

بررسی تجربی تاثیر نسبت منظر بر ضریب درگ یک لوله بادامکی

در این مطالعه تاثیر نسبت منظر بر ضریب درگ یک لوله بادامکی در جریان عرضی از هوا به صورت تجربی بررسی شده است. آزمایشات در یک تونل باد مدار باز انجام گردیده است. عدد رینولدز هوا در محدوده $25000 \leq Re_{eq} \leq 55000$ و همچنین زاویه حمله لوله صفر و 180° درجه می باشد. عدد رینولدز بر اساس قطر معادل لوله دایروی تعریف شده است. نسبت منظر لوله $1/35$ تا $3/13$ در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می دهند که با افزایش نسبت منظر، ضریب درگ لوله بادامکی کمتر می شود به طوری که ضریب درگ در زاویه حمله صفر و 180° درجه به ترتیب حدود 54 تا 82 درصد و 42 تا 82 درصد نسبت به لوله دایروی با قطر معادل کاهش یافته است. همچنین کمترین ضریب درگ در هر دو زاویه حمله مربوط به نسبت منظر $3/13$ می باشد

سامان ابوالفتحی^۱

دانشجوی کارشناسی ارشد

آرش میرعبداله لواسانی^۲

دانشیار

واژه های راهنما: ضریب درگ، لوله بادامکی، جریان عرضی، تونل باد، مبدل حرارتی

۱- مقدمه

یافتن شکل مناسب تبادل کننده حرارت به منظور کاهش ضریب درگ و افزایش انتقال حرارت در مبدل های حرارتی، موضوع بسیاری از تحقیقات در سال های اخیر بوده است. به دلیل سهولت در ساخت و مقاومت فشاری بالای لوله با سطح مقطع دایروی، این لوله در ساخت مبدل های حرارتی بسیار استفاده شده است. جدایش جریان سیال و افت فشار شدید باعث گردید که مطالعات متعددی بر لوله های غیردایروی با مقطع مشابه با خطوط جریان که عملکرد هیدرولیکی بهتر و قدرت پمپاژ کمتری دارند، انجام شود. مطالعات تجربی و عددی گسترده ای حول لوله و دسته لوله با مقاطع دایروی و غیردایروی مختلف صورت گرفته است که می توان به مطالعات زوکاسکاس [۱]، مرکر [۲] و جو و دهیر [۳] اشاره کرد.

در سال (۲۰۰۵) حسن [۴] عملکرد هیدرولیکی- حرارتی پنج لوله بیضی شکل را به صورت تجربی بررسی کرد و آن را با لوله دایروی در جریان عرضی مقایسه نمود. آزمایش در محدوده رینولدز 1000 تا 11000 انجام شد. چند لوله با نسبت منظرهای متفاوت مورد بررسی قرار گرفتند.

^۱دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی Saman_Abolfathi@yahoo.com

^۲نویسنده مسئول، دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی arashlavasani@iauctb.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۷/۰۵/۱۶، تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۸/۱۹

نتایج بررسی ضریب درگ نشان داد که به دلیل شکل کشیده تر لوله های بیضوی، این نوع لوله ها ضریب درگ کمتری در مقایسه با لوله دایروی دارند و در نهایت دارای عملکرد هیدرولیکی - حرارتی بهتری نسبت به لوله دایروی هستند. نوری و لواسانی [۵] جریان حول یک لوله بادامکی را به صورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار دادند. آزمایش ها جهت بررسی تاثیرات زاویه حمله و نسبت منظر در محدوده اعداد رینولدز $20000 \leq Re_{eq} \leq 34000$ انجام گرفت. نتایج نشان دادند که بیشترین ضریب درگ در زوایای حمله ۹۰ و ۲۷۰ درجه به دست آمده است. همچنین مشخص شد که لوله بادامکی ضریب درگ پایین تری نسبت به لوله دایروی با همان قطر معادل داشته است. ابراهیم و همکارانش [۶] یک بررسی تجربی و عددی را بر روی پنج دسته لوله بیضوی در آرایش مثلثی انجام دادند و نتایج آن را با دسته لوله دایروی مقایسه کردند. آزمایش در محدوده اعداد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ و با نسبت محورهای ۰/۲۵، ۰/۳۳، ۰/۵ و ۱ و در زاویه حمله صفر تا ۱۵۰ درجه انجام گرفت. نتایج آنها نشان داد که این لوله ها به دلیل شکل آیرودینامیکی بهتر در مقایسه با لوله های دایروی درگ کمتری است که باعث ایجاد مقاومت هیدرولیکی پایین تری نیز می شود.

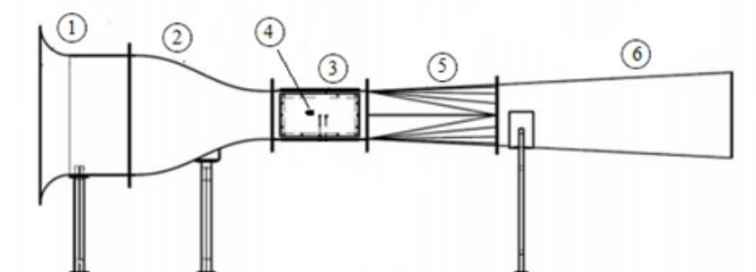
بررسی تجربی دیگری توسط بیات و همکارانش [۷] بر روی یک دسته لوله بادامکی با آرایش مثلثی در محدوده رینولدز ۲۷۵۰۰ تا ۴۲۵۰۰ انجام شد. نتایج آنها نشان داد که ضریب درگ و عدد ناسلت به محل قرار گیری دسته لوله و عدد رینولدز بستگی دارد. همچنین ضریب درگ و افت فشار در لوله بادامکی به ترتیب حدود ۶۴ درصد و ۹۳ درصد کمتر از لوله دایروی است و عملکرد هیدرولیکی - حرارتی این دسته لوله ۶ برابر بیشتر از دسته لوله دایروی می باشد. یحیوی و همکارانش [۸] یک دسته لوله شیاردار با آرایش مثلثی در جریان عرضی با نسبت های محوری عرضی و طولی ۳/۸ و ۲/۱ بصورت تجربی و عددی بررسی کردند. نتایج آنها نشان می دهد که درگ فشاری به دلیل کاهش فشار در جلوی سیلندر استوانه ای و پشت آن، کاهش یافته است و استفاده از شیار بر روی سیلندره های استوانه ای باعث کاهش نیروی درگ آنها شده است.

لواسانی و همکارانش [۹] در یک کار تجربی تاثیر نسبت انسداد بر ضریب درگ و عدد ناسلت یک لوله بادامکی در جریان عرضی را بررسی کردند. نتایج آنها نشان می دهد که با افزایش نسبت انسداد از ۱/۵ تا ۷، ضریب درگ حدود ۵۵ درصد کاهش می یابد. همچنین با افزایش رینولدز عدد ناسلت حدود ۴۰ تا ۴۸ درصد افزایش یافته است. برای مقایسه بهتر، نتایج این کار با یک لوله دایروی مقایسه شده است که در تمام محدوده رینولدز مورد نظر و نسبت اشاره شده، عملکرد هیدرولیکی - حرارتی لوله بادامکی ۴۰ تا ۱۷۱ درصد بیشتر از لوله دایروی بوده است. ژانگ و همکارانش [۱۰] مشخصه های جریان و انتقال حرارت لوله های تخم مرغی شکل با نسبت محورهای ۱، ۱/۵، ۲، ۳، ۴ و ۵ را به کمک روش تجربی و عددی انجام دادند.

