

## مطالعه تجربی تأثیر زوایای حمله بر عملکرد هیدرولیکی - حرارتی یک لوله بادامکی شکل شار ثابت در جریان عرضی

کامران صالحی افشار<sup>۱</sup>، آرش میرعبداله لواسانی<sup>۲\*</sup>، سامان ابوالفتحی<sup>۱</sup>، پیمان موبدی<sup>۱</sup>

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۷/۰۷/۰۹ پذیرش مقاله: ۱۳۹۸/۰۶/۱۳	هدف از این مطالعه تجربی تأثیر زاویه حمله بر عملکرد هیدرولیکی - حرارتی یک لوله بادامکی شار ثابت به کمک روش تجربی در جریان عرضی از هوا است. محدوده رینولدز آزمایش بر مبنای قطر معادل $42000 < Re_{Deq} < 15500$ است. زاویه حمله لوله‌ها با جریان عرضی هوا $180 > \alpha > 0$ است. با مشاهده نتایج می‌توان دریافت روند تغییرات ضریب درگ فشاری و عدد ناسلت میانگین با افزایش زاویه حمله به صورت موج می‌باشد. ضریب درگ فشاری و عدد ناسلت متوسط به‌دست آمده در محدوده رینولدز مطالعه مورد بررسی قرار گرفت و نتایج نشان می‌دهند در زوایای صفر و $150$ درجه پایین‌ترین و در زاویه $90$ درجه بالاترین مقدار به‌دست آمده است. همچنین با مقایسه عملکرد هیدرولیکی - حرارتی لوله مشاهده گردید عملکرد زوایای صفر و $150$ درجه به مقدار $31$ تا $125$ درصد از دیگر زوایا بیشتر می‌باشد. همچنین عملکرد هیدرولیکی - حرارتی زوایای صفر و $150$ درجه به میزان $36$ تا $82$ درصد از لوله دایروی معادل بیشتر است.
<b>واژگان کلیدی:</b> هیدرولیکی - حرارتی، لوله بادامکی شکل، زاویه حمله، شار ثابت، جریان عرضی.	

### ۱-مقدمه

توجه به افت فشار لوله‌های دایروی و حجم اشغال شده در مبدل‌های حرارتی، مطالعات متعددی بر روی لوله‌های غیر دایروی انجام شده است. در این نوع لوله‌ها تأثیر زاویه حمله اهمیت بسیاری دارد. اوتا و همکاران [۱۲] لوله بیضوی شار حرارتی ثابت با نسبت منظر ۱:۲ را به صورت تجربی بررسی کردند. محدوده رینولدز آزمایش بین  $5000$  تا  $90000$  بوده و زاویه حمله بین صفر تا  $90$  درجه متغیر بوده است. در زاویه حمله بالاتر از  $40$  درجه انتقال حرارت جریان عبوری بالادست لوله در مقایسه با جریان عبوری از سطح زیرین لوله کمتر است. همچنین در زاویه حمله بین  $75$  تا  $90$  درجه بالاترین و در زاویه حمله  $30$  درجه پایین‌ترین عدد ناسلت میانگین بدست آمده است. در پایان مطالعه، نتایج این لوله با لوله دایروی مقایسه شده و مشاهده شد عدد

لوله‌های دایروی را می‌توان به عنوان پرکاربردترین لوله‌های به‌کار گرفته شده در مبدل‌های حرارتی در نظر گرفت. ساده بودن فرآیند ساخت این لوله‌ها را می‌توان به عنوان یکی از دلایل استفاده از این هندسه دانست. در سال‌های گذشته مطالعات متعددی بوسیله محققین بر روی مبدل‌های حرارتی انجام شده است [۶-۱]. همچنین مطالعات متعدد عددی و تجربی افت فشار و انتقال حرارت از یک لوله دایروی در جریان عرضی انجام شده است که می‌توان به کرال و اکرت [۷]، زوکاسکاس [۸]، هیلپرت [۹]، چرچیل و برنشتاین [۱۰] و شیلختینگ [۱۱] اشاره کرد. معمولاً در مطالعات انجام شده شرط مرزی حرارتی برای لوله‌ها، دما ثابت یا شار ثابت در نظر گرفته شده است. با

\* پست الکترونیک نویسنده مسئول: Arashlavasani@iauctb.ac.ir

۱. دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد تهران مرکزی، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران  
۲. دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی،

افزایش می‌یابد. همچنین عدد ناسلت میانگین برای عدد رینولدز ۶۲۳ با شار متغیر بین ۹۶۷/۹۲ تا  $3629/7 \text{ W/m}^2$ ، به میزان ۲۱/۳۹ تا ۸۴ درصد افزایش می‌یابد. علاوه بر این بالا رفتن عدد رینولدز، افزایش افت فشار را در پی خواهد داشت. عبد رابو و همکاران [۱۷] مطالعات تجربی خود را حول جریان عرضی عبوری از روی لوله‌هایی با شار حرارتی ثابت و سطح مقطع‌های متفاوت (دایره، مربع، مستطیل، لوزی و بیضی) انجام دادند. نتایج آزمایش نشان داد که با افزایش عدد رینولدز انتقال حرارت میانگین نیز افزایش یافته و بیشترین و کمترین میزان انتقال حرارت به ترتیب مربوط به لوله بیضی و دایروی می‌باشد. همچنین عدد ناسلت محلی در نقطه رکود<sup>۱</sup> به بیشترین میزان خود می‌رسد و با افزایش زاویه برخورد کاهش یافته تا در نقطه جدایش به کمترین میزان خود می‌رسد و سپس به دلیل توسعه لایه مرزی جریان مجدداً افزایش می‌یابد. سوین و کوماراداس [۱۸] انتقال حرارت آب مقطر در حال جوش را بر یک دسته لوله دایروی با شار ثابت و متغیر مورد مطالعه تجربی قرار دادند. نتایج آنها نشان می‌دهد که انتقال حرارت میانگین دسته لوله هنگامی که شار حرارتی از ردیف پایین این دسته لوله تا ردیف بالا به ترتیب کاهش یابد، بیشتر از حالتی است که شار حرارتی در تمام ردیف‌ها یکسان باشد و بالعکس. دیزجی و نجفی [۱۹] انتقال حرارت از لوله‌ی بادامکی و همچنین لوله مدور شار ثابت در جریان عرضی آرام هوا در محدوده رینولدز ۷۰۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰۰ را به صورت تجربی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد در صورت استفاده از لوله بادامکی شکل به جای لوله مدور می‌توان انتقال حرارت را به میزان ۵ تا ۲۲ درصد افزایش داد. چامولی و همکاران [۲۰] اثر تغییر یک لوله دایروی به بادامکی با قطرهای نسبی متفاوت را به صورت عددی مورد بررسی قرار دادند و مباحث درگ فشاری، لیفت، گردابه و انتقال حرارت را روی لوله‌ها مشاهده کردند. منگرولکار و همکاران [۲۱] دسته لوله بادامکی را به صورت عددی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان دهنده برتری عملکرد لوله‌های بادامکی نسبت به دایروی می‌باشد. ضریب اصطکاک در دسته لوله بادامکی بین ۸۵ تا ۸۹ درصد در مقایسه با لوله دایروی کاهش داشته و نسبت عدد ناسلت بر ضریب اصطکاک دسته لوله بادامکی پنج برابر افزایش یافته

