

بررسی تجربی انتقال گرمای جابه‌جایی اجباری بر روی لوله بادامکی و

لوله مدور شکل در جریان خارجی آرام

مهدي قائمی^۳

دانشکده مهندسی مکانیک
دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۲/۴؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۱۰/۱۰)

نادر دیزجی^۱ و محمد نجفی^۲

گروه مهندسی مکانیک
دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات

چکیده

انتقال گرمای جابه‌جایی اجباری بر روی لوله بادامکی و لوله مدور در جریان خارجی آرام به صورت تجربی در محدوده اعداد رینولدز از 7×10^4 تا 1.2×10^5 بررسی شده است. توزیع عدد نوسلت و تغییرات آن بر حسب عدد رینولدز بر روی مدل‌ها (لوله بادامکی و استوانه) مورد اندازه‌گیری قرار گرفته است. نتیجه بیانگر آن است که در صورت استفاده از لوله بادامکی به جای لوله مدور، می‌توان انتقال گرما را ۵ تا ۲۲٪ افزایش داد. عدم قطعیت در نتایج آزمایش حداقل ۱۲ و حداکثر ۲۲٪ است. همچنین رابطه هیلپرت برای لوله بادامکی مورد بررسی قرار گرفت که نتایج مطالعه بیانگر صحت آن در مورد لوله بادامکی است.

واژه‌های کلیدی: عدد ناسلت، انتقال گرمای جابه‌جایی اجباری، لوله بادامکی شکل

Experimental Study of Forced Convection Heat Transfer of a Cam-Shaped Tube and a Cylinder in an External Laminar Flow

N. Dizadji and M. Najafi

Mechanical Engineering Department
Islamic Azad University Science and Research Branch

M. Ghaemi

Mechanical Engineering Department
K.N. Toosi University

(Received: 24/April/2013; Accepted: 31/December/2014)

ABSTRACT

Forced convection heat transfer of a cam-tube and a cylinder in external laminar flow and at Reynolds number in the interval 7×10^4 to 1.2×10^5 are experimentally implemented. Nusselt number distribution and its varying in terms of Reynolds number for prototypes (Cam-tube and cylinder) are treated. The principle result indicates applying the Cam-tube instead of cylinder make it possible increase the heat transfer between 5 to 22 percent. The uncertainty of the gathered data was at minimum 12 percent and at maximum 22 percent. Furthermore, the results show that the Hilpert's equation is authentic for the treated cam-tube.

Keywords: Nusselt number, Forced Convection Heat Transfer, Cam-Shaped Tube

۱- مری (نویسنده پاسخگو): ndizadji@srbiau.ac.ir

۲- استادیار: Mohammadnajafi@srbiau.ac.ir

۳- کارشناس ارشد: m.ghaemi@yahoo.com

مطالعه قرار دادند. این مطالعات سبب ایجاد راه کارهای افزایش انتقال گرما از جسم ضخیم همچون استوانه می گردد که سبب بهبود عملکرد مبادله کن های گرمایی می شود و آن نیز به نوبه خود افزایش بازدهی سیکل ترمودینامیکی نیروگاه را به همراه خواهد داشت.

یکی از روش های افزایش عملکرد انتقال گرما در مبادله کن های گرمایی بهینه سازی هندسی سیستم با استفاده از لوله های غیرمدور می باشد که در سال های اخیر مورد توجه محققین قرار گرفته است.

نوری بروجردی و لواسانی [۴] با تحلیل تجربی یک لوله بادامکی در حالت دما ثابت و در محدوده عدد رینولدز از $۱۰^۴ \times ۵$ تا $۱۰^۴ \times ۲/۷$ دریافتند که بیشترین و کمترین مقدار عدد ناسلت میانگین به ترتیب در زاویه حمله ۹۰ درجه و ۳۰ درجه رخ داده است. آنها در ادامه بررسی خود [۵] نشان دادند که مزیت اصلی انتخاب لوله ای با مقطع بادامکی شکل سبب کاهش درگ فشاری و افزایش ضریب انتقال گرما خواهد شد. همچنین نتایج آنها حاکی از آن بود که تغییرات درگ فشاری و عدد ناسلت نسبت به زاویه حمله نوسانی است.

گمینی و همکاران [۶] انتقال گرما جابه جایی اجباری را در شبکه لوله های مارپیچی در محدوده اعداد رینولدز ۷۰ تا ۴۰۰ با رابطه اصلاح شده چرچیل و برن اشتاین برای یک لوله استوانه ای مقایسه نمودند.

وانگ و همکاران [۷] با مطالعه تجربی بر روی ایرفویل NACA-۶۳۴۲۱ در محدوده دمایی ۳۰°C تا ۲۰°C و در رینولدزهای مختلف نشان دادند که معادله هیلپرت در محدوده ای از اعداد رینولدز دارای دقت مناسب می باشد. داده های آزمایش آنها نشان داد که عدد ناسلت متوسط^۶ ایرفویل در محدوده عدد رینولدز $۱۰^۵ < \text{Re} < ۱۰^۴ \times ۱/۸۶$ به علت وجود جریان کاملاً آرام تقریباً در همان محدوده صفحه تخت قرار دارد اما با افزایش عدد رینولدز ایرفویل نسبت به استوانه و صفحه تخت کمتر تحت تأثیر جریان درهم قرار گرفته و عدد ناسلت متوسط افزایش چندانی را با افزایش عدد رینولدز نشان نمی دهد.