نتایج آنها نشان داد که اندازه جدایش با افزایش نسبت محور کاهش می یابد. همچنین مشخص کردند که لوله تخم مرغی شکل دارای یک گرادیان فشار بالا و مطلوب در جلوی لوله و یک گرادیان فشار پایین در پشت لوله است که در مهار جدایش اولیه کمک می کند. غلامی و همکارانش [۱۱] در یک شبیه سازی عددی عملکرد هیدرولیکی - حرارتی لوله های بیضوی فین دار بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که لوله های بیضوی شکل این مطالعه به طور مستقیم بر مشخصه های انتقال حرارت و عملکرد هیدرولیکی - حرارتی تاثیر گذار است و دارای عملکرد قابل توجهی در مقایسه با لوله های دایروی است.

همچنین شکل لوله بیضوی مورد استفاده در این مطالعه باعث کاهش افت فشار و نیروی درگ و در نتیجه کاهش اختلاف فشار در جهت جریان به علت تاخیر در جدایش شده است. کومار و جایاؤل [۱۲] یک بررسی عددی را بر روی ترکیبی از دسته لوله دایروی و بیضوی با آرایش های مختلف در جریان آرام انجام دادند. نتایج آنها نشان داد که مبدل حرارتی با ترکیب لوله دایروی پشت لوله بیضوی افت فشار کمتری در مقایسه با ترکیب لوله بیضوی پشت لوله دایروی دارد. منگرولکار و همکارانش [۱۳] یک مطالعه تجربی و عددی را بر روی دسته لوله در حالت با اسپلیتر و بدون اسپلیتر با آرایش مثلثی در جریان عرضی از هوا را بررسی کردند. محدوده رینولدز مورد بررسی در این آزمایش ۵۵۰۰ تا ۱۴۵۰۰ بود. نتایج آنها نشان داد که قرار دادن صفحات اسپلیتر باعث افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار نسبت به حالت بدون اسپلیتر شده است.

کومار و جایاؤل [۱۴] جریان سیال حول یک دسته لوله دایروی در جریان عرضی را در نسبت انسداد ۱/۵۴ تا ۵ به کمک روش عددی انجام دادند. نتایج نشان آنها نشان داد که در نسبت های انسداد ۱/۵۴، ۲، ۳، ۴ و ۵ درگ فشاری بر درگ اصطکاکی در محدوده رینولدز ۵۰ تا ۲۰۰ غالب می شود و همچنین میزان این تسلط به تدریج کاهش می یابد تا زمانی که نسبت انسداد زیاد شود. در یک مطالعه عددی توسط لی و همکارانش [۱۵] عملکرد هیدرولیکی- حرارتی یک لوله دایروی با استفاده از تولید کننده گردابه دلتا- وینگلت انجام شد. در این مطالعه تاثیرات زوایای حمله ۱۵، ۳۰، ۴۵ و ۶۰ درجه و گام های مختلف روی انتقال حرارت و مولفه های جریان بررسی گردید. نتایج آنها نشان داد که ژنراتورهای تولید کننده گردابه، باعث ایجاد جریان چرخشی در بهبود جریان سیال در لوله دایروی می شود که این باعث افزایش انتقال حرارت و یک افت فشار متوسط می شود. همچنین این ژنراتورها به طور قابل توجهی عملکرد هیدرولیکی- حرارتی این لوله های دایروی را بهبود بخشیده اند. موهانتی و همکارانش [۱۶] ضریب انتقال حرارت و افت فشار در جریان اجباری از دسته لوله ترکیبی دایروی و بیضوی در سرعت های مختلف و نسبت های قطر به گام متفاوت در جهت افقی و عمودی را به کمک روش عددی بررسی کردند. در این مطالعه آرایش متفاوت از دسته لوله های ترکیبی در حالت خطی و مثلثی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج آنها نشان داد که ضریب انتقال حرارت بیشتر و افت فشار پایین تری برای گام های بالاتر در آرایش خطی در مقایسه با آرایش مثلثی به دست آمده است. همچنین نشان دادند که گام افقی نسبت به گام عمودی ساختار غالب تری جهت اندازه گیری انتقال حرارت و افت فشار دسته لوله دارد.



۱-نازل ورودی، ۲-نازل، ۳- اتاق آزمون، ۴- مدل آزمایش، ۵- دیفیوزر، ۶- دیفیوزر خارجی

شکل ۱- شماتیک تونل باد

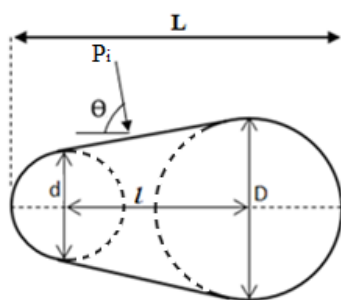
مطالعات انجام شده تاکنون نشان می دهد که مقاطع غیردایروی عملکرد هیدرولیکی - حرارتی مناسب تری از مقاطع دایروی در مبدل های حرارتی داشته اند و با تغییر نسبت منظر این عملکرد متفاوت می باشد، به همین دلیل در این مطالعه ضریب درگ یک لوله بادامکی با پنج نسبت منظر متفاوت و یک محیط ثابت در جریان آرام در دو زاویه حمله صفر و ۱۸۰ درجه به کمک روش تجربی مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- دستگاه اندازه گیری

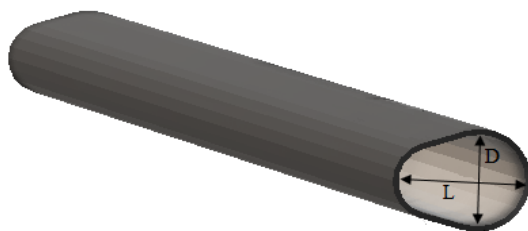
برای انجام آزمایشات در این مطالعه از یک تونل باد مادون صوت و مدار باز مکنده استفاده شده است. شماتیک این دستگاه در شکل (۱) مشخص شده است. اتاق آزمون این تونل باد دارای ابعاد $40 \times 40 \times 80 \text{ cm}$ است که لوله در آن قرار داده می شود. جهت اندازه گیری فشار حول لوله بادامکی از یک سنسور فشار دیفرانسیلی با محدوده اندازه گیری ± 20 میلی بار و دقت ± 0.2 میلی بار استفاده شده است. جهت اندازه گیری دما درون اتاق آزمون، از یک ترنسمیتر دما با دقت ± 0.5 درجه سانتی گراد استفاده شده است. سرعت در اتاق آزمون توسط یک لوله پیتوت اندازه گیری می شود. همچنین جهت کالیبراسیون سنسورهای فشار سنج، از یک کالیبراتور فشار استفاده شده است. با توجه به مشخصات اتاق آزمون و سرعت جریان هوا، ضخامت لایه مرزی روی دیواره، در سرعت 10 m/s برابر با $4/49 \text{ mm}$ می باشد که با افزایش سرعت این مقدار کاهش می یابد.

۳- روش انجام آزمایش و جمع آوری داده ها

در این مطالعه، پنج نسبت منظر $1/35$ ، $1/88$ ، $2/07$ ، $2/51$ و $3/13$ برای یک لوله بادامکی با محیط ثابت $11/96$ سانتی متر در نظر گرفته شده است. طول لوله ها برابر با 50 سانتی متر و جنس آنها از مس با ضخامت 0.3 mm انتخاب شده است. مشخصه طولی لوله بادامکی قطر معادل یک لوله دایروی در نظر گرفته شده است که برابر با $D_{eq} = P_t / \Pi = 38/1 \text{ mm}$ است که P_t محیط لوله بادامکی است. در شکل (۲) یک مقطع عرضی از لوله بادامکی نشان داده شده است. سطح مقطع لوله بادامکی شامل دو دایره با قطرهای D و d و دو خط مماس بر آنها می باشد. همچنین l فاصله بین مراکز دو دایره است. همچنین نمای سه بعدی لوله بادامکی در شکل (۳) مشخص شده است.








