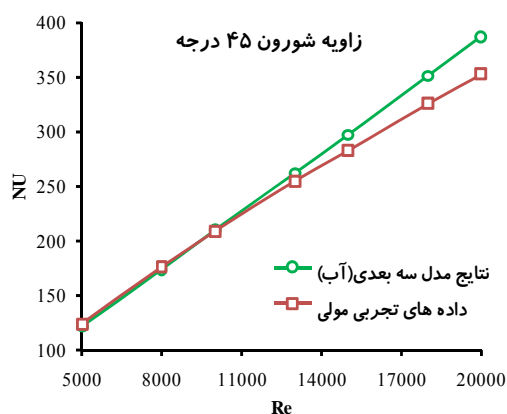
$$T_{avg} = \left(\frac{T_i + T_0}{2} \right) \quad (3)$$

با توجه به معادله ی (۴)، برای محاسبه عدد ناسلت (نسبت جابه جایی سیال به هدایت سیال) نیاز به محاسبه ی ضریب انتقال حرارت جابه جایی می باشد:

$$Nu = \frac{hd_e}{k} \quad (4)$$

d_e همان قطر معادل است که مساوی با دو برابر

صفحات با زاویه ی ۶۰ درجه نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود با افزایش عدد رینولدز، میزان انحراف از نتایج تجربی بیشتر می شود به طوری که کمترین مقدار خطا برابر با ۰.۴٪ برای رینولدز ۴۰۰۰ و بیشترین میزان خطا معادل با ۱.۷٪ در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ ایجاد می شود. هم چنین میزان خطا در رینولدز ۱۵۰۰۰ برابر با ۱.۱٪ می باشد. بنابراین نتایج حل عددی تا عدد رینولدز ۱۵۰۰۰، نتایج قابل قبولی را در مقایسه با نتایج تجربی دارا می باشد.



شکل ۱۲ مقایسه ی ناسلت حاصل از حل عددی با نتایج تجربی برای زاویه ی شورون ۴۵ درجه

از آن جا که الگوی جریان بین صفحات مبدل بر انتقال حرارت تأثیر مستقیم می گذارد؛ بنابراین هر چه مدل اغتشاشی بتواند به تر جریان را شبیه سازی کند، نتایج مربوط به شبیه سازی انتقال حرارت نیز خطای کمتری خواهد داشت. نتایج به دست آمده در حل عددی انتقال حرارت در زاویه ی شورون ۴۵ درجه نسبت به زاویه ی ۶۰ درجه به نتایج تجربی نزدیک تر می باشد. با آن که میزان خطا، برای زاویه ی ۶۰ درجه، با افزایش عدد رینولدز در حال افزایش است و به ۱.۷٪ می رسد، اما از آن جا که نتایج حاصل از حل عددی روندی مشابه با نتایج تجربی را طی می کند؛ نتایج عددی قابل قبول است و می توان از حل عددی برای

شبیه سازی عددی به دست می آید. A سطح انتقال حرارت مؤثر و ΔT_{LMTD} متوسط لگاریتمی اختلاف دما است که تابعی از دماهای جریان سیال گرم و سرد است و از رابطه ی زیر قابل محاسبه می باشد:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left[\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})} \right]} \quad (8)$$

در رابطه ی فوق، اندیس های i و o نماینده ی سیال ورودی و خروجی می باشند. با استفاده از روابط فوق، شکل (۱۳) تغییرات عدد ناسلت به دست آمده از حل عددی مبدل با صفحات شورون با زاویه ی ۴۵ درجه را به همراه تغییرات عدد ناسلت حاصل از نتایج تجربی کار مولی و همکارانش [2] به ازای اعداد رینولدز مختلف، نشان می دهد. همان طور که مشاهده می شود میزان انحراف نتایج حل عددی از نتایج تجربی، با افزایش عدد رینولدز بیش تر می شود؛ به طوری که بیشترین خطا به میزان ۱.۰٪ در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ ایجاد می گردد. با آن که میزان خطا با افزایش رینولدز در حال افزایش است و به ۱.۰٪ می رسد، اما نتایج حاصل از حل عددی هنوز هم نتایج قابل قبولی است، زیرا مطابق با تحقیق [2]، داده های تجربی با رابطه ی ارائه شده در همان تحقیق، حداکثر ۱۰ درصد اختلاف دارد. بنابراین می توان از شبیه سازی عددی برای مقایسه ی انتقال حرارت و عدد ناسلت برای مبدل با صفحه های شورون با زاویه ی ۴۵ درجه استفاده نمود.