ابراهیم و گوما^۷ [۸] شبکه ای از لوله های با مقطع بیضوی را در محدوده عدد رینولدز ۵۶۰۰ تا ۴۰۰۰۰ در جریان متقاطع به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آنها حاکی از آن

فهرست علائم و اختصارات

A	سطح جانبی (m^2)
C_D	ضریب درگ
D_{eq}	قطر معادل (m)
h	ضریب انتقال گرما جابه جایی ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ k}$)
I	شدت جریان الکتریکی (A)
K_f	ضریب انتقال گرما هوا در دمای فیلم ($\text{W}/\text{m k}$)
Nu	عدد ناسلت (hD/K)
p	فشار نسبی (Pa)
Pr	عدد پراوتل ($C_p \mu / K$)
q	گرما (J/s)
Re_D	عدد رینولدز (UD_{eq}/μ)
St	عدد استانتون ($Nu/RePr$)
T	دما ($^{\circ}\text{k}$)
V	ولتاژ (V)
علائم یونانی	
ε	ضریب گسیل
μ	لزجت دینامیک
ρ	چگالی (kg/m^3)
زیر نویس	
con	جابه جایی (convection)
f	فیلم نازک چسبیده به سطح
o	سطح خارجی (outer)
r	تشنش (radiation)
total	کل
w	دیواره (wall)
x	موضعی
∞	محیط

۱- مقدمه

امروزه مبادله کن های گرما کاربرد وسیعی در نیروگاه ها، صنایع پتروشیمی و بسیاری دیگر از صنایع دارند. در اکثر مبادله کن ها گرمایی لوله ای مدور به کار رفته اند زیرا سهولت در ساخت آنها موجب استفاده گسترده از آنان شده است. تاکنون محققین بسیاری سعی در افزایش عملکرد مبادله کن های گرمایی به روش های تحلیلی و حتی ابداعی داشته اند. کیز و لندن^۱ [۱]، زوکاسکاس و زیوگزدا^۲ [۲] و زراکویچ^۳ [۳] مبادله گرمای سیال عبوری در پیرامون اجسام ضخیم را مورد

4- Comini and etl

5- Wang and etl

7- Ibrahim and Goma

1- Kays and London

2- Zukauskas and Ziugzda

3- Zdravkovich

کاهش زبری نسبی سطح بیرونی لوله صیقل داده شده تا علاوه بر کاهش زبری، ضریب گسیل^۵ نیز کاهش یابد. یک منبع گرمایی با توان حداکثری ۸۰۰ وات^۶ به‌گونه‌ای داخل مدل آزمایش نصب شده است که شار گرمایی به تمام نقاط سطح لوله به‌طور یکنواخت اعمال گردد جهت بررسی درستی یکنواختی شار حرارتی در هوای ساکن، با اندازه‌گیری توزیع دما پیرامون سطح جانبی لوله، کلیه ترموکوپل‌ها بعد از رسیدن به شرایط پایدار^۷ مقدار دمای یکسانی را نشان می‌دادند دادند که نشان می‌دهد تمام نقاط سطح جانبی مدل شار گرمایی یکسانی از داخل لوله دریافت می‌کنند. همچنین داخل محفظه هر مدل با پودر فلزی با رسانندگی زیاد پر شده تا سبب یکنواختی گرما درون لوله گردد. مقدار شار گرمای دریافتی از هیتر، با تنظیم ولتاژ جریان الکتریکی ورودی قابل تغییر بوده است. ابتدا و انتهای لوله با سه لایه عایق نسوز ایزوله شده تا از اتلاف گرما از این ناحیه جلوگیری شود.

توزیع دمای سطح هر لوله با جایگذاری ۲۱ ترموکوپل نوع K در لوله بادامکی میسر شده است. قبل از نصب، ترموکوپل‌ها باید کالیبره شوند. برای نیل به این هدف، دمای خوانده‌شده توسط هریک از آنها با یک دمای مشخص (در اینجا دمای محیط) مقایسه شده‌اند و در صورت دقت قابل قبول (حداکثر ۰/۵ درجه سلسیوس خطا) ترموکوپل موردنظر در سیستم تعبیه شده است. جهت تعیین حدود نقطه جدایی لایه مرزی گرمایی، ترموکوپل‌های بیشتری در محدوده زاویه ۸۰ تا ۹۰ درجه نسبت به نقطه سکون^۸ نصب شده‌اند. همچنین ترموکوپل‌ها در سطح فوقانی و زیرین مدل به‌صورت متقارن نصب گردیده‌اند تا توزیع دما در این دو سطح قابل مقایسه باشد.

جریان اجباری توسط یک تونل باد مدارباز با مقطع دایروی به قطر مجرای ۲۴۰ میلی‌متر در محدوده سرعت ۹ تا ۲۴ متر بر ثانیه ایجاد می‌گردد (شکل ۲).

تونل باد مجهز به یک فن دمنده سانتریفیوژ است که سرعت آن قابل تنظیم می‌باشد. تغییر سرعت فن دمنده سبب تغییر سرعت جریان آزاد و در نتیجه عدد رینولدز می‌شود.

است که با تغییر زاویه حمله جریان حداکثر انتقال گرما در زاویه حمله صفر درجه رخ می‌دهد و همچنین شبکه لوله‌های بیضوی در مقایسه با لوله‌های استوانه‌ای سبب افزایش انتقال گرما خواهد شد.

تانگ و همکاران^۱ [۹] با بررسی تجربی و عددی پنج نوع لوله پره‌دار در محدوده عدد رینولدز ۴۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰ دریافتند که با افزایش ورتکس جریان و کاهش ارتفاع پره، می‌توان عملکرد کلی مبادله کن‌های گرمایی را افزایش داد.

موود^۲ [۱۰] انتقال گرمای جابه‌جایی اجباری را از سطح خارجی لوله مارپیچ به‌صورت تجربی مورد مطالعه قرار داد. مطالعه او بر روی ۱۰ نوع لوله مارپیچ در محدوده عدد رینولدز ۶۶۰۰ تا ۲۳۰۰۰ حاکی از آن است که با نسبت گام^۳ کوچکتر عدد ناسلت متوسط بزرگتر خواهد شد.

کوکولکا و همکاران^۴ [۱۱] عملکرد گرمایی کلی لوله‌های بهینه‌شده گرمایی (لوله‌های زبر) را در جریان داخلی مورد مطالعه قرار دادند و نتیجه گرفتند که انتقال گرما از لوله‌های با سطح زبر نه تنها افزایش می‌یابد، بلکه مشکلات رسوب گذاری نیز در آنها به‌طور قابل ملاحظه‌ای برطرف می‌شود.

در مطالعه پیش رو انتقال گرمای جابه‌جایی اجباری یک لوله بادامکی و یک لوله مدور به‌صورت تجربی در جریان خارجی در محدوده اعداد رینولدز از $10^5 \times 0.7$ تا $10^5 \times 1.2$ بر پایه قطر معادل لوله بادامکی و تحت شار حرارتی متغیر مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین توزیع عدد نوسلت در مدل و تغییرات آن نسبت به عدد رینولدز مورد مطالعه قرار گرفته است و در انتها رابطه همبندی شده‌ای بر پایه رابطه هیلپرت به‌دست آمده است.

