



تأثیر چیدمان سیلندر بیضوی بر جریان آشفته و انتقال حرارت در کانال های افقی

دیار عزیزی^۱، مهرداد ملک زاده^{۲*}، رامین قاسمی اصل^۳

۱- دانشجوی دکترا، گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی تهران، واحد غرب.

۲- استادیار، گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی تهران، واحد غرب.

۳- دانشیار، گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی تهران، واحد غرب.

کلمات کلیدی

چکیده

سیلندره‌های بیضوی، جریان حرارت و سیالات، جریان آشفته، گردابه، ضریب منظر.

در این مطالعه، رفتار جریان آشفته در یک کانال افقی حاوی سیلندره‌های بیضوی با ضریب منظر ۰.۴۵ و ۰.۵ و عدد رینولدز ۵۰۰۰ مورد مطالعه قرار گرفته است. همچنین، با استفاده از روش اجزا محدود برای حل معادلات حرارت و سیالات، تأثیر پارامترهایی مانند میزان انتقال حرارت، عدد ناسلت، توزیع دما و توزیع سرعت بر جریان سیال مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد که حضور سیلندرها باعث افزایش گردابه‌ها و تغییر الگوهای جریان از متقارن به نامتقارن می‌شود. همچنین، با افزایش عدد رینولدز، جریان به طور فزاینده‌ای آشفته شده و مکانیک چرخشی سیلندرها به توزیع متفاوت دما و سرعت کمک می‌کند. در بررسی جریان حول سیلندره‌های بیضوی، مشاهده شده است که نقطه ماکزیم دمای در حالت خواص ثابت بین سیلندر سوم و چهارم و در حالت خواص متغیر پشت سیلندر پنجم رخ می‌دهد. همچنین، سرعت سیال تأثیر بیشتری بر میزان انتقال حرارت نسبت به سطح تبادل حرارتی دارد. کاهش ضریب منظر منجر به کاهش میزان انتقال حرارت در جریان مغشوش می‌شود و کانتورهای دما در این جریان یکنواخت‌تر هستند که به علت اختلاط و ارتعاشات عرضی جریان آشفته است. این یافته‌ها می‌توانند به بهبود طراحی سیستم‌های انتقال حرارت و کنترل جریان در کاربردهای مهندسی کمک کنند.

۱- مقدمه

مقایسه نشان می‌دهد که سیلندره‌های بیضوی رفتارهای جدایش جریان و تشکیل گردابه‌ها را بهبود می‌دهند، که به نوبه خود بر نرخ انتقال حرارت تأثیر می‌گذارد. به عنوان مثال، نگ و همکاران [۱۱] جریان آرام جابجایی آزاد دو سیال نیوتنی و غیرنیوتنی در یک سیلندر بیضوی ایزوترمال افقی را بررسی کرده‌اند. آن‌ها همچنین از قانون ویسکوزیته بهبود یافته برای تعیین خواص سیال غیرنیوتنی استفاده کردند. پارامترهای مورد بررسی در کارشان شامل ضرایب اصطکاک محلی و نرخ انتقال حرارت از سطح سیلندر (عدد ناسلت محلی) به‌عنوان تابعی از زاویه سیلندر بیضوی با ضریب منظرهای مختلف بوده است. ضرایب اصطکاک محلی برای سیال غیرنیوتنی بیشتر از سیال نیوتنی گزارش شده است. همچنین، مقدار انتقال حرارت کل برای سیلندر بیضوی با موقعیت ضعیف‌تر بیشتر از حالت ضخیم بوده است.

انتقال حرارت در جریان سیال یک جنبه ضروری مدیریت حرارتی در سیستم‌های مهندسی است [۱-۳]. پیکربندی هندسی اجسام، مانند سیلندرها، نقشی محوری در تأثیرگذاری بر الگوهای جریان، ضرایب انتقال حرارت و عملکرد کلی حرارتی ایفا می‌کند [۴-۶]. در حالی که سیلندره‌های دایروی به طور گسترده مورد بررسی قرار گرفته‌اند، سیلندره‌های بیضوی نسبت ابعاد منحصر به فردی را ارائه می‌دهند که می‌تواند دینامیک جریان و ویژگی‌های انتقال حرارت متفاوتی را ارائه دهد [۷]. مطالعات قبلی [۷-۹] نشان داده‌اند که شکل و آرایش سیلندرها به طور قابل توجهی بر دینامیک جریان تأثیر می‌گذارد. به عنوان مثال، سیلندره‌های دایروی به طور گسترده در تجزیه و تحلیل شرایط جریان آرام و آشفته استفاده شده است [۱۰].

* نویسنده مسئول: hamed.kavosh@gmail.com

گردابه‌های بزرگ با شبکه‌های ظریف برای پیش‌بینی جریان در اطراف یک سیلندر دایروی استفاده کردند و پیش‌بینی‌های خود را با نتایج تجربی که آن‌ها نیز به دست آورده بودند مقایسه کردند. در واقع، تطابق با سرعت آزمایشی و پروفیل‌های مؤلفه تنش رینولدز به‌طور شگفت‌آوری خوب بود. رجانی و همکاران [۱۸] همچنین از روش گردابه‌های بزرگ همراه با مدل دینامیکی مقیاس زیر شبکه برای مطالعه پیچیدگی ساختار جریان سه بعدی در اطراف سیلندر مدور استفاده کردند. مشخص شد که نتایج مدل دینامیکی مقیاس زیر شبکه به‌طور کلی با آزمایش‌ها مطابقت دارد. با این حال، پیش‌بینی‌ها در ناحیه گردابه‌های دور، به‌ویژه برای پیش‌بینی‌های سرعت جریان، دقت کمتری داشتند. همچنین مشخص شد که استفاده از مدل دینامیکی مقیاس زیر شبکه منجر به تطابق بهتر با داده‌های اندازه‌گیری شده از ادبیات قبلی برای کمیت‌های میانگین و کمیت‌های نوسانات است، اما تفاوت در مقایسه با نتایج با استفاده از مدل استاندارد اسماگورینسکی ناچیز بود. این نشان می‌دهد که استفاده از یک مدل مقیاس زیر شبکه دینامیکی سودمند نیست. با این حال، در عمل، از آنجایی که پیش‌بینی‌ها به شدت به ثابت اسماگورینسکی وابسته هستند و این برای مسائل مختلف جریان تغییر می‌کند، مدل دینامیکی اسماگورینسکی که به‌طور خودکار ثابت معادله را تنظیم می‌کند، هنوز مزایای مشخصی دارد.

اصلان و همکاران [۱۹] به بررسی عددی و تجربی تأثیر آرایش مبدل حرارتی دسته‌ای لوله بر عملکرد انتقال حرارت در جریان‌های آشفته پرداختند. در مطالعه آن‌ها از روش حجم محدود برای شبیه‌سازی عددی استفاده شده است. آن‌ها همچنین از ضرایب نسبت برای کاهش زمان محاسبات استفاده کردند. در مطالعه آن‌ها عدد رینولدز از ۹۸۹ به ۶۳۵۲ تغییر یافته است، در حالی که عدد پراندتل ۰.۷۰ باقی مانده است. آن‌ها گزارش کردند که مقادیر ناسلت و ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز در تمام پیکربندی‌های هندسی افزایش می‌یابند. طبق نتایج به دست آمده از مطالعه آن‌ها، با کاهش فاصله بین ردیف‌ها، عدد ناسلت و افت فشار به ترتیب اثرات منفی و مثبت را تجربه می‌کنند. برودنیانسکا و همکاران [۲۰] به بررسی افزایش انتقال حرارت در کانال مبدل حرارتی موج دار با مولدهای گردابه استوانه‌ای پرداختند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که قرار دادن مولدهای گردابه استوانه‌ای در کانال‌های مورد بررسی برای دستیابی به انتقال حرارت کارآمدتر و در نتیجه کاهش مصرف انرژی موثر بوده است. کونیجی و همکاران [۲۱] به تجزیه و تحلیل با استفاده از روش

یافته‌های آن‌ها نشان می‌دهد که رفتار نازک شدن برشی متفاوت به‌طور قابل توجهی بر الگوهای جریان و توزیع دما تأثیر می‌گذارد و منجر به بهبود عملکرد حرارتی در کاربردهای عملی می‌شود. در یک مطالعه مشابه، سئو و همکاران [۱۲] اثر اندازه سیلندر بیضوی بر میزان انتقال حرارت در یک کانال مستطیلی را بررسی کرده‌اند. آن‌ها از روش شرط مرزی غرق شده برای تعیین مرز دیوار سیلندر در روش حجم محدود استفاده کردند. محدوده عدد رینولدز آن‌ها بین ۱۰۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰۰ بوده است. نتایج آن‌ها نشان داد که مقدار انتقال حرارت وابسته به شعاع سیلندر بیضوی است. یافته‌های آن‌ها تأیید کرد که پیکربندی هندسی به‌طور قابل توجهی بر راندمان انتقال حرارت همرفتی تأثیر می‌گذارد. ویجی و همکاران [۱۳] ارتعاش عرضی ناشی از جریان بر روی یک سیلندر بیضوی با ضریب منظرهای مختلف را بررسی کردند. سیلندر مورد مطالعه آن‌ها به یک ارتعاش در جهت جریان سیال محدود شده بود و عدد رینولدز را ثابت و برابر با ۱۰۰ در نظر گرفتند. ضریب منظر در کار آن‌ها از ۰.۱ تا ۱ متغیر بود. نتایج آن‌ها نشان داد که پاسخ‌گویی سیلندر بیضوی با ضریب منظر ۰.۱ تقریباً دو برابر مدل مشابه با سیلندر دایروی بوده است. آن‌ها گزارش کردند که افزایش نسبت سطح سیلندر بیضوی به‌طور کلی باعث ایجاد ارتعاشات و گردابه‌های بزرگ‌تر می‌شود.