به علاوه آن گونه که از شکل (۱۲) بر می آید با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت افزایش می یابد که بیانگر رابطه ی مستقیم عدد رینولدز با عدد ناسلت در این مبدل ها است.

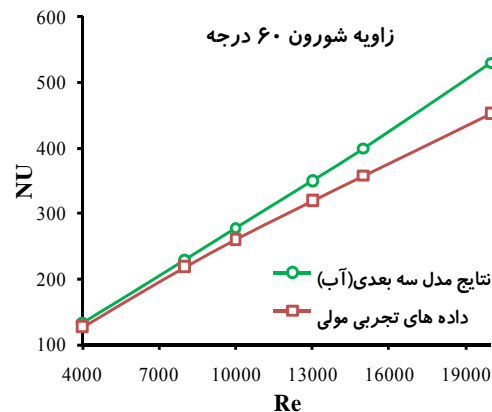
در شکل (۱۳) عدد ناسلت به دست آمده از حل عددی و نتایج تجربی به دست آمده از کار مولی برای

الگوی جریان. الگوی جریان در واقع معرف نوع حرکت سیال بین صفحات می باشد که به مشخصات صفحات و به خصوص زاویه ی شورون بستگی دارد. یکی از ویژگی های مهم الگوی جریان، رابطه ی مستقیم آن با انتقال حرارت و افت فشار است که منجر به توانایی تشخیص به تر مدل های کاربردی برای پیش بینی افت فشار و انتقال حرارت ماکروسکوپی می گردد. این بدان معنی است که روابط ریاضی مناسب برای تخمین افت فشار و انتقال حرارت در مبدل ها، با شناسایی الگوهای جریان مربوط، به تر انتخاب می شود. با این حال، تجربه نشان داده است که روابط افت فشار و ضریب انتقال حرارت را می توان بدون توجه به الگوی جریان نیز به دست آورد.

سالهاست که الگوهای جریان در کانال های لوله ی افقی و عمودی مطالعه می شوند و اطلاعاتی جامع در مورد آن ها ارائه گردیده است؛ اما بررسی منابع مختلف حاکی از آن است که مطالعه روی الگوی جریان در کانال های موج دار مبدل های صفحه ای به ندرت صورت گرفته است. لذا تحقیق در این زمینه ضروری به نظر می رسد.

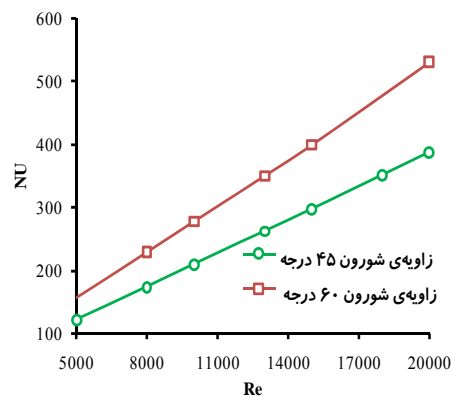
شکل (۱۵) الگوی جریان در صفحه های شورون با زاویه های مختلف را نمایش می دهد. همان طور که در شکل (۱۵-الف) آورده شده است، هنگامی که زاویه ی شورون کم تر از ۴۰ درجه باشد، سیال در طول شیارهای یکی از دو صفحه جریان می یابد تا این که به کناره ی یکی از صفحات می رسد و در آن جا بازتاب داده می شود. این نوع از الگوی جریان به جریان عرضی دوجانبه (Double cross-flow) مشهور است. در شکل (۱۶) به ترتیب از چپ به راست، خطوط جریان برای رینولدزهای ۵۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ برای سیال آب در کانال شبیه سازی شده با زاویه ی شورون ۳۰ درجه نشان داده شده است. نتایج حاصل از شبیه سازی عددی در شکل (۱۶) نشان دهنده ی الگوی جریان عرضی دوجانبه برای زاویه ی شورون ۳۰ درجه می باشد.

