

## شبیه سازی سه بعدی جریان آرام موازی یک مجموعه لوله نامحدود

**چکیده:** در این مقاله به شبیه سازی عددی سه بعدی جریان آرام دائم سیال نیوتنی موازی یک مجموعه لوله با چیدمان های منظم مثلثی (زاویه ۳۰ درجه)، مربعی (زاویه ۴۵ درجه) و شش وجهی (زاویه ۶۰ درجه) که بصورت نامحدود بوده و دیواره ای پیرامون آن ها وجود ندارد، پرداخته شده است. معادلات جریان سیال با استفاده از روش سیمپل و تقریب بالادست مرتبه دوم، توسط نرم افزار فلونت حل شده اند. روند حل به این صورت است که ابتدا یک توزیع سرعت یکنواخت بر روی مجموعه لوله ها در قسمت ورودی آن ها در نظر گرفته شده و با حرکت سیال در جهت موازی لوله ها، جریان به حالت توسعه یافته می رسد. طول ورودی هیدرودینامیکی، افت فشار، ضریب اصطکاک و توزیع سرعت برحسب نسبت فاصله مراکز لوله ها به قطر لوله ها مورد بررسی قرار گرفتند. نتایج نشان می دهد که طول ورودی هیدرودینامیکی در کلیه چیدمان ها، کمتر از طول ورودی جریان داخل یک لوله دایره ای شکل معمولی با قطر هیدرولیکی معادل می باشد و نسبت این طول به قطر هیدرولیکی معادل، با افزایش فاصله بین لوله ها کاهش می یابد. همچنین با افزایش تراکم لوله ها یا به عبارتی کاهش فاصله لوله ها، افت فشار در چیدمان ۳۰ درجه بیشتر از حالت های ۴۵ و ۶۰ درجه می باشد.

**واژه های راهنما:** جریان موازی، افت فشار، قطر هیدرولیکی، آرایش لوله ها، جریان در حال توسعه

حبیب اله سایهوند\*

دانشیار

محسن خسروی

دانشجوی دکتری،

دانشکده مهندسی مکانیک،

دانشگاه بوعلی سینا، همدان

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۰۹

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۷/۱۵

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۲۹

Habib Ala  
Sayehvand\*  
Associate Professor

Mohsen Khosravi  
PhD Candidate,  
Faculty of Mechanical  
Engineering Bu-Ali  
Sina University,  
Hamedan

## 3D numerical simulation laminar flow parallel an infinite tubes bundle

**Abstract:** in this article, three-dimensional numerical simulation of the steady flow of a Newtonian fluid parallel to a tube assembly with regular triangular arrangements, square and hexagon, which are infinite and there are no walls around them, have been discussed. Fluid flow equations have been solved using SIMPLE method and second-order upwind approximation by Fluent software. The solution process is that first, a uniform velocity distribution is considered on the inlet face around of tubes, and with the movement of the fluid in the parallel direction of the tubes, the flow reaches the developed state. Hydrodynamic inlet length, pressure drop, friction coefficient factor and velocity distribution were investigated according to the ratio of the distance between the centers of the tubes on the diameter. To ensure the accuracy of the simulation performance, the results of the developed part of this research have been compared with the results of valid references. The results show that the length of the hydrodynamic inlet in all arrangements is less than the length of the flow inlet inside a normal circular tube with an equivalent hydraulic diameter and the ratio of this length to the equivalent hydraulic diameter decreases with the increase of the distance between the tubes. Also, by increasing the compactivity of the tubes, or in other words, reducing the distance between the tubes, the pressure drops in the 30-degree arrangement is higher than in the 45 and 60-degree situations.

**Keywords:** Parallel flow, Pressure drop, Hydraulic diameter, Tube arrangement, Compacity of tube.

## ۱- مقدمه

پوسته مبدل یا راکتور و هم تحت تاثیر دیگر لوله‌ها می‌باشند و بقیه لوله‌ها به لوله‌های داخلی<sup>۷</sup> معروف می‌باشند. در کوره‌های صنعتی و یا راکتورهایی با سطح مقطع مستطیلی یا چند ضلعی، علاوه بر منطقه کناری و داخلی، محدوده گوشه<sup>۸</sup> نیز وجود دارد که یک لوله تحت تاثیر دو دیواره مجاور هم می‌باشد. واضح و مشخص است که در تجهیزاتی که تعداد لوله‌های زیادی در آن‌ها وجود داشته باشد، عمده جریان از نواحی داخلی عبور کرده و تاثیر نواحی لبه‌ای و گوشه‌ای بسیار کم می‌باشد که به این حالت، جریان نامحدود<sup>۹</sup> طولی نیز گفته می‌شود [۹]، [۱۰] و بیشتر تحقیقات نظری و تحلیلی در این ناحیه انجام می‌شوند. در این ناحیه با استفاده از تقارن می‌شود هندسه اطراف یک دسته لوله را به جریان عبوری از یک مقطع با زاویه‌های مختلف تبدیل و محدود نمود که در بخش‌های بعدی بیشتر به آن پرداخته خواهد شد.

پس از مشخص شدن هندسه مساله نوبت به نوع روش حل می‌رسد. ساده‌ترین روش حل برای محاسبه افت فشار و انتقال حرارت روش توده‌ای<sup>۱۰</sup> می‌باشد که برای دما و سرعت هیچ توزیعی بر حسب متغیرهای دستگاه مختصات در نظر نمی‌گیرد و بر اساس روش‌های انتگرالی استوار می‌باشد [۱۱].