اونگ و همکاران [۱۴] جریان‌های عدد رینولدز بالا را در رژیم‌های اعداد رینولدز فوق بحرانی بر روی یک سیلندر دایروی با استفاده از مدل ناور-استوکس میانگین‌گیری شده رینولدز ناپایدار بررسی کردند. تمرکز این مطالعه ارزیابی این موضوع بود که آیا مدل برای طراحی تحت این شرایط جریان قابل استفاده است یا خیر. طبق نتایج آنها مشخص شد که مدل آنها به دلیل ناهمسانگردی تلاطم در چنین جریان‌هایی، خطاهایی را ایجاد می‌کند. کراوچنکو و معین [۱۵] از مدل‌های شبیه‌سازی گردابی بزرگ بر اساس (۱) یک مدل دینامیکی در مقیاس زیر شبکه (۲) یک مدل استاندارد اسماگورینسکی و (۳) بدون استفاده از یک مدل دینامیکی در مقیاس زیر شبکه استفاده کردند. نتایج آنها نشان داد که پیش‌بینی پارامترهای کلیدی جریان با مطالعات قبلی با استفاده از مدل دینامیکی در مقیاس زیر شبکه در مقایسه با بقیه مدل‌ها مطابقت بهتری داشته است، اگرچه تأثیر مدل بر روی بهبود نتایج چندان چشمگیر نبوده است. پارک و همکاران [۱۶] همچنین از مدل دینامیکی برای محفظه سیلندر دایروی استفاده کردند و نتیجه گرفتند که در مقایسه با مدل اسماگورینسکی بهتر عمل می‌کند، اما تفاوت‌ها معنی‌دار نبودند. پانونو و همکاران [۱۷] از روش

می‌پردازد. در این مطالعه، رفتار گردابه‌ها و تغییر الگوهای جریان از حالت متقارن به نامتقارن به دقت مورد بررسی قرار گرفته است. این پژوهش با تحلیل دقیق تغییرات در ساختارهای گردابه‌ای و الگوهای جریان، به درک بهتر از چگونگی تأثیر چیدمان‌های مختلف سیلندرها بیضوی بر جریان مغشوش و انتقال حرارت پرداخته است. نتایج این مطالعه در بهینه‌سازی طراحی مبدل‌های حرارتی و سیستم‌های خنک‌کننده صنعتی که از کانال‌های افقی استفاده می‌کنند، مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۲- بیان مساله

هندسه مورد مطالعه در این مقاله شامل یک کانال دوبعدی مستطیلی شکل است که در داخل آن سیلندرهایی بیضوی شکل قرار داده شده‌اند. در این مطالعه، کانال به صورت افقی و مشتمل بر ۵ عدد سیلندر بیضوی می‌باشد. کانال دارای طول ۲۳ واحد بوده و از مختصات ۱۲- در دهنه ورودی شروع شده و تا مختصات ۱۱+ در دهنه خروجی پایان می‌پذیرد. سیلندرهایی بیضوی در نیمه اول سمت چپ کانال قرار گرفته و مراکز آن‌ها از مختصات افقی $y=0$ کانال عبور می‌کند. کل عرض کانال نیز ۴ واحد بوده که سیلندرها در مرکز این عرض واقع شده‌اند. سیلندر اول به فاصله ۱/۵ واحد از دهنه ورودی قرار گرفته و فاصله مراکز سیلندرها از یکدیگر مساوی و برابر ۲ واحد می‌باشد. زاویه چرخش هر سیلندر نیز نسبت به سیلندر قبلی ۲۲/۵ درجه بوده که برای سیلندر اول زاویه صفر و برای سیلندر پنجم ۹۰ درجه می‌باشد. سیلندرهایی بیضوی دارای اندازه‌هایی برابر بوده، به گونه‌ای که قطر بزرگ سیلندر ۱/۴ واحد و قطر کوچک سیلندر ۰/۷ می‌باشد. مشخصات فیزیکی و مختصات طولی و عرضی مسئله دسته سیلندرهایی بیضوی در کانال افقی در شکل ۱ نشان داده شده است. همچنین مشخصات فیزیکی و مختصات طولی و عرضی مسئله نیز در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱. مشخصات فیزیکی و مختصات طولی و عرضی مسئله

علائم	عنوان	اندازه
a	قطر کوچک سیلندر بیضوی (cm)	۰/۷
b	قطر بزرگ سیلندر بیضوی (cm)	۱/۴
c	عرض دهنه ورودی (cm)	۴
d	طول کانال (cm)	۲۳
e	فاصله دهنه ورودی از اولین سیلندر بیضوی (cm)	۱/۵
f	فاصله ابتدای سیلندر بیضوی از لبه پایینی کانال (cm)	۲

دینامیک سیالات محاسباتی جهت بررسی انتقال حرارت توسط همرفت آزاد بر روی یک استوانه عمودی با پره‌های دایروی با مقطع مثلثی پرداختند. آن‌ها گزارش کردند که نرخ انتقال حرارت از آرایه باله‌ها در هر دو رژیم آرام و آشفته با مقادیر بالاتر نسبت قطر باله‌های بی‌بعد و فواصل بی‌بعد آن‌ها افزایش می‌یابد. علی و همکاران [۲۲] به مطالعه اتلاف گرما و جریان سیال در چاه حرارتی مجهز به باله‌های نیمه بیضوی پرداختند. آن‌ها گزارش کردند که استفاده از باله‌های نیمه بیضوی منجر به بهبود قابل توجهی در انتقال حرارت می‌شود. راندمان به دست آمده در مطالعه آن‌ها در مقایسه با چاه‌های حرارتی معمول، به دلیل افزایش سطح همرفتی و آشفته‌گی جریان بهبود یافته است.

بهارا و همکاران [۲۳] در مطالعه خود به بررسی انتقال دنباله بر روی یک سیلندر دایروی شکل پرداختند. در مطالعه آن‌ها از یک رویکرد عددی المان محدود تثبیت شده استفاده شده است. یافته‌های آن‌ها نشان می‌دهد که انتقال به جریان سه‌بعدی از طریق بی‌ثباتی حالت A در عدد رینولدز ۲۰۰ رخ می‌دهد، که در ابتدا با ساختارهای حالت A پایدار مشخص می‌شود، که بعداً به دلیل ظهور نابجایی‌های گردابی که دوره تناوب گسترده‌ای را مختل می‌کنند، بدتر می‌شوند. جریان این نابجایی‌ها، که به صورت دوره‌ای ظاهر می‌شوند و ناپدید می‌شوند، با نوسانات فرکانس ریزش گردابه همراه هستند و منجر به ضرایب آبرودینامیکی پایین‌تر، از جمله تغییرات درگ و لیفت می‌شوند. مطالعه آن‌ها همچنین نشان داد که این ساختارها منجر به کاهش شدید فرکانس اساسی و مدولاسیون دامنه می‌شود. سلیمی پور و همکاران [۲۴] در مطالعه‌ای به بررسی جریان سیال و ویژگی‌های انتقال حرارت یک سیلندر بیضوی افقی تحت اثر شناوری حرارتی پرداختند. آن‌ها گزارش کردند که عایق‌بندی قسمت زیرین سیلندر عملکرد آبرودینامیکی را بهبود می‌بخشد در حالی که مصرف انرژی حرارتی را در مقایسه با یک سیلندر کاملاً هم‌دما کاهش می‌دهد. یافته‌های مطالعات دیگر نشان داد که با افزایش زاویه حمله، ضریب درگ افزایش می‌یابد. مطالعات مشابه دیگری نیز در این زمینه انجام شده است که نتایج مشابهی را گزارش کرده‌اند [۲۵-۲۷]. با این حال، عدد ریچاردسون تأثیر کمی بر ضریب درگ داشت. مطالعات موجود عمدتاً بر روی هندسه‌های دایروی یا معمولی متمرکز شده‌اند و اثرات خاص چیدمان سیلندرهایی بیضوی بر جریان مغشوش و انتقال حرارت در کانال‌های افقی کمتر مورد بررسی قرار گرفته است. این مطالعه با هدف پر کردن این خلأ علمی، به بررسی دقیق تأثیرات چیدمان‌های مختلف سیلندرهایی بیضوی بر رفتار جریان مغشوش و انتقال حرارت

برای شبیه‌سازی در این مقاله، ورودی سیال به کانال یک پروفیل جریان آشفته کاملاً توسعه یافته تعریف شده است که برای آن شرط مرزی "سرعت ورودی" اعمال شده است. در خروجی کانال، شرط مرزی "فشار خروجی" در نظر گرفته شده است که فشار گیج صفر تنظیم شده است تا جریان آزادانه خارج شود. برای دیواره‌های کانال شرط مرزی عدم لغزش با دمای ثابت در نظر گرفته شده است. همچنین، برای سطوح سیلندره‌های بیضوی شرط مرزی عدم لغزش با شرط دمای آدیاباتیک در نظر گرفته شده است تا گرادیان سرعت در مرزهای جامد را به طور دقیق نشان دهد.

۳- معادلات حاکم

به‌طور کل، معادلات حاکم بر جریان سیال بر روی دسته سیلندرها توسط معادلات دیفرانسل جزئی که از قوانین بقای جرم و ممنتوم (ناویر-استوکس) استنتاج شده‌اند تعیین می‌شوند. برای جریان پایا، لزج و تراکم ناپذیر، معادلات ممنتوم و پیوستگی برای به‌دست آوردن میدان سرعت و توزیع فشار در محدوده مورد نظر با توجه به شرایط مرزی مناسب حل می‌شوند. از آنجایی که در این مقاله کانال مورد نظر دو بعدی در نظر گرفته شده است، معادلات مربوطه در حالت دو بعدی استفاده می‌شود [۲۸].

معادله پیوستگی:

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

معادله ممنتوم در جهت X:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

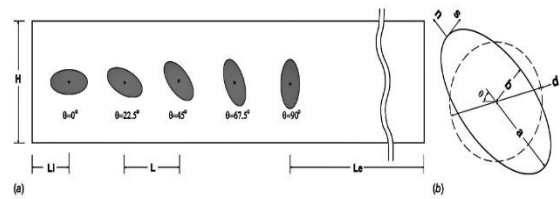
معادله ممنتوم در جهت Y:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

که در معادلات بالا، u و v مولفه‌های سرعت در جهت x و y به‌ترتیب هستند. همچنین، چگالی، P فشار سیال و ویسکوزیته دینامیکی هستند. در این مقاله فرض شده است که جریان تراکم ناپذیر است. معادلات حاکم ۱ تا ۳ برای محدوده شکل ۱ در نرم افزار کامسول مورد استفاده قرار گرفته است. همچنین، در این مقاله از پارامتری تحت عنوان ضریب منظر استفاده شده است که از رابطه زیر تعریف می‌شود [۲۹].

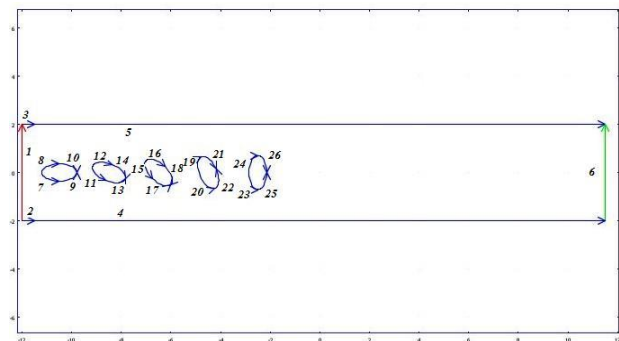
$$AB = \frac{b}{a} \quad (4)$$

۸ فاصله دو سیلندر بیضوی از یکدیگر (cm) ۲

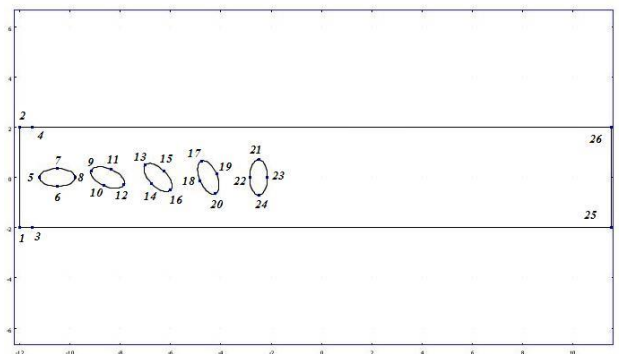


شکل ۱. شماتیکی از یک کانال افقی به‌همراه سیلندره‌های بیضوی.