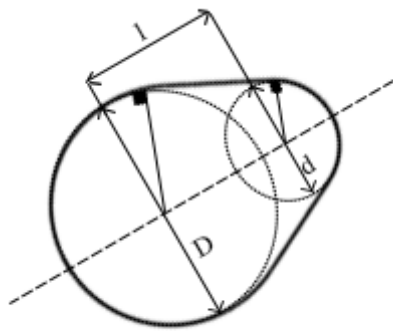
ناسلت میانگین بدست آمده از این آزمایش بالاتر از نتایج مربوط به لوله دایروی می‌باشد. در میان هندسه لوله‌های غیر دایروی، مطالعات متعددی بر لوله‌های بادامکی شکل در سال‌های اخیر به صورت عددی و تجربی انجام شده است. نوری بروجردی و لواسانی [۱۳] جریان اطراف یک لوله بادامکی شکل را با اندازه‌گیری توزیع فشار و آشکار سازی مسیر سیال به صورت تجربی بررسی کردند. زاویه حمله بین صفر تا ۳۶۰ درجه و عدد رینولدز برای آزمایش بین ۲۰۰۰۰ تا ۳۴۰۰۰ بود. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که بیشترین ضریب درگ فشاری مربوط به زوایای ۹۰ درجه و ۲۷۰ درجه می‌باشد. همچنین در اکثر زوایای حمله ضریب درگ فشاری لوله بادامکی شکل، کمتر از یک لوله دایروی با سطح جانبی یکسان می‌باشد. نوری بروجردی و لواسانی [۱۴] انتقال حرارت جابجایی اجباری در شرایط دما ثابت و رفتار جریان را روی لوله بادامک شکل در جریان عرضی به صورت تجربی بررسی کردند. زاویه حمله از صفر تا ۱۸۰ درجه و رینولدز از ۱۵۰۰۰ تا ۲۷۰۰۰ بود. دمای سطح لوله ثابت فرض شده بود. نتایج آزمایش آن‌ها نشان می‌دهد که در محدوده رینولدزهای آزمایش بیشترین انتقال حرارت در زاویه ۹۰ درجه رخ می‌دهد. همچنین عملکرد هیدرولیکی - حرارتی لوله بادامکی شکل به جز در زوایای ۹۰ و ۱۲۰ درجه، از یک لوله دایروی با سطح مقطع یکسان بهتر می‌باشد. نوری بروجردی و لواسانی [۱۵] ضریب درگ فشاری و انتقال حرارت حول یک لوله بادامکی شکل را در رینولدز ۱۵۰۰۰ تا ۴۸۰۰۰ و زاویه حمله صفر تا ۳۶۰ درجه به صورت تجربی بررسی کردند. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد که تغییرات ضریب درگ فشاری و انتقال حرارت نسبت به زاویه حمله روندی موجی شکل داشته است. همچنین بیشترین بازه تغییرات نسبت عدد ناسلت لوله‌ی بادامکی شکل به لوله دایروی، مربوط به زوایای ۹۰ و ۲۷۰ درجه و کمترین میزان این تغییرات در زوایای ۳۰ و ۱۸۰ درجه به دست می‌آید. ایشاک و همکاران [۱۶] انتقال حرارت و افت فشار بر روی یک دسته لوله تخت را بررسی کردند. محدوده رینولدز مطالعه و شار حرارتی از لوله به ترتیب بین ۳۷۳ تا ۶۲۳ و ۹۶۷/۹۲ تا  $3629/7 \text{ W/m}^2$  بود. نتایج نشان می‌دهد که عدد ناسلت میانگین برای تمام لوله‌ها با اعمال شار ثابت به میزان ۱۱/۴۶ تا ۴۶/۴۲ درصد

<sup>1</sup> Stagnation Point

شار حرارتی از لوله بادامکی شکل  $3269 \text{ W/m}^2$  می‌باشد. شکل شماره (۲) شماتیک یک لوله بادامکی شکل را نشان می‌دهد. سطح مقطع لوله فوق از دو دایره با قطرهای متفاوت و دو خط مماس بر دایره‌ها حاصل شده است. قطر لوله بزرگ و کوچک به ترتیب برابر با  $D = 22$  و  $d = 12$  میلی‌متر بوده و خط واصل دو مرکز دایره برابر با  $l = 11$  میلی‌متر است. قطر معادل دایره‌ی لوله بادامکی از رابطه (۲) محاسبه شده است و برابر با  $D_{eq} = 24/7 \text{ mm}$  می‌باشد که در این رابطه  $P$  محیط لوله‌ی بادامک شکل بوده و برابر  $77/7$  میلی‌متر است.

$$D_{eq} = \frac{P}{\pi} = d \left( \frac{\pi}{2} - \theta \right) + D \left( \frac{\pi}{2} + \theta \right) + \sqrt{4l^2 - (D - d)^2} \quad (2)$$

لوله بادامکی از ورق مس با ضخامت  $0/3$  میلی‌متر ساخته شده است و طول لوله  $35$  سانتی‌متر می‌باشد.



شکل ۲- نمای شماتیک لوله بادامک شکل

تأثیر زاویه حمله  $(\alpha)$  بر عملکرد هیدرولیکی- حرارتی لوله در زوایای صفر،  $30^\circ$ ،  $90^\circ$ ،  $150^\circ$  و  $180^\circ$  درجه انجام شد. نحوه قرارگیری لوله‌ها در جریان هوا در جدول (۱) مشخص شده است.