شکل ۲- سطح مقطع لوله بادامکی

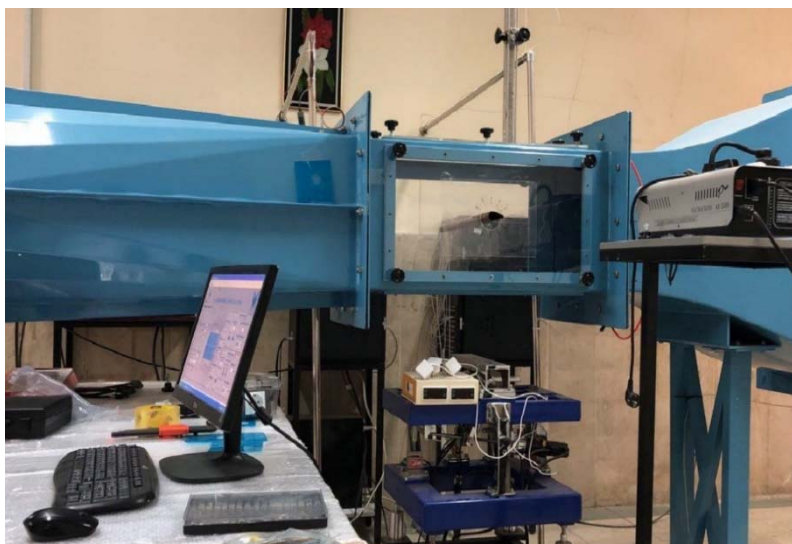


شکل ۳- نمای سه بعدی از لوله بادامکی

نسبت منظر در این مطالعه، نسبت طول سطح مقطع لوله بادامکی (مجموع شعاع دو دایره کوچک و بزرگ بعلاوه فاصله بین مراکز آنها) به قطر دایره بزرگ است که به صورت L/D تعریف شده است. در جدول (۱) شماره، شکل و نسبت منظر لوله ها مشخص شده است. جهت اندازه گیری فشار در وسط هر لوله ۱۲ سوراخ هر کدام به قطر $3/1 \text{ mm}$ ایجاد شده است. از داخل هر یک از سوراخ ها یک شیلنگ پلاستیکی به قطر خارجی 3 mm و قطر داخلی 2 mm مماس بر سطح لوله نصب شده است. فشار هر یک از این سوراخ ها همزمان توسط فشارسنج اندازه گیری می شود. تعداد دفعات اندازه گیری فشار هر سوراخ ۶ بار و به مدت ۱۸۰ ثانیه بود که تکرار پذیری این آزمایشات در محدوده $2/43$ درصد الی $5/28$ درصد حاصل شد. در شکل (۴) نمایی از تجهیزات اندازه گیری و تونل باد نشان داده شده است.

جدول ۱- مشخصات لوله ها با نسبت منظرهای متفاوت و قطر معادل یکسان $D_{eq}=38/1 \text{ mm}$

نسبت منظر (L/D)	شکل لوله ها	شماره لوله
۱/۳۵		(۱)
۱/۸۸		(۲)
۲/۰۷		(۳)
۲/۵۱		(۴)
۳/۱۳		(۵)



شکل ۴- نمایشی از تجهیزات اندازه گیری و تونل باد

۳-۱- اندازه گیری درگ فشاری

ضریب درگ فشاری تجربی به کمک ضریب فشار حول محیط لوله بادامکی و از رابطه (۱) محاسبه می شود.

$$C_D = \frac{1}{D_{eq}} \left\{ \sum_{i=1}^n C_{p,i} \cos \theta_i \Delta S_i \right\} \quad (1)$$

در رابطه (۱) $C_{p,i}$ ضریب فشار، θ زاویه بردار فشار هر سوراخ با افق، ΔS_i فاصله بین دو سوراخ و n تعداد سوراخ ها است. ضریب بی بعد فشار به کمک رابطه (۲) محاسبه می شود.

$$C_{P,i} = \frac{P_i - P_\infty}{\frac{1}{2} \rho_{Air} U_\infty^2} \quad (2)$$

که در آن P_i فشار استاتیکی است که توسط سنسورهای فشارسنج اندازه گیری می شود. P_∞ ، U_∞ و ρ_{air} به ترتیب فشار، سرعت جریان و چگالی هوا است.

۳-۲- محاسبه عدم قطعیت

نتایج اندازه گیری زمانی کامل می شود که با توصیف عدم قطعیت همراه شود. آنالیز عدم قطعیت در آزمایشات این مطالعه انجام شده است. بر اساس تئوری پخش خطا، از معادله (۳) برای تحلیل تاثیر خطای هریک از متغیرها بر خطای کل استفاده شده است.

$$U_R = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial V_i} U_{v_i} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (3)$$

با جایگذاری معادله های (۱) و (۲) در (۳)، میزان عدم قطعیت مربوط به ضریب فشار و ضریب درگ حاصل می شود که به ترتیب در معادله های (۴) و (۵) مشخص شده است.

$$U_{C_p} = \left\{ \left[\frac{U_{p_i-p_\infty}}{0.5\rho_a U_\infty^2} \right]^2 + \left[\frac{-(p_i - p_\infty)}{0.5\rho_a^2 U_\infty^2} U_{\rho_{Air}} \right]^2 + \left[\frac{-2(p_i - p_\infty)}{0.5\rho_a U_\infty^3} U_{U_\infty} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

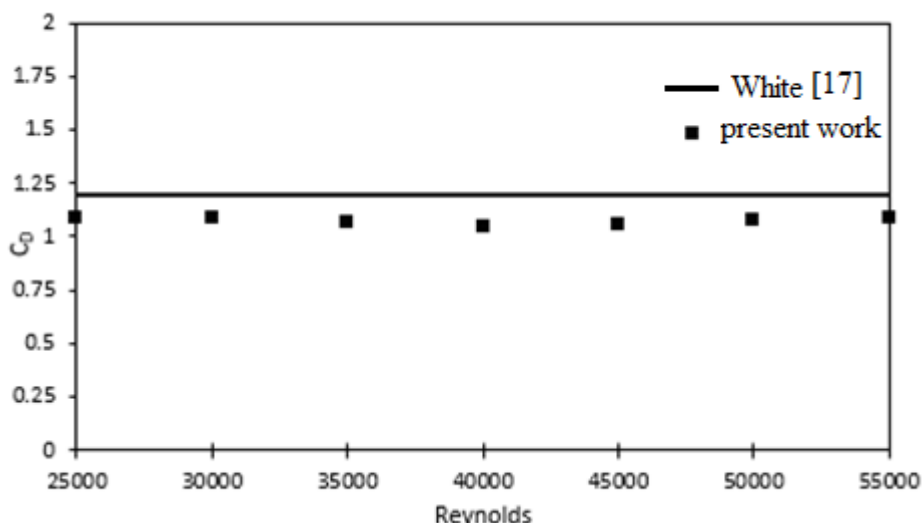
که در آن U_{U_∞} ، $U_{\rho_{Air}}$ ، $U_{p_i-p_\infty}$ به ترتیب خطای اندازه گیری فشار سنج، خطای اندازه گیری چگالی هوا و خطای اندازه گیری سرعت جریان است.