۲- روش انجام آزمایش

جهت انجام آزمایش دو مدل، یکی با مقطع بادامکی و دیگری با مقطع استوانه‌ای که هر دو از جنس فولاد تجاری با رسانندگی زیاد هستند، مقایسه شده‌اند. با توجه به (شکل ۱) لوله بادامکی به طول ۱۳۱ میلی‌متر و از ترکیب سه کمان دایروی که هریک مماس بر یکدیگرند، تشکیل شده است. مدل آزمایش به‌روش CAD-CAM ساخته شده است و برای

6-Emissivity

7-Watt

8-Steady State

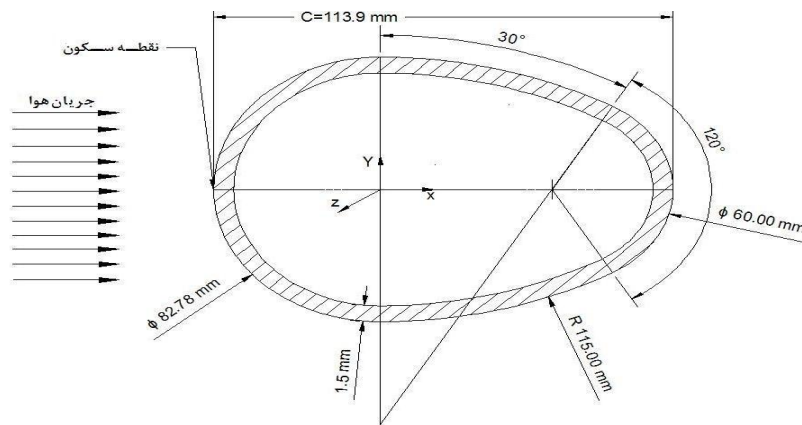
9- Stagnation point

1- Tang and etl

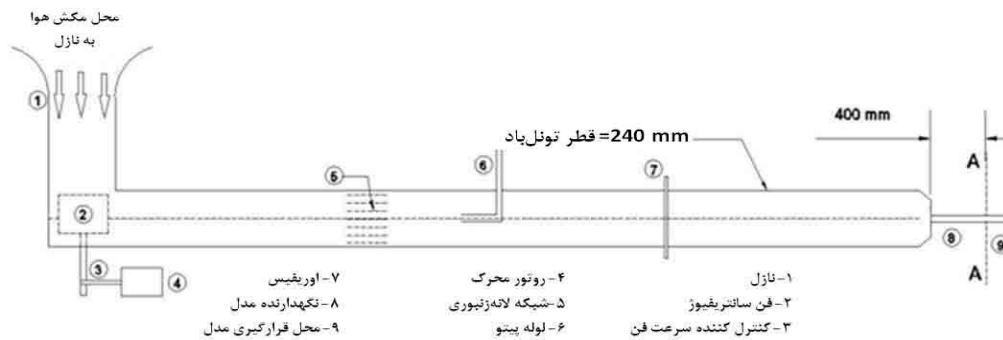
2- Moawed

4- Pitch Ratio

4- Kukullka



شکل (۱): مشخصات هندسی مدل آزمایش.



شکل (۲): تونل باد آزمایشگاه.

دو طرف لوله امکان پذیر می گردد). ۳- به تمام نقاط لوله شار گرمای به طور یکسان اعمال می شود. این مهم با اندازه گیری توزیع دما در سطح لوله و در نبود جریان اجباری هوا مورد بررسی قرار گرفت و مشاهده شد که دما در تمام نقاط یکسان است. به عبارت دیگر تمام نقاط سطح جانبی مدل، شار گرمایی یکسانی از چشمه گرمایی دریافت می کردند. ۴- از اتلافات گرمای سیم های الکتریکی رابط صرف نظر شده است.

موازنه انرژی روی سطح لوله بادامکی شکل بعد از برقرای شرایط پایدار (همان شار گرمای سطح ثابت که مشابه شرایط عملکرد مبادله کن گرما است)، برابر است با گرمای تولید شده توسط چشمه گرمایی و مجموع گرما اتلافی ناشی از انتقال گرمای جابه جایی اجباری و تشعشع است (رابطه (۱)).

طول مجرای تونل باد در حدود ۵ متر است که با توجه طول آن نسبت به قطر (بیش از ۱۰ برابر) جریان در تونل باد کاملاً توسعه یافته خواهد بود. با توجه به شکل ۲ مدل آزمایش در مقطع A-A و در مقابل جت تونل باد نصب می گردد. همچنین سرعت و دبی جریان اجباری به ترتیب توسط لوله پیتو^۱ و اوریفیس^۲ اندازه گیری شده است.

۲- تئوری حاکم بر مسأله

در این مطالعه فرضیات ذیل در نظر گرفته شده اند:

۱- انتقال گرما یک بعدی فرض شده است. ۲- از اتلاف گرما از ابتدا و انتهای لوله صرف نظر شده است (این امر با عایق کردن

1-Pitot Tube
2-Orifice

می‌شود. در جدول ۱ مقادیر ولتاژ الکتریکی اعمال شده به المنت حرارتی و شار حرارتی تولیدی نشان داده شده‌اند.

جدول (۱): مقادیر ولتاژ و جریان ورودی به المنت حرارتی.

ولتاژ (ولت) V	جریان (آمپر)	توان المنت (وات) P	شار حرارتی q (وات/متر مربع)
۵۰	۱/۵۲۵	۷۶/۵۲	۲۴۴۰
۷۵	۱/۷۲۷	۱۲۹/۵۳	۴۱۴۵
۱۰۰	۱/۹۶	۱۹۵/۹۴	۶۲۷۰

دمای محیط آزمایشگاه ۲۱ درجه سلسیوس است که با توجه به میانگین دمای سطح و نسبت شار تشعشعی به شار حرارتی کل در شرایط داده شده در جدول ۲، حداکثر سهم انتقال گرمای تشعشعی ۶/۲٪ از کل گرمای تولیدی است. بنابراین می‌توان از سهم انتقال گرما از سطح به صورت تشعشع صرف نظر نمود و کل گرمای خارج شده را به صورت جابه‌جایی در نظر گرفت.