### ۳- روش انجام آزمایش و جمع‌آوری داده‌ها

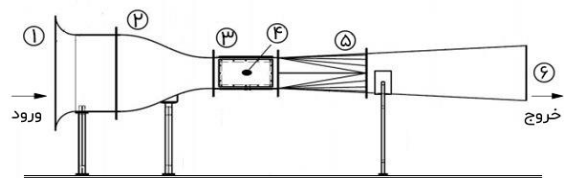
در این مطالعه درگ فشاری و انتقال حرارت از یک لوله بادامکی در جریان عرضی به صورت تجربی اندازه‌گیری شده است. برای محاسبه درگ فشاری، یک لوله‌ی بادامکی مطابق شکل (۳) ساخته شد. همان‌طور که مشخص است در محیط وسط طول لوله، دوازده عدد سوراخ به قطر  $2$  میلی‌متر ایجاد شده است و داخل هر سوراخ یک لوله مسی دایره‌ی با قطر داخلی یک میلی‌متر نصب شده است تا فشار سطح لوله در نقاط مختلف اندازه‌گیری شود.

است. همچنین بازده دسته لوله بادامکی با گام طولی  $1/5$  بالاتر از گام  $2$  می‌باشد.

از آنجایی که زاویه حمله بر عملکرد هیدرولیکی- حرارتی مبدل‌های حرارتی غیر دایره‌ی در جریان عرضی تأثیر بسزایی دارد و شرط مرزی شار حرارتی ثابت نسبت به دما ثابت افزایش انتقال حرارت را به دنبال دارد، هدف از این مطالعه تأثیر زاویه حمله بر عملکرد هیدرولیکی- حرارتی یک لوله بادامکی شار ثابت در جریان عرضی هوا می‌باشد.

### ۲- مشخصات دستگاه آزمایش و اجزای آن

در این مطالعه از یک تونل باد مادون صوت استفاده شد که نمای شماتیک آن در شکل شماره (۱) مشخص شده است.



۱- ورودی جریان ۲- نازل ۳- محفظه آزمایش ۴- نمونه

تحت آزمایش ۵- دیفیوزر ۶- فن

شکل ۱- نمای جانبی تونل باد

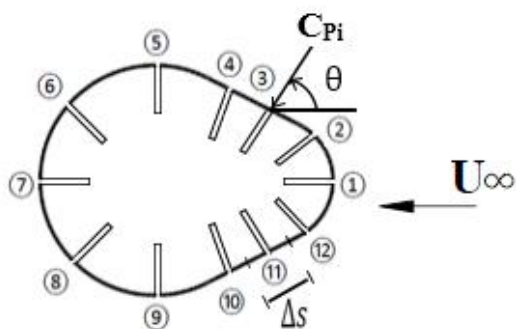
تونل باد که برای انجام آزمایش‌ها از آن بهره گرفته شده به صورت مدار باز و دارای اتاق آزمون شفاف از جنس پلکسی گلاس و با ابعاد  $40 \times 40$  سانتی‌متر است. سرعت هوا در عرض و ارتفاع اتاق آزمون یکنواخت می‌باشد. سرعت این اتاق به کمک پیتوت تیوب اندازه‌گیری می‌شود. ضخامت لایه مرزی روی سطح این اتاق محاسبه شد [۲۲] و کمتر از سه میلی‌متر می‌باشد. بنابراین با توجه به محل قرارگیری لوله در اتاق آزمون تأثیری بر عملکرد آن نخواهد داشت.

$$\delta = \frac{5x}{\sqrt{Re_x}} \quad (1)$$

در رابطه فوق  $x$  طول صفحه و  $\delta$  ضخامت لایه مرزی می‌باشد.

فشار هوا به کمک یک فشارسنج دیفراسیلی با محدوده خطای اندازه‌گیری  $\pm 20$  میلی‌بار اندازه‌گیری شد. همچنین دمای سطح لوله و هوای محیط به ترتیب با ترمومتر و دماسنج جیوه‌ای اندازه‌گیری شد. خطای ترمومتر و دماسنج جیوه‌ای به ترتیب  $0/8$  و  $0/5$  درجه سانتی‌گراد بود. شار حرارتی از لوله به کمک یک دیمر صنعتی، ولت متر و آمپر متر اندازه‌گیری شد. خطای ولت‌متر و آمپر متر  $0/1$  بوده و

سوراخ‌ها به کمک رابطه (۴) محاسبه گردید.



الف- شماتیک لوله برای اندازه‌گیری فشار سطح



ب- نمای لوله برای اندازه‌گیری فشار سطح  
 شکل ۳- لوله بادامکی برای مطالعه درگ فشاری

ضریب درگ فشاری از توزیع فشار حول سطح مقطع لوله مطابق رابطه (۳) محاسبه می‌شود.

$$C_D = \frac{1}{D_{eq}} \left\{ \sum_{i=1}^{12} C_{p,i} \cos \theta_i \Delta S_i \right\} \quad (3)$$

در رابطه فوق  $C_{p,i}$ ،  $\theta_i$  و  $\Delta S_i$  به ترتیب ضریب فشار، زاویه سوراخ‌ها با جریان ورودی و سطح لوله می‌باشند.  $C_{p,i}$  از رابطه (۴) محاسبه می‌شود.

$$C_{p,i} = \frac{P_i - P_\infty}{0.5 \rho_\infty U_\infty^2} \quad (4)$$

در رابطه فوق  $P_i$ ،  $P_\infty$  و  $\rho_\infty$  و  $U_\infty$  به ترتیب فشار ورودی به هر سوراخ، فشار جریان هوا، چگالی جریان و سرعت جریان هوا می‌باشند.

برای اندازه‌گیری انتقال حرارت لوله دیگری ساخته شد. شماتیک لوله در شکل (۴) نشان داده شده است.

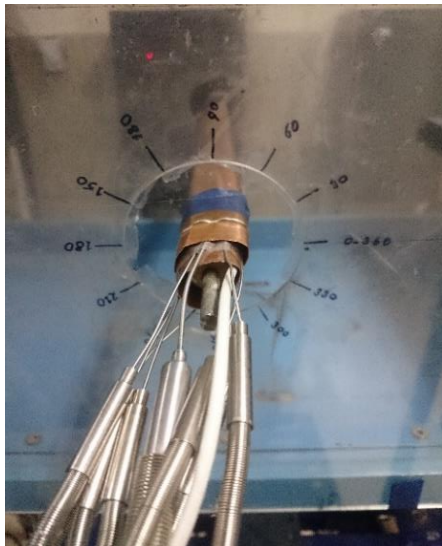
برای اینکه شار حرارتی به سمت خارج لوله باشد هسته مرکزی آن بادامکی شکل و از جنس چسب سنگ ساخته شد. قطر معادل دایروی این هسته برابر  $D_{eq} = 18/7 \text{ mm}$