هندسه مورد استفاده در این مقاله از ۲۶ خط مرزی تشکیل شده که در شکل ۲ الف نشان داده شده است. این خطوط مرزی در واقع قسمتی از بدنه کانال یا منحنی اطراف سیلندره‌های بیضوی هستند. همانطور که در شکل مشاهده می‌شود، دهنه ورودی کانال با خط شماره ۱ و خروجی با خط شماره ۶ مشخص شده است. همچنین هر استوانه بیضوی نیز از ۴ منحنی شماره‌دار تشکیل شده است. هر نقطه نیز دارای شماره‌ای منحصر به خود می‌باشد و همینطور سیلندره‌های بیضوی با چهار نقطه مشخص می‌شود. کانال نیز با نقاط ۱ و ۲ در قسمت ورودی و نقاط ۷ و ۸ در خروجی کانال مشخص می‌گردند. نقاط مرزی مسئله نیز در شکل ۲ ب نشان داده شده است.



الف) خطوط مرزی



ب) نقاط مرزی

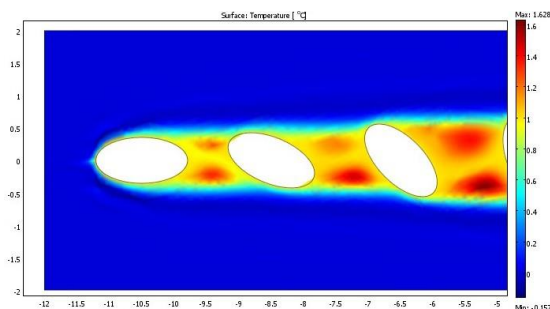
شکل ۲. نمایی از خطوط و نقاط مرزی سیلندره‌های بیضوی.

جدول ۲. فیزیک های منابع و خواص سیال در زیر فضای مازول سیالاتی.

ردیف	عنوان	مقدار	واحد	علائم
۱	چگالی	1.2	Kg / m^3	ρ
۲	لزجت دینامیکی	1.5×10^{-3}	Pa.s	μ
۳	لزجت انبساط	0	Pa.s	K_{dv}
۴	نیروی حجمی در جهت X	0	N / m^3	F_x
۵	نیروی حجمی در جهت Y	0	N / m^3	F_y

۴- اعتبار سنجی

برای اطمینان از صحت حل عددی نیاز به مقایسه نتایج حاصله از نرم افزار کامسول با سایر مطالعات تجربی و عددی است. از آنجائیکه مطالعات درباره جریان حول سیلندر بیضوی کم است، مطابق روش عملکرد مطالعه علوی و همکاران [۳۰]، نتایج بدست آمده با نتایج حاصل از جریان حول سیلندر مورد مقایسه قرار گرفته است. این مقایسه در هر دو حالت جریان آرام و جریان آشفته انجام شده است. در این قسمت نتایج بدست آمده از حل عددی از مقاله حاضر برای یک کانال با سیلندرهایی بیضوی شکل با نتایج بدست آمده از مقاله پایه [۳۰] مورد مقایسه قرار می گیرد. برای مقایسه کار حاضر از کانتور توزیع دما در جریان عبوری از روی سیلندرهایی بیضوی در طول کانال استفاده شده است. شکل ۳ مقایسه ای از کانتور توزیع دما در جریان عبوری از دسته سیلندرهایی بیضوی در کانال افقی ارائه شده توسط علوی و همکاران [۳۰] با مطالعه حاضر را نشان می دهد. لازم به ذکر است که برای جریان آرام داخل کانال، عدد رینولدز مطابق با مطالعه علوی و همکاران [۳۰] برابر با ۵۰۰ در نظر گرفته شده است.



ب) مطالعه حاضر

که در معادله بالا، a اندازه طول محور بزرگ سیلندر بیضوی و b اندازه طول محور کوچک سیلندر بیضوی می باشد. با استفاده از این تعریف، پارامترهایی مانند عدد رینولدز، ضریب نیروی پسا و برآ به شکل زیر تعریف می شوند. در معادلات زیر، FD نیروی درگ، CD ضریب نیروی پسا و CL ضریب نیروی برآ می باشد [۲۹].

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} = \frac{2ua}{v} \quad (5)$$

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho u^2 a} \quad (6)$$

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho u^2 a} \quad (7)$$

برای تکمیل معادلات ناویر استوکس که در بالا به آن اشار شد نیاز به ارائه کمیت ها و بیان یک سری اطلاعات دیگر می باشد. این کمیت ها شامل سه مجموعه؛ خواص سیال زیرفضا، تثبیت معادلات زیرفضا و اندازه مقادیر اولیه می باشد. خواص سیال زیرفضا به وسیله چگالی، لزجت دینامیکی، لزجت انبساط، نیروی حجمی در جهت x، نیروی حجمی در جهت y بیان می شود. مقادیر این ضرایب در جدول ۲ آورده شده است. معادلات مربوط به سیستم زیرفضای حرارتی و سیالاتی که شامل کلیه معادلات برای کلیه زیرفضاهای حرارتی و سیالاتی می باشد در زیر ارائه شده است [۲۸]:

$$\nabla \cdot \Gamma = F \quad (8)$$

$$c = -\frac{\partial \Gamma}{\partial \nabla u} \quad (9)$$

$$a = -\frac{\partial F}{\partial u} \quad (10)$$

$$\gamma = \Gamma \quad (11)$$

$$\beta = -\frac{\partial F}{\partial \nabla u} \quad (12)$$

$$\alpha = -\frac{\partial \Gamma}{\partial u} \quad (13)$$

$$f = F \quad (14)$$

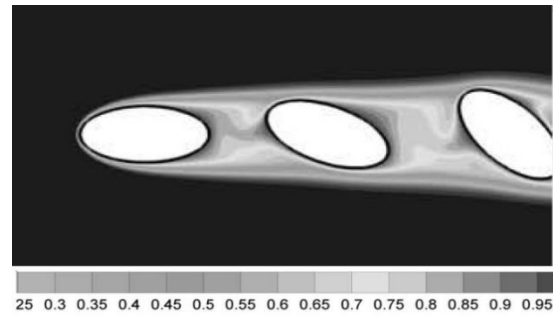
که در معادلات بالا، c ضریب پخش، a ضریب جذب، f ترم منبع، α ضریب جایجایی شار نگهدارنده، β ضریب جایجایی و Γ سیرکولیشن است.

جدول ۳. عدد رینولدز متوسط به دست آمده در از کار حاضر در جریان مغشوش در مقایسه با نتایج سایر محققین.

	Correlation	Re=10000
Present study(Num.)	-	64.42
Fand(1965)	$Nu = (0.35 + 0.34Re^{0.5} + 0.15Re^{0.58})Pr^{0.3}$	59.31
Virk(1970)	$Nu = 0.5Pe^{0.5}$	59.58
Dogals & Churchill(1956)	$Nu = 0.46Re^{0.5} + 0.00128Re$	59.80
Churchill & Brenstein(1977)	$Nu = 0.3 + \frac{0.62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{1/4}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{1/2} \right]$	53.63
Zhukauskas&Ziugzda (۱۹۸۵)	$Nu = 0.23Re^{0.60}$	57.77
McAdams(1954)	$Nu = 0.24Re^{0.60}$	60.29
Reither(1925)	$Nu = 0.35Re^{0.56}$	60.82
Hilpert(1933)	$Nu = 0.609Re^{0.466}, Re < 4000$ $Nu = 0.172Re^{0.618}, Re > 4000$	51.05

۵- استقلال از شبکه

در بررسی استقلال از شبکه برای چیدمان سیلندرهای بیضوی در این مقاله، از پنج نوع شبکه با تفکیک پذیری مختلف شامل شبکه‌های بسیار درشت، درشت، معمولی، ریز و بسیار ریز استفاده شده است. هر شبکه‌بندی تحت شرایط مرزی و پارامترهای جریان یکسان قرار گرفته است تا اطمینان حاصل شود که تفاوت‌های مشاهده شده در زمینه توزیع دمایی تنها به تغییرات در اندازه شبکه نسبت داده می‌شود. هدف از این بررسی، اطمینان از دقت و پایایی نتایج شبیه‌سازی‌ها می‌باشد. شکل ۴ نمایی از شبکه‌بندی در حالت‌های مختلف را نشان می‌دهد. در این مقاله، برای بررسی استقلال از شبکه از کانتور دما و نمودار توزیع دما در فاصله ۱۰ سانتی‌متری از دهانه ورودی کانال برای هر سه شبکه استفاده و محاسبه شده است. شکل ۵ و شکل ۶ کانتور توزیع دما و نمودار تغییرات دما در فاصله ۱۰ سانتی‌متر از دهانه ورودی کانال را نشان می‌دهد. همانطور که در شکل ۵ مشاهده می‌شود، کانتور توزیع دما برای شبکه‌بندی ریز به خوبی انتقال حرارت حول سیلندرهای بیضوی را نشان می‌دهد و در مقایسه با نتایج شبکه‌های بسیار ریز و ریزتر، دقت قابل قبولی را نشان می‌دهد. شبکه‌های معمولی و درشت انحرافات گرایان دمایی بالایی از حالت بسیار ریز دارند که بیانگر دقت پایین محاسبات آن‌ها می‌باشد. همینطور، برای این شبکه‌ها، توزیع دما در بین سیلندرها نیز قابل مشاهده نیست. این امر توسط نمودارهای توزیع دما نیز قابل مشاهده است. طبق شکل ۶، الگوی تغییرات دما در



الف) مطالعه علوی و همکاران [۳۰]

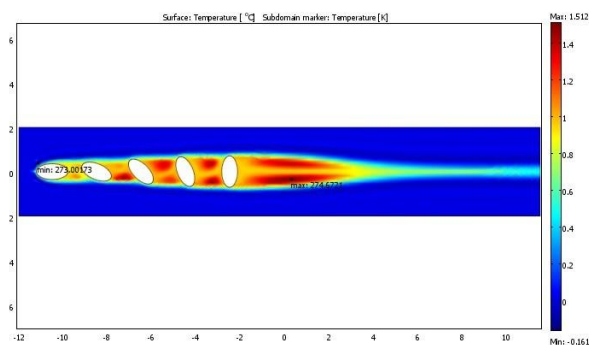
شکل ۳. مقایسه کانتور توزیع دما کار حاضر با مطالعه علوی و همکاران [۳۰].