جدول (۲): سهم انتقال گرمای تشعشعی از گرمای تولیدی کل.

شار حرارتی المنت (وات/متر مربع)	میانگین دمای سطح (°C)	شار تشعشعی (وات/متر مربع)	% شار تشعشعی / شار المنتحراری
۲۴۴۰	۷۴	۸۷/۱۴	۳/۵۷
۴۱۴۵	۱۱۸	۱۹۷/۱۹	۴/۷۵
۶۲۷۰	۱۷۱	۳۸۹/۲۸	۶/۲

بنابراین رابطه (۱) را می‌توان به صورت رابطه (۷) ساده‌سازی کرد:

$$q_{total} \cong q_{conv} \quad (۷)$$

انتقال گرمای جابه‌جایی، q_{conv} ، مطابق رابطه (۸) محاسبه می‌شود [۲]:

$$q_{conv} = \bar{h}A(\bar{T}_o - T_{\infty}) \quad (۸)$$

که، \bar{T}_o دمای متوسط سطح لوله بادامکی شکل و \bar{h} ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی متوسط است.

شرط مرزی گرمایی دیواره لوله بادامکی شار ثابت است زیرا مطالعه مقایسه انتقال گرما از استوانه در دو شرط مرزی دمای دیواره ثابت و شار ثابت [۱۳] حاکی از آن است که تا قبل از نقطه جدایش ضریب انتقال گرما تفاوت چندانی بین این دو شرط مرزی وجود ندارد، اما در نقطه جدایش ضریب انتقال

بررسی تجربی انتقال گرمای جابه‌جایی اجباری بر روی لوله بادامکی ...

$$q_{total} = q_{conv} + q_{rad} \quad (۱)$$

با توجه به رابطه (۱) که بیان‌کننده موازنه انرژی در سطح جانبی لوله است، حرارت کلی خارج شده از سطح لوله q_{total} ، به دو شکل گرمای جابه‌جایی q_{conv} و گرمای تشعشع q_{rad} تبدیل می‌شود. از آنجاکه مسائل انتقال حرارت تشعشعی، غالباً همراه با مسائل جابه‌جایی است و اغلب منظور از تحلیل، محاسبه انتقال حرارت کل به وسیله جابه‌جایی و تشعشع است، بهتر آن است که هر دو مسئله بر یک مبنای مشترک و با تعریف ضریب انتقال حرارت تشعشعی h_r حل شوند [۱۲]. این موضوع به صورت رابطه (۲) تعریف می‌شود:

$$q_{rad} = h_r A_1 (T_1 - T_2) \quad (۲)$$

که، T_1 و T_2 دمای دو جسمی است که تبادل حرارت تشعشعی دارند. بنابراین اگر فرض شود سطح دوم تبادل تشعشع یک محفظه بسته با همان درجه حرارت سیال باشد، انتقال حرارت کل برابر با مجموع جابه‌جایی و تشعشع خواهد بود:

$$q = (h_r + h_{conv}) A_1 (T_w - T_{\infty}) \quad (۳)$$

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی h_{conv} ، وابستگی چندانی به درجه حرارت ندارد ولی در مورد ضریب انتقال حرارت تشعشعی h_{rad} ، چنین نیست [۱۲].

اگر یک جسم محدب (استوانه بادامکی) داخل یک جسم مقعر بسیار بزرگ (اتاق آزمایشگاه) قرار گیرد می‌توان مقدار h_r را به صورت رابطه (۴) محاسبه کرد [۱۲]:

$$\frac{q_{rad}}{A_1} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{1/\epsilon_1 + (A_1/A_2)(1/\epsilon_2 - 1)} = h_r(T_1 - T_2) \quad (۴)$$

که با بازنویسی آن رابطه (۵) حاصل می‌شود:

$$h_r = \frac{\sigma(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{1/\epsilon_1 + (A_1/A_2)(1/\epsilon_2 - 1)} \quad (۵)$$

ϵ ضریب انتشار و σ ثابت استفن بولتزمن $(\sigma = 5.669 \times 10^{-6} \frac{W}{m^2 \cdot K^4})$ هستند. در معادله (۵) اندیس ۱ مربوط به جسم محدب (استوانه بادامکی) و اندیس ۲ مربوط به جسم بزرگ مقعر (اتاق آزمایشگاه) می‌باشد. چون $A_1/A_2 \approx 0$ لذا معادله (۴) را می‌توان بازنویسی کرد:

$$q_{rad} = \epsilon \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (۶)$$

با توجه به معادله (۶) ضریب پخش ϵ فولاد صیقل داده شده تقریباً برابر ۰/۰۷ است [۱۲].

توان الکتریکی منبع گرمایی $V \times I$ همان گرمایی است که توسط منبع گرمایی تأمین می‌گردد. با تقسیم توان المنت حرارتی بر سطح جانبی استوانه، مقدار شار حرارتی حاصل

$$v = \sqrt{\frac{2(p_0 - p_1)}{\rho_f}} \quad (14)$$

باتوجه به معادله (۸) ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی کلی سطح جانبی لوله به‌صورت نسبت چشمه گرمایی (که در اینجا به‌صورت توان الکتریکی است) بر حاصل ضرب تفاضل دما و سطح جانبی است.

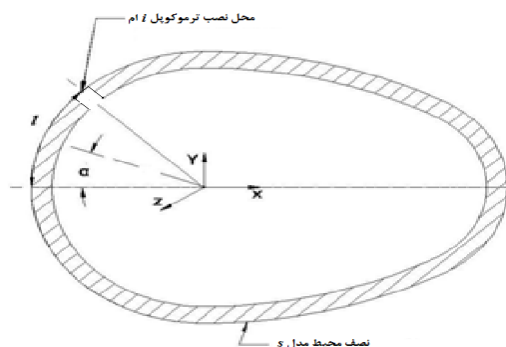
$$h = \frac{V \times I}{A(T_o - T_\infty)} \quad (15)$$

در رابطه (۱۵) صورت کسر حاصل ضرب ولتاژ الکتریکی در شدت جریان است که جایگزین q_{total} در رابطه (۹) می‌شود.

