

افزایش میزان انتقال حرارت در مبدل حرارتی موتور شناور زیرسطحی بکمک افزایش میزان اغتشاش جریان سیال

احسان یاری^{۱*}، محمدرضا ناطقی^۲

^۱استادیار/ مجتبع دانشگاهی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، ehsanyari11@gmail.com

^۲کارشناسی ارشد تبدیل انرژی/ مجتبع دانشگاهی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، reza.nateghi1993@gmail.com

اطلاعات مقاله	چکیده
ناریخچه مقاله: تاریخ دریافت مقاله: ۱۳۹۹/۰۵/۱۸ تاریخ پذیرش مقاله: ۱۳۹۹/۱۲/۲۶	به علت محدودیت فضا و انرژی، افزایش میزان عملکرد موتور شناور زیرسطحی یکی از پارامترهای بسیار مهم در فرآیند طراحی می باشد. افزایش میزان عملکرد موتور شناور زیرسطحی رابطه مستقیمی با افزایش راندمان مبدل حرارتی خنک کننده آن دارد. در این مقاله هدف استفاده از تغییر شکل هندسی فین ها و افزایش سطح تماس بین مبدل و سیال عبوری به منظور افزایش آشفستگی جریان جهت افزایش راندمان مبدل حرارتی می باشد. برای اعتبار سنجی روش حل عددی از روابط تجربی موجود انتقال حرارت استفاده شده است. جهت شبیه سازی عددی از نرم افزار انسیس فلونت استفاده شده است. در این شبیه سازی از حل گر فشار مینا برای حل عددی معادلات نویر استوکس همراه با مدل توربولانسی k-ε RNG استفاده گردیده و حل به صورت پایا با سیال هوا در نظر گرفته شده است. تأثیر سرعت جریان سیال بر روی فین های دایروی در سه سرعت مختلف بررسی شده و سپس در سرعت ۳/۰۴۲۸ m/s تأثیر تغییرات هندسی دندانه ها مورد ارزیابی قرار گرفته است. در حالت فین های دایروی، افزایش سرعت سیال باعث افزایش انتقال حرارت شده و در حالت فین های دندانه دار، افزایش ارتفاع دندانه ها باعث افزایش ناچیز انتقال حرارت و افت فشار می شود اما با افزایش تعداد دندانه ها عدد ناسلت و ضریب افت فشار به طور محسوس کاهش می یابند.
کلمات کلیدی: فین مبدل حرارتی اغتشاش جریان سیال موتور شناور زیرسطحی	

Increasing heat transfer rate in heat exchanger of underwater vehicle motor by increasing fluid flow turbulence

Ehsan Yari^{1*}, Reza Nateghi²

¹Assistant professor, department of mechanical engineering, Maleke-Ashtar University of technology; ehsanyari11@gmail.com

²Msc, department of mechanical engineering, Maleke-Ashtar University of technology; reza.nateghi1993@gmail.com

ARTICLE INFO

Article History:

Received: 08 Jul. 2020

Accepted: 16 Mar. 2021

Keywords:

Fin

Heat exchanger

fluid flow turbulence

underwater vehicle motor

ABSTRACT

Due to limited space and energy, increasing the performance of the underwater marine vehicle motor is one of the most important parameters in the design process. Increasing the performance of the underwater marine vehicle motor is directly related to increasing the efficiency of its cooling heat exchanger. In this paper, the aim is to use the geometric changes of the fins and increase the contact surface between the heat exchanger and the passing fluid in order to increase the turbulence of the flow to increase the efficiency of the heat exchanger. The existing experimental heat transfer relations have been used to validate the numerical solution method. Ansys fluent software has been used for numerical simulation. In this simulation, the pressure-based solver is used to solve the Navier Stokes equations along with the RNG k-ε turbulent model, and the solution is intended steady with air as working fluid. The effect of fluid flow velocity on circular fins at three different velocities has been investigated and then the effect of geometric changes of teeth has been evaluated in the speed of 3.0428 m / s. In the case of circular fins, the increase of fluid velocity increases heat transfer, and in the case of toothed fin, increasing the height of the teeth causes a slight increase in heat transfer and pressure drop, but as the number of teeth increases, the Nusselt number and pressure drop decrease significantly.

۱- مقدمه

انتقال حرارت را بررسی نموده است. او با افزایش ارتفاع فین دریافت که بازده انتقال حرارت کاهش و افت فشار افزایش یافته است. در تعدادی از پژوهش های انجام گرفته نیز محققان از نتایج تجربی کار خود روابطی استخراج کرده اند، که از جمله این فعالیت ها می توان به وارد ویان [۶]، بریگز ویانگ [۷]، راباس و همکاران [۱] و جیمسون [۴] اشاره نمود. فعالیت های عددی نیز از گذشته تا به امروز همواره سهم زیادی از تحقیقات را به خود اختصاص داده است. توری و همکاران [۸] در تحقیقات خود از ژنراتورهای نوع وینگلت با جهت گیری از پیش تعیین شده استفاده نموده و نشان دادند که انتقال حرارت بین ۱۰ تا ۳۰ درصد افزایش یافته است. چن جانگ و همکاران [۹] با استفاده از فین های صفحه ای موج دار به بررسی میزان انتقال حرارت پرداختند. آنها به این نتیجه رسیدند که با کاهش زاویه و ارتفاع موج، انتقال حرارت افزایش می یابد. مارکو پرسیک [۱۰] و همکاران به بررسی فین های صفحه ای تخت و منفذدار پرداختند. آنها نشان دادند که انتقال حرارت در فین های صفحه ای منفذ دار حدود ۱۰ تا ۲۰ درصد بیشتر از فین های صفحه ای تخت است. در تحقیقات اخیر نیز توسار و همکاران [۱۱] به مطالعه عددی افزایش انتقال حرارت و مشخصات جریان سیال لایه ای گذرنده از میان یک لوله با استفاده از فین مارپیچی پرداختند. نتایج شبیه سازی آنها نشان می دهد که میزان انتقال حرارت از نظر عدد نوسلت در حدود $1/34$ تا $2/6$ برابر افزایش یافته است. ابیکون [۱۲] طراحی و بهینه سازی مبدل های حرارتی کوچک و پک شده را با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی مورد بررسی قرار داده است. او یک مبدل حرارتی جریان مخالف را با کمک نرم افزار انسیس فلوئنت شبیه سازی نموده و سپس این مدل هندسی را با تغییر پارامترهای طراحی کلیدی آن برای اهداف بهینه سازی، به شش مدل مختلف گسترش داده است. نتایج مطالعه او تأیید می کند که روش مدل سازی دینامیک سیالات محاسباتی می تواند موثر و مطمئن برای طراحی و بهینه سازی مبدل های حرارتی بوده و آزمایش گزینه های متعدد طراحی بدون ساخت نمونه های اولیه فیزیکی را فراهم آورد.

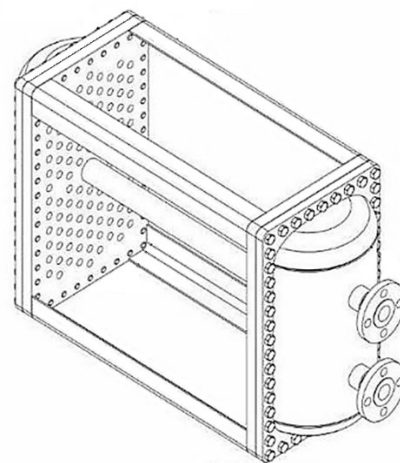
در این مقاله هدف استفاده از تغییر شکل هندسی فین ها و افزایش سطح تماس بین مبدل و سیال عبوری به منظور افزایش آشفستگی جریان جهت افزایش راندمان مبدل حرارتی مربوط به موتور یک نمونه شناور زیرسطحی می باشد.