$$U_{C_d} = \left\{ \left[-\frac{U_{D_{eq}}}{D_{eq}} \left\{ \sum_{i=1}^n C_{p,i} \cos\theta_i \Delta S_i \right\} \right]^2 + \left[\frac{1}{D_{eq}} \left\{ \sum_{i=1}^n U_{C_{p,i}} \cos\theta_i \Delta S_i \right\} \right]^2 + \left[-\frac{1}{D_{eq}} \left\{ \sum_{i=1}^n U_{\theta_i} \sin\theta_i C_{p,i} \Delta S_i \right\} \right]^2 + \left[\frac{1}{D_{eq}} \left\{ \sum_{i=1}^n U_{\Delta S_i} \cos\theta_i C_{p,i} \right\} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

که در آن $U_{D_{eq}}$ ، U_{θ_i} و $U_{\Delta S_i}$ به ترتیب خطای اندازه گیری قطر معادل، خطای اندازه گیری زاویه هر سوراخ و خطای اندازه گیری فاصله بین سوراخ ها است. با قرار دادن مقادیر خطای وسایل اندازه گیری در معادله (۵) میزان عدم قطعیت ضریب درگ برای هر یک از لوله ها به دست می آید که در جدول (۲) مشخص شده است. همچنین به عنوان نمونه عدم قطعیت ضریب درگ برای نسبت منظرهای ۱/۳۵، ۱/۸۸، ۲/۰۷ و ۲/۵۱ در شکل (۱۵) نشان داده شده است.

جدول ۲- مقادیر عدم قطعیت ضریب درگ محاسبه شده برای هر لوله

نسبت منظر)	عدم قطعیت برای زاویه حمله صفر درجه (درصد)	عدم قطعیت برای زاویه حمله ۱۸۰ درجه (درصد)
(۱/۳۵)	۴/۳ تا ۶/۵۸	۵/۸۱ تا ۱۰/۲۱
(۱/۸۸)	۲/۵۱ تا ۴/۱۴	۵/۱۷ تا ۱۰/۳۴
(۲/۰۷)	۳/۱۴ تا ۶/۴۵	۳/۱۴ تا ۶/۴۵
(۲/۵۱)	۳/۴۳ تا ۶/۶۴	۴/۰۱ تا ۷/۵۲
(۳/۱۳)	۲ تا ۵/۰۶	۴/۶۸ تا ۶/۱۸



شکل ۵- مقایسه ضریب درگ فشاری حول یک لوله دایروی با کار وایت [۱۷]

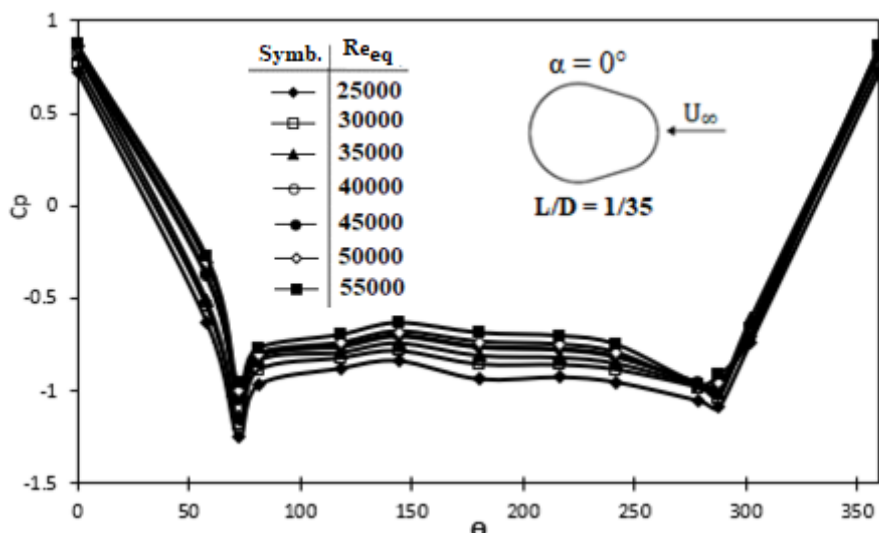
۴- نتایج

جهت اطمینان از درستی عملکرد تجهیزات آزمایشگاهی، ابتدا ضریب درگ یک لوله دایروی اندازه گیری شده است و نتایج آن با نتایج کار وایت [۱۷] مقایسه شده است. مطابق شکل (۵) اختلاف نتایج مطالعه حاضر با کار وایت حدود ۳ تا ۱۰ درصد است که قابل قبول می باشد.

۴-۱- ضریب فشار

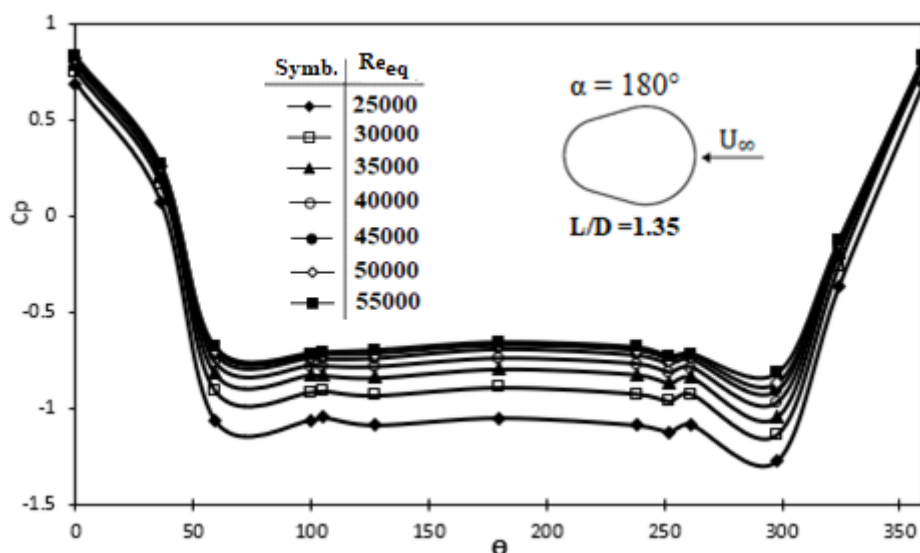
در این بخش توزیع فشار حول هر لوله در محدوده اعداد رینولدز ۲۵۰۰۰ تا ۵۵۰۰۰ رسم شده است. در تمامی شکل ها، ابتدا ضریب فشار در نقطه رکود (stagnation point) به بیشترین مقدار خود می رسد سپس با افزایش سرعت و کاهش فشار، مقدار ضریب فشار کاهش می یابد تا به کمترین مقدار می رسد. مقدار کمترین ضریب فشار نشان دهنده تغییر از گرادیان فشار مطلوب به گرادیان فشار نامطلوب حول سطح لوله است.

در شکل (۶) نیز توزیع فشار حول لوله شماره (۱) در زاویه حمله صفر درجه رسم شده است. همانطور که مشخص است ضریب فشار در زاویه θ برابر با صفر درجه بیشترین مقدار را دارد سپس با افزایش این زاویه ضریب فشار کاهش می یابد و در زاویه ۷۲ درجه به کمترین مقدار خود می رسد. سپس مقداری افزایش یافته و از زاویه ۸۱ تا ۲۴۲ درجه تقریباً مقدار ثابتی داشته است و بعد از آن تا زاویه ۲۸۸ درجه کاهش می یابد تا اینکه دوباره به مقدار ماکزیمم افزایش می یابد. به دلیل این که توزیع فشار حول لوله متقارن است، همین روند در تمامی نسبت منظرها تکرار شده است با این تفاوت که زاویه بردار فشار هر سوراخ روی هر لوله متفاوت است و این موضوع باعث تغییر مقادیر ضریب فشار در هر لوله شده است.