جدول ۱- شماتیک نحوه قرار گیری لوله در زوایای متفاوت

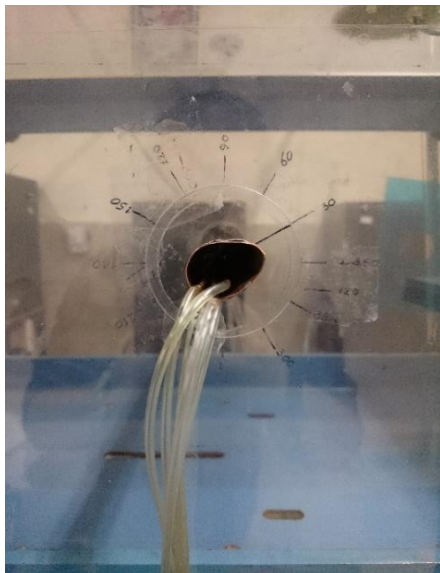
شماتیک لوله	زاویه حمله ( $\alpha$ )
	۰
	۳۰
	۹۰
	۱۵۰
	۱۸۰

تمامی لوله‌های مسی خارج شده توسط دوازده شلنگ پلاستیکی به دستگاه فشارسنج متصل گردید تا فشار هریک از نقاط به طور مجزا اندازه‌گیری شود. نهایتاً با استفاده از فشارهای موضعی به دست آمده ضریب فشار تمامی

در این نقاط به کمک ترموکوپل اندازه‌گیری شود. در شکل (۵) مدار الکتریکی مورد استفاده جهت اندازه‌گیری شار حرارتی نشان داده شده است. برای جلوگیری اتلاف حرارت از دو طرف سطح مقطع لوله عایق‌های الاستومری نصب گردید. شکل شماره (۶) نحوه قرارگیری لوله مربوط به انتقال حرارت و ضریب درگ فشاری را داخل محفظه آزمایش نشان می‌دهد.



الف- انتقال حرارت در زاویه حمله ۳۰ درجه



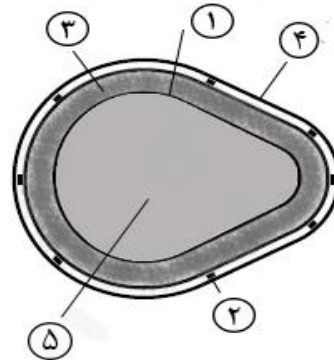
ب- ضریب درگ فشاری در زاویه حمله ۳۰ درجه  
شکل ۶- نمای لوله داخل محفظه آزمایش

عدد ناسلت سطح لوله از رابطه (۵) محاسبه می‌شود.

$$Nu_{eq} = \frac{hD_{eq}}{k} = \frac{Q}{\pi L k (T_s - T_{\infty})} \quad (5)$$

در رابطه فوق  $L$  طول لوله بوده و  $k$  ضریب هدایت هوا است. همچنین  $Q$  نرخ انتقال گرما است. در صورتی که  $T_s$  دمای

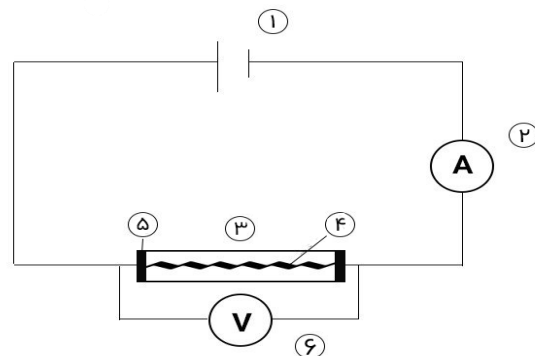
انتخاب گردید. روی این هسته المنتی با ظرفیت  $500 \text{ W}$  پوشیده شد.



۱- هسته و المنت ۲- ترموکوپل ۳- ماسه بادی  
۴- سطح لوله بادامک شکل (مسی) بادامک شکل ۵- عایق  
الف- شماتیک لوله برای اندازه‌گیری دمای سطح



ب- نمای داخلی لوله پیش از قرار گیری هسته  
شکل ۴- بادامکی برای مطالعه انتقال حرارت



۱- دیمپر صنعتی ۲- آمپر متر ۳- لوله تحت آزمایش  
۴- هسته و المنت ۵- عایق ۶- ولت‌متر  
شکل ۵- مدار الکتریکی آزمایش

جهت یکنواخت شدت انتقال حرارت از سطح لوله، فاصله بین هسته و سطح داخلی لوله بادامکی با ماسه بادی پر شد. مطابق شکل (۴) هشت عدد ترموکوپل نوع  $K$  در سطح داخل لوله بادامکی نصب گردید تا دمای محلی سطح لوله

خطای ضریب فشار ( $U_{C_{p_i}}$ ) از رابطه (۱۰) محاسبه می‌شود.

$$U_{C_{p_i}} = \left\{ \left[ \frac{U_{p_i-p_{\infty}}}{0.5\rho_{Air}U_{\infty}^2} \right]^2 + \left[ \frac{-(p_i-p_{\infty})U_{\rho_{Air}}}{0.5\rho_{Air}U_{\infty}^2} \right]^2 + \left[ \frac{-2U_{\infty}(p_i-p_{\infty})}{0.5\rho_{Air}U_{\infty}^3} U_{U_{\infty}} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

در رابطه فوق  $U_{p_i-p_{\infty}}$ ،  $U_{\rho_{Air}}$  و  $U_{U_{\infty}}$  به ترتیب خطای اختلاف فشار اندازه‌گیری شده، خطای چگالی هوا و خطای سرعت جریان هوا می‌باشد.

خطای ضریب درگ در محدوده رینولدز مطالعه حاضر با توجه به خطای پارامترهای اشاره شده حدود ۷/۲ تا ۱۴/۱ درصد است.

خطای عدد ناسلت به کمک رابطه (۱۱) محاسبه می‌شود.

$$U_{Nu} = \left\{ \left[ \frac{U_Q}{k\pi L(T_s-T_{\infty})} \right]^2 + \left[ \frac{Q}{k\pi L(T_s-T_{\infty})^2} U_{T_{\infty}} \right]^2 + \left[ \frac{-Q}{k\pi L(T_s-T_{\infty})^2} U_{T_s} \right]^2 + \left[ \frac{-Q}{k^2\pi L(T_s-T_{\infty})} U_k \right]^2 + \left[ \frac{-Q}{k\pi L^2(T_s-T_{\infty})} U_L \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

در رابطه فوق  $U_Q$ ،  $U_{T_{\infty}}$ ،  $U_{T_s}$ ،  $U_k$  و  $U_L$  به ترتیب خطای شار حرارتی، ترمومتر، دماسنج جیوه‌ای، ضریب هدایت حرارتی و اندازه‌گیری طول لوله می‌باشد.