شبیه سازی انتقال حرارت و به دست آوردن عدد ناسلت در مبدل های حرارتی صفحه ای با صفحه های شورون با زاویه ی ۶۰ درجه استفاده نمود.



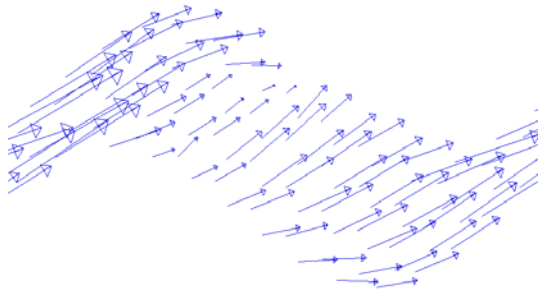
شکل ۱۳ مقایسه ی ناسلت حاصل از حل عددی با نتایج تجربی برای زاویه ی شورون ۶۰ درجه

نتایج مربوط به ناسلت جریان سیال درون مبدل صفحه ای برای زوایای شورون ۶۰ و ۴۵ درجه به طور همزمان در شکل (۱۴) آورده شده است. داده های این نمودار نشان می دهد که به طور کلی انتقال حرارت در مبدل با زاویه ی شورون ۶۰ درجه بیش تر از مبدل با زاویه ی شورون ۴۵ درجه است. هم چنین شیب افزایش ناسلت در اثر افزایش رینولدز برای زاویه ی شورون ۶۰ درجه بیش تر از زاویه ی ۴۵ درجه می باشد.



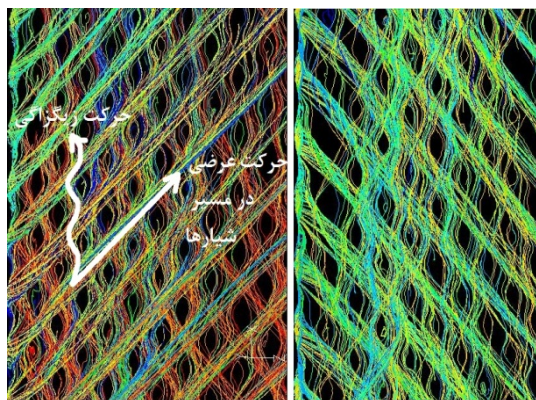
شکل ۱۴ مقایسه ی ناسلت به دست آمده از حل عددی برای زوایای شورون ۶۰ و ۴۵ درجه

سودمند می باشد.

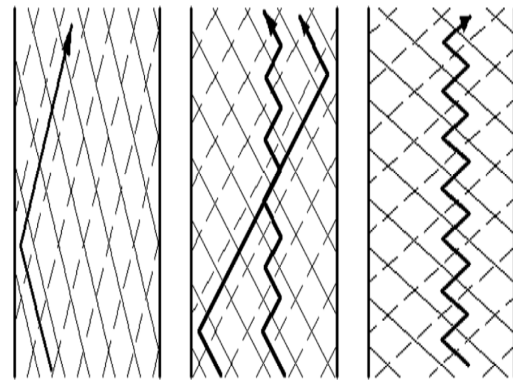


شکل ۱۷ بردارهای سرعت در مقطع یک شیار مبدل صفحه‌ای با زاویه‌ی شورون ۳۰ درجه

شکل (۱۸) به ترتیب از چپ به راست، خطوط جریان را برای رینولدزهای ۵۰۰ و ۱۵۰۰۰ برای سیال آب در کانال شبیه‌سازی شده با زاویه‌ی شورون ۴۵ درجه، نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل (۱۵-ب) آورده شده، هنگامی که زاویه‌ی شورون بین ۴۰ تا ۵۰ درجه باشد، الگوی جریان به صورت ترکیبی از جریان عرضی دوجانبه و زیگزاگی (Zigzag flow) ظاهر می‌شود که به جریان ترکیبی مشهور است. از آنجا که زاویه‌ی ۴۵ درجه در این بازه قرار دارد، خطوط جریان نمایش داده شده در شکل (۱۸)، نشان‌دهنده‌ی الگوی جریان از نوع ترکیبی (Mixed flow) است.