همانطور که مشاهده می‌شود، جریان سیال با عبور از سیلندرها داغ شروع به گرم شدن می‌کند و با عبور جریان سیال در طول کانال انتقال حرارت افزایش می‌یابد. این توزیع انتقال حرارت در بین سیلندرها در مطالعه حاضر در مقایسه با مطالعه علوی و همکاران [۳۰] به خوبی نشان داده شده است. تأثیر این دریافت حرارت در پخش دما در اطراف سیلندرها به صورت عبور جریان سیال داغ در اطراف سیلندرهای بیضوی نمود پیدا می‌کند. همانطور که مشاهده می‌شود، توافق خوبی بین خطوط جریان بدست آمده در کار حاضر با خطوط جریان مقاله پایه وجود دارد.

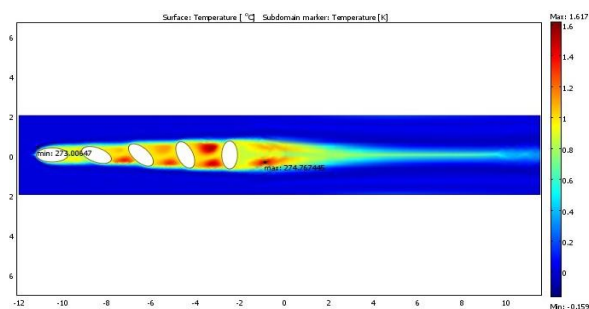
همین‌طور، در این مطالعه، اعتبارسنجی جریان آشفته نیز مورد بررسی قرار گرفته است. در این حالت هندسه مورد مطالعه همان هندسه ذکر شده در بخش جریان آرام می‌باشد با این تفاوت که سرعت جریان ورودی به کانال به صورتی در نظر گرفته شده است که جریان داخل کانال آشفته باشد. در این بخش عدد رینولدز برحسب قطر سیلندر ۱۰۰۰۰ در نظر گرفته شده است.

در جدول ۳، به صورت مشابه، عدد رینولدز متوسط بدست آمده در تحقیق جاری با نتایج سایر محققان مورد مقایسه قرار گرفته است. همانطور که مشاهده می‌گردد با وجود اینکه مساله دوبعدی در نظر گرفته شده و در نتیجه از اثرات سه بعدی و نوسانات خارج از صفحه جریان بر اثر توربولانس صرف نظر شده است، نتایج بدست آمده توافق خوبی با نتایج تجربی دارد. نتایج عددی اعتبارسنجی برای عدد ناسلت در مطالعه حاضر تنها در یک مورد حداکثر ۲۰ درصد انحراف با مطالعه هیلبرت و همکاران دارد و حداقل ۵ درصد انحراف با مطالعه ریدر و همکاران دارد. در مقایسه با مابقی مطالعات، مطالعه حاضر میانگین ۷ درصد خطا داشته است که نتایج قابل قبولی را ارائه کرده است.

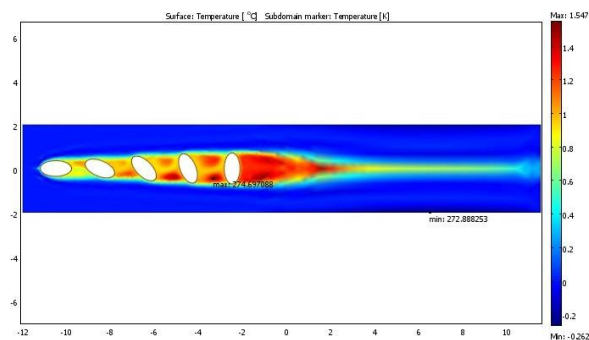
سیلندره‌های بیضوی برای شبکه‌های بسیار ریز، ریزتر و ریز مشابه هستند، اما برای شبکه‌های درشت و معمولی، نمودار توزیع دما نمی‌تواند به طور دقیق روند تغییرات دما را نشان دهد. همینطور، شکل ۶ خطوط توزیع دما را نشان می‌دهد که انرژی حرارتی در اطراف سیلندره‌های بیضوی متمرکز شده است، و مناطق مشخصی از دماهای افزایش یافته و کاهش یافته به دلیل تأثیر هندسه بر الگوهای جریان می‌باشند. این نمایش دقیق‌تر به تصویری دقیق‌تر از تعامل بین جریان آشفته و تبادل حرارت سطحی اجازه می‌دهد، و نشان می‌دهد که چگونه جدا شدن جریان و نقاط اتصال مجدد بر توزیع دما در سراسر کانال تأثیر می‌گذارد. لذا، طبق کانتورها و نمودار توزیع دما، به دلیل زمان محاسباتی بسیار کمتر برای شبکه‌بندی ریز و دقت محاسباتی مناسب آن، شبکه‌بندی ریز به عنوان شبکه‌بندی مرجع برای ادامه شبیه‌سازی مورد استفاده قرار گرفته است.



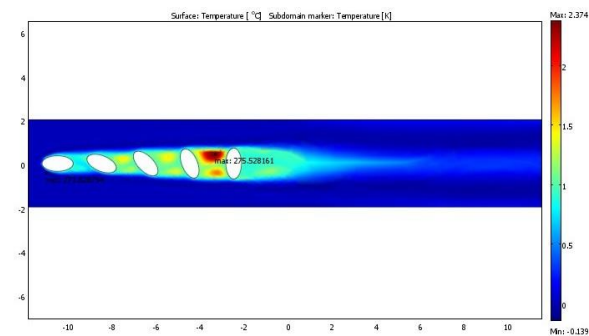
الف) شبکه بسیار ریز



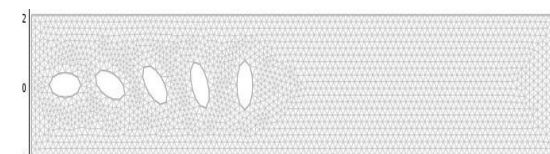
ب) شبکه ریزتر



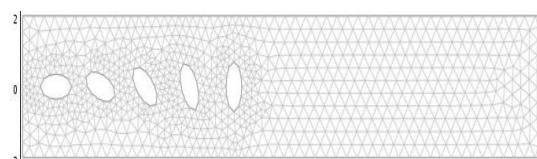
ج) شبکه ریز



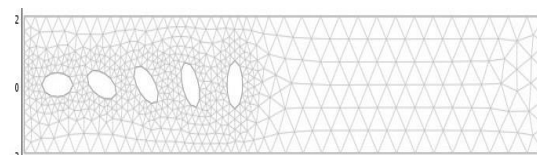
ه) شبکه معمولی



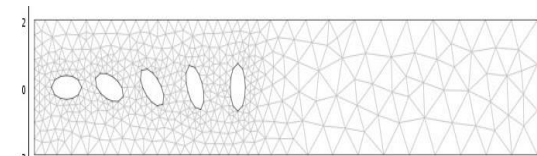
الف) شبکه بسیار ریز



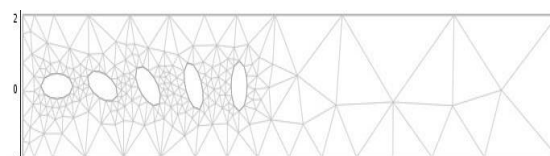
ب) شبکه ریزتر



ج) شبکه ریز



ه) شبکه معمولی



د) شبکه درشت

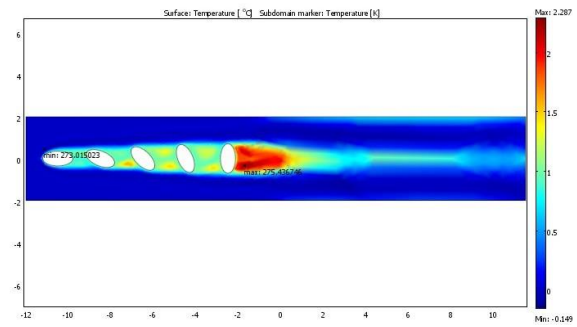
شکل ۱. نمایشی از شبکه بندی در حالت های مختلف.

معیار انتخاب زمان‌ها براساس فواصل زمانی یکنواخت و پیوسته از $t=0$ تا $t=1$ ثانیه بوده است. این فواصل به گونه‌ای انتخاب شده‌اند که بتوانند به خوبی تغییرات دینامیکی دما و تأثیرات چیدمان سیلندر بیضوی بر جریان آشفته و انتقال حرارت در داخل کانال را نشان دهند. در ادامه، به تحلیل نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی‌های عددی انجام شده بر روی جریان عبوری از دسته سیلندرها بیضوی در کانال افقی در رژیم جریان آشفته در ضریب منظر ۰.۵ و ۰.۴۵ پرداخته می‌شود. نتایج این مطالعه نشان داد که آرایش سیلندرها بیضوی به طور قابل توجهی بر ویژگی‌های جریان آشفته و راندمان انتقال حرارت در کانال‌های افقی تأثیر می‌گذارد. شبیه‌سازی‌های دینامیک سیالات محاسباتی نشان داد که پیکربندی‌های خاص سیلندرها منجر به افزایش شدت آشفتگی و تغییر الگوهای جداسازی جریان می‌شود که به نوبه خود نرخ انتقال حرارت همرفتی را بهبود می‌بخشد. نکته قابل توجه، آرایش هم‌تراز سیلندرها به دلیل افزایش فعل و انفعالات و اختلاط بی‌سیم، بالاترین ضریب انتقال حرارت را نشان می‌دهد، در حالی که آرایش‌های مبهم عملکرد حرارتی کمتری را نشان می‌دهند.

۶-۱- جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۵

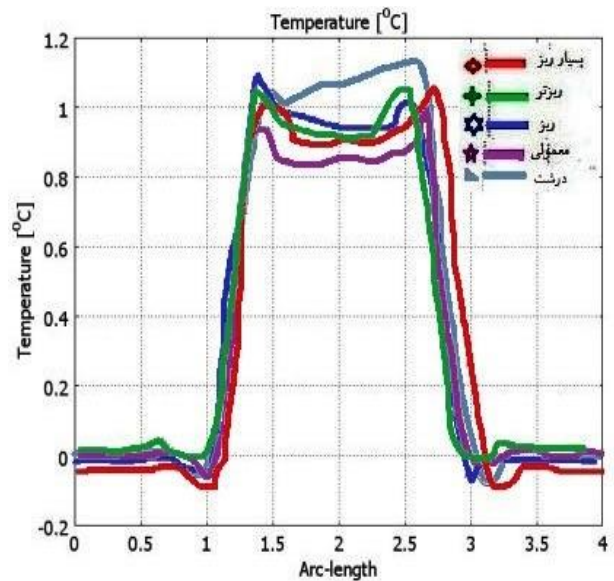
در این قسمت، نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی برای حالت جریان مغشوش داخل کانال همراه با سیلندرها بیضوی با ضریب منظر ۰.۵ بررسی می‌شود. در این حالت، عدد رینولدز جریان برابر با ۵۰۰۰ در نظر گرفته شده است که در این مقدار جریان کاملاً مغشوش است. همچنین، تأثیر چیدمان سیلندرها بیضوی در طول کانال بر تشکیل گردابه، ضریب نیروی برآ، عدد ناسلت محلی و متوسط، توزیع دما و سرعت بر حسب زمان مورد بررسی قرار می‌گیرد. شکل ۷ تغییرات کانتور سرعت بی‌بعد با توجه به زمان بی‌بعد در جریان مغشوش داخل کانال نشان داده شده است.