روش‌های دیگر که دربرگیرنده توزیع مکانی مساله هستند، شامل روش‌های چند بعدی می‌باشند. در روش یک بعدی، جریان طولی اطراف یک دسته لوله با جریان عبوری بین دو استوانه هم مرکز (جریان حلقوی)<sup>۱۱</sup> با سطح مقطع‌های یکسان متناظر فرض شده کلیه کمیت‌ها فقط تابع مختصات شعاع استوانه‌ها می‌شوند. روش دو بعدی هم فقط برای حالت جریان توسعه یافته معتبر بوده و جریان عبوری از سطح یک قطاع با زاویه ۳۰، ۴۵ یا ۶۰ درجه بیانگر جریان طولی از روی یک دسته لوله می‌باشد. روش سه بعدی شبیه همان روش دو بعدی می‌باشد که سطح قطاع در راستای محور لوله‌ها نیز امتداد داده شده و یک کانال ایجاد شده که می‌توان توسط آن جریان در حال توسعه را نیز بررسی و تحلیل نمود. اهمیت این روش بخاطر در نظر گرفتن اثر تغییرات طولی کمیت‌هایی نظیر شار حرارتی تولید شده یا مصرف شده در لوله‌های راکتورهای دما بالا می‌باشد.

از اولین تحقیقاتی که بر روی جریان موازی یک مجموعه از استوانه‌های نامحدود انجام شد می‌توان به کارهای اسپارو و لوبفر

تحلیل جریان سیال در اطراف یک یا چند لوله کاربردهای بسیار فراوانی در انواع فرایندهای صنعتی و حتی در رشته‌های مختلف مهندسی دارد؛ این جریان یا بصورت عمود بر لوله‌ها (جریان عرضی) و یا بصورت موازی لوله‌ها (جریان طولی) می‌باشد. به عنوان مثال برای دست‌یابی به انتقال حرارت بیشتر، در مبدلهای حرارتی لوله-پوسته‌ای (بدون در نظر گرفتن صفحات نگهدارنده لوله‌ها) از یک مجموعه لوله<sup>۱۲</sup> با چیدمان متراکم<sup>۱۳</sup> استفاده می‌شود، که جریان سیال اطراف این لوله‌ها در برخی نقاط بصورت عمود بر مجموعه لوله‌ها و در بیشتر طول مبدل، جریان موازی لوله‌ها می‌باشد [۱] و [۲]. از دیگر کاربردهای جریان اطراف یک مجموعه لوله می‌توان به دستگاه‌های تصفیه کننده، راکتورهای شیمیایی و هسته‌ای، کوره‌های صنعتی، دیگ‌های بخار و چگالنده‌های صنعتی اشاره کرد که این تجهیزات در صنایع مختلف از قبیل پتروشیمی، نیروگاهی، الکترونیکی، نظامی و غذایی کاربرد دارند [۳]، [۴]، [۵]، [۶] و [۷].

معمولاً جریان عمود بر لوله‌ها در تجهیزات صنعتی، می‌تواند باعث بروز مشکلاتی از قبیل ایجاد نقاط خیلی گرم<sup>۱۴</sup> در میله‌های سوخت راکتورهای اتمی و یا لوله‌های فوق داغ کننده<sup>۱۵</sup> دیگهای بخار شود (بدلیل توزیع غیر یکنواخت سرعت و افزایش موضعی آن)، ولی این موارد در جریان موازی لوله‌ها (بخصوص در حالت توسعه یافته) وجود نداشته و توزیع شارش سیال اطراف لوله‌ها در این الگو می‌تواند یکنواخت باشد [۸]؛ که این مهم باعث کاربرد فراوان این جریان در صنایع با حساسیت بالا نظیر راکتورهای اتمی شده است.

با توجه به اینکه حل تحلیلی و یا عددی کل میدان جریان اطراف یک دسته لوله نه امکان‌پذیر بوده و نه نیاز می‌باشد، بنابراین برای حل جریان موازی یک دسته لوله که چیدمان منظمی دارند، ابتدا لازم است که هندسه مساله را به درستی تشخیص داده و آنرا به ساده‌ترین حالت ممکن تبدیل کنیم. معمولاً دسته لوله‌های تجهیزاتی مثل مبدل حرارتی و راکتورهای هسته‌ای شیمیایی داخل یک پوسته استوانه‌ای بزرگتر قرار گرفته‌اند که در این وضعیت، بیرونی‌ترین لوله‌های مبدل به عنوان لوله‌های کناری<sup>۱۶</sup> نامیده می‌شوند که هم تحت تاثیر دیواره

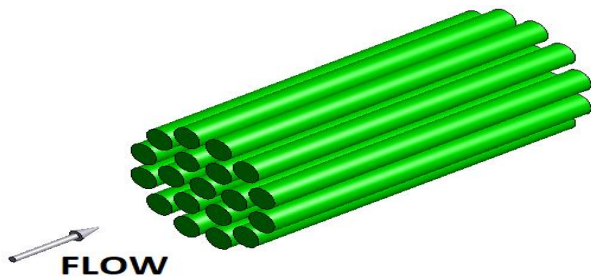
<sup>6</sup> Edge<sup>7</sup> Interior<sup>8</sup> Corner<sup>9</sup> Infinity<sup>1</sup> Lumped Analysis 0<sup>1</sup> Annular or concentric 1<sup>1</sup> Baffle<sup>2</sup> Tube bundle<sup>3</sup> Compact array<sup>4</sup> Hot spot<sup>5</sup> Super heater

محدوده کوچکی، برای هر جز حجم<sup>۳</sup> و هر میزان از تراکم لوله‌ها معتبر می‌باشد. دقت نتایج روش تقریبی-تحلیلی پیشنهادی ایشان با نتایج حل عددی نرم افزار فلونت قابل قبول می‌باشد. با توجه به اینکه تاکنون در زمینه جریان سه بعدی در حال توسعه موازی استوانه‌ها، بررسی چندانی انجام نشده است؛ هدف از این تحقیق شبیه‌سازی عددی میدان جریان سه بعدی در حال توسعه موازی یک مجموعه استوانه در چیدمان‌های مختلف است.