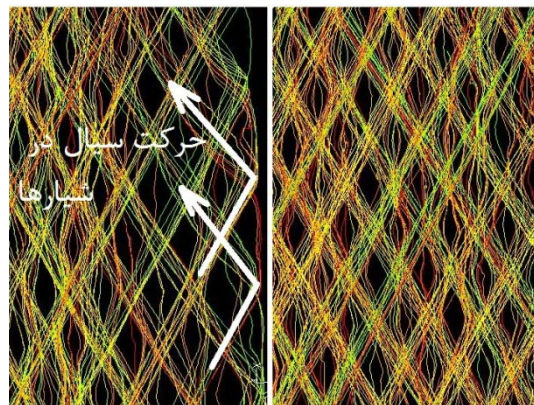


شکل ۱۸ خطوط جریان در بین صفحات با زاویه‌ی شورون ۴۵ درجه برای رینولدزهای ۵۰۰ و ۱۵۰۰۰ از چپ به راست



الف ب ج

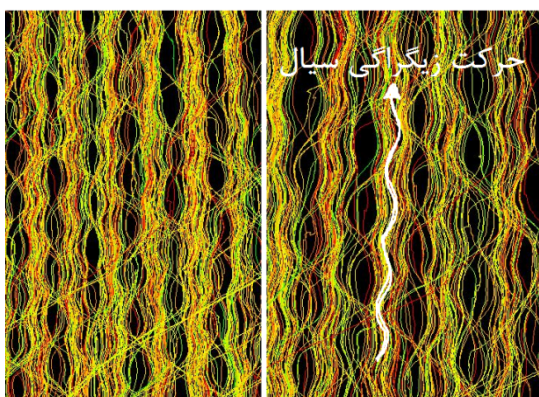
شکل ۱۵ الگوی جریان در صفحه‌های شورون با زاویه‌های مختلف [۱]: الف) زاویه‌ی کم‌تر از ۴۰ درجه، ب) زاویه‌ی بین ۴۰ تا ۵۰ درجه، ج) زاویه‌ی بیش‌تر از ۵۰ درجه



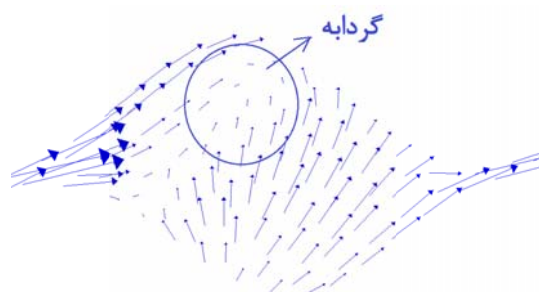
شکل ۱۶ خطوط جریان در بین صفحات با زاویه‌ی شورون ۳۰ درجه برای رینولدزهای ۵۰۰ و ۱۵۰۰۰ از چپ به راست

شکل (۱۷) بردارهای سرعت جریان سیال درون شیارهای مبدل صفحه‌ای با زاویه‌ی ۳۰ درجه را در یک مقطع خاص از شیارها نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل آمده است، جهت حرکت بردارها در نقاط مختلف مقطع، ثابت است. این مسأله در واقع حرکت عرضی دوجانبه درون شیارهای شورون را نشان می‌دهد که در زاویه‌ی ۳۰ درجه، جهت حرکت سیال در طول شیارها ثابت می‌ماند. به علاوه در این حالت، جریان برگشتی درون کانال دیده نمی‌شود که این پدیده از منظر انتقال حرارت، مطلوب نیست؛ اگرچه از نظر افت فشار درون کانال، عدم وجود گردابه‌ها

زاویه ی ۴۵ درجه به ناحیه ی داخلی مقطع شیار کشیده شده است. این شکل هم چنین اغتشاش سیال درون شیار را مشخص می کند. میزان این اغتشاش با افزایش زاویه از ۴۵ درجه به ۶۰ درجه، بیش تر می شود که این پدیده به افزایش انتقال حرارت کمک می کند.