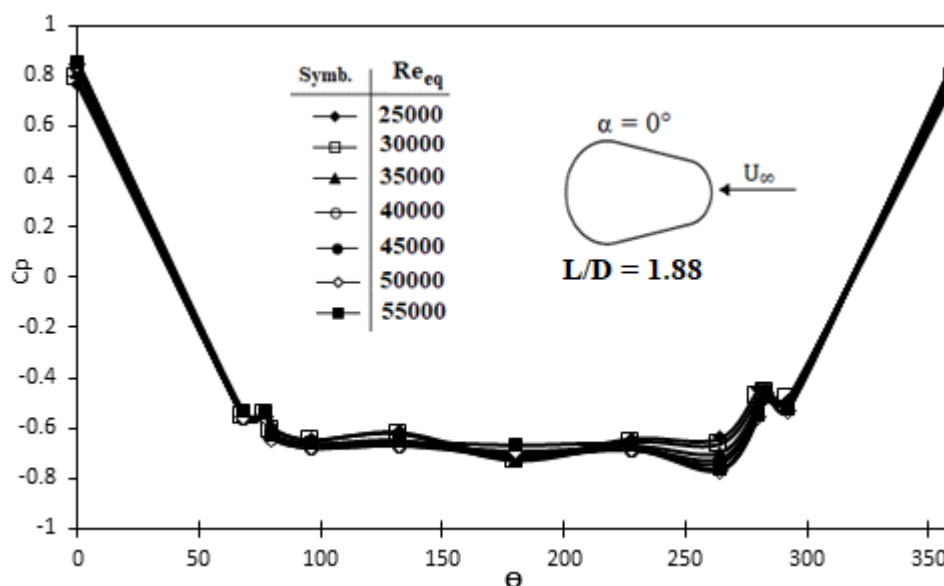


شکل ۶- توزیع فشار حول لوله شماره (۱) با نسبت منظر ۱/۳۵ در زاویه حمله صفر درجه

در شکل (۷) نیز توزیع فشار حول لوله شماره (۱) در زاویه حمله ۱۸۰ درجه رسم شده است. همانطور که مشخص است ضریب فشار در زوایای ۷۲ و ۲۸۶ درجه کمترین مقدار در این لوله است. توزیع فشار حول لوله شماره (۲) در زوایای حمله صفر و ۱۸۰ درجه در شکل های (۸) و (۹) رسم شده است. همانطور که مشخص است در زاویه حمله صفر درجه ضریب فشار در زاویه ۹۶ و ۲۶۴ درجه به حداقل رسیده است ولی در زاویه حمله ۱۸۰ درجه ضریب فشار در زوایای ۸۶ و ۲۷۶ درجه به کمترین مقدار این ضریب رسیده است.



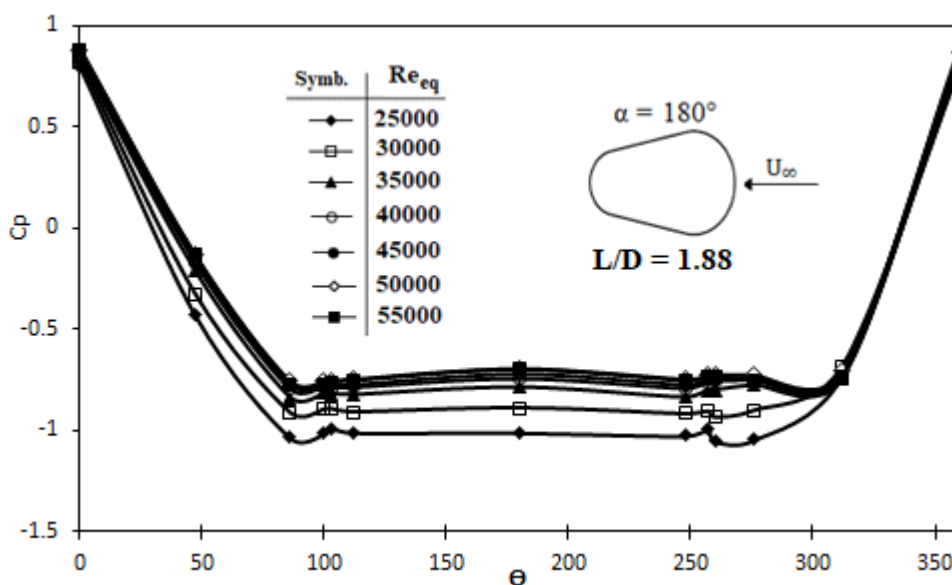
شکل ۷- توزیع فشار حول لوله شماره (۱) با نسبت منظر ۱/۳۵ در زاویه حمله ۱۸۰ درجه



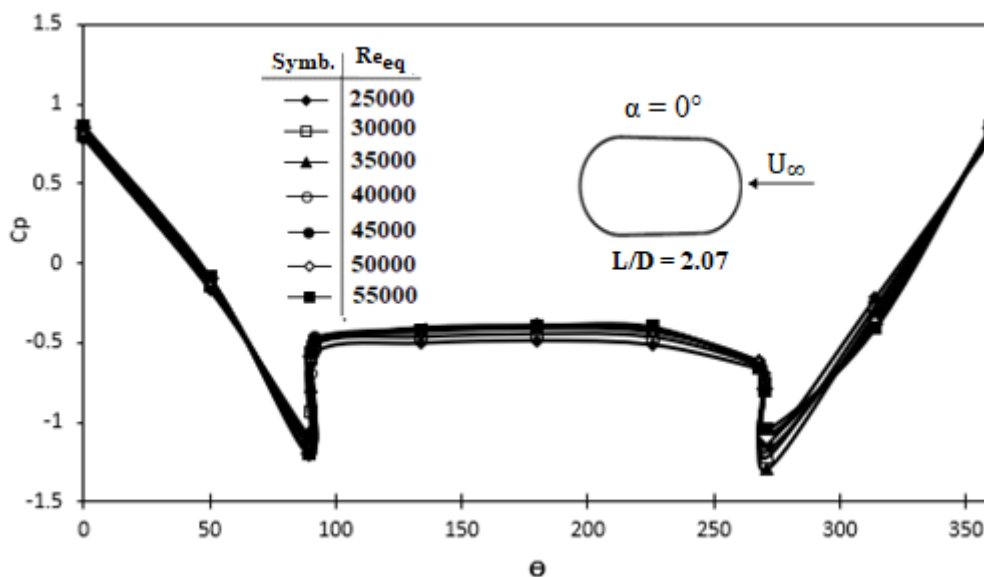
شکل ۸- توزیع فشار حول لوله شماره (۲) با نسبت منظر ۱/۸۸ در زاویه حمله صفر درجه

کمترین ضریب فشار برای لوله شماره (۳) در زاویه حمله صفر درجه مطابق شکل (۱۰) در زوایای ۸۹ و ۲۷۱ درجه حاصل شده است. لازم بذکر است بدلیل تقارن شکل این لوله، نتایج زاویه حمله صفر درجه منطبق بر زاویه حمله ۱۸۰ درجه می باشد.