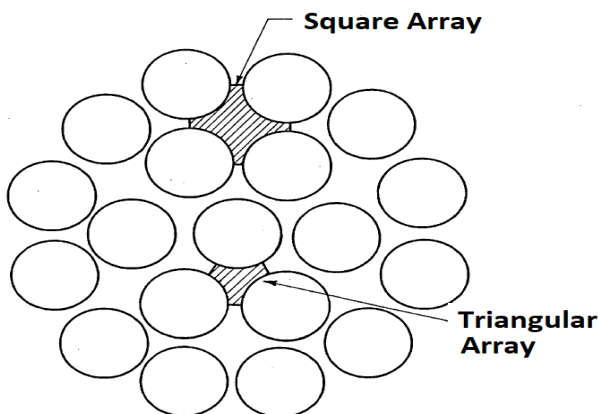
## ۲- مدل‌سازی مساله

اگر چیدمان لوله‌ها مطابق شکل (۱) بصورت منظم باشد می‌توان از تقارن موجود استفاده کرده و بجای تحلیل کل فضای سیال اطراف همه لوله‌ها، به حل جریان داخل یک کانال مطابق شکل (۲) با سطح مقطع شبیه به شکل (۳) برای زاویه‌های مختلف پرداخت.

با توجه به اینکه در تحقیقات تئوری انجام شده، هیچ دیواره-ای اطراف لوله‌ها در نظر گرفته نشده و فرض بر این است که تعداد لوله‌ها نامحدود باشد، در این تحقیق نیز از همین روش استفاده شده و مطابق شکل (۲) و (۳) می‌توان از خاصیت تقارن برای حل مساله استفاده کرد.



شکل ۱ یک دسته لوله نامحدود



شکل ۲ سطح مقطع مربعی و مثلثی عبور سیال از بین لوله‌ها

[۱۲] (۱۹۵۹) اشاره کرد که با استفاده از حل تحلیلی معادلات پواسون و لاپلاس به روش جداسازی متغیرها، میدان جریان دو بعدی توسعه یافته اطراف یک مجموعه لوله با چیدمان مربعی و مثلثی را بررسی کردند. در این تحقیق افت فشار، توزیع سرعت، تنش برشی دیواره و ضریب اصطکاک سطحی برای نسبت فاصله به قطر لوله‌های مختلف (با همان نسبت تراکم لوله‌ها) محاسبه و ترسیم شد. تجزیه و تحلیل آنها نشان داد که برای نسبت فاصله‌های بسیار کم، افت فشار در چیدمان مثلثی بیشتر است و با افزایش فاصله بین لوله‌ها، نوع چیدمان لوله‌ها تاثیری در افت فشار آنها ندارد. آنها در این مقاله اشاره کردند که در این زمینه تا دهه ۶۰ میلادی تحقیقات تئوری و آزمایشگاهی بسیار اندکی انجام شده است.

هاپل [۱۳] (۱۹۵۹) جریان سیال لزج اطراف یک مجموعه لوله را با در نظر گرفتن یک سلول واحد شبیه جریان حلقوی و با فرض صرف نظر کردن از اصطکاک جداره بیرونی بررسی کرد. بانرجی و هادلر [۱۴] (۱۹۷۳) جریان اطراف لوله‌ها با چیدمان مثلثی را به کمک روش حساب تغییرات<sup>۱</sup> بررسی کردند. دراموند و طاهر [۱۵] (۱۹۸۴) به بررسی جریان سیال موازی و عمود بر لوله‌ها با چیدمان مربعی، شش ضلعی، مستطیلی و مثلثی در محدوده عدد رینولدز کمتر از یک پرداختند و روابط تحلیلی برای محاسبه نیروی درگ استوانه‌ها در چیدمان‌های کم تراکم لوله‌ها (نسبت گام به قطر زیاد) ارائه دادند و مشخص شد که چیدمان مثلثی بیشترین تراکم را داشته ولی سرعت متوسط آن نسبت به چیدمان مربعی در یک تراکم یکسان کمتر می‌باشد. وانگ [۱۶] (۱۹۹۹) با استفاده از روش اغتشاشات<sup>۲</sup> به بررسی جریان موازی استوانه‌هایی در چیدمان مثلثی پرداختند و سرعت سیال را به صورت تحلیلی با عبارت‌های از مرتبه سوم محاسبه نمودند. در این تحقیق برای استوانه‌ها سطح مقطع‌های مختلفی نظیر ستاره‌ای شکل و گلبرگی شکل در نظر گرفته شد. کلوژه و همکاران [۱۷] (۲۰۱۵) با استفاده از رابطه توانی برای سیال غیرنیوتنی و روش حل بدون شبکه بندی نتیجه گرفتند که برای تحلیل جریان موازی لوله‌ها می‌توان از روش‌ها و روابط مربوط به محیط متخلخل<sup>۳</sup> نیز استفاده نمود.

صادقی‌فر و همکاران [۱۸] (۲۰۱۶) با استفاده از روش تحلیلی جریان سیال و انتقال حرارت از یک مجموعه لوله با چیدمان مربعی را محاسبه کرد. او در تحقیق خود دمای هر ردیف از لوله‌ها را متفاوت در نظر گرفته و نتایج حاصل شده بجز

<sup>3</sup> Porous media

<sup>4</sup> Volume fraction

<sup>1</sup> Variational calculus

<sup>2</sup> Perturbation

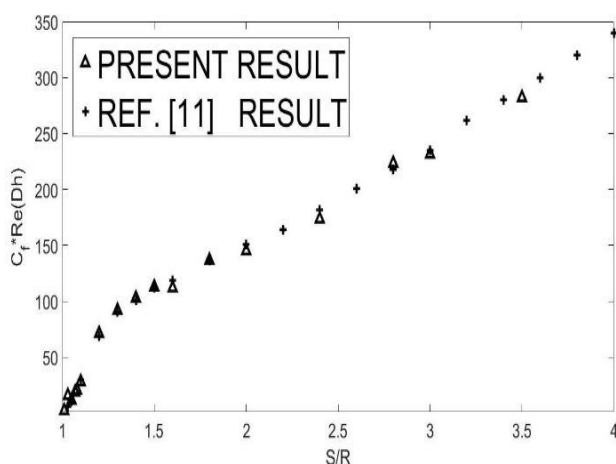
به عنوان نمونه در چیدمان مثلثی ۳۰ درجه لوله‌ها برای نسبت فاصله لوله‌ها به شعاع لوله  $S/R=1/8$  و نسبت طول کانال به شعاع  $L/R=100$  نتایج ضریب اصطکاک برای شبکه با تعداد سلول‌های مختلف بصورت جدول (۱) می‌باشد. با توجه به وجود اختلاف حدود دو درصد در بین دو شبکه ۲۸۸۰۵۸۶ سلولی و شبکه ۱۲۰۰۴۸ سلولی، بنابراین شبکه انتخاب شده برای تحلیل این نسبت تراکم لوله‌ها، شبکه ۱۲۰۰۴۸ سلولی خواهد بود. البته لازم به ذکر است که با افزایش بیشتر تعداد حجم‌های محدود، خطای گرد کردن اعداد نیز افزایش و باعث کاهش دقت نتایج و حتی در برخی موارد واگرایی آن‌ها گردید.