در این حالت، اثر نیروی اینرسی به نیروی لزجی غلبه کرده در نتیجه جریان حول سیلندرها متقارن نبوده و پدیده جدایش جریان رخ می‌دهد. همانطور که از کانتورهای زیر مشاهده می‌شود، توزیع سرعت بی‌بعد در کانال در قسمت زیر سیلندر پنجم بیشترین بوده و گردابه‌های بیشتری در این قسمت تولید شده‌اند که دلیل آن افزایش سرعت سیال و کم شدن اثر نیروی لزجی و به دنبال آن جدایش جریان می‌باشد. این در حالی است که توزیع سرعت در پشت سیلندرها بسیار کم بوده که دلیل آن حضور دسته سیلندرها است که منجر به کاهش فشار و نیروی درگ در پشت سیلندرها است.



ه) شبکه درشت

شکل ۵. کانتور توزیع دما برای شبکه بندی بسیار ریز، ریز و معمولی.



شکل ۶. نمودار توزیع دما در فاصله ۱۰ سانتی متر از دهانه ورودی در شبکه بندی های مختلف.

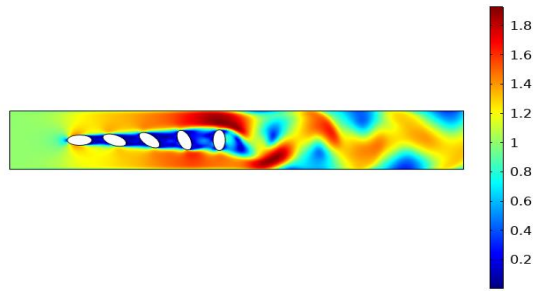
۶- نتایج و بحث‌ها

در این قسمت، به بررسی نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی پرداخته شده است. لازم به ذکر است که در این مقاله برای انجام شبیه‌سازی از زمان بی‌بعد استفاده شده است. استفاده از زمان بی‌بعد در این مقاله به منظور استانداردسازی نتایج و فراهم کردن امکان مقایسه مستقیم بین شرایط مختلف، انجام شده است. با بی‌بعد کردن زمان، تأثیرات واحدهای اندازه‌گیری زمان و سرعت خنثی شده و نتایج شبیه‌سازی قابل مقایسه خواهند بود. در واقع، زمان به عنوان متغیری بی‌بعد با استفاده از معادله زیر تعریف شده است.

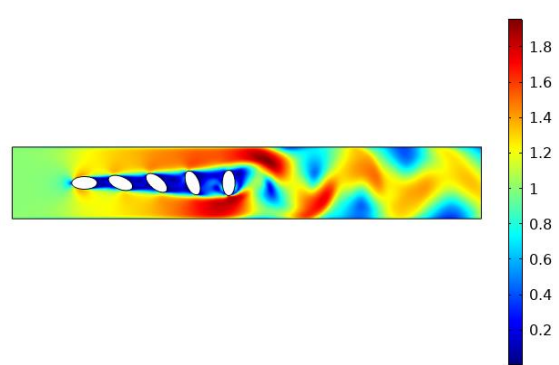
$$T = \frac{t * U_{\infty}}{L} \quad (15)$$

که در معادله بالا، t زمان واقعی بر حسب ثانیه، سرعت جریان آزاد (جریان ورودی) بر حسب m/s و L طول کانال بر حسب متر می‌باشد.

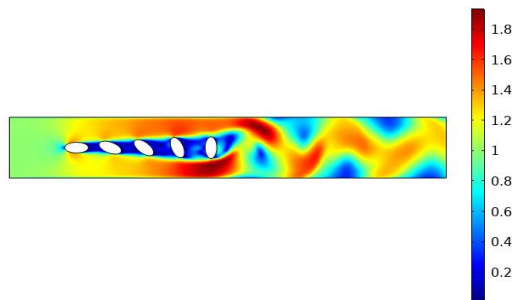
Re(1)=5000 Time=1 s Surface: spf2.U/U_mean (1)



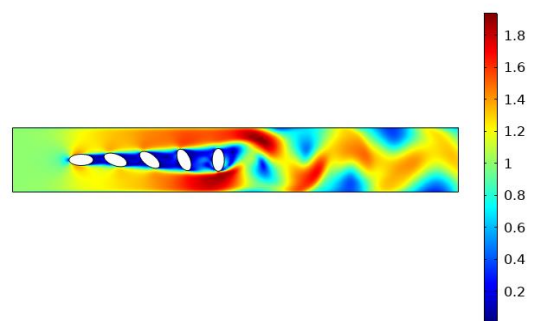
Re(1)=5000 Time=0.5 s Surface: spf2.U/U_mean (1)



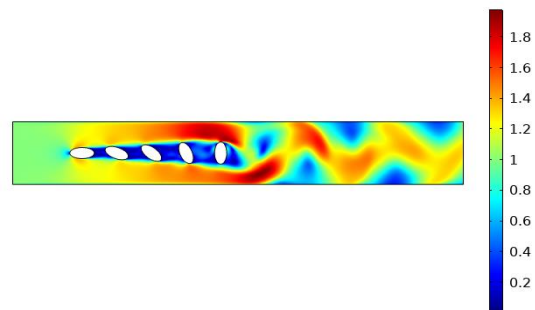
Re(1)=5000 Time=0.9 s Surface: spf2.U/U_mean (1)



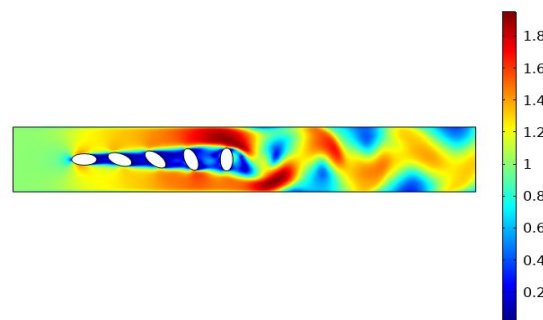
Re(1)=5000 Time=0.7 s Surface: spf2.U/U_mean (1)



Re(1)=5000 Time=0.6 s Surface: spf2.U/U_mean (1)



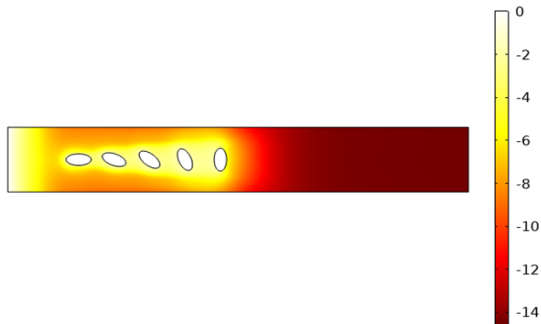
Re(1)=5000 Time=0.8 s Surface: spf2.U/U_mean (1)



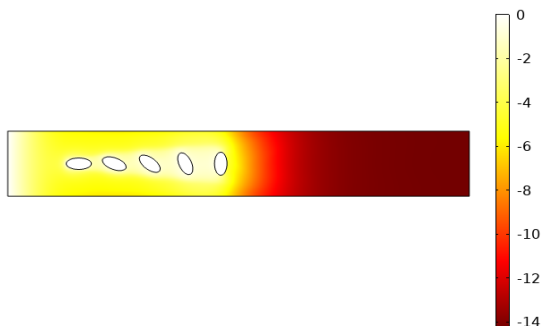
شکل ۷. کانتور سرعت بی بعد با تغییرات زمان بی بعد در عدد رینولدز ۵۰۰۰.

همانطور که در بالا اشاره شد، با افزایش عدد رینولدز، جریان از حالت آرام و تقریباً متقارن در پشت سیلندرها به حالت غیر متقارن و نوسانی تغییر رفتار می دهد. در اعداد رینولدزهای پایین، در پشت سیلندرها دو عدد گردابه متقارن به وجود می آید. هرچه عدد رینولدز زیاد شود گردابه ها از حالت متقارن خارج شده و نامتعادل می شوند. همینطور، در جریان مغشوش گردابه های تشکیل شده تقریباً حالت مغشوش دارند. در اعداد رینولدز بالاتر جریان پشت سیلندرها کاملاً مغشوش می باشد. همینطور، با توجه به چرخش سیلندرها در طول کانال و بیشتر شدن فضای بین سیلندرها، سرعت جریان در این نواحی (مخصوصاً بین سیلندر چهارم و پنجم) کمتر شده و در نتیجه اندازه گردابه ها به مقدار کمی کاهش می یابد. در مقایسه با جریان آرام، تغییر چندانی در اندازه گردابه های تشکیل شده در این نواحی دیده نشده و لذا می توان نتیجه گرفت که عدد رینولدز در این ناحیه تأثیر چندانی بر گردابه های تشکیل شده ندارد. این کاهش سرعت در اثر چرخش سیلندرها بر روی میزان انتقال حرارت تأثیر بسزایی ندارد چرا که میزان این کاهش سرعت قابل توجه نمی باشد. شکل ۸ کانتور توزیع دمای بی بعد در جریان آشفته در داخل کانال را نشان می دهد. از آنجایی که افزایش سرعت جریان خود باعث افزایش نرخ انتقال حرارت شده،

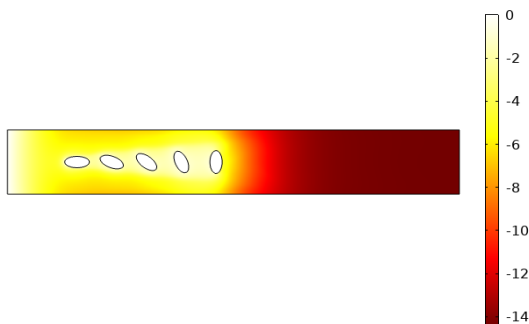
Re(1)=5000 Time=0.7 s Surface: (1)



Re(1)=5000 Time=1 s Surface: (1)

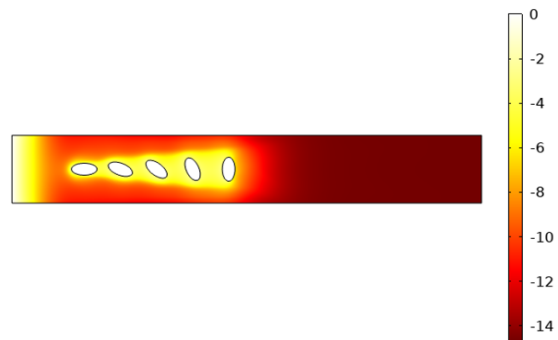


Re(1)=5000 Time=0.9 s Surface: (1)

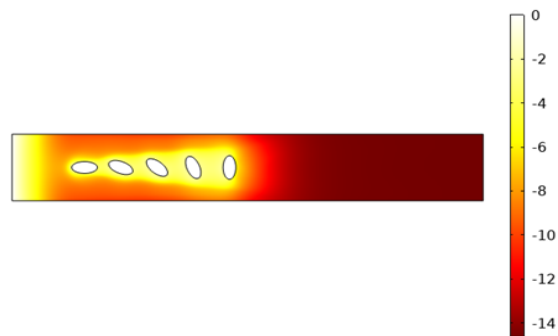


چرخش سیلندرها در جهت جریان در جریان آشفته الگوی جریان متفاوت با جریان آرام است که منجر به تغییر دمای بی بعد می‌گردد. طبق نتایج به دست آمده از کانتور دما، ایجاد موانع بیضوی در مسیر جریان باعث اغتشاش جریان و افزایش نرخ انتقال حرارت شده است.