شکل ۳ به‌همراه جدول ۳ موقعیت قرارگیری ترموکوپل‌های نصب شده را نشان می‌دهد. لازم به‌ذکر است که با ایجاد سوراخ‌های مناسب از داخل مدل، تا آنجاکه امکان داشته‌سر هر ترموکوپل به سطح خارجی لوله نزدیک شده‌است. همچنین جهت مهار ترموکوپل‌ها از چسب مقاوم به گرما استفاده شده‌است.

جدول (۳): موقعیت قرارگیری ترموکوپل‌ها.

شماره ترموکوپل	فاصله بی‌بعدشده ترموکوپل از نقطه سکون (L/s)
۱	۰
۲ و ۱۲	۰/۱۳۸
۳ و ۱۳	۰/۱۹۱۵
۴ و ۱۴	۰/۲۶۲
۵ و ۱۵	۰/۳۷۸۸
۶ و ۱۶	۰/۳۹۰۸
۷ و ۱۷	۰/۴۰۲۲
۸ و ۱۸	۰/۴۲۱۳
۹ و ۱۹	۰/۵۸۷۳
۱۰ و ۲۰	۰/۷۵۹۶
۱۱ و ۲۱	۰/۸۰۴۳



شکل (۳): موقعیت قرارگیری سنسورهای گرمای بر روی مدل آزمایش.

گرما در شرایط شار گرمای ثابت، ۶۶ درصد بیش از شرایط دمای دیواره ثابت است که همین اختلاف سبب افزایش عدد ناسلت میانگین کل در شرط مرزی شار گرمایی ثابت خواهد شد. به همین دلیل لوله بادامکی مورد مطالعه در شرط مرزی شار گرمای ثابت قرار گرفت.

از آنجاکه شار گرمایی به تمام نقاط سطح جانبی لوله بادامکی به‌طور مساوی اعمال می‌شود، لذا در رابطه (۸) می‌توان به جای ضریب انتقال گرما متوسط، مقدار موضعی را برای نقطه \bar{h} بر روی سطح لوله قرارداد با این تفاوت که باید دمای نقطه \bar{h} در رابطه (۸) قرار گیرد (رابطه (۹)).

$$h_x = \frac{q_{total}}{A(T_i - T_\infty)} \quad (9)$$

T_i دمای اندازه‌گیری‌شده در نقطه \bar{h} و A مساحت سطح جانبی لوله بادامکی است. عدد ناسلت موضعی را می‌توان از رابطه (۱۰) محاسبه کرد:

$$Nu_x = \frac{h_x D_{eq}}{k_f} \quad (10)$$

که، k_f ضریب هدایت گرمای هوا در دمای فیلم، T_f بوده و از رابطه (۱۱) به‌دست می‌آید.

$$T_f = \frac{T_\infty + \bar{T}_o}{2} \quad (11)$$

با انتگرال‌گیری روی سطح لوله بادامکی، مقدار ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی متوسط لوله را می‌توان محاسبه کرد.

$$\bar{h} = \frac{1}{c} \int_s h_x dx \quad (12)$$

انتگرال رابطه (۱۲) با روش سیمپسون^۲ به راحتی قابل حل می‌باشد و با محاسبه ضریب انتقال گرمای متوسط می‌توان عدد ناسلت متوسط را نیز به‌دست آورد.

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h} D_{eq}}{k_f} \quad (13)$$

از آنجاکه جریان خارجی است، برای لوله بادامکی یک اندازه مشخصه به‌نام قطر معادل D_{eq} تعریف می‌شود که حاصل تقسیم محیط سطح مقطع بادامک بر عدد π است که برابر قطر استوانه معادل ساخته شده نیز می‌باشد.

سرعت جریان آزاد را می‌توان با استفاده از لوله پیتو اندازه‌گیری کرد، به این ترتیب که با اندازه‌گیری فشار استاتیکی و فشار سکون توسط لوله پیتو سرعت جریان به‌کمک رابطه (۱۴) محاسبه می‌شود.

1-local Nusselt Number
2-Simpson

۴- تحلیل عدم قطعیت

لزجت و چگالی سیال نیز وابسته است. به عبارت دیگر تغییر شار گرمای چشمه گرمایی، علاوه بر تغییر دمای فیلم T_f ، سبب تغییر عدد رینولدز نیز می‌شود.

در این مطالعه، از سه شار گرمایی ۲۴۴۰، ۴۱۴۵ و ۶۲۷۰ وات بر مترمربع استفاده شده است. دمای محیط آزمایشگاه تقریباً 21°C بوده است.

تغییرات عدد ناسلت موضعی در شار گرمای ۴۱۴۵ وات بر مترمربع بر روی سطح لوله بادامکی به‌ازای اعداد رینولدز $10^5 < Re < 10^6$ در شکل ۴ نشان داده شده است. محور افقی نسبت فاصله هر نقطه بر روی محور x را نسبت به نصف محیط بادامک نشان می‌دهد. مقادیر مثبت بیانگر نقاط بر روی سطح فوقانی و مقادیر منفی بیانگر نقاط در سطح زیرین است. تغییرات عدد ناسلت موضعی بیانگر آن است که بیشینه مقدار آن در نقطه سکون ($x/s = 0$) رخ داده است سپس در لبه جلویی مدل، بلافاصله بعد از نقطه سکون عدد ناسلت روند کاهشی خواهد داشت (به علت افزایش ضخامت لایه مرزی گرمایی). روند نزولی عدد ناسلت تا یک مقدار کمینه ادامه می‌یابد و بعد از آن، روند تغییرات عدد ناسلت صعودی می‌گردد. این تغییر روند نشان‌دهنده وجود نقطه جدایی^۳ در جریان است. با جدایی جریان و از بین رفتن لایه مرزی، گردابه‌هایی در پایین دست تشکیل می‌شود که منجر به افزایش انتقال گرما شده و عدد ناسلت روند افزایشی خواهد داشت. همچنین از شکل ۴ به روشنی دریافت می‌شود که با افزایش عدد رینولدز نرخ انتقال گرما زیادتر شده است. از آنجاکه مقطع بادامکی لوله در سطح بالا و پایین متقارن بوده منحنی تغییرات عدد ناسلت در این دو سطح تقریباً یکسان شده است. رفتار ناسلت موضعی در شارهای گرمای دیگر نیز مشابه شکل ۴ است با این تفاوت که با افزایش شار گرمای نرخ انتقال گرما از سطح لوله بادامکی کاهش یافته است.