جدول ۱ نتایج ضریب اصطکاک برای تعداد سلول‌های مختلف

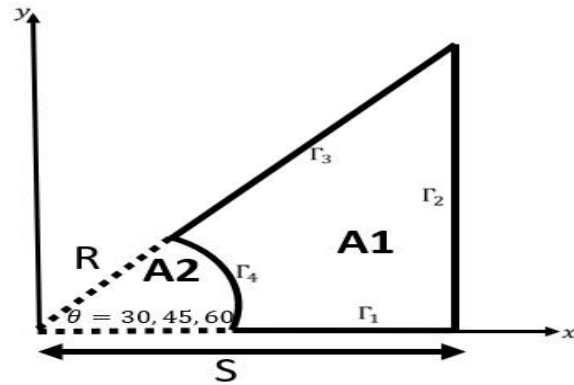
elements	۲۰۵۴۳۶	۶۸۰۳۴۰	۱۲۰۰۴۸۰	۲۸۸۰۵۸۶
$C_f$	۰/۱۰۵۵۴۱	۰/۱۰۵۷۶۵	۰/۱۰۶۰۷۶	۰/۱۰۶۲۹۶

## ۲-۲- اعتبار سنجی و ارزیابی مدل

برای اطمینان از صحت مدل‌سازی انجام شده، ابتدا جریان موازی لوله‌ها با چیدمان ۴۵ درجه و نسبت فاصله  $S/R=1/1$  بصورت سه بعدی و با طول ورودی در حال توسعه حل شده و پس از رسیدن جریان به حالت توسعه یافته، نتایج مربوط به متغیر حاصلضرب ضریب اصطکاک در عدد رینولدز (بر اساس تعریف قطر هیدرولیکی) با نتایج مرجع [۱۱] مطابق شکل (۴) مقایسه گردید. مشاهده شد که خطای بین نتایج از ۴ درصد کمتر می‌باشد. بنابراین در مرحله بعد به استخراج نتایج اصلی و بررسی آن‌ها پرداخته شده‌است.



شکل ۴ مقایسه ضریب اصطکاک دیواره چیدمان ۳۰ درجه با نتایج مرجع [۱۱]



شکل ۳ سطح مقطع عبور سیال از کانال و مشخصات مرزها

به این ترتیب معادلات حاکم بر مساله با فرض دائمی و آرام بودن جریان و سیال نیوتنی غیرقابل تراکم مطابق رابطه (۱) می‌باشد.

$$\begin{aligned} \nabla \cdot V &= 0 \\ \rho V \nabla \cdot V &= -\nabla P + \mu \nabla^2 V \end{aligned} \quad (1)$$

که در آن  $V$  سرعت سیال،  $\rho$  چگالی سیال،  $P$  فشار سیال و  $\mu$  لزجت سیال است.

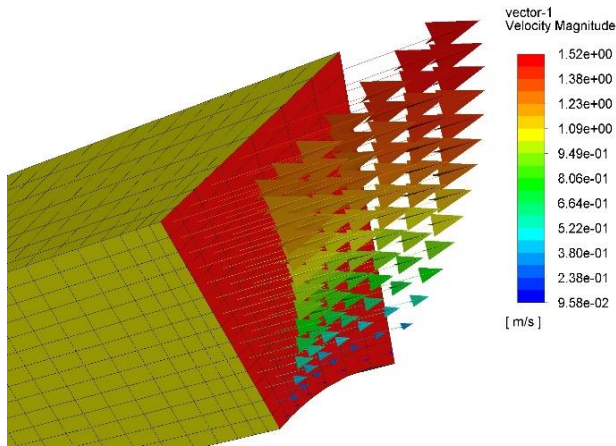
برای شرایط مرزی با توجه به هندسه مساله در شکل (۳) مشخص می‌شود که می‌توان از تقارن بین لوله‌های مجاور استفاده کرد و در مرزهایی که تقارن دارند شرط مرزی تقارن (عدم نفوذ جریان برای میدان سرعت) را بکاربرد. برای روی استوانه هم شرط عدم لغزش (سرعت صفر) را در نظر گرفت. شرط مرزی در ورودی کانال بصورت سرعت میانگین یکسان برای کلیه حالت‌ها، و در خروجی نیز فشار ثابت محیط می‌باشد.

معادله (۱) از روش عددی حجم محدود و روش گسسته سازی بالادست مرتبه دوم<sup>۱</sup> برای ترم‌های جابجایی معادلات ممنتوم و حل معادلات بقا بر اساس الگوریتم SIMPLE با استفاده از نرم افزار فلونت حل شده که در ادامه به آن پرداخته خواهد شد.