۲- هندسه مبدل با فین های دایروی

مشخصات کامل هندسی مبدل در جدول ۱ آمده است.

جدول ۱- ابعاد هندسی مبدل (ابعاد بر حسب میلی متر)

۶۴۵	عرض مبدل	۷۹۰	طول هر لوله
۳	S (فاصله فین ها)	۸۴۰	طول مبدل
۰/۳	δ (ضخامت فین ها)	۸	FPI ^۱
۳۵	d_{fin} (قطر فین)	۱۹	d_{tub} (قطر تیوب)
۳۶/۵	S_L	۴۲	S_t
		۹	n



شکل ۱- هندسه سه بعدی مبدل حرارتی

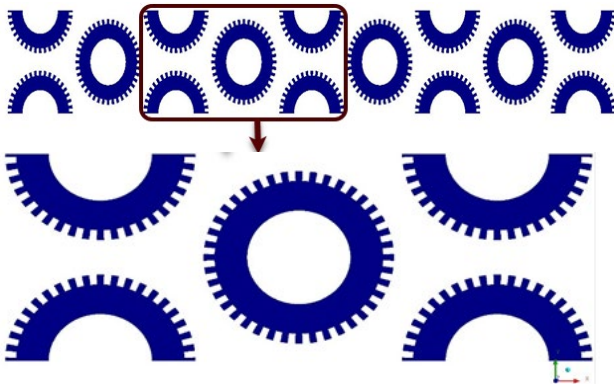
اضافه نمودن دندانه به پره ها در یک مبدل حرارتی یک روش جدید برای افزایش ضریب کلی انتقال حرارت می باشد. کارهای آزمایشگاهی زیادی برای بررسی افزایش انتقال حرارت در قسمت هوای مبدل انجام شده است؛ با این وجود، پروفایل جریان و مشخصه های انتقال حرارت مربوطه در هندسه های پیچیده هنوز نیاز به بررسی دارند.

مطالعات انجام شده در مورد مبدل ها به دو دسته تجربی و عددی تقسیم بندی می شوند. از جمله کارهای تجربی می توان به راباس و همکاران اشاره نمود که در آن چیدمان لوله ها را در دو وضعیت موازی و شطرنجی بررسی نمودند، آنها به این نتیجه رسیدند که چیدمان شطرنجی بیشترین بازدهی را دارد [۱]. نیل و هیکاک [۲] دریافتند که کاهش گام عرضی لوله ها در ارایش شطرنجی انتقال حرارت افزایش می یابد. میکویچ [۳] به بررسی تاثیر قطر لوله بر میزان انتقال حرارت پرداخت و نشان داد که با افزایش قطر لوله ناحیه دنباله پشت لوله ها گسترش یافته و موجب افزایش انتقال حرارت می شود. جیمسون [۴] افزایش فاصله بین فین ها را مورد مطالعه قرار داد و مشاهده نمود که انتقال حرارت بدون تغییر باقی می ماند، اما افت فشار افزایش می یابد. آنتونوف گوسف [۵] میزان تاثیر ارتفاع فین بر

^۱ Fin per inch

۲-۱- هندسه مبدل با فین‌های دندانه دار^۲

جهت بهینه سازی عملکرد مبدل از فین‌های دندانه دار استفاده شده است. مطابق شکل ۳ جهت تحلیل پارامتری هندسه مطابق جدول ۲ هندسه با تعداد دندانه و عمق‌های مختلف بررسی شده است.



شکل ۳- هندسه مبدل با فین‌های دندانه دار

جدول ۲- هندسه‌های مختلف مورد بررسی

عمق دندانه‌های روی فین (میلی متر)	تعداد دندانه‌های روی فین
۱۰	
۲۰	۱- ۱/۵ - ۲ - ۳ - ۴
۴۰	

لازم به ذکر است که بعد سوم هندسه که همان عمق می باشد با توجه به ضخامت دندانه ها (فین ها) استخراج می گردد. که در این تحقیق ۳ برابر ضخامت دندانه ها در نظر گرفته شده است.

۳- معادلات حاکم

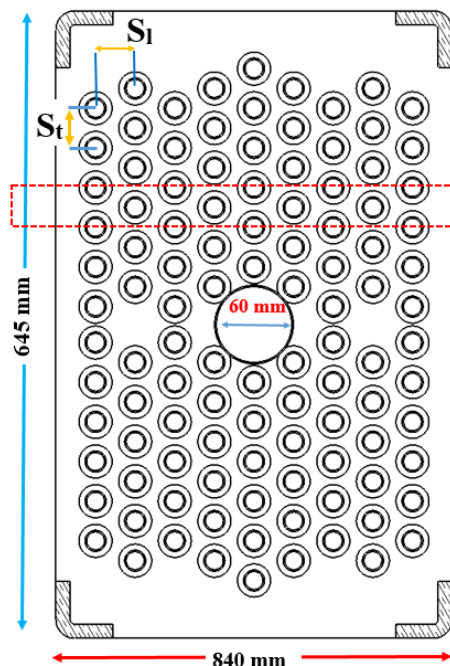
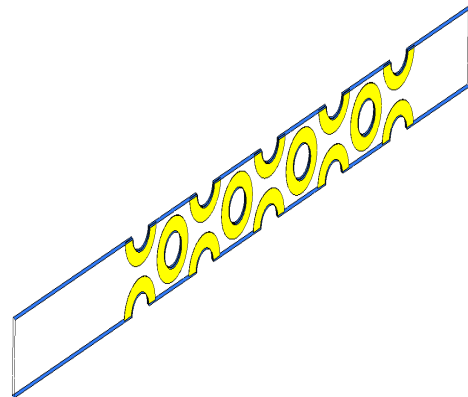
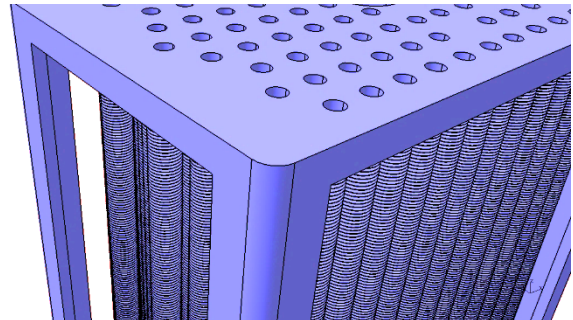
جریان عبوری از مبدل پایا و مغشوش در نظر گرفته شده است. معادلات بقای جرم، ممنتوم و انرژی در دستگاه مختصات سه بعدی به صورت معادلات (۱) تا (۴) می‌باشند.

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

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

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \hat{t}}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial \hat{x}}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial \hat{y}}(\rho vv) + \\ & \frac{\partial}{\partial \hat{z}}(\rho wv) = -\frac{\partial \hat{p}}{\partial \hat{y}} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial \hat{x}^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial \hat{y}^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial \hat{z}^2} \right) - \rho g \end{aligned} \quad (3)$$

معرفی پارامترهای جدول ۱ در جدول علائم آمده است. به جهت این که هندسه مبدل در راستای لوله‌ها متناوب و دارای هندسه متقارن در راستای جریان هواست، امکان برخی ساده‌سازی‌ها وجود دارد. در شکل ۲ خط چین محدوده دامنه محاسباتی مورد نظر در حالت پرئودیک است که نمای بزرگنمایی شده آن به صورت سه بعدی نمایش داده شده است. خواص هوا در دمای ۳۴۵ درجه، لوله‌ها از مس و پره‌ها از آلومینیوم در نظر گرفته شده است.



شکل ۲- هندسه مبدل جهت تحلیل عددی

² Corrugated fins

که در آن h ضریب انتقال حرارت جابجایی، L طول و k_f ضریب انتقال حرارت هدایتی سیال می باشد.