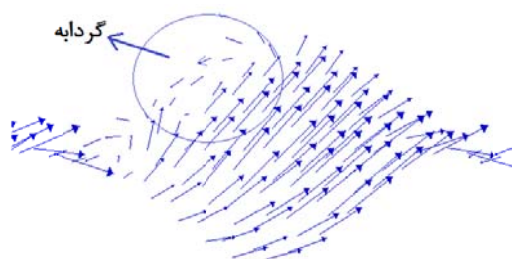
شکل ۲۰ خطوط جریان در بین صفحات با زاویه ی شورون ۶۰ درجه برای رینولدزهای ۵۰۰۰، ۱۵۰۰۰ از چپ به راست



شکل ۲۱ بردارهای سرعت در مقطع یک شیار مبدل صفحه ای با زاویه ی شورون ۶۰ درجه

همان طور که در نتایج شبیه سازی مشاهده شد، در زاویه ی شورون کم، سیال می تواند در طول شیار جاری شود و به کناره ی صفحات برسد و بازتاب داده شود. در این حالت، الگوی جریان یک الگوی جریان عرضی دو جانبه خواهد بود. هنگامی که زاویه ی شورون افزایش می یابد، مؤلفه ی مومتوم در طول شیار صفحه، برای غلبه بر مقاومت سیال جریان یافته در طول شیار کاهش

شکل (۱۹) نشان دهنده ی بردارهای سرعت در مقطع یک شیار مبدل صفحه ای با زاویه ی شورون ۴۵ درجه است. در این شکل، به وضوح در بردارهای سیال، تغییر جهت دیده می شود که نشان دهنده ی الگوی ترکیبی حرکت سیال درون شیارهای مبدل می باشد. این شکل هم چنین جریان برگشتی درون شیار را مشخص می کند. با افزایش زاویه از ۳۰ درجه به ۴۵ درجه، اغتشاش جریان زیاد می شود و چرخش در سیال باعث افزایش انتقال حرارت و افزایش افت فشار می گردد.



شکل ۱۹ بردارهای سرعت در مقطع یک شیار مبدل صفحه ای با زاویه ی شورون ۴۵ درجه

شکل (۲۰) به ترتیب از چپ به راست، خطوط جریان را برای رینولدزهای ۵۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ برای سیال آب در کانال شبیه سازی شده با زاویه ی شورون ۶۰ درجه نشان می دهد. همان طور که در شکل (۱۵-ج) آمده است، برای حالتی که زاویه ی شورون بیش تر از ۵۰ درجه باشد، جریان شبیه به موج های موازی می گردد که این الگوی جریان به جریان زیگزاکی معروف است. نتایج حاصل از شبیه سازی حرکت سیال درون مبدل که در شکل (۲۰) آورده شده است، به وضوح جریان زیگزاکی را نشان می دهد.

شکل (۲۱) نشان دهنده ی بردارهای سرعت در مقطع یک شیار مبدل صفحه ای با زاویه ی شورون ۶۰ درجه است. در این شکل، تغییر جهت در بردارهای سیال نسبت به زاویه های ۴۵ و ۳۰ درجه، بسیار بیش تر شده است. دیده می شود که گردابه ی ایجاد شده در

- ۱- ضریب اصطکاک مبدل با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد.
- ۲- کارایی حرارتی-هیدرولیکی جریان تک‌فاز در مبدل‌های صفحه‌ای، به شدت به ویژگی‌های ابعادی موج روی سطح صفحه بستگی دارد.
- ۳- ضریب اصطکاک مبدل با کاهش زاویه‌ی شورون، کاهش می‌یابد. این مطلب به دلیل اختلاط و آشفستگی کم‌تر جریان در صفحات شورون با زوایای کم است.
- ۴- با افزایش طول صفحات مبدل، افت فشار سیال بیش‌تر می‌گردد و از قدرت جریان کاسته می‌شود.
- ۵- با افزایش زاویه‌ی شورون β ، عدد ناسلت و انتقال حرارت مبدل افزایش می‌یابد. این مسأله، به دلیل افزایش شدت جریان‌های گردابی در بین صفحات با زاویه‌ی شورون بزرگ‌تر اتفاق می‌افتد.
- ۶- با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت افزایش می‌یابد. این مطلب بیانگر این است که با افزایش دبی ورودی به مبدل، انتقال حرارت جابه‌جایی تقویت می‌شود.
- ۷- نتایج انتقال حرارت و افت فشار به‌دست آمده از شبیه‌سازی عددی، با نتایج تجربی مطابقت بسیار خوبی دارد؛ بنابراین می‌توان گفت که دینامیک سیالات محاسباتی برای مطالعه‌ی تأثیر پارامترهای گوناگون طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای، روشی ارزان، جالب و کارآمد است.