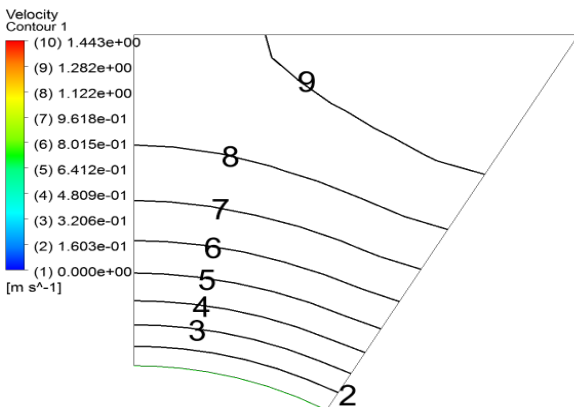
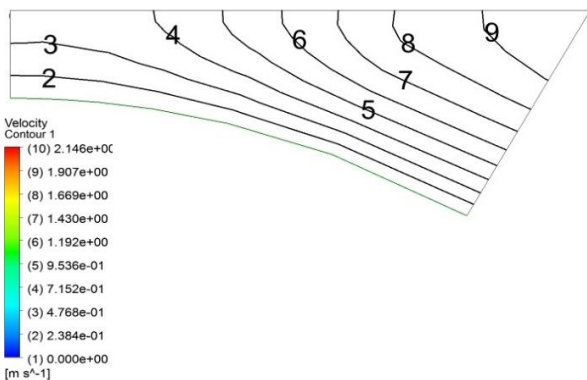
## ۲-۱- استقلال از شبکه

با توجه به اینکه معادلات جریان بصورت سه بعدی بوده و زمان حل آن‌ها زیاد می‌باشد، لزوم دستیابی به شبکه بهینه‌شده که با کمترین سلول محاسباتی نتایج دقیق و قابل قبولی را ارائه کند اهمیت دوچندانی پیدا می‌کند. برای این مهم در ابتدا برای تراکم‌های مختلف لوله‌ها شبکه مورد نظر استخراج و در مراحل بعدی مورد استفاده قرار خواهد گرفت.

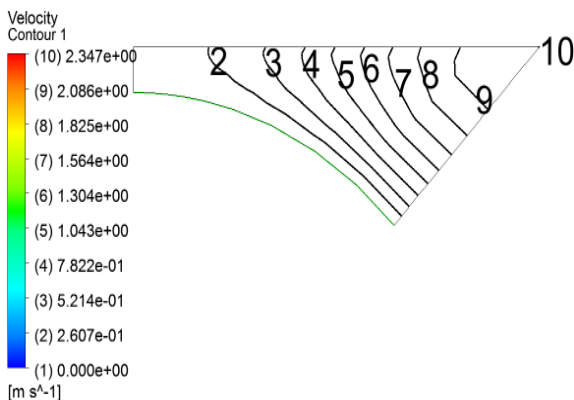
<sup>1</sup> Second order Upwind



شكل ۵ بردار سرعت چيدمان ۴۵ درجه و نسبت فاصله ۱/۶ S/R



شكل ۶ كانتور توزيع سرعت چيدمان ۳۰ درجه لوله‌ها و نسبت فاصله‌هاي ۲، ۱/۱ S/R



از شكل (۴) مشخص است كه مقدار متغير  $Re_{Dh} * C_f$  با افزايش نسبت فاصله لوله‌ها زياد مي‌شود، كه دليل آن افزايش سطح مقطع عبور سيال با افزايش فاصله لوله‌ها مي‌باشد.

### ۳- نتايج و بحث

نتايج اين تحقيق در چهار بخش كانتورهاي ميدان سرعت، توزيع فشار، طول توسعه يافتگي جريان و توزيع تنش برشي و ضرايب اصطكاك مربوطه تهيه و تحليل شده اند.

#### ۳-۱- توزيع سرعت

در شكل‌هاي (۵) تا (۸) كانتور توزيع سرعت براي تراكم‌هاي به ترتيب از زياد تا كم لوله‌ها با فاصله‌هاي ۲، ۱/۱ S/R و چيدمان‌هاي ۳۰، ۴۵ و ۶۰ درجه، براي حالت جريان توسعه يافته نهايي ترسيم شده‌اند.

در راهنماي اين شكل‌ها مقدار عددي سرعت هر يك از شماره خط‌هاي ميدان سرعت نشان داده شده است. نتايج نشان مي‌دهد كه سرعت سيال در محلي كه بيشترين فاصله از ديواره لوله را دارد به مقدار حداكثر خود مي‌رسد؛ همچنين با فرض سرعت ميانگين يكسان، با کاهش تراكم لوله‌ها، سطح عبور سيال افزايش يافته و باعث کاهش افت فشار جريان و در نهايت منجر به افزايش سرعت بي بعد مي‌شود.

براي مشخص كردن نوع آرام يا مغشوش بودن جريان بايد از عدد رينولدز استفاده كرد، اين متغير يا بر اساس قطر لوله [۹] يا بر اساس قطر هيدروليكي كانال سطح مقطع عبور سيال مطابق رابطه (۲) تعريف مي‌شود.

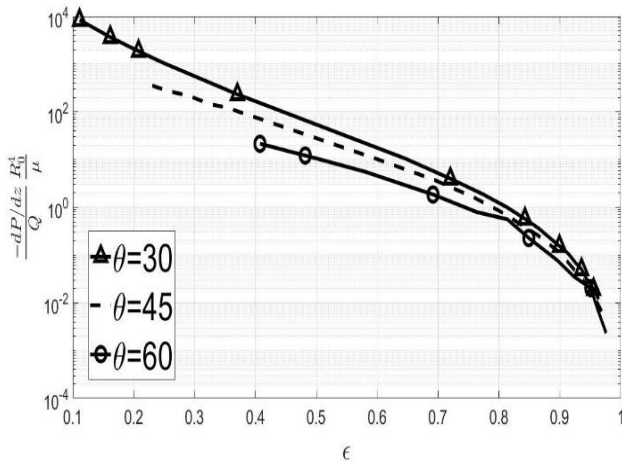
$$Re_R = \frac{\rho 2R\bar{V}}{\mu} \quad \text{or} \quad Re_{D_h} = \frac{\rho D_h \bar{V}}{\mu} \quad (2)$$

كه در اين رابطه R شعاع لوله‌ها،  $D_h$  قطر هيدروليكي كانال بر اساس محيط تر شده،  $\bar{V}$  سرعت ميانگين سيال و  $\mu$  لزجت سيال مي‌باشد. به اين ترتيب عدد رينولدز بر اساس قطر لوله‌ها هميشه مقداري ثابت خواهد داشت (در اين تحقيق براي سيال هوا  $Re_R = 140$  مي‌باشد) و عدد رينولدز بر اساس قطر هيدروليكي تا نسبت فاصله حدود  $S/R = 2$  كمتر از عدد رينولدز بر اساس قطر لوله و براي نسبت فاصله  $S/R = 4$  حدود دو برابر رينولدز بر اساس قطر لوله مي‌باشد كه در هر دو حالت جريان آرام مي‌باشد.