در جریان سیال عدد اولر یک عدد بدون بعد است که نسبت نیروی فشار به نیروی اینرسی بوده و از رابطه زیر بدست می آید:

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho V^2} \quad (۱۰)$$

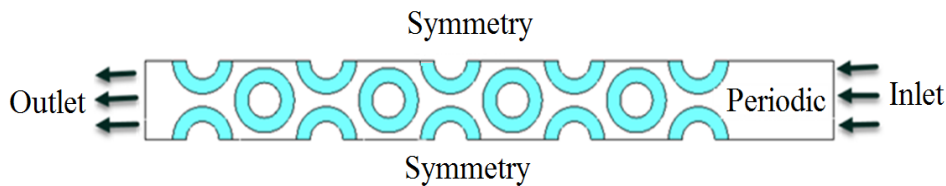
که در آن Δp تغییرات فشار، ρ چگالی و V سرعت سیال می باشد.

۴- الگوریتم حل

شبیه سازی جریان توسط نرم افزار انسیس فلوئنت انجام شده و معادلات فوق به روش حجم محدود حل شده اند. برای محاسبه شار جابه جایی روی سطوح مرزی حجم کنترل از روش پیشرو مرتبه دوم استفاده شده است. برای اعمال بقای جرم و بدست آوردن میدان فشار از الگوریتم سیمپل استفاده شده است این الگوریتم بر اساس رابطه ی بین اصلاحات سرعت و فشار عمل می کند.

۴-۱- شرایط مرزی

مرزهای دامنه محاسباتی شامل ورودی، خروجی، مرزهای بالا و پایین مبدل (متقارن به دلیل متقارن بودن جریان)، مرزهای طرفین مبدل (متناوب به دلیل متناوب بودن هندسه مبدل) مطابق شکل ۴-۱. برای لوله ها شرط مرزی دیواره بدون لغزش با دمای ثابت در نظر گرفته شده ولی فین ها دمای متغیر دارند. در مورد هندسه های دندانه دار شرط مرزی سطح مشترک^۳ بین دندانه های مرتفع فین و سطح تماس سیال در نظر گرفته شده است.



شکل ۴- شرایط مرزی اعمال شده بر دامنه حل

لازم به ذکر است در شرط مرزی متقارن^۴، گرادیان دما، سرعت، فشار و... در جهت عمود بر این صفحات بایستی صفر باشد. در هر یک از لوله ها تقریباً حدود ۲۵۲ عدد فین وجود دارد و لذا در این بخش جهت تحلیل از شرط تکرار شونده ی^۵ جریان حول مبدل استفاده شده است.

۴-۲- شبکه حل

شبکه مورد استفاده در این پژوهش شبکه سازمان یافته مطابق شکل های ۵ و ۶ است. دلیل استفاده از شبکه سازمان یافته افزایش دقت در مدلسازی پدیده های فیزیکی می باشد.

$$\frac{\partial \hat{w}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial \hat{x}} (\hat{u} \hat{w}) + \frac{\partial}{\partial \hat{y}} (\hat{v} \hat{w}) + \frac{\partial}{\partial \hat{z}} (\hat{w} \hat{w}) = - \frac{\partial \hat{p}}{\partial \hat{z}} + \left(\frac{\partial^2 \hat{w}}{\partial \hat{x}^2} + \frac{\partial^2 \hat{w}}{\partial \hat{y}^2} + \frac{\partial^2 \hat{w}}{\partial \hat{z}^2} \right) \quad (۴)$$

$$\frac{\partial \hat{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial \hat{x}} (\hat{u} \hat{T}) + \frac{\partial}{\partial \hat{y}} (\hat{v} \hat{T}) + \frac{\partial}{\partial \hat{z}} (\hat{w} \hat{T}) = \frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial^2 \hat{T}}{\partial \hat{x}^2} + \frac{\partial^2 \hat{T}}{\partial \hat{y}^2} + \frac{\partial^2 \hat{T}}{\partial \hat{z}^2} \right) \quad (۵)$$

جهت حل انرژی جنبشی آشفتگی و نرخ اضمحلال از مدل توربولانس $k - \varepsilon - \text{RNG} - \text{EWT}$ استفاده شده است. این مدل توربولانس به خوبی می تواند دنباله های پشت لوله ها و جریان نزدیک دیواره را مدلسازی کند. روابط آن به صورت معادلات (۶)، (۷) و (۸) می باشند.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\tilde{K}^2}{\varepsilon} \quad (۶)$$

$$\rho \frac{D\tilde{K}}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_p \mu_{eff} \frac{\partial \tilde{K}}{\partial x_i} \right] + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon \quad (۷)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_p \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\tilde{K}} \mu_t S^2 - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{\tilde{K}} - R \quad (۸)$$

عدد ناسلت یک عدد بدون بعد می باشد که در انتقال حرارت نشان دهنده نسبت گرمای انتقال یافته از طریق جابجایی به گرمای انتقال یافته از طریق هدایت در مرز سیستم می باشد. این عدد با نماد (Nu) نشان داده می شود.

$$Nu = \frac{h L}{k_f} \quad (۹)$$

دمای هوای ورودی به مبدل ۳۴۵K و دمای لوله به طور ثابت ۳۰۸K در نظر گرفته شده است.

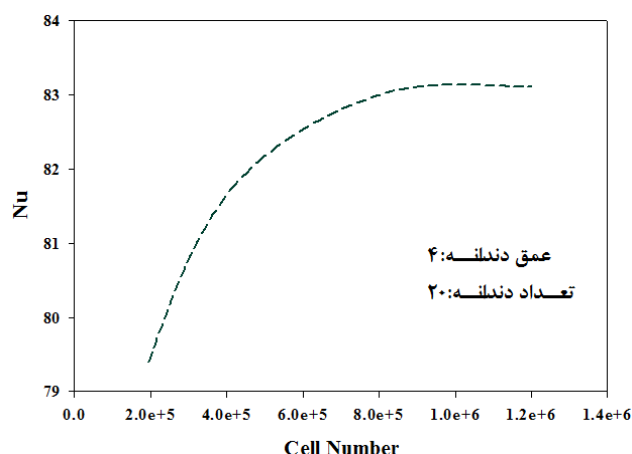
جدول ۳- شرایط مرزی اعمال شده

نوع شرط مرزی	مرز
velocity inlet	ورودی
pressure outlet	خروجی
Wall	جداره لوله ها
Wall	جداره فین ها
Symmetry	صفحات متقارن
Periodic	صفحات متناوب

⁵ Periodic

³ Interface

⁴ Symmetry



شکل ۷- استقلال شبکه برای حالت عمق دندانه ۴ میلی متر و تعداد دندانه ۲۰

جدول ۴- نقاط تحلیل عددی برای بررسی استقلال شبکه

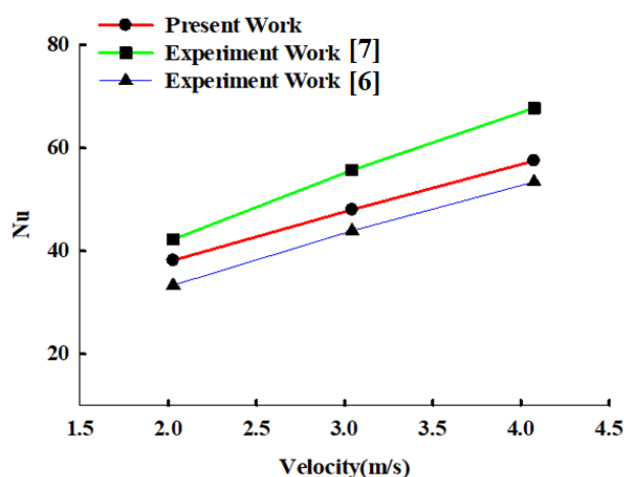
Grid 1	195300
Grid 2	423000
Grid 3	834750
Grid 4	1200000