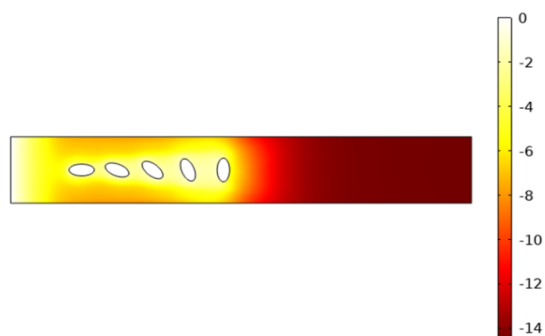
Re(1)=5000 Time=0.5 s Surface: (1)



Re(1)=5000 Time=0.6 s Surface: (1)



Re(1)=5000 Time=0.8 s Surface: (1)



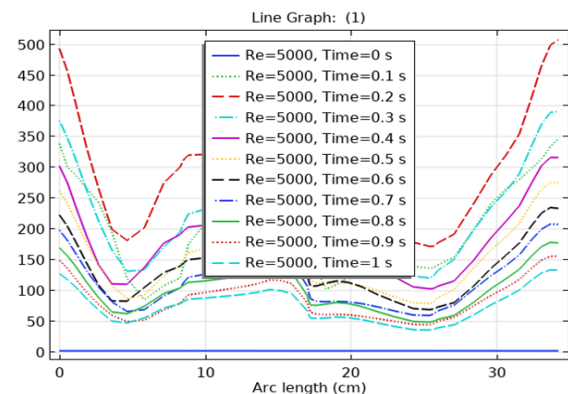
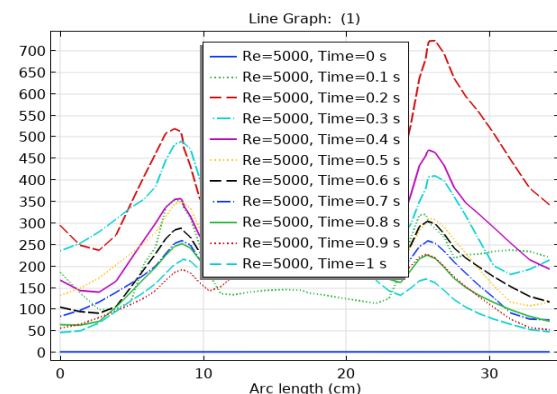
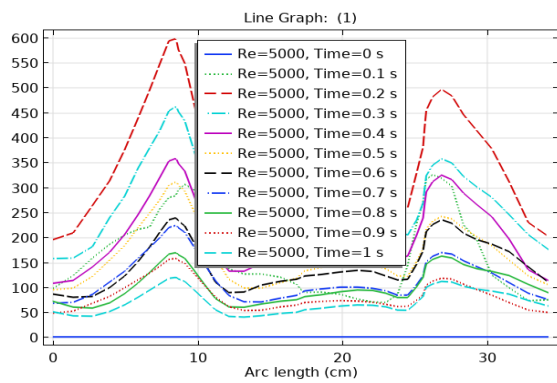
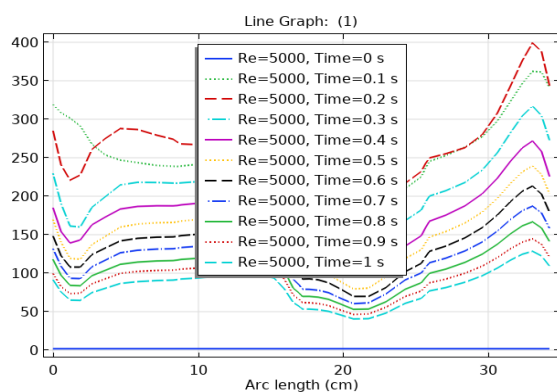
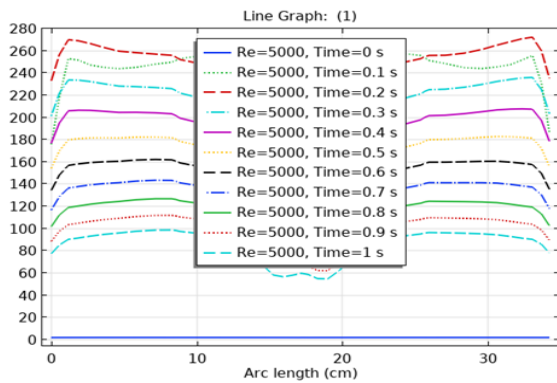
شکل ۸. کانتور توزیع دمای بی بعد با تغییرات زمان بی بعد در عدد رینولدز ۵۰۰۰.

همچنین، مشاهده می‌گردد که برخلاف جریان آرام در جریان آشفته تأثیر گردابه‌ها بر تغییرات دمای پائین دست کمتر مشهود است که می‌توان آنرا به اثر نوسانات ایجاد شده توسط توربولانس بر اختلاط جریان توجیه نمود. شکل ۹ تغییرات عدد ناسلت محلی بر روی هر یک از سیلندره‌های ۱ تا ۵ را در برابر زمان و در عدد رینولدز ۵۰۰۰ نشان می‌دهد. در جریان مغشوش، تغییرات عدد ناسلت محلی بسیار دینامیک و وابسته به موقعیت مکانی سیلندرها می‌باشد. در سیلندر شماره ۱، توزیع عدد ناسلت به طور کلی متقارن است، اما با پیشرفت جریان و رسیدن به سیلندره‌های بعدی، توزیع عدد ناسلت به دلیل

چرخش سیلندرها و تغییرات ناشی از جدایش جریان، نامتقارن می‌شود. این نامتقارنی به دلیل تفاوت در جدایش و انتقال حرارت در دو سمت سیلندرها است که به وسیله تلاطم و گردابه‌های ایجاد شده در جریان آشفته تشدید می‌شود.

به طور خاص، در سیلندر پنجم که در انتهای مسیر جریان قرار دارد، فاصله بین سیلندرها افزایش یافته و منجر به کاهش سرعت جریان می‌شود. این کاهش سرعت به کاهش نرخ انتقال حرارت منجر می‌شود که در نمودار عدد ناسلت محلی به وضوح مشاهده می‌شود. اثر شکل هندسی بیضوی سیلندرها بر روی عدد ناسلت محلی نیز قابل توجه است؛ زیرا بیضوی بودن سیلندرها منجر به تشکیل گردابه‌های بزرگتر و افزایش تلاطم در جریان می‌شود که این خود موجب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌گردد. بنابراین، انتخاب شکل هندسی و ضریب منظر مناسب برای سیلندرها می‌تواند بهینه‌سازی انتقال حرارت را در کانال‌های افقی به همراه داشته باشد.

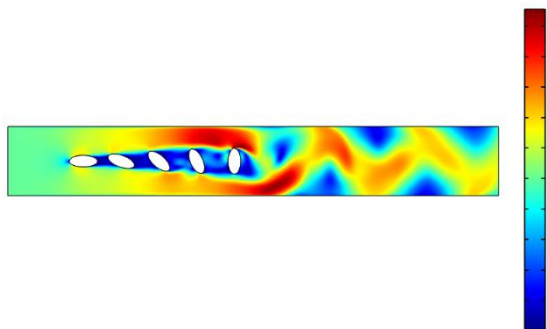
شکل ۱۰ تغییرات عدد ناسلت متوسط بر روی هر یک از سیلندرها با توجه به تغییرات زمان بی‌بعد از $t=0$ تا $t=1$ را نشان می‌دهد. تغییرات عدد ناسلت محلی به صورت خطی بوده و در زمان بی‌بعد ۰.۲ به حداکثر مقدار خود می‌رسد. این الگو نشان‌دهنده آن است که در ابتدا، نرخ انتقال حرارت به سرعت افزایش می‌یابد و سپس به مرور زمان کاهش پیدا می‌کند. این رفتار به دلیل تلاطم و اختلاط بیشتر جریان در حوالی سیلندرها در مراحل اولیه جریان مغشوش است که موجب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود. در جریان مغشوش داخل کانال، سیلندر پنجم دارای بیشترین مقدار عدد ناسلت متوسط است، در حالی که کمترین مقدار آن مربوط به سیلندر شماره ۱ است. این تفاوت در توزیع عدد ناسلت می‌تواند به دلیل اثرات چرخش سیلندرها و افزایش فاصله بین آن‌ها باشد که موجب کاهش سرعت جریان و در نتیجه کاهش نرخ انتقال حرارت در سیلندرهایی جلوتر می‌شود.



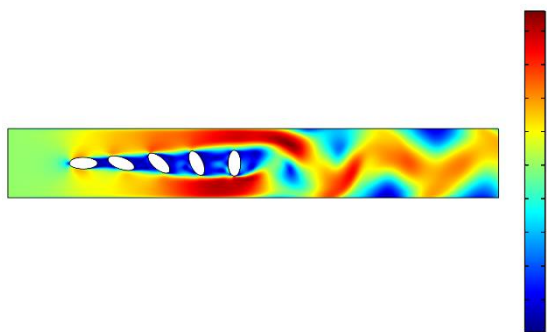
شکل ۹. کانتور عدد ناسلت محلی بر روی هر یک از سیلندرهایی ۱ تا ۵ در زمان‌های مختلف در عدد رینولدز ۵۰۰۰.

ناسلت کاهش می‌یابد چرا که جریان در پشت این سیلندرها به دلیل چرخش سیلندرها، جریان پشت سیلندرها بعدی را تحت تأثیر قرار می‌دهند.