خطای شار حرارتی ( $U_Q$ ) از رابطه (۱۲) محاسبه می‌شود.

$$U_Q = \{ [U_V I]^2 + [U_I V]^2 \}^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

$U_I$  و  $U_V$  به ترتیب خطای ولت‌متر و آمپرمتر می‌باشند. با قرار دادن مقادیر فوق در رابطه (۱۱) دقت عدد ناسلت در محدوده رینولدز مطالعه و در تمامی زوایای حمله بین ۳/۳ تا ۴/۶ درصد به‌دست آمده است.

#### ۵- نتایج

به منظور اعتبار سنجی نتایج و اطمینان از دقت دستگاه آزمایش ابتدا نتایج یک لوله دایروی با قطر خارجی ۲۸/۷ میلی‌متر با نتایج وایت [۲۴] برای ضریب درگ در شکل (۷) و همچنین نتایج یک لوله دایروی با قطر مشابه و شار حرارتی ثابت با نتایج تحلیلی زوکاسکاس [۸]، هیلپرت [۹] و چرچیل و برنشتاین [۱۰] برای انتقال حرارت در شکل

محلی و یا متوسط را نشان دهد، عدد ناسلت محاسبه شده محلی و متوسط خواهد بود.

ضریب انتقال حرارت جابجایی میانگین از رابطه (۶) محاسبه می‌شود.

$$\bar{h} = \frac{\dot{Q}}{(T_s-T_{\infty})} \quad (6)$$

که در رابطه فوق  $\dot{Q}$ ،  $T_s$  و  $T_{\infty}$  به ترتیب نرخ شار حرارتی، دمای سطح لوله و دمای محیط می‌باشد. دمای محیط به وسیله دماسنج جیوه‌ای به دقت اندازه‌گیری شد.

شار حرارتی از سطح نیز از رابطه (۷) محاسبه می‌شود.

$$\dot{Q} = \frac{Q}{A} = \frac{VI}{A} \quad (7)$$

در رابطه فوق  $V$  و  $I$  به ترتیب ولتاژ و جریان عبوری از المنت داخل لوله است.  $A$  سطح مقطع لوله می‌باشد.

تمامی خواص هوا در دمای  $T_{\infty}$  از جداول ترمودینامیکی [۲۲] به‌دست آمده است و محدوده عدد رینولدز هوا بر اساس قطر معادل بین  $15500 < Re_{Deq} < 42000$  است.

#### ۴- خطای آزمایش و آنالیز عدم قطعیت

مطالعات تجربی همواره با خطا همراه است که دلیل آن وجود خطا در تجهیزات اندازه‌گیری و عوامل محیطی و خطا در استخراج داده می‌باشد که در مجموع بر روی محاسبات و نتیجه نهایی تأثیر گذار است.

به کمک تئوری پخش خطا، از رابطه (۸) برای تأثیر خطای هر کدام از این متغیرها بر خطای کل استفاده شده است [۲۳].

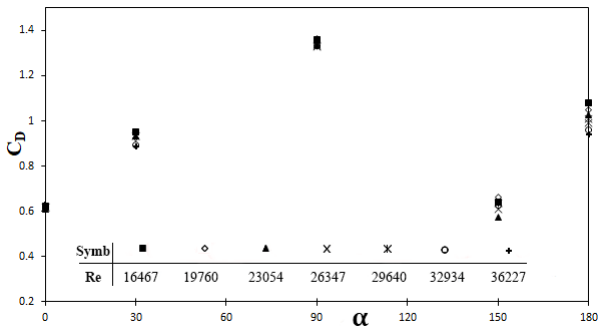
$$U_R = \left[ \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial R}{\partial V_i} U_{V_i} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

خطای ضریب درگ لوله بادامکی ( $C_D$ ) به کمک رابطه (۹) محاسبه شده است.

$$U_{C_d} = \left\{ \left[ -\frac{U_{D_{eq}}}{D_{eq}} \left\{ \sum_{i=1}^n C_{p,i} \cos\theta_i \Delta S_i \right\} \right]^2 + \left[ \frac{1}{D_{eq}} \left\{ \sum_{i=1}^n U_{C_{p,i}} \cos\theta_i \Delta S_i \right\} \right]^2 + \left[ -\frac{1}{D_{eq}} \left\{ \sum_{i=1}^n U_{\theta_i} \sin\theta_i C_{p,i} \Delta S_i \right\} \right]^2 + \left[ \frac{1}{D_{eq}} \left\{ \sum_{i=1}^n U_{\Delta S_i} \cos\theta_i C_{p,i} \right\} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

در رابطه فوق  $U_{C_{p_i}}$ ،  $U_{\theta}$ ،  $U_{D_{eq}}$  و  $U_{S_i}$  به ترتیب خطای ضریب فشار، زاویه، قطر معادل و سطح لوله می‌باشد.

کمترین ضریب درگ لوله بادامکی در زوایای صفر و ۱۵۰ درجه به دست می‌آید که در قیاس با لوله دایروی با قطر معادل به میزان ۴۴ تا ۵۲ درصد پایین‌تر می‌باشد.



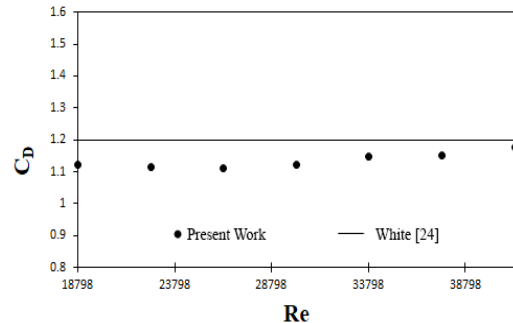
شکل ۹- تغییرات ضریب درگ برای لوله بادامک شکل بر حسب زاویه حمله در اعداد رینولدز متفاوت

شکل (۱۰) تغییرات عدد ناسلت محلی روی لوله در زوایای حمله متفاوت و رینولدزهای مختلف برای شار حرارتی  $3269 \text{ W/m}^2$  را نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهند که در تمام زوایای حمله بالاترین عدد ناسلت محلی در نقطه رکود لوله به دست آمده است. با عبور جریان از روی سطح لوله ضخامت لایه مرزی افزایش می‌یابد و از آنجایی که ضخامت لایه مرزی با انتقال حرارت رابطه معکوس دارد، عدد ناسلت محلی کاهش می‌یابد و سپس به دلیل جدایش لایه مرزی و تحت تأثیر ویک<sup>۱</sup> ایجاد شده در پشت لوله، عدد ناسلت محلی افزایش یافته است. بیشترین میزان کاهش عدد ناسلت محلی پس از نقطه رکود در زوایای صفر، ۳۰، ۹۰، ۱۵۰ و ۱۸۰ درجه به ترتیب ۴۳، ۳۶، ۴۳ و ۳۹ درصد می‌باشد.