در ادامه نتایج تجربی این آزمایش با رابطه همبندی اصلاح‌شده هیلپرت (رابطه (۱۸)) بررسی می‌شود.

$$\overline{Nu} = bRe_D^m Pr^{1/3} \quad (18)$$

در شکل ۵ با تطابق بهترین منحنی رابطه توانی هیلپرت با داده‌های به‌دست‌آمده از آزمایش، ضرایب m و b به‌دست آمده‌اند.

عدم قطعیت داده‌های به‌دست‌آمده در مطالعه تجربی پیش رو ناشی از عدم دقت دستگاههای اندازه‌گیری، اتلاف گرما در دو سر لوله و انتقال گرمای تشعشعی است. مطابق روش کلین^۱ و مک کلینتوک^۲ [۱۴] عدم قطعیت کمیت هدف R که خود وابسته به متغیرهای V_i است، از طریق رابطه (۱۶) که بیانگر توزیع عدم قطعیت هر متغیر در کمیت R است، به‌دست می‌آید.

$$\frac{U_R}{R} = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial V_i} \varepsilon_{V_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (16)$$

با توجه به رابطه (۱۶)، عدم قطعیت ضریب انتقال گرما جابه‌جایی را می‌توان به‌صورت رابطه (۱۷) محاسبه کرد:

$$\frac{U_h}{h} = \left[\left(\frac{\partial h}{\partial T_o} \varepsilon_{T_o} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_\infty} \varepsilon_{T_\infty} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial V} \varepsilon_V \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial I} \varepsilon_I \right)^2 \right]^{1/2} \quad (17)$$

در رابطه (۱۷) ε_{T_o} ، ε_{T_∞} ، ε_V و ε_I به ترتیب عدم قطعیت در اندازه‌گیری دمای سطح، دمای محیط، ولتاژ دو سر المنت گرمای و شدت جریان الکتریکی هستند. دقت اندازه‌گیری دما $\pm 0.4^\circ\text{K}$ ، دقت اندازه‌گیری ولتاژ $\pm 1\text{V}$ و دقت اندازه‌گیری شدت جریان $\pm 0.1\text{A}$ است که با جایگذاری در معادله (۱۵) و با در نظر گرفتن حداکثر سهم انتقال گرمای تشعشعی (جدول ۲) و اتلافات گرما عدم قطعیت ضریب انتقال گرما، بین ۱۳/۵٪ تا ۲۲٪ متغیر خواهد بود که نشان می‌دهد، با افزایش توان منبع حرارتی، عدم دقت در محاسبه ضریب انتقال گرما h کاهش می‌یابد. به همین ترتیب با توجه به رابطه (۱۶) عدم قطعیت سرعت و عدم قطعیت سطح جانبی به ترتیب ۳٪ و ۰/۵٪ هستند.

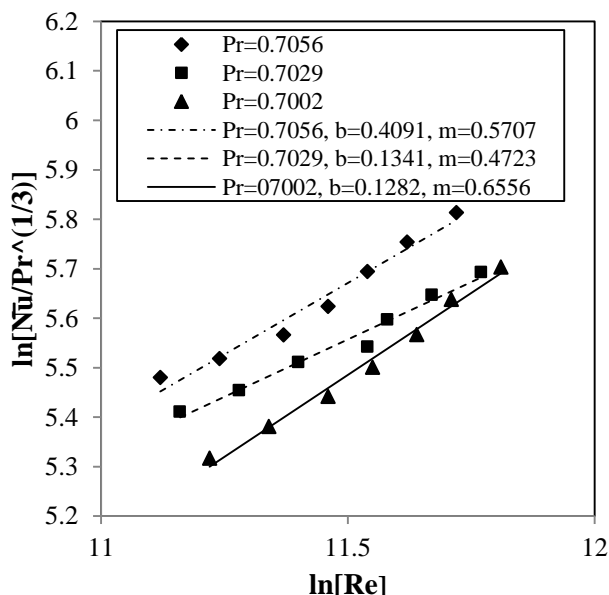
۵- نتایج آزمایش

نتایج تجربی انتقال گرمای جابه‌جایی اجباری لوله بادامکی شکل در شار گرمای ثابت نسبت به دو پارامتر عدد رینولدز و شار گرمایی مورد مطالعه قرار گرفته است. با تغییر شار گرمایی، لزجت و چگالی سیال که بستگی به دما دارند تغییر کرده، لذا تغییرات عدد رینولدز علاوه بر وابستگی به سرعت جریان آزاد به

1-Kline
2-McClintock

3-Separation Point

جهت بررسی همبندی نتایج به دست آمده با رابطه اصلاح شده هیلپرت، منحنی مستقیم الخطی به روش حداقل مربعات از داده های اندازه گیری شده عبور داده شده است. برای نیل به این هدف، نمودار لگاریتمی $\ln(Nu/P_r^{1/3})$ بر حسب $\ln(Re_D)$ رسم شده است. همان طور که در شکل ۶ مشاهده می شود داده های تجربی به دست آمده تطابق خوبی بر منحنی همبندی منطبق هستند (اختلاف تنها ۰.۴٪). در نتیجه می توان از رابطه همبندی هیلپرت که برای لوله بادامکی مورد مطالعه در این آزمایش نیز با دقت خوبی استفاده کرده و ضرایب رابطه هیلپرت را به دست آورد.



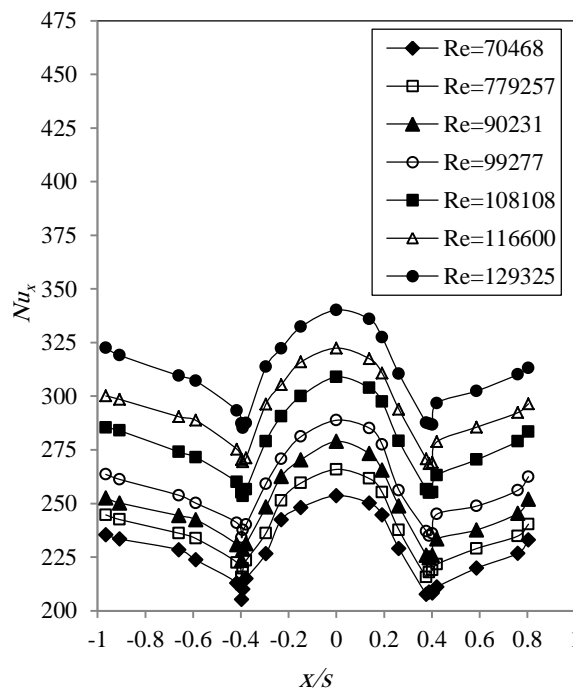
شکل (۶): ضرایب رابطه همبندی هیلپرت.