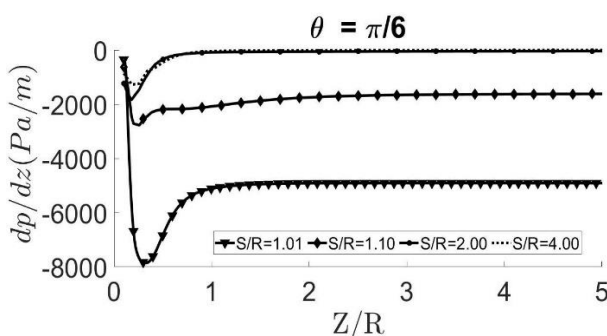
### ۳-۲- توزیع فشار

در شکل (۹) نمودار لگاریتمی متغیر افت فشار بی بعد جریان در حالت توسعه یافته بر حسب ضریب تراکم لوله‌ها  $\epsilon$  که مطابق شکل (۲) بصورت حجم فضای عبور سیال  $A1$  به کل حجم مورد نظر  $A1+A2$  می‌باشد، ارائه شده است. ضریب تراکم بر حسب نوع چیدمان لوله‌ها و نسبت فاصله آن‌ها تغییر می‌کند ولی در یک چیدمان ثابت از لوله‌ها، این ضریب فقط تابع نسبت فاصله  $S/R$  می‌باشد.

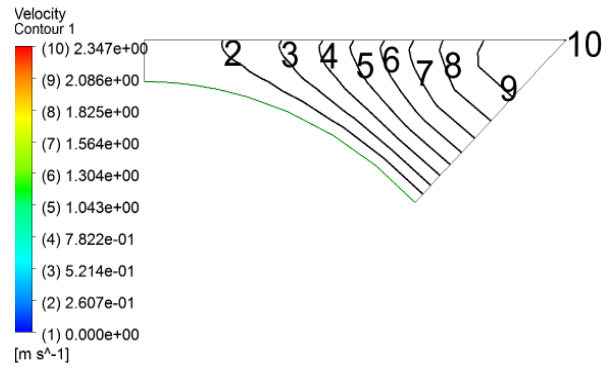
از شکل (۹) مشخص است که بیشترین افت فشار برای چیدمان بسیار متراکم (یعنی  $S/R=1/0.1$ ) مثلاً ۳۰ درجه می‌باشد؛ در این حالت با کاهش سطح مقطع عبور سیال (در یک سرعت میانگین ثابت) افت فشار زیادی ایجاد می‌شود و با افزایش نسبت فاصله لوله‌ها تاثیر دیواره بر روی جریان کم شده بطوریکه برای هر سه چیدمان افت فشار یک مقدار ثابت می‌باشد. همچنین از شکل (۹) مشخص می‌شود که با کاهش نسبت فاصله لوله‌ها تاثیر این متغیر بر روی ضریب تراکم بیشتر می‌شود بطوریکه برای نسبت  $S/R=1/0.1$  ضریب تراکم در چیدمان ۳۰ درجه برابر  $\epsilon=0.11$  و برای چیدمان ۶۰ درجه  $\epsilon=0.4$  می‌باشد.



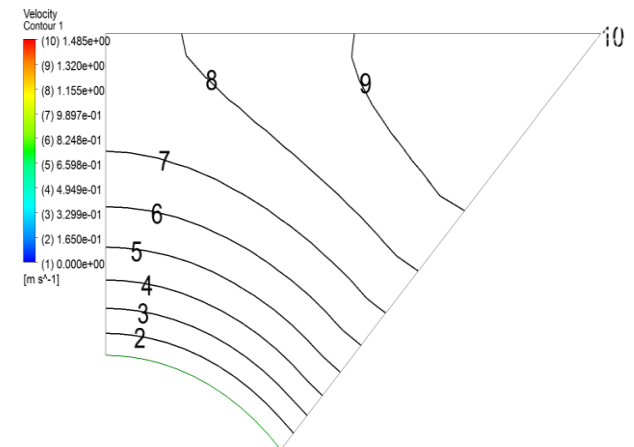
شکل ۹ نمودار افت فشار جریان توسعه یافته بر حسب تراکم لوله‌ها



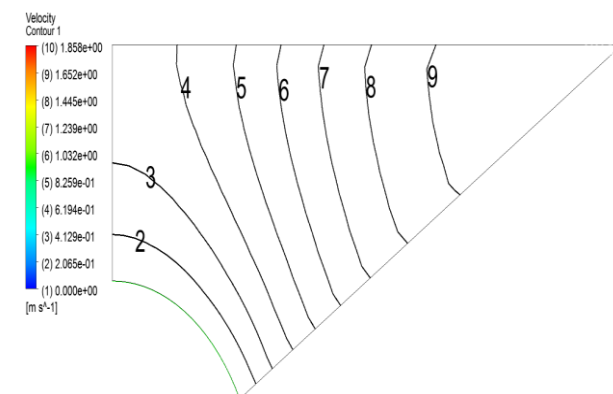
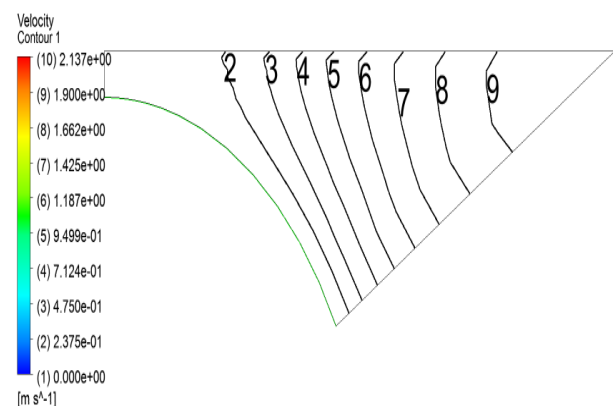
شکل ۱۰ نمودار افت فشار جریان در حال توسعه برای چیدمان ۳۰ درجه در راستای کانال