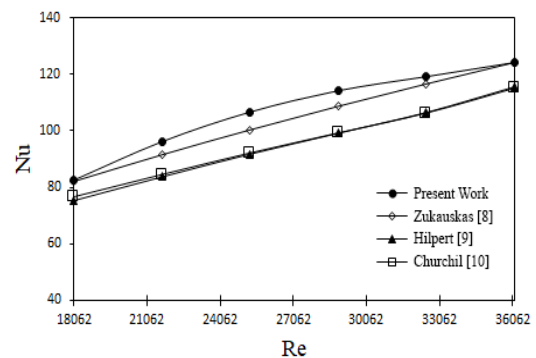
در شکل (۱۱) تغییرات عدد ناسلت میانگین با زاویه حمله در محدوده رینولدز مطالعه مشخص شده است. با مشاهده نمودار مشخص است که تغییرات عدد ناسلت میانگین نیز همانند تغییرات درگ فشاری روندی موج شکل دارد اما گستره‌ی این موج به اندازه تغییرات درگ فشاری نمی‌باشد. از روی نمودار مشخص است که با افزایش زاویه حمله از صفر تا ۹۰ درجه بالاترین عدد ناسلت میانگین به دست می‌آید که در مقایسه با زاویه صفر درجه ۷ تا ۱۳ درصد بیشتر است. با رسیدن به زاویه حمله ۹۰ درجه به دلیل جدایش سریع‌تر لایه مرزی جریان فرادست و آمیختگی شدیدتر ناشی از ویک ایجاد شده در پشت لوله در قیاس با دیگر زوایا بالاترین عدد ناسلت میانگین به دست می‌آید. در

<sup>۱</sup> Wake

(۸) مقایسه شد. نتایج نشان‌دهنده خطا به میزان ۱/۹ تا ۷/۳ درصد برای ضریب درگ و ۰/۱۴ تا ۱۵ درصد برای انتقال حرارت می‌باشد که می‌توان دریافت نتایج هم‌خوانی خوبی با داده‌های تحلیلی دارند.

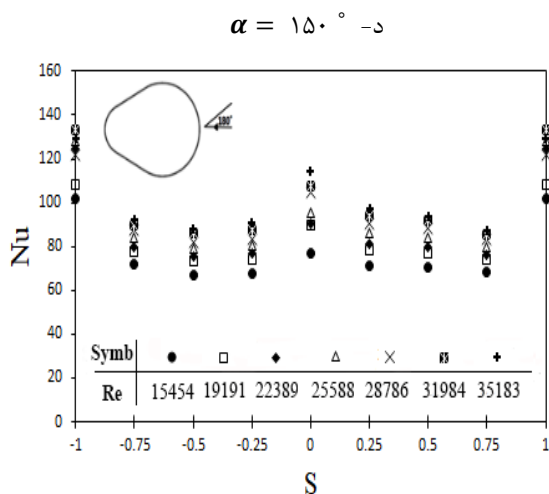


شکل ۷- ضریب درگ برای لوله دایروی در جریان عرضی

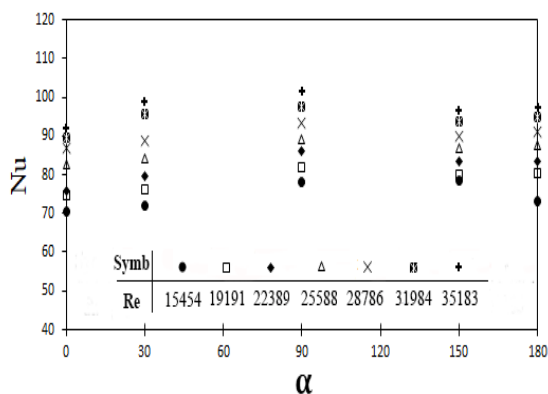


شکل ۸- عدد ناسلت لوله دایروی در جریان عرضی

تغییرات ضریب درگ لوله بادامکی شکل بر حسب زوایای حمله در رینولدزهای مختلف در شکل (۹) مشخص شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود ضریب درگ با افزایش زاویه حمله تا زاویه ۹۰ درجه به میزان ۱۱۴ تا ۱۲۲ درصد در مقایسه با زاویه صفر درجه افزایش یافته و پس از آن تا زاویه ۱۵۰ درجه کاهش می‌یابد و سپس در زاویه ۱۸۰ درجه مجدداً افزایش می‌یابد. با بالا رفتن زاویه حمله و با توجه به شکل آیرودینامیکی لوله سطح بیشتری از لوله در مقابل جریان هوا قرار می‌گیرد که در زاویه ۹۰ درجه به بیشترین مقدار خود می‌رسد و همانند یک دیواره عمل می‌کند. در این حالت ضریب فشار به دست آمده از اکثر سوراخ‌های روی لوله بالاتر رفته و با توجه به تغییر زاویه سوراخ‌ها در مقابل جریان، ضریب درگ فشاری افزایش می‌یابد. بالاترین ضریب درگ لوله بادامکی مربوط به زاویه حمله ۹۰ درجه می‌باشد که به میزان ۱۰ تا ۱۳ درصد در مقایسه با لوله دایروی با قطر معادل افزایش پیدا می‌کند و