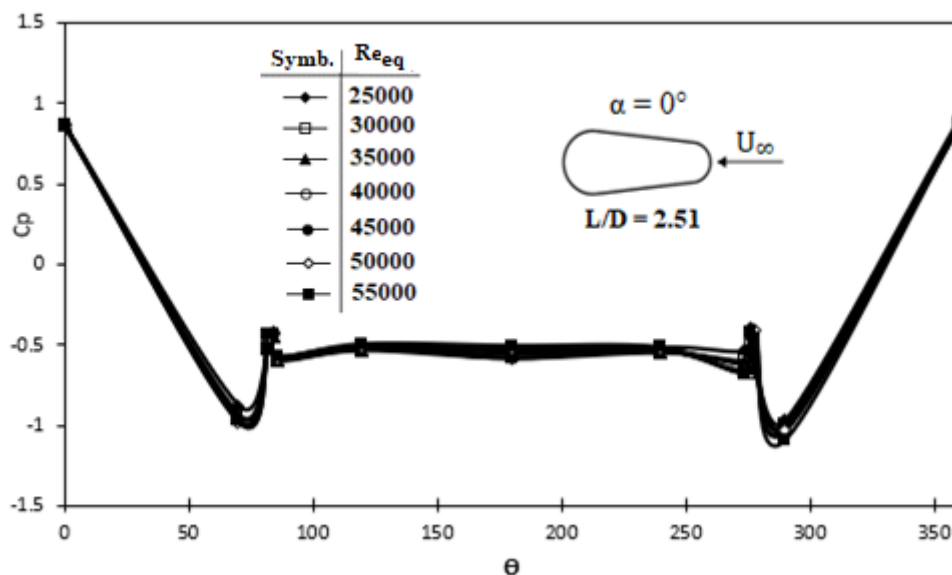
در شکل های (۱۱) و (۱۲) توزیع فشار حول لوله شماره (۴) در زاویه حمله صفر و ۱۸۰ درجه رسم شده است. مطابق این شکل ها برای زوایای حمله صفر و ۱۸۰ درجه ضریب فشار به ترتیب در زوایای ۷۰ و ۲۹۰ درجه و در زوایای ۹۴ و ۲۶۶ درجه به حداقل رسیده است.



شکل ۹- توزیع فشار حول لوله شماره (۲) با نسبت منظر ۱/۸۸ در زاویه حمله ۱۸۰ درجه

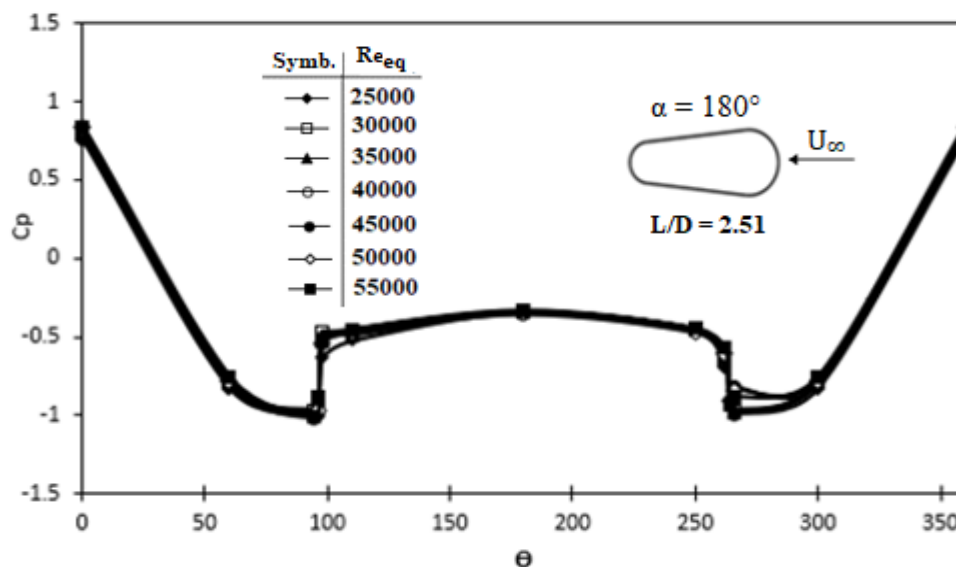


شکل ۱۰- توزیع فشار حول لوله شماره (۳) با نسبت منظر ۲/۰۷ در زاویه حمله صفر درجه

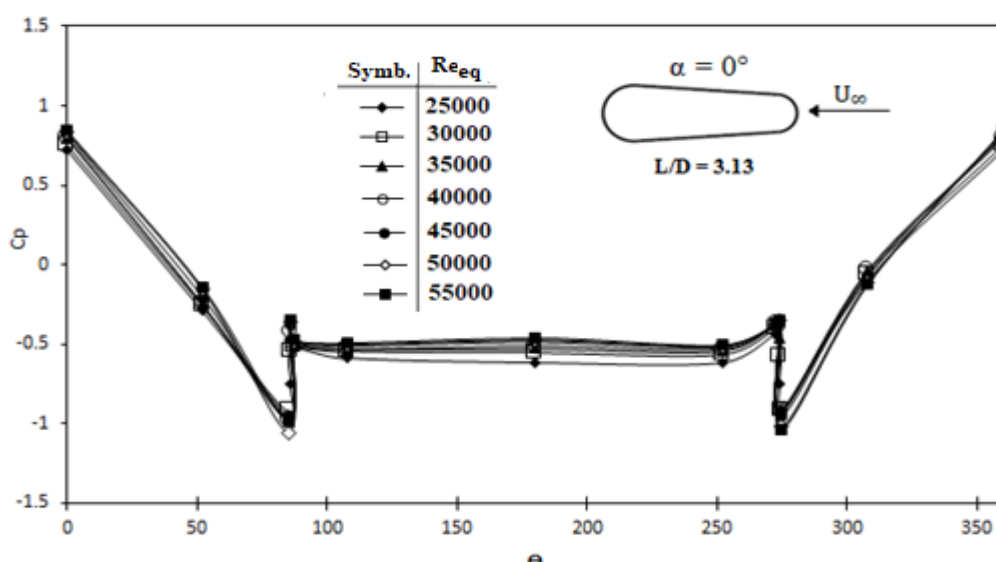


شکل ۱۱- توزیع فشار حول لوله شماره (۴) با نسبت منظر ۲/۵۱ در زاویه حمله صفر درجه

در شکل های (۱۳) و (۱۴) توزیع فشار حول لوله شماره (۵) در زاویه حمله صفر و ۱۸۰ درجه رسم شده است. مطابق این شکل ها برای زوایای حمله صفر و ۱۸۰ درجه ضریب فشار به ترتیب در زوایای ۸۵ و ۲۷۵ درجه و در زوایای ۹۳ و ۲۷۶ درجه به حداقل رسیده است.



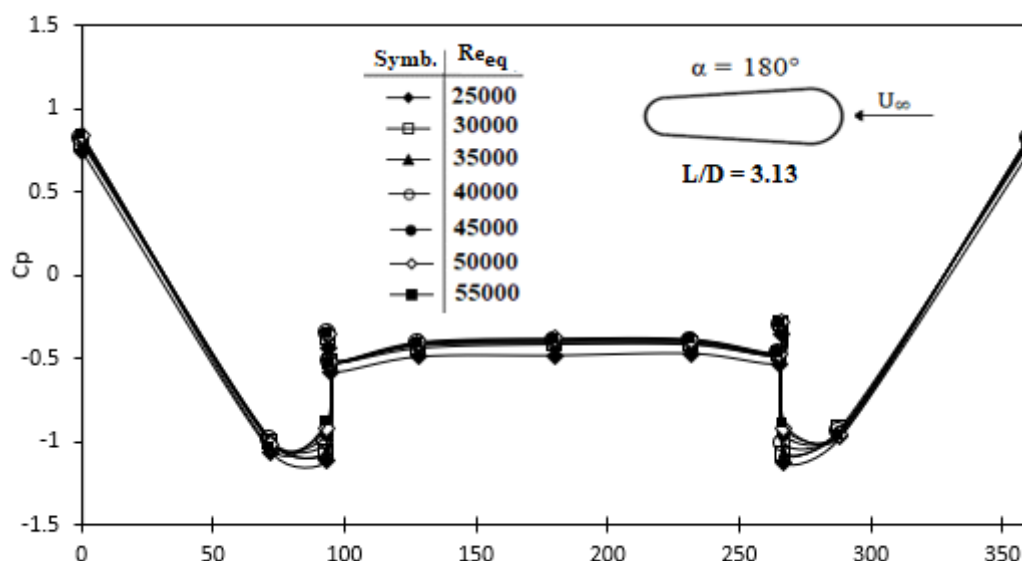
شکل ۱۲- توزیع فشار حول لوله شماره (۴) با نسبت منظر ۲/۵۱ در زاویه حمله ۱۸۰ درجه