۵- نتایج

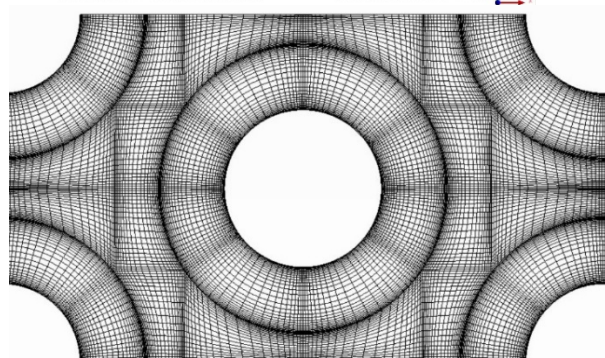
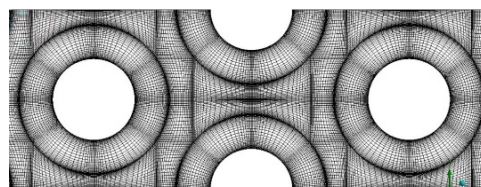
۵-۱- اعتبار سنجی حل

جهت اعتبار سنجی حل از فرمول‌های تجربی وارد-یانگ و بریگز و یانگ برای سه سرعت مختلف ($\frac{m}{s}$ ۲/۰۲۸۵۶، $\frac{m}{s}$ ۳/۰۴۲۸، $\frac{m}{s}$ ۴/۰۵۷) در ورودی مبدل استفاده شده است.

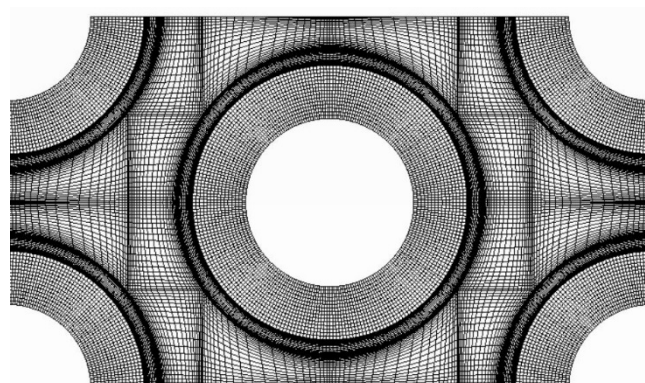
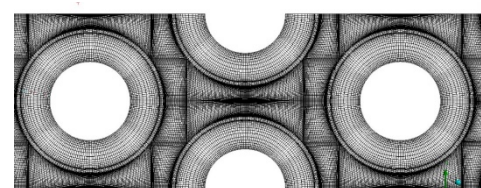
در شکل ۸ نتایج عدد ناسلت حاصل از تحلیل عددی با داده های بدست آمده از روابط تجربی که در پیوست فرمول‌های تجربی آورده شده، مقایسه شده است. همان گونه که مشاهده می شود میزان اختلاف روابط تجربی با نتایج حل عددی کمتر از ۱۰ درصد است.



شکل ۸- اعتبار سنجی عدد ناسلت



شکل ۵- شبکه بندی مبدل با فین های دایروی



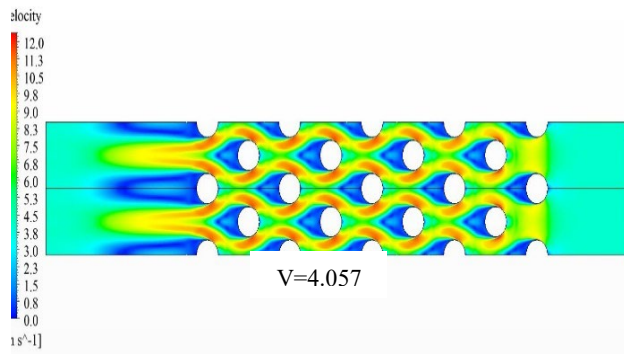
شکل ۶- شبکه بندی مبدل با فین های دندانه دار

۲-۴- استقلال شبکه

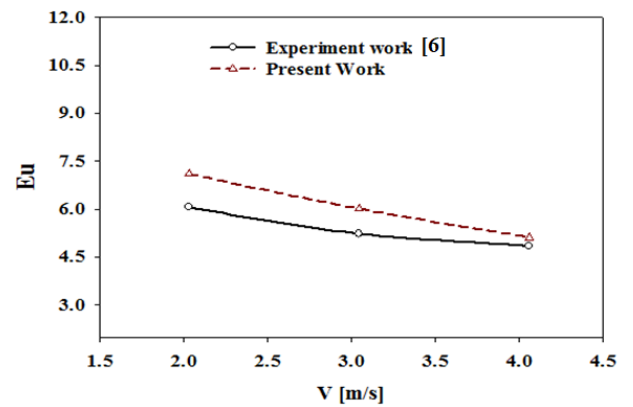
در ابتدای تحلیل ها، استقلال حل از شبکه بررسی و شبکه ی نهایی برای ارائه ی متدولوژی تحقیق حاضر، استفاده شده است. تعداد المان های این چهار شبکه در جدول ۴ ارائه شده است.

عدد ناسلت میانگین در شبکه های مختلف برای سیال هوا در عمق دندانه ۴ mm و تعداد دندانه ۲۰، مطابق شکل ۷ نمایش داده شده است. به منظور افزایش دقت و کاهش هزینه محاسباتی شبکه شماره ۳ با تعداد 834750 المان انتخاب شده است.

جهت اعتبار سنجی ضریب افت فشار بدست آمده از حل عددی (اویلر) از رابطه تجربی وارد و یانگ استفاده شده است مطابق شکل ۹.



شکل ۱۰- کانتور سرعت هوا در سرعت های مختلف

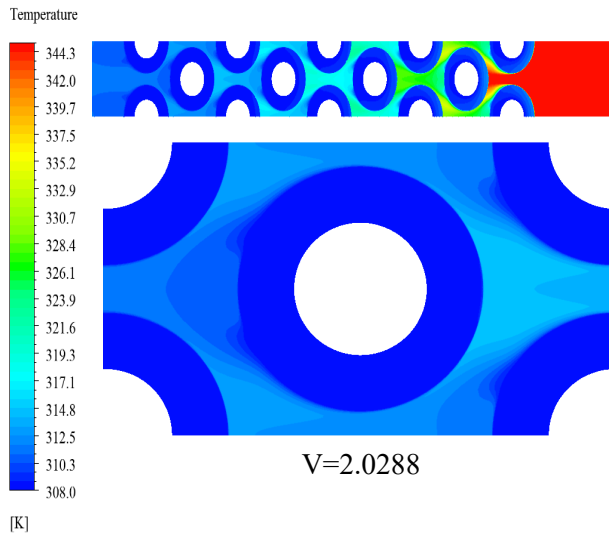


شکل ۹- اعتبار سنجی ضریب افت فشار

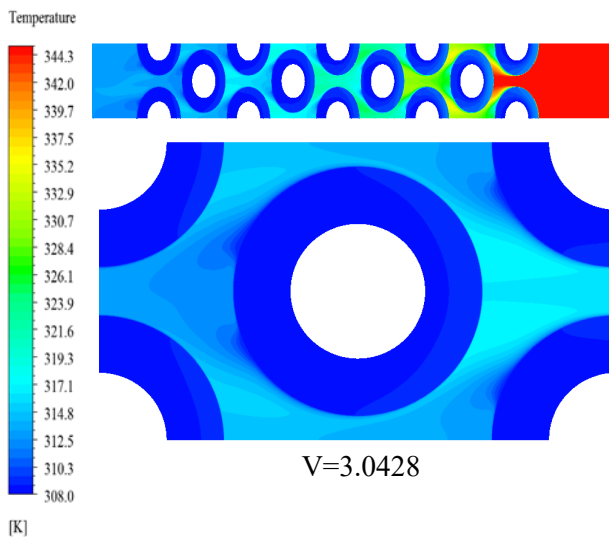
۵-۲- نتایج عددی مبدل با فین دایروی^۶

همان گونه که در شکل های ۸ و ۹ مشاهده شد تطابق خوبی بین نتایج این تحقیق و روابط تجربی وجود دارد. از دو نمودار بالا می توان نتیجه گرفت که با افزایش سرعت در ورودی مبدل عدد ناسلت هم افزایش یافته و ضریب افت فشار (Eu) کاهش یافته است که موجب افزایش کارایی مبدل شده است.