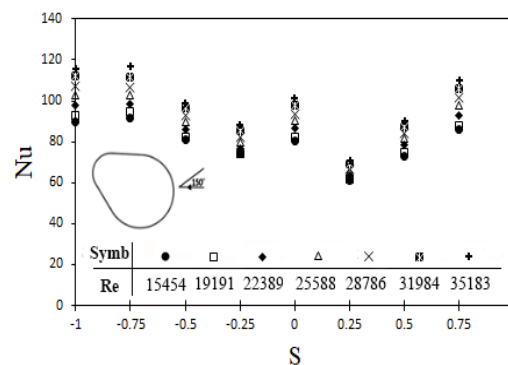
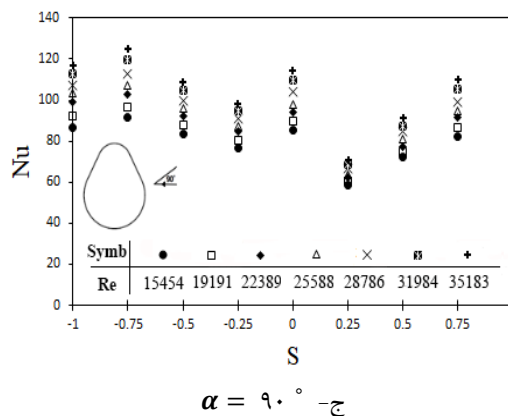
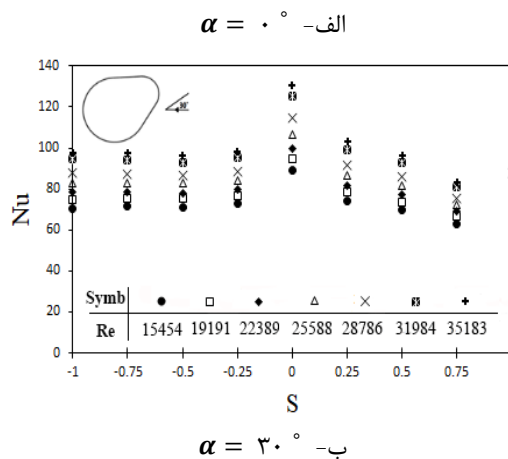
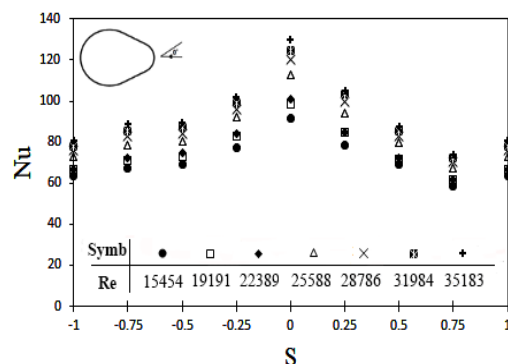
شکل ۱۰- تغییرات عدد ناسلت محلی لوله بادامکی شکل با زاویه حمله در شار حرارتی  $3269 \text{ W/m}^2$



شکل ۱۱- تغییرات عدد ناسلت متوسط بر حسب زاویه حمله در عدد رینولدز متفاوت در شار حرارتی  $3269 \text{ W/m}^2$

عملکرد هیدرولیکی- حرارتی لوله بادامکی بر حسب محدوده رینولدز در زوایای حمله متفاوت در شکل (۱۲) نشان داده شده است. به منظور بررسی این عملکرد از نسبت عدد ناسلت بر ضریب درگ ( $Nu/C_D$ ) استفاده شده است. همان طور که مشخص است عملکرد هیدرولیکی- حرارتی لوله بادامکی شکل نسبت به لوله دایروی با قطر معادل در زوایای صفر و  $150^\circ$  درجه  $36$  تا  $82$  درصد بیشتر است. دلیل این میزان برتری در عملکرد زاویه صفر و  $150^\circ$  درجه ضریب درگ پایین این دو زاویه در مقایسه با دیگر زوایا می باشد. از آنجایی که تغییرات عدد ناسلت در تمام زوایا به گستردگی تغییرات ضریب درگ نمی باشد تأثیر ضریب درگ بر این عملکرد بیشتر است.

زوایای صفر و  $90^\circ$  درجه به ترتیب پایین ترین و بالاترین عدد ناسلت میانگین لوله بادامکی به دست آمده است و این مقادیر به ترتیب به میزان  $14$  تا  $31$  و  $5$  تا  $25$  درصد در مقایسه با لوله دایروی با قطر معادل کمتر می باشند.





هیدرولیکی- حرارتی لوله بادامکی مشاهده گردید زوایای صفر و ۱۵۰ درجه در محدوده رینولدز ۳۶ تا ۸۲ درصد از لوله دایروی با قطر معادل بیشتر می‌باشند. زاویه ۹۰ درجه با ۱۲ تا ۳۱ درصد افت در مقایسه با لوله دایروی ضعیف‌ترین عملکرد هیدرولیکی- حرارتی را در بین تمامی زوایای حمله دارد.

#### ۷- فهرست علائم اختصاری

- A: مساحت مقطع لوله  
 Cp: ضریب فشار  
 Cd: ضریب درگ  
 D: قطر بزرگ (mm)  
 d: قطر کوچک (mm)  
 h: ضریب انتقال حرارت جابجایی ( $W/m^2k$ )  
 I: جریان (A)  
 k: ضریب هدایت حرارتی ( $W/mk$ )  
 L: طول لوله (mm)  
 I: فاصله مراکز (mm)  
 Nu: عدد ناسلت  
 Q: نرخ انتقال گرما (W)  
 q: نرخ شار گرما ( $W/m^2$ )  
 Re: عدد رینولدز  
 T: دما (K)  
 U: سرعت (m/s)  
 V: ولتاژ (V)

#### علائم یونانی

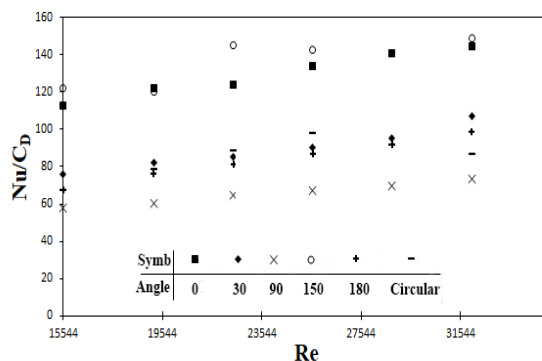
- $\Delta$ : اختلاف  
 $\rho$ : چگالی ( $kg/m^3$ )  
 $\theta$ : زاویه سوراخ‌ها  
 $\alpha$ : زاویه حمله

#### بالانویس‌ها

- : متوسط

#### زیرنویس‌ها

- eq: معادل  
 s: سطح  
 $\infty$ : جریان آزاد  
 i: شماره سوراخ روی لوله



شکل ۱۲- تغییرات عملکرد هیدرولیکی- حرارتی لوله بادامکی شکل بر حسب عدد رینولدز در زوایای حمله متفاوت در شار حرارتی  $3269 W/m^2$