مقایسه بین عدد ناسلت لوله بادامکی مورد مطالعه و استوانه بر سه مبنای رابطه چرچیل- برن اشتاین، رابطه (۱۹) [۱۵]، نتایج تجربی سانیتجای [۱۶] و لوله مدور ساخته شده با قطر معادل در شکل های ۸-۷ نشان داده شده است.

(۱۹)

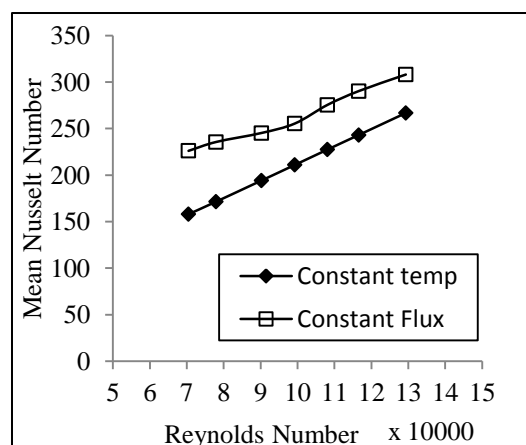
$$\overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left[\frac{Re}{282000}\right]^{1/2}\right]$$

1-Sanitjai



شکل (۴): تغییرات عدد ناسلت موضعی در شار 4145 W/m^2 .

از طرفی در مطالعه مشابه پیشین [۴]، در مورد لوله بادامکی صرفاً عدد ناسلت میانگین در نتایج نشان داده شده است و همچنین عدد رینولدز جریان کمتر از مطالعه پیش رو است. با این وجود، با فرض خطی بودن افزایش عدد ناسلت با ازدیاد عدد رینولدز و برون یابی^۱ از داده های بروجردی و لواسانی [۴] و مقایسه با نتایج به دست آمده با توجه به شکل ۵، بیانگر آن است که عدد ناسلت میانگین شرایط مرزی شار ثابت بیش از شرایط دمای دیواره ثابت خواهد بود.



شکل (۵): مقایسه مقدار عدد ناسلت میانگین در شار حرارتی ثابت و دمای دیواره ثابت.

2- Extrapolation

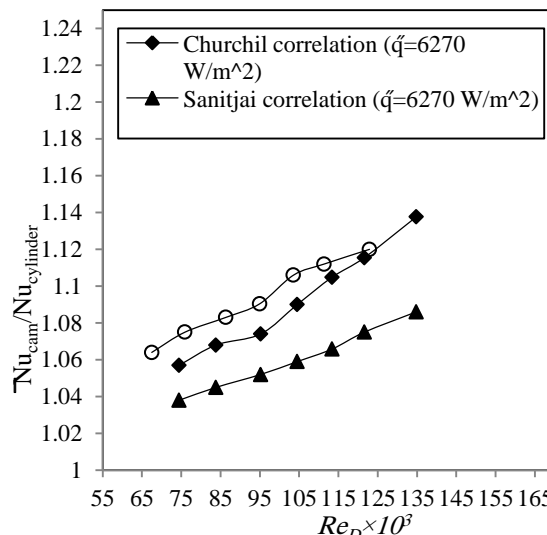
به استوانه به‌روش تجربی در شکل ۷ بزرگتر از چرچیل- برن اشتاین و بیشتر از معیار سانتیجای است در حالی که در شکل ۸ نسبت چرچیل- برن اشتاین بزرگتر است. همچنین شکل ۸ حداکثر نسبت عدد ناسلت لوله بادامکی به استوانه را ۱/۲۲ نشان می‌دهد که بیش از این نسبت در شار گرمای بیشینه می‌باشد. در کل، باتوجه به این دو شکل می‌توان دریافت که افزایش شار گرمای سبب کاهش نسبی عدد ناسلت خواهد شد. زیرا با جایگذاری ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی \bar{h} از معادله (۸) در رابطه (۱۰)، عدد ناسلت متوسط مطابق رابطه (۲۰) به‌دست می‌آید:

$$\overline{Nu} = \frac{q \times D_{eq}}{A \times k_f (\overline{T}_o - T_{\infty})} \quad (20)$$

باتوجه به رابطه (۱۶)، افزایش ولتاژ اعمالی به المنت گرمایی سبب افزایش q و $\Delta T = (\overline{T}_o - T_{\infty})$ می‌شود. اما با توجه به نتایج به‌دست‌آمده، افزایش اختلاف دما بالاتر از افزایش توان منبع گرمایی است لذا، افزایش ولتاژ اعمال شده با عدد ناسلت متوسط نسبت عکس دارد. همچنین بزرگتر بودن عدد ناسلت لوله بادامکی نسبت به استوانه را می‌توان به این امر مربوط دانست که هرچند سطح جانبی استوانه و لوله بادامکی برابر هستند، اما بخشی از سطح جانبی لوله بادامکی که در ناحیه بعد از گردابه جریان قرار دارد بیش از استوانه است زیرا در ناحیه تشکیل گردابه‌ها عدد ناسلت افزایش می‌یابد و چون سطح بیشتری از لوله بادامکی در این ناحیه قرار دارد، تبادل گرمای لوله بادامکی نسبت به استوانه بیشتر است.