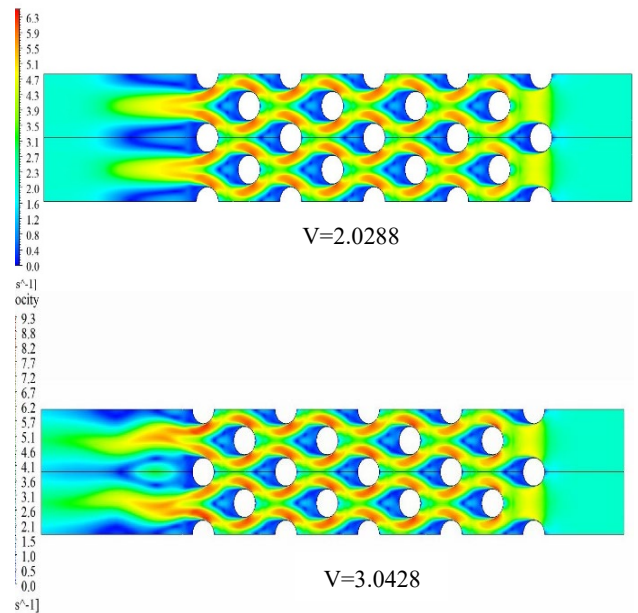
کانتورهای سرعت و دما برای مبدل در سرعت های مختلف مطابق شکل ۱۰ و ۱۱ نمایش داده شده است.



V=2.0288



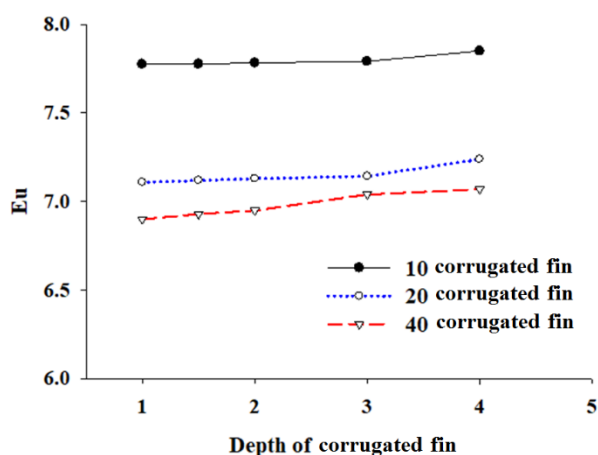
V=3.0428



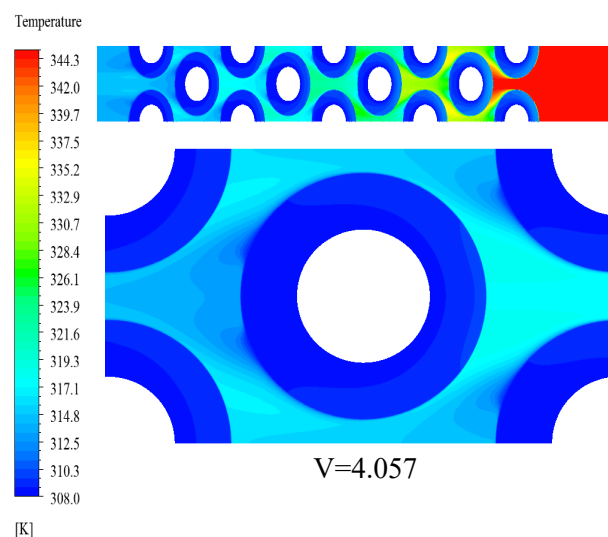
V=2.0288

V=3.0428

^۶ Circular fin



شکل ۱۳- چگونگی تغییر عدد اویلر با تعداد و عمق دندانه‌ها

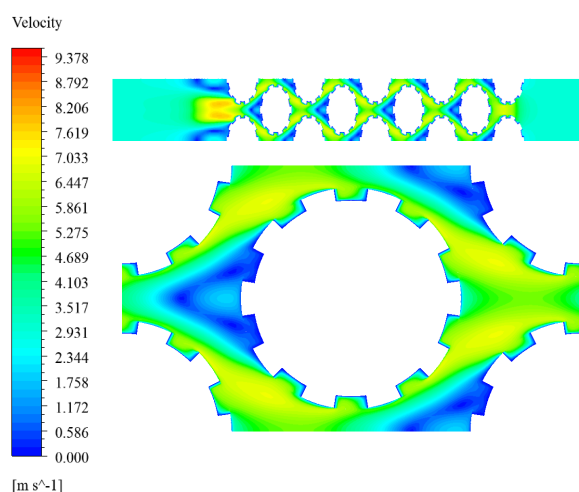


شکل ۱۱- کانتور دما از صفحه گذرا از فین‌ها

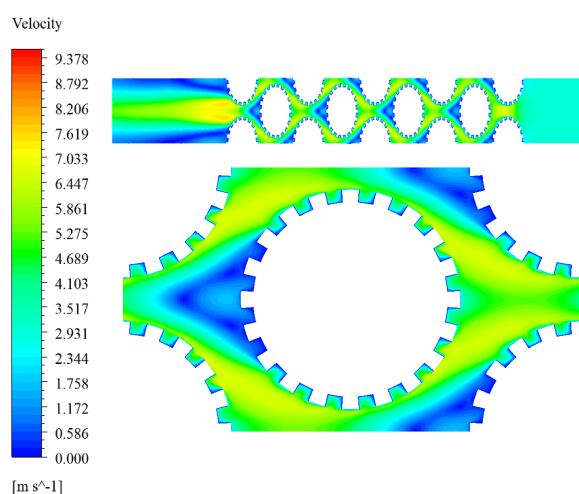
کانتور سرعت و دما برای فین‌های دندانه‌دار با عمق ۴mm و سرعت ورودی ۳/۰۴۸ متر بر ثانیه، در شکل ۱۴ قابل مشاهده است.

۳-۵- نتایج عددی مبدل با فین دندانه دار

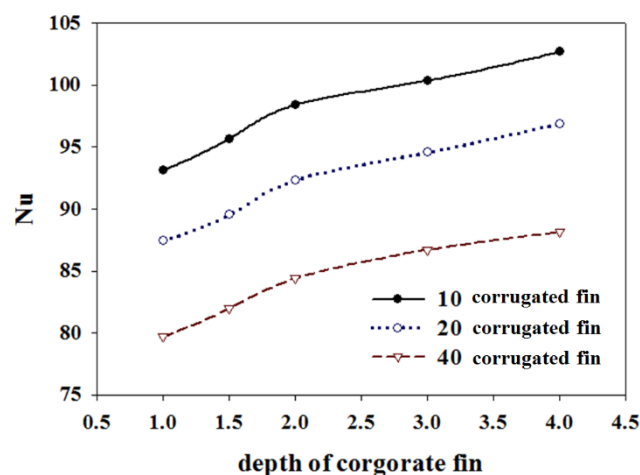
جهت بررسی تاثیر تعداد و عمق دندانه‌ها بر روی مبدل، سرعت ورودی ۳/۰۴۸ متر بر ثانیه در نظر گرفته شده است. همان گونه که در شکل ۱۲ نشان داده شده است، افزایش تعداد دندانه‌ها کاهش انتقال حرارت را در پی داشته که این امر ناشی از کاهش انرژی جنبشی سیال و همچنین جدایش زود هنگام جریان در پشت فین‌ها می‌باشد. از طرفی با افزایش عمق دندانه‌ها، سیال در فواصل ما بین دندانه‌ها به دام افتاده و منجر به افزایش گرمایش فین و در نهایت گرمایش سیال می‌گردد.