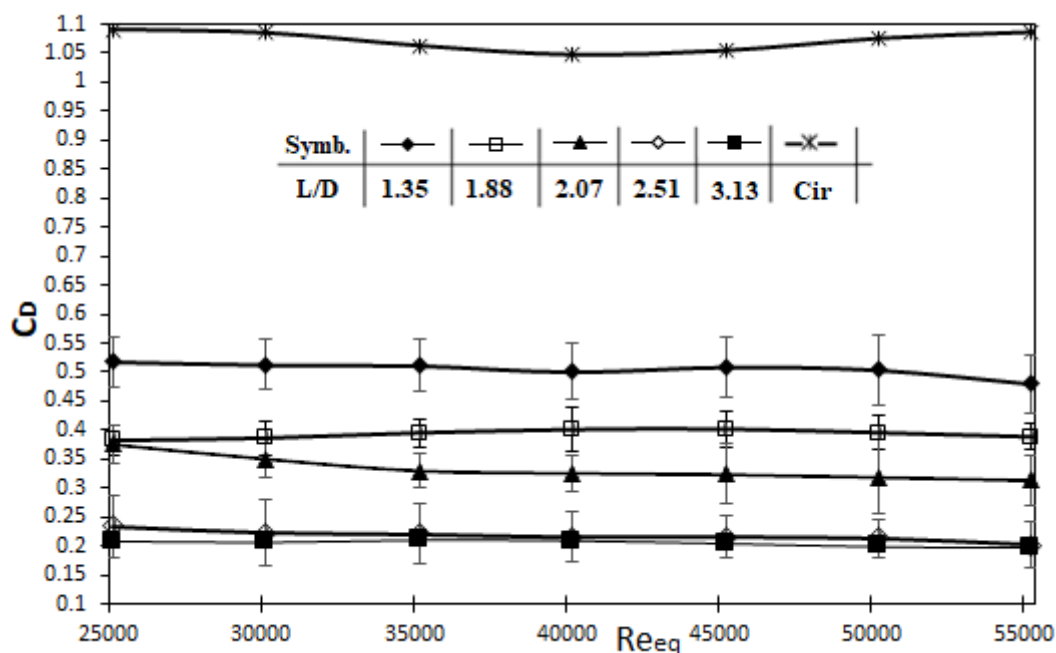
شکل ۱۳- توزیع فشار حول لوله شماره (۵) با نسبت منظر ۳/۱۳ در زاویه حمله صفر درجه

۲-۴- ضریب درگ

در شکل های (۱۵) و (۱۶) تغییرات ضریب درگ لوله های شماره (۱) تا (۵) و لوله دایروی با قطر معادل، به ترتیب در دو زاویه حمله (α) صفر و ۱۸۰ درجه در محدوده اعداد رینولدز معادل لوله دایروی $25000 \leq Re_{eq} \leq 55000$ نشان داده شده است. در شکل (۱۵) میانگین ضرایب درگ در زاویه حمله صفر درجه برای لوله شماره (۱) با $L/D = 1/35$ ، لوله شماره (۲) با $L/D = 1/88$ ، لوله شماره (۳) با $L/D = 2/07$ ، لوله شماره (۴) با $L/D = 2/51$ و لوله شماره (۵) با $L/D = 3/13$ به ترتیب ۰/۵، ۰/۳۹، ۰/۳۳، ۰/۲۱، ۰/۲ است.

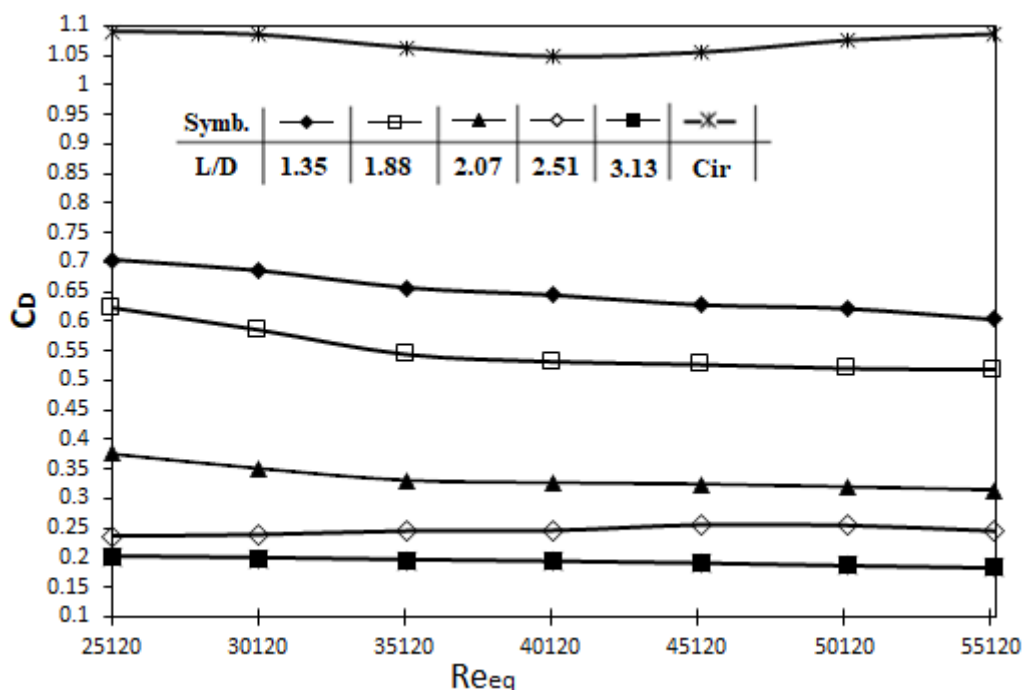


شکل ۱۴- توزیع فشار حول لوله شماره (۵) با نسبت منظر ۳/۱۳ در زاویه حمله ۱۸۰ درجه



شکل ۱۵- تغییرات ضریب درگ با عدد رینولدز در نسبت منظرهای متفاوت در زاویه حمله صفر درجه

همچنین در شکل (۱۶) میانگین ضرایب درگ در زاویه حمله ۱۸۰ درجه برای لوله های شماره (۱) تا (۵) به ترتیب ۰/۶۵، ۰/۵۴، ۰/۳۳، ۰/۲۵ و ۰/۱۹ به دست آمده است. به طور کلی کمترین مقدار ضریب درگ در هر دو زاویه حمله مربوط به لوله شماره (۵) با $L/D = 3.13$ است. به طوری که ضریب درگ این لوله در زاویه حمله صفر درجه به ترتیب حدود ۰/۶۰، ۰/۴۸، ۰/۳۹، ۰/۵ و ۰/۸۲ درصد از لوله های شماره (۱)، (۲)، (۳)، (۴) و لوله دایروی با قطر معادل کمتر است. در زاویه حمله ۱۸۰ درجه نیز ضریب درگ این لوله به ترتیب حدود ۰/۷۰، ۰/۶۴، ۰/۴۲، ۰/۲۴ و ۰/۸۲ درصد از لوله های شماره (۱)، (۲)، (۳)، (۴) و لوله دایروی با قطر معادل کمتر شده است.