شکل ۷ کانتور توزیع سرعت چیدمان ۴۵ درجه لوله‌ها و نسبت فاصله‌های ۲، ۱/۱  $S/R=$



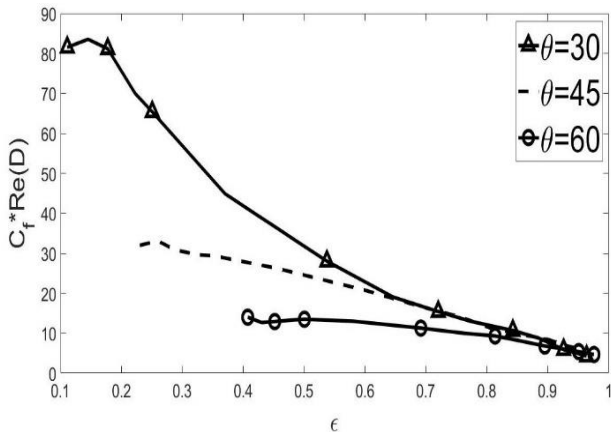
شکل ۸ کانتور توزیع سرعت چیدمان ۶۰ درجه لوله‌ها و نسبت فاصله‌های ۲، ۱/۱  $S/R=$





### ۳-۴- تنش برشی و ضریب اصطکاک

شکل (۱۲) تاثیر تراکم لوله‌ها بر روی متغیر ضریب اصطکاک را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که عدد رینولدز در این رابطه براساس قطر لوله تعریف شده است. تغییرات این ضریب شبیه نمودارهای افت فشار با کاهش تاثیر مرز لوله‌ها مستقل از نوع چیدمان لوله‌ها رفتار می‌کند و بیشترین مقدار آن هم برای چیدمان بسیار متراکم ۳۰ درجه می‌باشد.



شکل ۱۲ نمودار ضریب اصطکاک بر حسب تراکم لوله‌ها

### ۵- نتیجه‌گیری

با مشاهده نتایج تحقیق مشخص شد که متغیرهای هندسی شبیه چیدمان زاویه و فاصله لوله تاثیر فراوانی بر روی افت فشار و ضریب اصطکاک دارند. بطوریکه برای پرتراکم‌ترین حالت لوله‌ها که زاویه ۳۰ درجه و فاصله کم لوله‌ها می‌باشد بیشترین افت فشار و ضریب اصطکاک وجود دارد. نکته دیگر تاثیر شرایط مرزی بر روی طول توسعه یافتگی جریانهای داخلی می‌باشد که در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته شد و مشخص شد با کاهش محدوده مرزهای دیواره‌های ساکن، نسبت طول به قطر هیدرولیکی جریان کاهش می‌یابد و در آخر اینکه افزایش متغیر حاصل ضرب ضریب اصطکاک در عدد رینولدز بر حسب نسبت فاصله لوله‌ها، معرف افزایش تنش برشی روی دیواره نبوده و فقط به دلیل افزایش سطح مقطع عبور سیال که در تعریف قطر هیدرولیکی استفاده می‌شود، می‌باشد.

### ۶- فهرست علائم و اختصارات

#### علائم انگلیسی

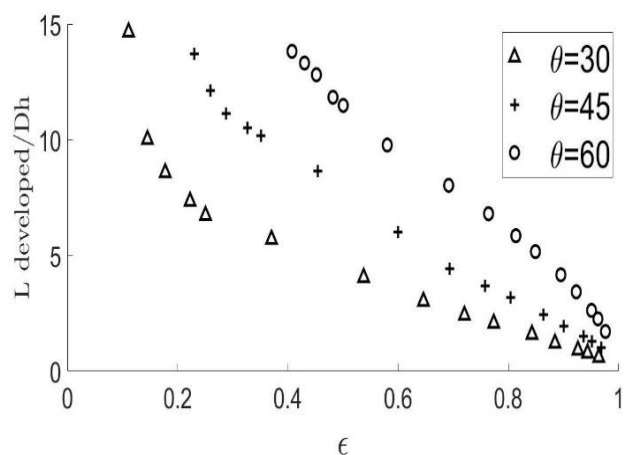
- $A_1$  مساحت برش لوله  $m^2$   
 $A_2$  مساحت عبور جریان  $m^2$

شکل (۱۰) به مقایسه افت فشار داخل کانال با چیدمان ۳۰ درجه و برای نسبت تراکم‌های مختلف پرداخته‌است. در کلیه حالت‌ها در ورودی کانال افت فشار بیشتر بوده و به تدریج با حرکت به سمت جریان توسعه یافته، افت فشار نیز کمتر می‌شود.

### ۳-۳- طول ورودی جریان در حال توسعه

در شکل (۱۱) نمودار طول ورودی جریان توسعه یافته بر حسب قطر هیدرولیکی متناظر با سطح مقطع کانال و محیط ترشده سیال برای سه چیدمان رسم شده است. نتیجه غیر قابل پیش‌بینی تحقیق این بود که جریان سیال داخل کانال در مقایسه با جریان آرام داخل لوله دایره‌ای شکل (که حدود ۱۴۰ برابر قطر لوله می‌باشد)، در نسبت طول به قطر کمتری (حدود ۵۰ برابر قطر هیدرولیکی)، به حالت توسعه یافتگی می‌رسد و این طول با افزایش فاصله لوله‌ها، کاهش می‌یابد. علاوه بر این با افزایش زاویه بین لوله‌ها، نسبت طول ورودی به قطر هیدرولیکی افزایش می‌یابد.

از مهمترین دلایل کاهش طول جریان توسعه یافته می‌توان به تاثیر نوع شرایط مرزی در میدان سرعت اشاره کرد؛ بطوریکه برای جریان داخل استوانه دایره‌ای شکل، تمام محیط اطراف سیال را دیواره بدون لغزش در بر گرفته ولی در مساله مورد نظر این تحقیق، به دلیل وجود تقارن در محیط اطراف کانال، تاثیر دیواره کمتر شده و منجر به توسعه یافتگی سریعتر جریان خواهد شد. بطوریکه با افزایش فاصله لوله‌ها و کم شدن اثرات دیواره استوانه، مثل این است که جریان به سمت جریان یکنواخت ایده آل در دوردست میل می‌کند که در این جریان طول ورودی صفر و غیر قابل کاربرد می‌باشد.