۱۰ دندانه

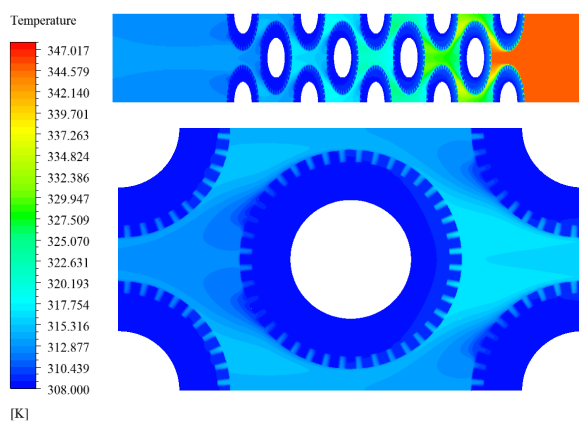


۲۰ دندانه



شکل ۱۲- چگونگی تغییر عدد ناسلت با تعداد و عمق دندانه‌ها

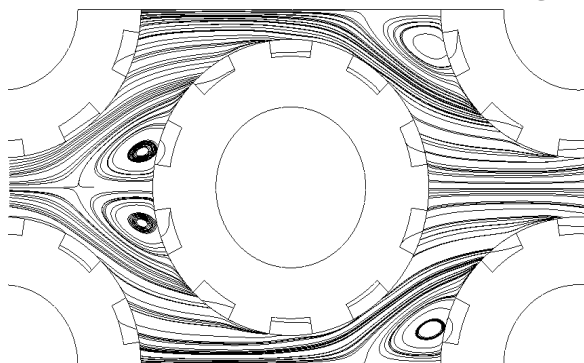
مطابق شکل ۱۳ افزایش عمق دندانه‌ها سبب می‌شود تا عدد اویلر (ضریب افت فشار) در مبدل حرارتی افزایش ناچیزی پیدا کند. از طرف دیگر افزایش تعداد دندانه‌ها نتیجه‌ای برعکس داشته و کاهش عدد اویلر را به دنبال دارد. با افزایش تعداد دندانه‌ها از ۱۰ به ۲۰ کاهش چشمگیری در ضریب افت فشار رخ داده اما از ۲۰ به ۴۰ دندانه نتایج افت فشار نزدیک یکدیگرند.



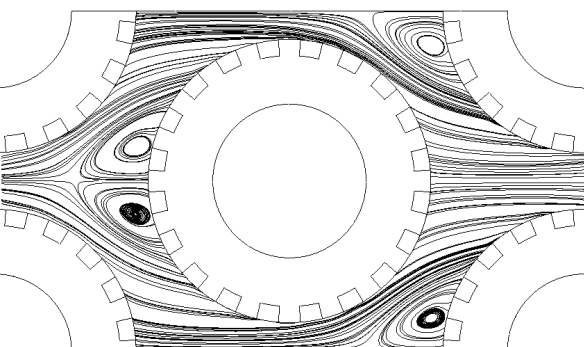
۴۰ دندانه

شکل ۱۵- کانتور دما گذرا از صفحه گذرا از فین‌ها

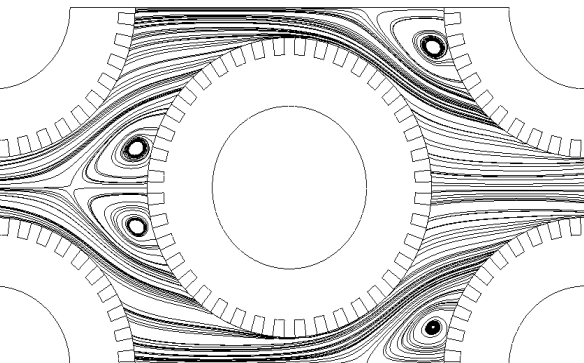
همان گونه که مشاهده می‌شود در شکل ۱۶ خطوط جریان در فین‌هایی با ۱۰ دندانه مابین فین‌هایی با ۲۰ و ۴۰ دندانه قرار گرفته‌اند. همین امر سبب می‌شود انتقال حرارت و افت فشار افزایش یابند.



۱۰ دندانه

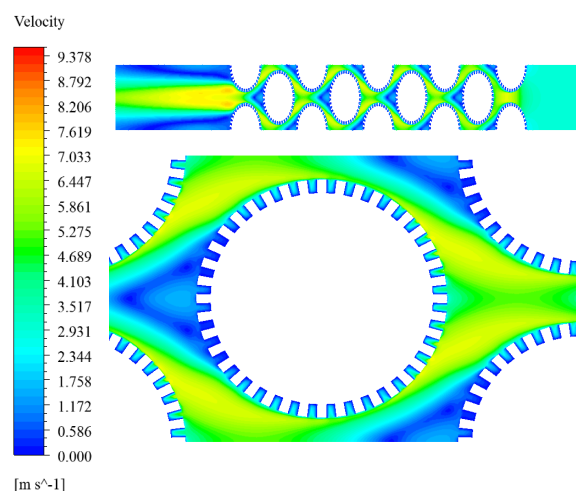


۲۰ دندانه



۴۰ دندانه

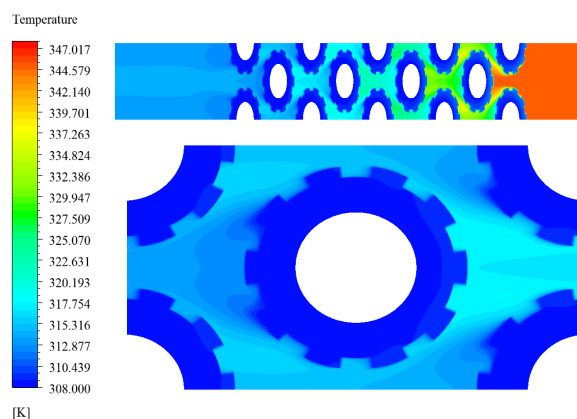
شکل ۱۶- خطوط جریان گذرا از فین‌های دندانه دار



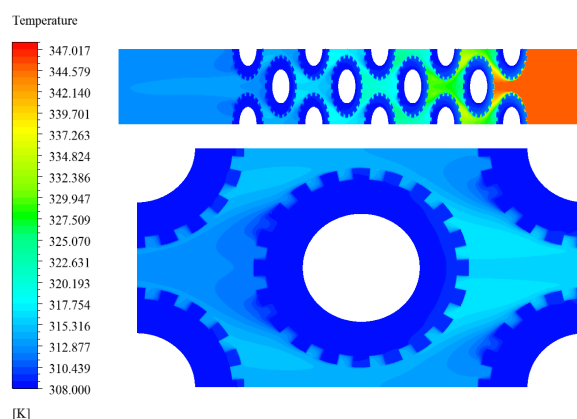
۴۰ دندانه

شکل ۱۴- کانتور سرعت هوا برای فین‌هایی با تعداد دندانه های مختلف

کانتور دما از صفحه گذرنده (صفحه متقاطع) از فین‌های دندانه دار به صورت شکل ۱۵ می‌باشد.