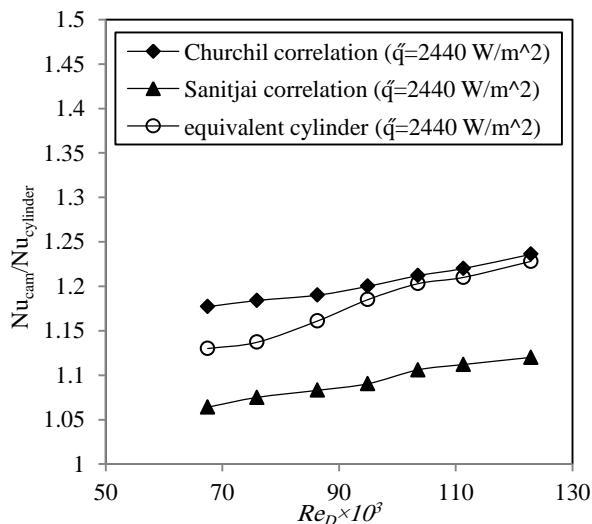
۶- نتیجه‌گیری

در این مطالعه، انتقال گرمای جابه‌جایی اجباری جریان خارجی روی لوله‌ای با مقطع بادامکی شکل مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاکی از آن است که رفتار عدد ناسلت در سطح خارجی لوله بادامکی مشابه یک استوانه است. مقایسه داده‌های تجربی بیانگر آن است که شرط مرزی شار ثابت انتقال گرمای بیشتری نسبت به شرط دما ثابت خواهد داشت. نتایج بررسی با رابطه همبندی هیلپرت نشان از اعتبار آن برای لوله‌ای با مقطع بادامک دارد. مقایسه عدد ناسلت متوسط لوله بادامکی و استوانه بر طبق روابط چرچیل و سانتیجای در جریان اجباری بیانگر آن است که انتقال گرمای جابه‌جایی لوله بادامکی به‌علت سطح جانبی بیشتر پس از جدایی لایه مرزی از سطح، بیش از استوانه است. درحالی‌که با افزایش شار گرمای این اختلاف کمتر می‌شود. از آنجاکه یکی از روش‌های مرسوم برای افزایش دفع



شکل (۷): نسبت عدد ناسلت لوله بادامکی به استوانه در شار گرمای بیشینه.

شکل ۷ نسبت عدد ناسلت لوله بادامکی به استوانه را در ماکزیمم شار گرمای اعمال‌شده (مترمربع/وات) ۶۲۷۰ نشان می‌دهد. با توجه به این دو شکل، می‌توان دریافت که اولاً نسبت عدد ناسلت همواره بزرگتر از یک بوده و این نسبت در مقایسه با لوله مدور ساخته‌شده بیشتر است، ثانیاً با افزایش عدد رینولدز این نسبت نیز افزایش یافته است.



شکل (۸): نسبت عدد ناسلت لوله بادامکی به استوانه در شار گرمای کمینه.

در شکل ۸ همین مقایسه در شار گرمای کمینه نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که نسبت عدد ناسلت لوله بادامک

14. McClintock, S. and Kline, J.F. "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments", Mechanical Engineering, 1953
15. Churchill, S.W. and Bernstein, M. "A Correlating Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Cross Flow", Int. J. Heat Transfer, Vol. 99, No. 2, pp. 300-306, 1977.
16. Sanitjai, S. and Godlstein, R.j. "Forced Convection Heat Transfer from a Circular Cylinder in Crossflow to Air and Liquids", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, No. 22, pp. 4795-4805, 2004.

گرما از لوله‌ها آن است که بر روی آنها پره نصب کنند، ولی این راه کار در مواردی که فضای کافی وجود ندارد، کارآیی نخواهد داشت. لذا استفاده از لوله‌های با مقطع بادامکی می‌تواند به‌عنوان یک پیشنهاد در جایگزین کردن لوله‌های مدور، علی‌الخصوص در مبادله کن‌های گرما، مطرح شود.

۷- مراجع

1. Kays, W.M. and London, A.L. "Compact Heat Exchangers", McGraw Hill, New York, 1964.
2. Zukauskas, A. and Ziugzda, J. "Heat Transfer of a Cylinder in Crossflow", Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1985.
3. Zdravkovich, M.M. "Flow Around Circular Cylinder", Vol.1, Fundamental Oxford University Press, Oxford, 1997.
4. Nouri-Borujerdi, A. and Lavasani, A.M. "Experimental Study of Forced Convection Heat Transfer From a Cam Shaped Tube in Cross Flow", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 50, No. 13, pp. 2605-2611, 2007.
5. Nouri-Borujerdi, A. and Lavasani, A.M. "Pressure Lost and Heat Transfer Characterization of a Cam-Shaped Cylinder at Different Orientations", Int. J. Heat Transfer, Vol. 130, No. 12, pp. 124503.1-124503.4, 2008.
6. Comini, G., Savino, S., Bari, E., and Bison, A. "Forced Convection Heat Transfer from Banks of Helical Coiled Resistance Wires", Int. J. Thermal Sciences, Vol. 47, No. 4, pp. 442-449, 2008.
7. Wang, X., Bibeau, E., and Naterer, G.F. "Experimental Correlation of Forced Convection Heat Transfer from a NACA Airfoil", Experimental Thermal Fluid Science, Vol. 31, No. 8, pp. 1073-1082, 2007.
8. Ibrahim, T.A. and Gomaa, A. "Thermal Performance Criteria of Elliptic Tube Bundle in Crossflow", Int. J. Therm. Sci. Vol.48, No. 11, pp. 2148-2158, 2009.
9. Tang, L.H., Zeng, M., and Wang, Q.W. "Experimental and Numerical Investigation on Air-Side Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers With Various Fin Patterns", Exp. Therm. Fluid Sci. Vol. 33, No. 5, pp. 818-827, 2009.
10. Moawed, M. "Experimental Study of Forced Convection from Helical Coiled Tubes with Different Parameters", Energy Convers. Manage. Vol. 52, No. 2, pp. 1150-1156, 2011.
11. Kukulka, D.J., Smith, R., and Fuller, K.G. "Development and Evaluation of Enhanced Heat Transfer Tubes", Appl. Therm. Eng., Vol. 31, No. 13, pp. 2141-2145, 2011.
12. DeWitt, D.P., Incropera, F.P., Bergman, T.L., and Lavine, A.S. "Heat and Mass Transfer", Wiley, New York, 2001.
13. Papell, S.S. "Influence of Thermal Boundary Condition on Heat Transfer from a Cylinder in Crossflow". NASA Technical Paper 1894. 1981.