Re(1)=5000 Time=4.9 s Surface: spf2.U/U_mean (1)



Re(1)=5000 Time=5 s Surface: spf2.U/U_mean (1)

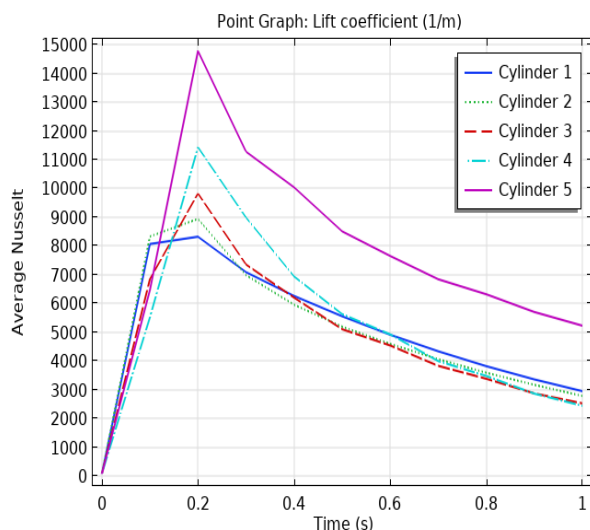


شکل ۱۱. کانتور توزیع سرعت سیال در جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵

شکل ۱۱ کانتور توزیع سرعت سیال در جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵ را نشان می‌دهد. در جریان مغشوش، افزایش سرعت منجر به جدایش جریان از روی دسته سیلندرها و تشکیل گردابه‌های بزرگتر می‌شود. در این شرایط، گردابه‌ها و نواحی جدایش جریان به دلیل تلاطم بالا و تبادل مومنتوم، موجب افزایش انتقال حرارت می‌شوند. با چرخش سیلندرها در مسیر جریان و افزایش فاصله بین سیلندرها، سرعت سیال در این نواحی کاهش می‌یابد. این کاهش سرعت منجر به کوچک‌تر شدن گردابه‌ها و کاهش تلاطم می‌شود. در نتیجه، انتقال حرارت نیز به دلیل کاهش نرخ تبادل مومنتوم بین لایه‌های سیال کاهش می‌یابد. ضریب منظر ۰.۴۵، به عنوان یک پارامتر هندسی، بر الگوی جریان و تشکیل گردابه‌ها تأثیر می‌گذارد.

شکل ۱۲ کانتور توزیع دما در جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵ را نشان می‌دهد. در جریان مغشوش، به دلیل وجود ترم

شکل هندسی بیضوی سیلندرها نیز تأثیر مستقیمی بر الگوی جریان و جدایش گردابه‌ها داشته که این خود باعث افزایش نرخ انتقال حرارت در سیلندرها می‌گردد. به عنوان مقایسه‌ای از جریان آرام و مغشوش در داخل کانال حول سیلندرها، نتایج نشان می‌دهند که در جریان مغشوش کانتورهای دما یکنواخت‌تر هستند، که این امر می‌تواند به دلیل اختلاط بهتر جریان و ارتعاشات عرضی جریان مغشوش باشد. در جریان آرام، دامنه نوسانات عدد ناسلت بیشتر بوده و مقدار عددی آن در حدود یک مرتبه بزرگی کوچکتر است. این پدیده نشان‌دهنده افزایش کارایی انتقال حرارت در جریان مغشوش نسبت به جریان آرام است، که می‌توان آن را به تغییرات الگوی جریان و بهبود اختلاط حرارتی نسبت داد.

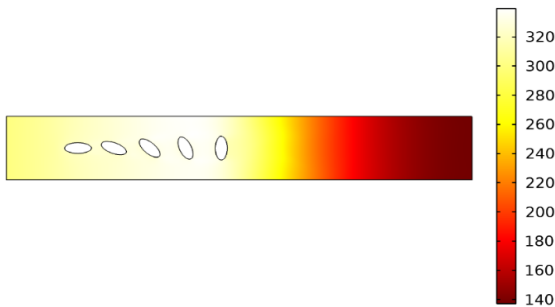


شکل ۱۰. تغییرات عدد ناسلت متوسط بر روی هریک از سیلندرها ۱ تا ۵ در زمان‌های مختلف.

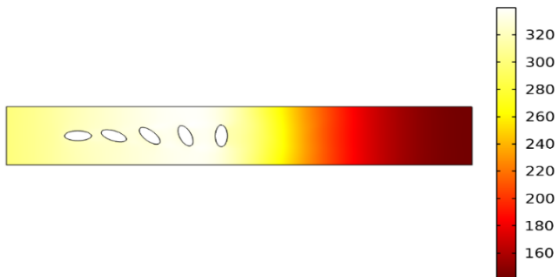
۶-۲- جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵

در این قسمت به دنبال بررسی اثر جریان مغشوش بر پارامترهای انتقال حرارت مانند توزیع دما، عدد ناسلت محلی و متوسط و همچنین توزیع سرعت سیال بر روی دسته سیلندرها بیضوی با ضریب منظر ۰.۴۵ هستیم. همانطور که در بالا اشاره شد، رینولدز جریان در این بررسی برابر با ۵۰۰۰ در نظر گرفته شده است. هدف از این قسمت، بررسی اثر ضریب منظر در جریان مغشوش داخل کانال می‌باشد. لازم به ذکر است که افزایش عدد رینولدز و سرعت جریان مقداری از اثرات ضریب منظر را کاهش می‌دهد اما در مقایسه با نتایج به دست آمده از جریان مغشوش با ضریب منظر ۰.۵، پارامترهای توزیع سرعت، توزیع دما، عدد

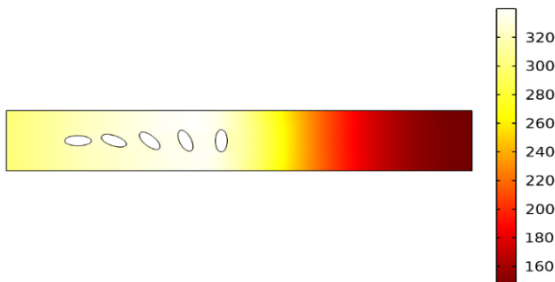
Re(1)=5000 Time=4.6 s Surface: Temperature (K)



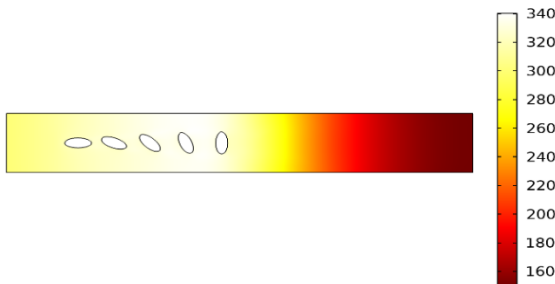
Re(1)=5000 Time=4.7 s Surface: Temperature (K)



Re(1)=5000 Time=4.8 s Surface: Temperature (K)



Re(1)=5000 Time=4.9 s Surface: Temperature (K)



اغشتاش، نرخ انتقال حرارت بیشتر از حالت جریان آرام است. اما در مقایسه با نرخ انتقال حرارت در جریان مغشوش با ضریب منظر ۰.۵، توزیع دما کاهش یافته است چرا که جریان پشت سیلندرها تحت تأثیر کاهش ضریب منظر قرار گرفته است. طبق نتایج به دست آمده گزارش شده است که تغییر ضریب منظر تأثیر زیادی بر شکل میدان جریان و حرارت داشته و آن‌ها را تحت تأثیر قرار می‌دهد. طبق کانتور زیر، توزیع دما در ضریب منظر ۰.۵ نسبت به ضریب منظر ۰.۴۵ در جریان مغشوش بیشتر و یکنواخت‌تر است، به طوری که توزیع دما در سرتاسر مسیر چیدمان سیلندر اتفاق افتاده است. اما حداکثر نرخ انتقال حرارت و توزیع دما در بین سیلندر چهارم و پنجم اتفاق افتاده است. نکته قابل تامل این است که کاهش ضریب منظر معمولاً به معنای افزایش نسبت طول به عرض سیلندرها است که می‌تواند موجب تغییر در الگوی جریان و ابعاد گردابه‌های تشکیل شده شود.

این تغییرات می‌توانند به طور مستقیم بر انتقال حرارت تأثیر گذاشته و بهینه‌سازی طراحی کانال‌های خنک‌کننده و سیستم‌های مبدل حرارتی را تسهیل کنند. همانطور که در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، تغییرات در ضریب منظر و چیدمان سیلندرها بر الگوی جریان و تلاطم تأثیر گذاشته و در نتیجه بر نرخ انتقال حرارت نیز مؤثر هستند.

در ارتباط با عدد ناسلت، لازم به ذکر است که کاهش ضریب منظر موجب کاهش عدد ناسلت می‌شود چرا که جریان پایین دست تحت تأثیر این چرخش سیلندرها قرار دارد. شکل ۱۳ تغییرات عدد ناسلت متوسط در جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵ را در گذر زمان نشان می‌دهد. این تغییرات نشان‌دهنده‌ی رفتار پیچیده و دینامیک حرارتی سیستم با توجه به تأثیر شکل هندسی سیلندرها بر جریان و انتقال حرارت است. در این حالت، بالاترین نرخ عدد ناسلت مربوط به سیلندر پنجم می‌باشد که در ابتدا به صورت آبی افزایش پیدا کرده و بعد شروع به کاهش می‌کند. در واقع، اثر شکل هندسی سیلندرها بر روی عدد ناسلت نشان می‌دهد که چیدمان و شکل سیلندرها می‌تواند به شدت بر میزان انتقال حرارت مؤثر باشد. شکل‌های هندسی مختلف می‌توانند الگوهای جریان متفاوتی ایجاد کنند که به تبع آن تلاطم و تشکیل گردابه‌های مختلفی بوجود می‌آید.

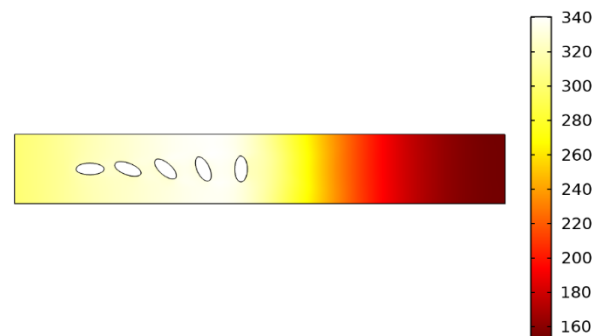
تلاطم بیشتر و افزایش تبادل حرارتی، نرخ عدد ناسلت بالاتری را به نمایش می‌گذارند.

در مجموع، بررسی تغییرات عدد ناسلت متوسط در جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵ نشان می‌دهد که هندسه سیلندرها نقش حیاتی در بهینه‌سازی انتقال حرارت دارد و تنظیم مناسب ضریب منظر می‌تواند بهبود قابل‌توجهی در عملکرد حرارتی سیستم‌های مهندسی فراهم آورد. در نتیجه انتظار می‌رود که با افزایش ضریب منظر عدد ناسلت متوسط افزایش یابد.