می‌یابد و سیال ناچار به تغییر مسیر می‌گردد. بنابراین سیال با رسیدن به هر نقطه‌ی تماس دچار تغییر جهت می‌شود و الگوی جریان از جریان عرضی دوجانبه به جریان ترکیبی تغییر می‌یابد. با افزایش زاویه‌ی شورون از یک میزان مشخص، سیال دچار تغییر جهت شدید می‌شود و تضاد بین جهت حرکت سیال در شیارهای پایین و بالای صفحات، باعث تبدیل الگوی جریان از جریان ترکیبی به جریان زیگزاکی می‌گردد. در واقع، تغییر زاویه‌ی شورون که باعث تغییر در مؤلفه‌ی مومنتوم در طول شیار می‌شود مهم‌ترین پارامتری است که سبب تغییر الگوی جریان می‌گردد.

نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این تحقیق، انتقال حرارت و افت فشار به‌همراه تحلیل الگوی جریان در یک مبدل حرارتی صفحه‌ای مورد مطالعه‌ی عددی واقع شده است. هدف از این تحقیق پیش‌بینی خواص حرارتی و هیدرولیکی جریان سیال آب درون مبدل‌های صفحه‌ای و نیز نشان دادن کاربرد دینامیک سیالات محاسباتی در رابطه با پیش‌بینی کارایی حرارتی-هیدرولیکی مبدل‌های صفحه‌ای بوده است. در این تحقیق صفحات شورون یک مبدل حرارتی صفحه‌ای سه‌بعدی به‌صورت عددی شبیه‌سازی و تأثیر پارامترهای مختلف از جمله زاویه‌ی شورون و عدد رینولدز بر میدان فشار و انتقال حرارت بررسی گردید. نتایج به‌دست آمده به شرح زیر است:

مراجع

۱. وانگه ال، ساندن ب، منگلیک آر. ام، "مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای- طراحی، کاربردها و کارایی"، ترجمه‌ی حسن محمدی، انتشارات یزد، صص ۶-۲۳، (۱۳۸۷).
2. Muley, A., Manglik, R.M., "Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger", *Journal of Heat Transfer*; Vol. 121, No. 8, pp. 110-117, (1999).
3. Tsai, Y.C., Liu, F.B. and Shen, P.T., "Investigation of the Pressure Drop and Flow Distribution in a Chevron-Type Plate Heat Exchanger", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 574-578, (2009).

4. Zhang, G.M. and Tian, M.C., "Simulation and Analysis of Flow Pattern in Cross-Corrugated Plate Heat Exchangers", *Journal of Hydrodynamics*, Vol. 18, No. 5, pp. 547-551, (2006).
5. Kanaris, A.G., Mouza, A.A. and Paras, S.V., "Flow and heat transfer prediction in a corrugated plate heat exchanger using a CFD code", *Chemical Engineering Technology*, Vol. 29, pp. 923-930, (2006).
6. Han, X.H., Cui, L.Q., Chen, S.J., Chen, G.M. and Wang, Q., "A numerical and experimental study of chevron corrugated-plate heat exchangers", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 1008-1014, (2010).
7. پاکدامن، هادی و کلانتر، ولی، "بررسی عددی الگوی جریان در یک کانال مبدل حرارتی صفحه‌ای با صفحات شورون"، سومین همایش بین‌المللی مبدل‌های گرمایی در صنایع نفت و گاز، (۱۳۹۰).
8. Khan, T.S., Khan, M.S., Ming, C.C. and Ayub, Z.H., "Experimental Investigation of Single Phase Convective Heat Transfer Coefficient in a Corrugated Plate Heat Exchanger for Multiple Plate Configurations", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 1058-1065, (2010).