۱۰ دندانه



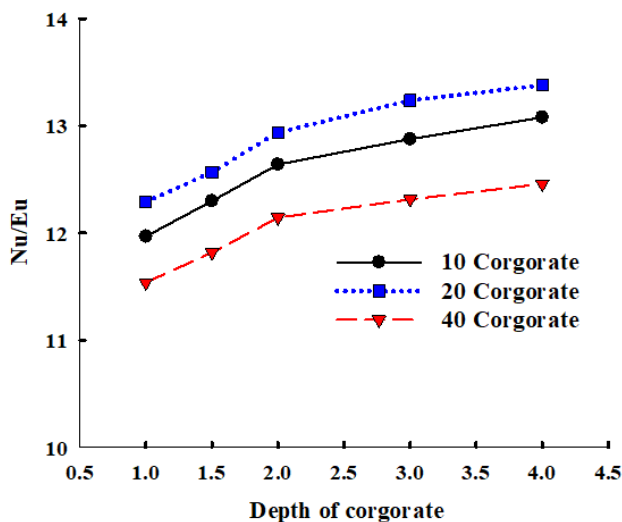
۲۰ دندانه

در شکل ۱۷ خطوط جریان بر روی فین ها در حالت سه بعدی نشان داده شده است.

۴-۵- معیار انتخاب تعداد و عمق دندانه‌های فین‌ها

دو روش جهت انتخاب وجود دارد که در زیر شرح داده شده است:

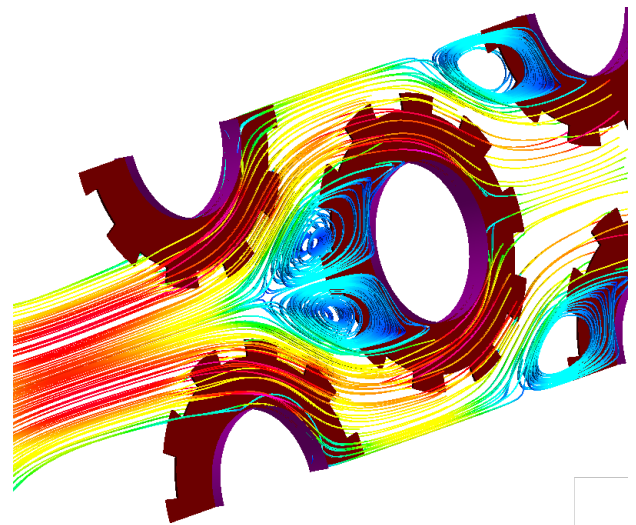
- با توجه به معلوم بودن افت فشار و دما در خروجی مبدل از نتایج تحلیل عددی (فشار و دمای مورد موتور) تعداد و عمق فین‌ها انتخاب می‌شود.
- با توجه به این که هدف ما در مبدل کمترین افت فشار و بیشترین کاهش دماست می‌توان با تعریف نسبت $\frac{Nu}{Eu}$ ، بهینه ترین تعداد دنده و عمق فین را انتخاب نمود. مطابق شکل ۱۸ همان طور که مشاهده می‌شود بیشترین نسبت عدد ناسلت به اویلر در فین‌های دارای ۲۰ دندانه رخ داده است که در نتیجه بهینه ترین انتخاب است.



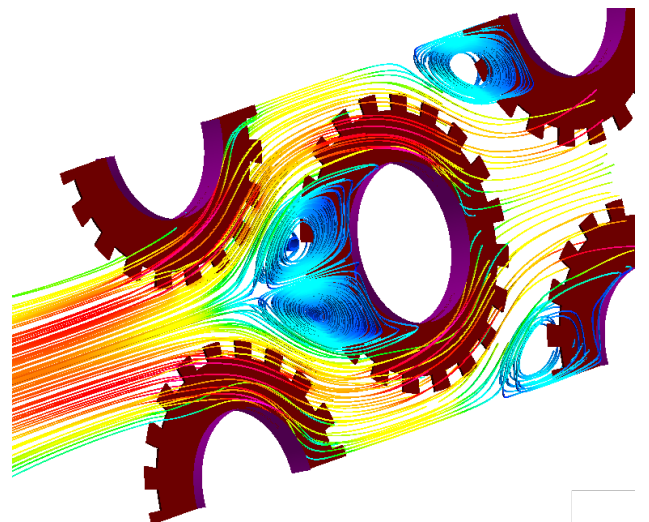
شکل ۱۸- نسبت عدد ناسلت به اویلر در فین‌ها با تعداد دندانه و عمق مختلف

۴-۶- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

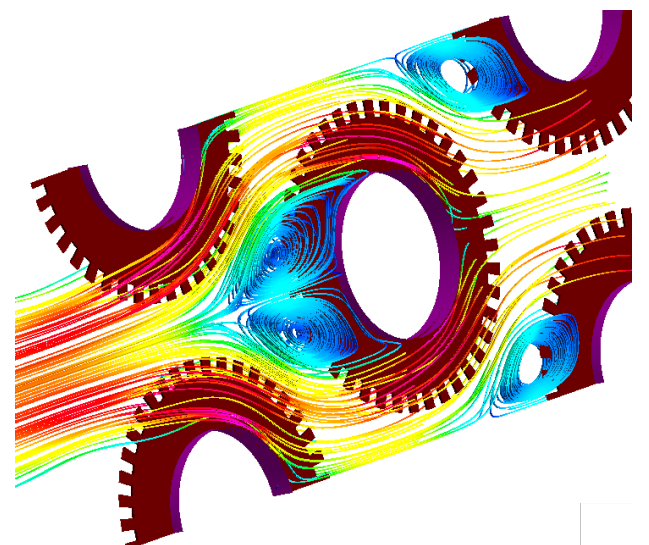
- به منظور بررسی سرعت و میزان آشفتگی جریان در مبدل‌های حرارتی، جریان سیال با سه سرعت $2/02856 \text{ m/s}$ ، $3/0428 \text{ m/s}$ و $4/057 \text{ m/s}$ در مبدل‌های حرارتی با فین‌های دایروی شبیه‌سازی شده است. نتایج به دست آمده بیانگر افزایش عدد ناسلت با افزایش سرعت جریان می‌باشد.
- یکی دیگر از عوامل تأثیرگذار بر عملکرد مبدل‌های حرارتی، مساحت سطح تماس سیال و مبدل حرارتی می‌باشد. به همین منظور تأثیر تعداد دندانه‌ها در سه حالت ۱۰، ۲۰ و ۴۰ دندانه بر جریان سیال با سرعت $3/0428 \text{ m/s}$ ارزیابی شده است. نتایج به دست آمده بیانگر کاهش انتقال حرارت با افزایش تعداد دندانه‌ها می‌باشد. علت این امر ناشی از کاهش میزان آشفتگی جریان در اثر افزایش تعداد دندانه‌ها است. چرا که با افزایش



۱۰ دندانه



۲۰ دندانه



۴۰ دندانه

شکل ۱۷- خطوط جریان سه بعدی روی صفحه گذرنده از فین‌های با عمق و سرعت

R	ثابت جهانی گازها
Re	عدد رینولدز
S	فاصله فین‌ها
S_L	گام طولی لوله
S_T	گام عرضی لوله
t	زمان
T	دما
τ_{ij}	تانسور تنش
u	مولفه سرعت در جهت X
v	مولفه سرعت در جهت Y
w	مولفه سرعت در جهت Z
β	ضریب انبساط حرارتی
δ	ضخامت فین‌ها
ρ	چگالی
μ	لزجت ملکولی

تعداد دندانه‌ها، جدایش زودتر رخ داده و همین امر باعث کاهش انتقال حرارت می‌شود.

• در بررسی تأثیر مساحت سطح تماس سیال و مبدل حرارتی، دندانه‌ها با ارتفاع‌های ۱، ۱/۵، ۲، ۳ و ۴ میلی‌متر بر جریان سیال با سرعت m/s ۴۲۸/۳ مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج به دست آمده بیانگر افزایش انتقال حرارت با افزایش ارتفاع دندانه‌ها می‌باشد. افزایش ارتفاع دندانه‌ها موجب شده تا جدایش جریان به تأخیر بیفتد. از طرف دیگر سبب گرمایش فین‌ها و به دنبال آن افزایش دمای سیال در دامنه محاسباتی شده است. همین امر باعث افزایش شار حرارتی بر روی دیواره مبدل حرارتی و در نهایت افزایش انتقال حرارت می‌گردد.