#### ۶- نتیجه گیری

در این مطالعه تأثیر زاویه حمله بر عملکرد هیدرولیکی- حرارتی لوله بادامکی شار ثابت به صورت تجربی بررسی شد. محدوده رینولدز معادل دایروی و زاویه حمله در نظر گرفته شده به ترتیب  $15500 < Re_{Deq} < 42000$  و  $180 > \alpha < 0$  است. شار حرارتی از لوله  $3269 W/m^2$  می‌باشد. با بررسی نتایج مشاهده می‌شود روند تغییرات ضریب درگ فشاری و عدد ناسلت به زاویه حمله در محدوده رینولدز، به شکل موج می‌باشد. از روی نمودار مشخص است که با بالا رفتن زاویه حمله از صفر تا ۹۰ درجه عدد ناسلت میانگین و ضریب درگ لوله بادامکی به ترتیب به میزان ۷ تا ۱۳ و ۱۱۴ تا ۱۲۲ درصد افزایش می‌یابد. پایین‌ترین ضریب درگ لوله بادامکی در زوایای صفر و ۱۵۰ درجه به دست می‌آید. در زاویه صفر و ۹۰ درجه به ترتیب پایین‌ترین و بالاترین عدد ناسلت میانگین به دست آمده است. عملکرد هیدرولیکی- حرارتی لوله بادامکی نیز مورد بررسی قرار گرفت و مشاهده گردید زوایای صفر و ۱۵۰ درجه در مقایسه با دیگر زوایای حمله ۳۱ تا ۱۲۵ درصد بیشتر می‌باشد. نتایج نشان می‌دهند ضریب درگ لوله بادامکی در زاویه ۹۰ درجه به میزان ۱۰ تا ۱۳ درصد در مقایسه با لوله دایروی بیشتر است. همچنین ضریب درگ لوله بادامکی در زوایای صفر و ۱۵۰ درجه، به میزان ۴۴ تا ۵۲ درصد در مقایسه با لوله دایروی با قطر معادل پایین‌تر است. عدد ناسلت میانگین به دست آمده از لوله بادامکی در زوایای صفر و ۹۰ درجه در مقایسه با لوله دایروی به ترتیب ۱۴ تا ۳۱ و ۵ تا ۲۵ درصد پایین‌تر می‌باشد. با مقایسه عملکرد

## مراجع

- [۱] کامیار کمانی و روح... رفعی " بررسی انتقال حرارت و جریان آرام نانوسیال از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک در یک مبدل حرارتی جریان مخالف"، نشریه مدل سازی در مهندسی، دوره ۱۳، شماره ۴۱، تابستان ۱۳۹۴، صفحه ۴۷-۵۷.
- [۲] مازیار دهقان، نیما تیرانداز و محمد صادق ولی پور، "مبدل دو لوله‌ای ماریچ پر شده از محیط متخلخل تحت فشار تحت شار حرارتی نامتقارن". نشریه مدل سازی در مهندسی، دوره ۱۶، شماره ۵۲، بهار ۱۳۹۷، صفحه ۴۰۹-۴۱۸.
- [۳] علی زینلی، حسین اقبالی و وحید رفیعی، "مدل سازی بازیاب‌های حرارتی دوار". نشریه مدل سازی در مهندسی، دوره ۱۰، شماره ۲۸، بهار ۱۳۹۱، صفحه ۹-۱۸.
- [4] L. Lamarche, "Horizontal ground heat exchangers modeling", Applied thermal engineering, Vol. 155, 2019, pp. 535-545.
- [5] R. Whalley, and K.M. Ebrahimi, "Heat exchanger dynamic analysis", Applied mathematical modeling, Vol. 62, 2018, pp. 38-50.
- [6] J. Chen, G. Cui , and Y. Xiao, "An analytical solution to the dynamic behavior of heat exchanger networks", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 126, 2018, pp. 466-478.
- [7] K. M. Krall, and E. R. G. Eckert, "Heat Transfer to a Transverse Circular Cylinder at Low Reynolds Number Including Refraction Effects", Heat Transfer, Vol. 3, 1970, pp. 225-232.
- [8] A. Zukauskas, "Heat Transfer from Tubes in Cross Flow", J. P. Hartnett and F. Irvine, Jr., Eds., advances in Heat Transfer, vol. 8, Academic Press, New York, 1972.
- [9] R. Hilpert, and G. Forsch, Ingenieurwes., Vol. 4, No. 215, 1933.
- [10] S. W. Churchill, and M. J. Bernstein, Heat Transfer. 99, 300, 1977.
- [11] H. Schlichting, Boundary Layer Theory, Springer, New York, 2000.
- [12] T. Ota, , S. Aiba, T. Tsuruta, and M. Kaga, "Forced Convection Heat Transfer from an Elliptic Cylinder of Axis Ratio 1: 2", Bulletin of JSME, Vol. 26, No. 212, 1983, pp. 262-267.
- [13] A. Nouri-Borujerdi, and A. M. A. Lavasani, "Flow Visualizations around a Non-Circular Tube", IJE Transactions Vol. 19, No. 1, 2006, pp. 73-82.
- [14] A. Nouri-Borujerdi, and A.M. Lavasani, "Experimental study of forced convection heat transfer from a cam shaped tube in cross flows", International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 50, 2007, pp. 2605-2611.
- [15] A. Nouri-Borujerdi, and A. M. A. Lavasani, "Pressure loss and heat transfer characterization of a cam-shaped cylinder at different orientations", ASME J Heat Transfer Vol. 130:124503, 2008.
- [16] M. Ishak, T. A. Tahseen, and M. M. Rahman, "Experimental investigation on heat transfer and pressure drop characteristics of air flow over a staggered flat tube bank in cross-flow", International Journal Automotive and Mechanical Engineering Vol. 7, 2013, pp. 900-911.
- [17] M. A. Abd-Rabbo, N. S. Berbish, M. A. Mohammad, and M. M. Mandour, "Forced Convection Heat Transfer from three dimensional bodies in Cross-Flow", Engineering Research Journal Vol. 137, March, M1-M19, 2013.
- [18] A. Swain, and M. K. Das, "Flow boiling of distilled water over plain tube bundle with uniform and varying heat flux along the height of the tube bundle", Experimental Thermal and Fluid Science Vol. 82, 2017, pp. 222-230.
- [۱۹] نادر دیزجی، محمد نجفی و مهدی قائمی "بررسی تجربی انتقال گرمای جابه‌جایی اجباری بر روی لوله بادامکی و لوله مدور شکل در جریان خارجی آرام". فصلنامه علمی پژوهشی مکانیک هوافضا جلد ۱۲ شماره ۳، ۱۳۹۵، صفحه ۵۴-۴۵.
- [20] S. Chamboli, T. Tang, P. Yu, and R. Lu, "Effect of shape modification on heat transfer and drag for fluid flow past a cam-shaped cylinder International", Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.131, 2019, pp. 1147-1163.

- [21] C. K. Mangrulkar, A. S. Dhoble, A. R. Deshmukh, and S. A. Mandavgane, "Numerical investigation of heat transfer and friction factor characteristics from in-line cam shaped tube bank in crossflow", Applied thermal engineering, Vol. 110. 2017, pp. 521-538.
- [22] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman, and Lavine, Introduction to Heat Transfer, 5th edition, Wiley, New York, 2002.
- [23] JHT Editorial Board., "Journal Heat Transfer Policy on Reporting Uncertainties in Experimental Measurements and Results", ASME J. Heat Transfer, Vol. 115, 1993, PP. 5-6.
- [24] F. M. White, Fluid Mechanics, McGraw-Hill, New York, 2005.