۷- نتیجه‌گیری

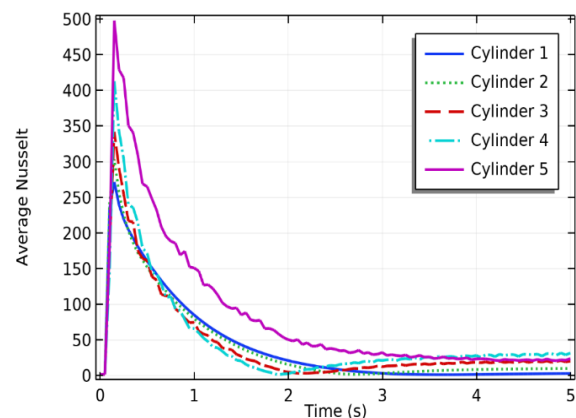
این مطالعه تجزیه و تحلیل جامعی از رفتار جریان آشفته در یک کانال حاوی سیلندرهایی بیضوی با ضریب منظر ۰.۵ و عدد رینولدز ۵۰۰۰ ارائه می‌کند. در این مقاله، جریان سیال در داخل یک کانال افقی به همراه سیلندرهایی بیضوی با ضریب منظر ۰.۴۵ و ۰.۵ در رژیم جریان مغشوش مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین، در بررسی جریان بر روی سیلندرهایی بیضوی با ضریب منظرهای مختلف، تأثیر پارامترهایی مانند میزان انتقال حرارت، عدد ناسلت، توزیع دما و توزیع سرعت مورد بررسی قرار گرفته است. برای حل جریان سیال بر روی دسته سیلندرها از کوپل معادله حرارت و سیالات به روش اجزا محدود استفاده شده است. یافته‌های این مطالعه نشان می‌دهد که حضور سیلندرها با افزایش قابل توجهی در گردهای زیر سیلندر پنجم و انتقال از الگوهای جریان متقارن به نامتقارن با افزایش عدد رینولدز به طور قابل توجهی دینامیک جریان را تغییر می‌دهد. علاوه بر این، آنالیزها نشان می‌دهد در حالی که جریان در اعداد رینولدز بالاتر به طور فزاینده‌ای آشفته می‌شود، تأثیر مکانیک چرخشی سیلندرها به مشخصات توزیع دما و سرعت متفاوت کمک می‌کند. طبق نتایج به‌دست آمده، در بررسی جریان حول سیلندرهایی بیضوی در کانال افقی، امکان رخداد نقطه ماکزیمم دمایی متفاوت بوده و دمای ماکزیمم حالت خاص ثابت که بین سیلندر سوم و چهارم رخ می‌دهد، از دمای ماکزیمم حالت خاص متغیر که در پشت سیلندر پنجم رخ می‌دهد، کمتر می‌باشد. همچنین، نتیجه شده است که سرعت سیال تأثیر بسیار زیادی بر میزان انتقال حرارت در مقایسه با تأثیر سطح تبادل حرارتی دارد. نتایج به‌دست آمده از بررسی ضریب منظر در جریان مغشوش حاکی از آن است که با کاهش ضریب منظر، میزان انتقال حرارت در کانال در جریان مغشوش کاهش می‌یابد. همچنین، نتیجه شده است که در جریان مغشوش، کانتورهای دما یکنواخت‌تر است که به علت اختلاط جریان و ارتعاشات عرضی جریان مغشوش می‌باشد.

Re(1)=5000 Time=5 s Surface: Temperature (K)



شکل ۱۲. کانتور توزیع دما سیال در جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵.

Point Graph: Lift coefficient (1/m)



شکل ۱۳. تغییرات عدد ناسلت متوسط برای جریان مغشوش داخل کانال با ضریب منظر ۰.۴۵.

این پدیده‌ها مستقیماً بر نرخ انتقال حرارت از سیلندرها تأثیر می‌گذارند. به‌طور کلی، رفتار عدد ناسلت برای تمامی سیلندرها به یک شکل بوده و تمامی آن‌ها در ابتدا افزایش پیدا کرده و سپس کاهش می‌یابند که دلیل این امر پدیده اختلاط جریان در حالت مغشوش می‌باشد که نرخ انتقال حرارت متوسط افزایش یافته و فرکانس نوسانات کاهش می‌یابد. همچنین، در مقایسه با ضریب منظر ۰.۵، عدد ناسلت متوسط جریان مغشوش کاهش پیدا کرده است که نشان از تأثیر ضریب منظر بر میزان انتقال حرارت دارد. ضریب منظر ۰.۴۵، به عنوان یک پارامتر هندسی، بر نحوه تشکیل و گسترش گردابه‌ها و همچنین الگوی جریان تأثیرگذار است.

با کاهش ضریب منظر، نسبت طول به عرض سیلندر افزایش یافته و این امر می‌تواند منجر به تغییر در الگوی جریان و بهبود انتقال حرارت شود. به همین دلیل، سیلندرها با ضریب منظر ۰.۴۵، با ایجاد

۸-مراجع

- [7] Juncu, G., Unsteady heat transfer from an elliptic cylinder. *International journal of heat and mass transfer*, 2008. 51(3-4): p. 920-928.
- [8] Paul, I., K. Arul Prakash, and S. Vengadesan, Numerical analysis of laminar fluid flow characteristics past an elliptic cylinder: A parametric study. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2014. 24(7): p. 1570-1594.
- [9] Li, Y., et al., Thermal fluid dynamics interaction between dual cylinders: Numerical analysis of groove effects and rotational speed. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2024. 109: p. 109525.
- [10] Ozalp, C., et al., An experimental investigation of the flow characteristics and heat transfer properties of a heated and an unheated vertically positioned circular cylinder at different Reynolds numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023. 201: p. 123637.
- [11] Nag, P., M.M. Molla, and M.A. Hossain. Non-Newtonian shear thinning effect on natural convection flow over an isothermal elliptical cylinder. in *AIP Conference Proceedings*. 2019. AIP Publishing LLC.
- [12] Seo, Y.M., M.Y. Ha, and Y.G. Park, A numerical study on the three-dimensional natural convection with a cylinder in a long rectangular enclosure. Part I: Size effect of a circular cylinder or an elliptical cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019. 134: p. 420-436.
- [13] Vijay, K., et al., Flow-induced transverse vibration of an elliptical cylinder with different aspect ratios. *Ocean Engineering*, 2020. 214: p. 107831.
- [14] Ong, M.C., et al., Numerical simulation of flow around a smooth circular cylinder at very high Reynolds numbers. *Marine Structures*, 2009. 22(2): p. 142-153.
- [1] Yadegari, M. and A. Bak Khoshnevis, Numerical and experimental study of characteristics of the wake produced behind an elliptic cylinder with trip wires. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, 2021. 45: p. 265-285.
- [2] Yadegari, M., A. Bak Khoshnevis, and M. Boloki, An experimental investigation of the effects of helical strakes on the characteristics of the wake around the circular cylinder. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, 2023. 47(1): p. 67-80.
- [3] Sadeghi, M., M. Yadegari, and A.B. Khoshnevis, Numerical investigation of the flow characteristics around two sequential cylinders with circular and square cross-sections. *Journal of Marine Science and Technology*, 2024: p. 1-18.
- [4] Puliyeri, V., S. Vengadesan, and K. Arul Prakash, Effect of cylinder arrangement on fluid flow and heat transfer characteristics past four elliptic cylinders. *Heat Transfer Engineering*, 2021. 42(21): p. 1789-1810.
- [5] Mansouri, Z., M. Yadegari, and A. Bak Khoshnevis, Numerical investigation of the effects of installing four trip wires with different diameters on the mean and fluctuation velocities and characteristics of the wake around the circular cylinder. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2023. 45(9): p. 459.
- [6] Bak Khoshnevis, A., M. Boloki, and M. Yadegari, The investigation of the effect of the helical strakes' height on the cylindrical wake. *Journal of Solid and Fluid Mechanics*, 2020. 10(1): p. 223-236.

- [23] Behara, S. and S. Mittal, Wake transition in flow past a circular cylinder. *Physics of Fluids*, 2010. 22(11): p. 114104.
- [24] Salimipour, E. and S. Yazdani, Study on the fluid flow and heat transfer characteristics of a horizontal elliptical cylinder under thermal buoyancy effect. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022. 192: p. 122948.
- [25] Teixeira, F., et al., Geometric Evaluation of Bluff Bodies Arrangement under Turbulent Flows with Mixed Convection Heat Transfer. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2023. 32(2): p. 279-311.
- [26] Ali, S.A., Influence of Changing Location of the Equilateral Triangle Cylinder on Characteristics of Fluid Flow and Forced Convection Heat Transfer: A Numerical Study. *Al-Iraqia Journal for Scientific Engineering Research*, 2024. 3(3): p. 135-147.
- [27] Goharkhah, M., Electrohydrodynamic (EHD) effects on condensation heat transfer of R-11 on circular and elliptical cylinders: An experimental study. *International Journal of Thermal Sciences*, 2023. 185: p. 108100.
- [28] Deb, P., G. Biswas, and N. Mitra, Heat transfer and flow structure in laminar and turbulent flows in a rectangular channel with longitudinal vortices. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1995. 38(13): p. 2427-2444.
- [29] Naik, H. and S. Tiwari, Effect of aspect ratio and arrangement of surface-mounted circular cylinders on heat transfer characteristics. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2018. 25(-). (۵)
- [30] Mahmoodaboulhasan, A., Analysis of fluid flow and heat transfer on a bundle of pipes by finite element method., in PhD Thesis, Faculty of Mechanical and Aerospace Engineering., 2015, Islamic Azad University, Science and Research Unit [In Persian]
- [15] Kravchenko, A.G. and P. Moin, Numerical studies of flow over a circular cylinder at $Re D=3900$. *Physics of fluids*, 2000. 12(2): p. 403-417.
- [16] Park, N., et al., A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model with a global model coefficient. *Physics of Fluids*, 2006. 18(12): p. 125109.
- [17] Parnaudeau, P., et al., Experimental and numerical studies of the flow over a circular cylinder at Reynolds number 3900. *Physics of Fluids*, 2008. 20(8): p. 085101.
- [18] Rajani, B., A. Kandasamy, and S. Majumdar, On the reliability of eddy viscosity based turbulence models in predicting turbulent flow past a circular cylinder using URANS approach. 2012.
- [19] Aslan, E., et al., Numerical and experimental investigation of tube bundle heat exchanger arrangement effect on heat transfer performance in turbulent flows. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 2023. 43(2): p. 175-190.
- [20] Brodnianská, Z. and S. Kotšmíd, Heat transfer enhancement in the novel wavy shaped heat exchanger channel with cylindrical vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 2023. 220: p. 119720.
- [21] Konijeti, R., et al., CFD analysis of heat transfer by free convection over a vertical cylinder with circular fins of triangular cross-section. *Multiscale and Multidisciplinary Modeling, Experiments and Design*, 2024. 7(2): p. 741-753.
- [22] Ali, N., et al., Heat dissipation and fluid flow in micro-channel heat sink equipped with semi-elliptical pin-fin structures: A numerical study. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024. 155: p. 107492.