شکل ۱۶- تغییرات ضریب درگ با عدد رینولدز در نسبت منظرهای متفاوت در زاویه حمله ۱۸۰ درجه

۵- نتیجه گیری

در این مطالعه ضریب درگ یک لوله بادامکی با نسبت منظرهای $1/35 \leq L/D \leq 3/13$ با محیط ثابت $11/96$ سانتیمتر در جریان عرضی هوا و در محدوده اعداد رینولدز معادل لوله دایروی 25000 تا 55000 در دو زاویه حمله صفر و 180 درجه به صورت تجربی بررسی شده است. نتایج نشان می دهد که با افزایش نسبت منظر ضریب درگ لوله بادامکی کاهش می یابد به طوری که کمترین ضریب درگ مربوط به لوله شماره (۵) با $L/D = 3/13$ می باشد. همچنین میانگین ضرایب درگ لوله های شماره (۱) تا (۵) در زاویه حمله صفر درجه به ترتیب حدود $54, 64, 70, 80$ و 82 درصد از لوله دایروی با قطر معادل کمتر شده است. در زاویه حمله 180 درجه نیز میانگین ضرایب درگ برای لوله های شماره (۱) تا (۵) نسبت به لوله دایروی با قطر معادل به ترتیب حدود $42, 50, 69, 78$ و 82 درصد کمتر شده است.

مراجع

- [1] Zukauskas, A., "Heat Transfer from Tubes in Crossflow", Advances in Heat Transfer, Vol. 8, pp. 93-160, (1972).
- [2] Merker, G.P., and Hanke, H., "Heat Transfer and Pressure Drop on the Shell Side of Tube-banks Having Oval-shaped Tubes", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29. No. 12, pp. 1903-1909, (1986).

- [3] Joo, Y., and Dhir. V. K., “An Experimental Study of Drag on a Single Tube and on a Tube in an Array under Two-phase Cross Flow”, In. *J. Multiphase Flow*, Vol. 20, No. 6, pp. 1009-1019, (1994).
- [4] Hasan, A., “Thermal-hydraulic Performance of Oval Tubes in a Cross-flow of Air”, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 724-733, (2005).
- [5] Nouri – Borujerdi, A., and Lavasani, A.M., “Experimental Study of Forced Convection Heat Transfer from a Cam Shaped Tube in Cross Flows”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 2605-2611, (2007).
- [6] Ibrahim, T.A., and Gomma, A., “Thermal Performance Criteria of Elliptic Tube Bundle in Crossflow”, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, pp. 2148–2158, (2009).
- [7] Lavasani, A.M., Bayat, H., and Maarefdoost, T., “Experimental Study of Convective Heat Transfer from In-line Cam Shaped Tube Bank in Crossflow”, *Apply Thermal Engineering*, Vol. 65, pp. 85-93, (2014).
- [8] Yahiaoui, T., Ladjedel, O., Imine, O., and Adjlout, L., “Experimental and CFD Investigations of Turbulent Cross-flow in Staggered Tube Bundle Equipped with Grooved Cylinders”, *The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 38, pp. 163-175, (2015).
- [9] Lavasani, A.M., Maarefdoost, T., and Bayat, H., “Effect of Blockage Ratio on Pressure Drag and Heat Transfer of a Cam Shaped Tube”, *Heat Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 1935-1942, (2015).
- [10] Guan-min, Z., Xue-li, L., Nai-xiang, L., Yan-ping, S., and Li-min, L., “Flow and Heat Transfer Characteristics Around Egg-shaped Tube”, *Journal of Hydrodynamics*, Vol. 27, pp. 76-84, (2015).
- [11] Gholami, A., Wahid, M., and Mohammed, H.A., “Thermal–hydraulic Performance of Fin-and-oval Tube Compact Heat Exchangers with Innovative Design of Corrugated Fin Patterns”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 106, pp. 573-592, (2017).
- [12] Deepakkumar, R., and Jayavel, S., “Air Side Performance of Finned-tube Heat Exchanger with Combination of Circular and Elliptical Tubes”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 119, pp. 360-372, (2017).
- [13] Mangrulkar, C.K., Dhoble, A.S., Chakrabarty, S.G., and Wankhede, U.S., “Experimental and CFD Prediction of Heat Transfer and Friction Factor Characteristics in Cross Flow Tube Bank with Integral Splitter Plate”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 104, pp. 964-978, (2017).
- [14] Kumar, R.S., and Jayavel, S., “Influence of Flow Shedding Frequency on Convection Heat Transfer from Bank of Circular Tubes in Heat Exchangers under Cross Flow”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 105, pp. 367-393, (2017).

- [15] Lei, Y., Zheng, F., Song, S., and Lyu, Y., "Improving the Thermal Hydraulic Performance of a Circular Tube by using Punched Delta-winglet Vortex Generators", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 111, pp. 299-311, (2017).
- [16] Mohanty, R.L., Swain, A., and Das, M.K., "Thermal Performance of Mixed Tube Bundle Composed of Circular and Elliptical Tubes", Thermal Science and Engineering Progress, Vol. 5, pp. 492-505, (2018).
- [17] White, F.M., "Fluid Mechanics", McGraw-Hill, New York, (2005).

فهرست نمادهای انگلیسی

- C_p : ضریب فشار استاتیکی
 C_D : ضریب درگ فشاری
 D : قطر دایره بزرگ (mm)
 D_{eq} : قطر معادل (mm)
 d : قطر دایره کوچک (mm)
 L : طول سطح مقطع لوله (mm)
 l : فاصله بین مراکز (mm)
 L/D : نسبت منظر
 P_t : محیط لوله (mm)
 P_i : فشار استاتیکی (pa)
 P_∞ : فشار هوا (pa)
 Re : عدد رینولدز
 $Symb$: نشانه
 S : فاصله بین دو سوراخ (mm)
 $U_{D_{eq}}$: خطای اندازه گیری قطر معادل
 U_∞ : سرعت هوا (m/s)
 U_{C_d} : عدم قطعیت ضریب درگ
 U_{C_p} : عدم قطعیت ضریب فشار
 $U_{p_i-p_\infty}$: خطای اندازه گیری فشار سنج
 $U_{\rho_{Air}}$: خطای اندازه گیری چگالی هوا
 U_{θ_i} : خطای اندازه گیری زاویه هر سوراخ
 $U_{\Delta S_i}$: خطای اندازه گیری فاصله بین هر سوراخ
 U_{U_∞} : خطای اندازه گیری سرعت جریان هوا
- نمادهای یونانی**
- ρ : چگالی
 Δ : اختلاف
 θ : زاویه سوراخ
 α : زاویه حمله

Abstract

An experimental study has been conducted to show the effect of aspect ratio (L/D) on drag coefficient of a cam-shaped tube in cross-flow of air. Five aspect ratios have been considered, which vary between $1.35 \leq L/D \leq 3.13$ and Reynolds number based on equivalent diameter changes in the range of 2.5×10^3 to 5.5×10^3 . Tubes have the same circumference, and their equivalent diameter are 38.1 mm. Studies were carried out at zero and 180-degrees angle of attack. Results show that by increasing the aspect ratio, drag coefficient of the cam-shaped tube decreases, therefore the average drag coefficient at zero-angle of attack for tube number 1 to 5 decreases about 54-82% in comparison to a circular tube with an equivalent diameter.

Also, the average drag coefficient for tube number 1 to 5 at 180-degrees angle of attack decreases about 42-82%, compared to the circular tube. Moreover, it was found that the cam-shaped tube with $L/D = 3.13$ has the minimum drag coefficient in both angles of attack, which is about 82% lower than the circular ones.