• عدد اوپلر معیاری از بررسی میزان افت فشار و کارایی مبدل حرارتی می‌باشد. افزایش سرعت سیال در مبدل حرارتی با فین‌های دایروی، افزایش افت فشار را به دنبال خواهد داشت. با این حال تأثیر افزایش سرعت جریان بر افزایش افت فشار، غالب بوده و در نهایت عدد اوپلر کاهش پیدا می‌کند. کاهش عدد اوپلر، افزایش کارایی مبدل حرارتی را به دنبال دارد.

• در رینولدز ثابت، با افزایش ارتفاع دندانه‌ها، عدد اوپلر افزایش یافته و با افزایش تعداد دندانه‌ها، عدد اوپلر کاهش پیدا کرده است.

• با توجه به این که هدف ما در مبدل کمترین افت فشار و بیشترین کاهش دما می‌باشد با تعریف نسبت $\frac{NU}{EU}$ بهینه ترین تعداد دندانه و عمق فین انتخاب می‌گردد. مطابق نتایج بدست آمده بیشترین نسبت عدد ناسلت به اوپلر در فین‌های دارای ۲۰ دندانه رخ داده است که معیار مناسب و بهینه‌ای جهت طراحی مبدل‌های حرارتی خنک کننده در زیردریایی‌ها می‌باشد.

فهرست علائم

C_p	ظرفیت گرمای ویژه در فشار ثابت
D_h	قطر هیدرولیکی
f	ضریب اصطکاک
F_i	نیروی خارجی در جهت i
g	گرانش
Gr	عدد گراشف
h	ضریب انتقال حرارت
h_f	ارتفاع فین
J_j	شار پخششی گونه j
k	ضریب هدایت گرمایی
k_t	ضریب هدایت گرمایی جریان مغشوش
L	طول موثر کانال
n	تعداد ردیف
Nu	عدد ناسلت
P	فشار استاتیک
Pr	عدد پرانتل

ضمایم

مرجع	رابطه تجربی	محدوده جواب دهی
Ward and young:	$Nu = 0.364 Re_{max}^{0.68} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d_f}{d} \right)^{0.45} \left(\frac{\delta}{d_f} \right)^{0.3}$ $Pr = C_p \mu / k_a$ $V_{max} = \frac{S_t}{S_t - D} V$ $Re_{max} = \frac{\rho V_{max} D}{\mu}$	For staggered tube arrangement, $1 \times 10 \leq Re \leq 2.8 \times 10^4$ $11.13 \text{ mm} \leq d \leq 29.13 \text{ mm}$ $1.42 \text{ mm} \leq h \leq 14.69 \text{ mm}$ $0.89 \text{ mm} \leq s \leq 4.39 \text{ mm}$ $0.41 \text{ mm} \leq \delta \leq 0.56 \text{ mm}$ $23.81 \text{ mm} \leq S_t \leq 61.91 \text{ mm}$ $20.62 \text{ mm} \leq S \leq 53.62 \text{ mm}$ $n \geq 3$
Briggs and young:	$Nu = 0.134 Re_{max}^{0.681} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{S}{h_f} \right)^{0.2} \left(\frac{S}{\delta} \right)^{0.1134}$ $Pr = C_p \mu / k_a$ $V_{max} = \frac{S_t}{S_t - D} V$ $Re_{max} = \frac{\rho V_{max} D}{\mu}$	For staggered tube arrangement, $1.1 \times 10 \leq Re \leq 1.8 \times 10^4$ $13.49 \text{ mm} \leq d \leq 40.89 \text{ mm}$ $4.31 \text{ mm} \leq h \leq 16.58 \text{ mm}$ $1.82 \text{ mm} \leq s \leq 2.76 \text{ mm}$ $0.33 \text{ mm} \leq \delta \leq 2.02 \text{ mm}$ $27.43 \text{ mm} \leq S_t \leq 110 \text{ mm}$ $23.76 \text{ mm} \leq S \leq 96.13 \text{ mm}$ $n \geq 4$
Ward and young:	$Eu = 0.256 Re^{-0.264} \left(\frac{\delta}{d_f} \right)^{-0.377} \left(\frac{s}{d} \right)^{-0.396} \left(\frac{S_t}{d} \right)^n$	For staggered tube arrangement, $1 \times 10 \leq Re \leq 2.8 \times 10^4$ $11.13 \text{ mm} \leq d \leq 29.13 \text{ mm}$ $1.42 \text{ mm} \leq h \leq 14.69 \text{ mm}$ $0.89 \text{ mm} \leq s \leq 4.39 \text{ mm}$ $0.41 \text{ mm} \leq \delta \leq 0.56 \text{ mm}$ $23.81 \text{ mm} \leq S_t \leq 61.91 \text{ mm}$ $20.62 \text{ mm} \leq S \leq 53.62 \text{ mm}$ $n \geq 6$

- [11] M. Tusar, K. Ahmed, M. Bhuiya, P. Bhowmik, M. Rasul, N. Ashwath, (2019), *CFD study of heat transfer enhancement and fluid flow characteristics of laminar flow through tube with helical screw tape insert*, Energy Procedia. 160. 699–706. doi: 10.1016/j.egypro.2019.02.190.
- [12] Abeykoon, C., (2020), *Compact heat exchangers – Design and optimization with CFD*, International Journal of Heat and Mass Transfer. Volume 146(2020). Doi. org/10. 1016/j. ijheatmasstransfer. 2019. 118766.
- [1] Rabas, T. J., and Taborek, J., (1987), *Survey of Turbulent Forced-Convection Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Low-Finned Tube Banks in Cross Flow*, Heat Transfer Engineering, Vol. 8, No. 2, pp. 49-62.
- [2] Neal, S. B H. C., and Hitchcock, J. A., (1966), *A Study of the Heat Transfer Process in Banks of Finned Tube in Cross Flow, Using a Large Scale Model Technique*, Proceeding of the Third International Heat Transfer Conference, Vol. 3, Chicago, IL, pp. 290-298.
- [3] Mirkovic, Z., (1974), *Heat Transfer and Flow Resistance Correlation for Helically Finned and Staggered Tube Banks in Cross Flow*, *Heat Exchangers: Design and Theory Source Book*, (edited by N. H. Afgan and E. U. Schlünder), Hemisphere, Washington, D.C, pp. 559-584.
- [4] Jameson, S. L., (1945), *Tube Spacing in Finned Tube Banks*, *ASME Transactions*, Vol. 67, pp. 633-642.
- [5] Antuf'ev, V. M., and Gusev, E. K., (1968), *Intensification of Heat Transfer of Cross-Flow Finned Surfaces*, *Teploenergetika*, Vol. 15, No. 7, pp. 31-34.
- [6] Ward, D. J., and Young, E. H., (1959), *Heat Transfer and Pressure Drop of Air in Forced Convection across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes*, *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 55, No. 29, pp.37-44.
- [7] Briggs, D. E., and Young, E. H., (1963), *Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes*, *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, No. 41, Vol. 59, pp. 1-10.
- [8] Torii K., Kwak K. M., and Nishino K., (2002), *Heat transfer enhancement accompanying pressure-loss reduction with winglet-type vortex generators for fin-tube heat exchangers*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol 45 Issue 18 pp. 3795-3801.
- [9] Li-zhi Zhang, Zuo-yi Chen., (2011), *Convective heat transfer in cross-corrugated triangular ducts under uniform heat flux boundary conditions*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 54, Issues 1–3, pp. 597-605. doi. org/10. 1016/ j. ijheatmasstransfer. 2010.09.010.
- [10] Carija, Z, Frankovic, B, Percic, M, Cavrak, M, (2014), *Heat transfer analysis of fin-and-tube heat exchangers with flat and louvered fin geometries* *International Journal of Refrigeration* Vol 45 pp.160-P167.