شکل ۱۱ نمودار نسبت طول توسعه یافتگی به قطر هیدرولیکی کانال بر حسب تراکم لوله‌ها

عدد رینولدز بر حسب قطر واقعی استوانه‌ها  $Re$

علائم یونانی

$\varepsilon$  ضریب تراکم لوله‌ها  
 $\mu$  لزجت سیال Pa.s  
 $\Gamma$  مرز سیال  
 $\rho$  چگالی،  $kg/m^3$   
 $\theta$  زاویه چیدمان لوله‌ها

$C_f$  ضریب اصطکاک  
 $D$  قطر لوله  
 $D_h$  قطر هیدرولیکی  
 $L$  طول کانال در راستای محور z  
 $P$  فشار سیال Pa  
 $R$  شعاع لوله m  
 $Q$  دبی حجمی سیال  $M^3/s$   
 $S$  فاصله مراکز لوله‌ها m  
 $V$  سرعت سیال m/s  
 $x, y, z$  مولفه‌های دستگاه مختصات

1-24, 2018, doi: <https://doi.org/10.1007/s40430-018-1273-7>.

## ۷- مراجع

- [9] V. Poplavskii, A. Efanov, A. Zhukov, S. Kalyakin, A. Sorokin, and Y. S. Yuriev, "Thermohydraulic studies of sodium-cooled reactor facilities," *Atomic energy*, vol. 108, pp. 296-302, 2010, doi: <https://doi.org/10.1007/s10512-010-9292-1>.
- [10] E. Erdim, Ö. Akgiray, and İ. Demir, "A revisit of pressure drop-flow rate correlations for packed beds of spheres," *Powder technology*, vol. 283, pp. 488-504, 2015, doi: <https://doi.org/10.1201/9780429157608>.
- [11] N. E. Todreas and M. S. Kazimi, *Nuclear systems volume I: Thermal hydraulic fundamentals*. CRC press, 2021, doi: <https://doi.org/10.1201/9781351030502>.
- [12] E. Sparrow and A. Loeffler Jr, "Longitudinal laminar flow between cylinders arranged in regular array," *AICHE Journal*, vol. 5, no. 3, pp. 325-330, 1959, doi: <https://doi.org/10.1002/aic.690050315>.
- [13] J. Happel, "Viscous flow relative to arrays of cylinders," *AICHE Journal*, vol. 5, no. 2, pp. 174-177, 1959, doi: <https://doi.org/10.1002/aic.690050211>.
- [14] S. Banerjee and G. Hadaller, "Longitudinal laminar flow between cylinders arranged in a triangular array by a variational technique," 1973, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3423150>.
- [15] J. Drummond and M. Tahir, "Laminar viscous flow through regular arrays of parallel solid cylinders," *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 10, no. 5, pp. 515-540, 1984, doi: [https://doi.org/10.1016/0301-9322\(84\)90079-X](https://doi.org/10.1016/0301-9322(84)90079-X).
- [16] C. Wang, "Longitudinal flow past cylinders arranged in a triangular array," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 23, no. 3, pp. 219-230, 1999, doi: [https://doi.org/10.1016/S0898-1221\(99\)00079-1](https://doi.org/10.1016/S0898-1221(99)00079-1).
- [1] M. E. Skuntz, R. Elander, M. Al Azawii, P. Bueno, and R. Anderson, "System efficiency of packed bed TES with radial flow vs. axial flow—Influence of aspect ratio," *Journal of Energy Storage*, vol. 72, p. 108463, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.108463>.
- [2] D. Handly, "Momentum and heat transfer mechanisms in regular shaped packings," *Trans. Inst. Chem. Eng.*, vol. 46, pp. 251-259, 1968, doi: [https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00023-2](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00023-2).
- [3] C. E. Baukal Jr, *Heat transfer in industrial combustion*. CRC press, 2000, doi: [https://doi.org/10.1016/S0278-6125\(99\)90104-8](https://doi.org/10.1016/S0278-6125(99)90104-8).
- [4] G. Beavers, E. M. Sparrow, and D. Rodenz, "Influence of bed size on the flow characteristics and porosity of randomly packed beds of spheres," 1973, doi: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(90\)90177-V](https://doi.org/10.1016/0017-9310(90)90177-V).
- [5] W. M. Kays and A. L. London, "Compact heat exchangers," 1984, doi: [https://doi.org/10.1016/S0278-6125\(99\)90104-8](https://doi.org/10.1016/S0278-6125(99)90104-8).
- [6] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and Y. I. Cho, *Handbook of heat transfer*. Mcgraw-hill New York, 1998, ISBN-13 : 978-0070535558.
- [7] O. Miyatake and H. Iwashita, "Laminar-flow heat transfer to a fluid flowing axially between cylinders with a uniform surface temperature," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 33, no. 3, pp. 417-425, 1990, doi: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(90\)90177-V](https://doi.org/10.1016/0017-9310(90)90177-V).
- [8] M. Asif and A. Dhiman, "Analysis of laminar flow across a triangular periodic array of heated cylinders," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 40, pp. 1-10, 2018, doi: <https://doi.org/10.1007/s40345-018-0388-1>.



1999, doi: [https://doi.org/10.1016/S0307-904X\(98\)10075-6](https://doi.org/10.1016/S0307-904X(98)10075-6).

- [17] J. Kolodziej, M. Mierzwiczak, and M. Ciałkowski, "Power law fluid flow through a bundle of regular fibers," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 39, no. 21, pp. 6425-6437, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2015.01.067>.
- [18] H. Sadeghifar, N. Djilali, and M. Bahrami, "A compact closed-form Nusselt formula for laminar longitudinal flow between rectangular/square arrays of parallel cylinders with unequal row temperatures," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 100, pp. 248-254, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.10.004>.