

بررسی تأثیر به کارگیری افزایشده‌های انتقال حرارت بر ضریب انتقال حرارت در جریان دوفازی آب - هوا در الگوی حبابی

حسن پهلوانزاده*⁺، حسن روشن ضمیر، سید حسین مظفری

تهران، دانشگاه تربیت مدرس، دانشکده مهندسی شیمی، صندوق پستی ۱۱۱ - ۱۴۱۱۵

چکیده: در سال‌های اخیر فناوری ازدیاد انتقال حرارت به‌طور گسترده‌ای در مبدل‌های حرارتی برای استفاده در فرایندهای گوناگون صنعتی به کار گرفته می‌شود. با استفاده از این فناوری نیاز به افزایش تعداد مبدل‌های حرارتی در یک مجموعه برای رسیدن به نرخ‌های حرارتی بالاتر قابل رفع می‌باشد که این امر از نظر اقتصادی بسیار دارای اهمیت است. در این پژوهش عملکرد سه نوع افزایشده انتقال حرارت فرماریچ، ماتریس با دانسیته کم و ماتریس با دانسیته زیاد، در جریان دوفازی آب - هوا در الگوی حبابی مورد بررسی قرار گرفت. نتیجه‌های به دست آمده نشان دهنده آن است که افزایشده‌های به کار گرفته شده به ترتیب به میزان ۲۶٫۴۸، ۳۷٫۵۲ و ۵۹٫۱۲ درصد موجب افزایش ضریب انتقال حرارت شده‌اند. مقایسه داده‌های ضریب انتقال حرارت دوفازی آزمایشگاهی در الگوی حبابی و در لوله خالی با داده‌های مرجع انتخاب شده حاکی از میزان انحراف ۱۳٫۸۹ درصد می‌باشد. همچنین برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال دوفازی در لوله خالی و لوله‌های مجهز به افزایشده، جداگانه از داده‌های آزمایشگاهی، رابطه‌های جدیدی استخراج شده و مورد ارزیابی قرار گرفته است.

واژه‌های کلیدی: جریان دوفازی، الگوی جریان حبابی، افزایشده‌های انتقال حرارت، ضریب انتقال حرارت، اغتشاش.

KEY WORDS: Two Phase Flow, Bubbly Flow Regime, Heat Transfer Enhancement, Heat transfer coefficient, Turbulency.

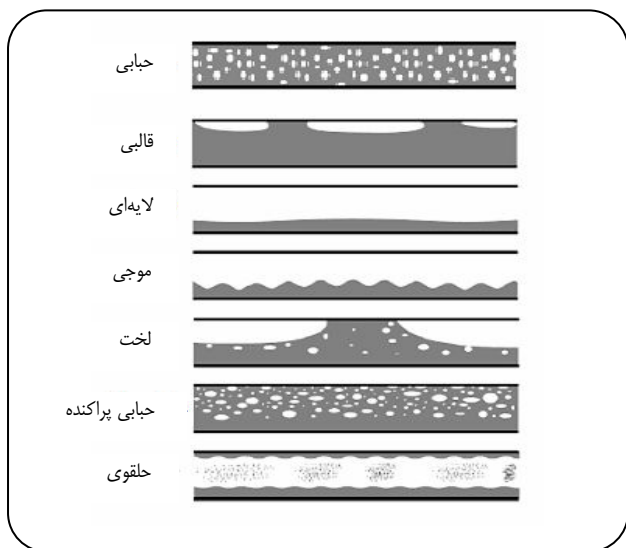
مقدمه

انتقال حرارت باعث افزایش افت شار خواهد شد اما با کاهش سرعت جریان و صرف توان پمپاژ کمتر، با به کارگیری این افزایشده‌ها به میزان انتقال حرارت مطلوب دست پیدا خواهیم کرد. عبارت سیال دوفازی برای توصیف یک جریان ترکیبی گاز - مایع، گاز - جامد، مایع - مایع و یا مایع - جامد به کار می‌رود که در میان آنها جریان گاز - مایع به دلیل قابلیت تغییر شکل و

هدف از پژوهش‌ها در زمینه به کارگیری فناوری ازدیاد انتقال حرارت، دستیابی نرخ‌های حرارتی بالاتر در کنار هزینه‌های عملیاتی کمتر می‌باشد. به کارگیری این فناوری در مبدل‌های حرارتی باعث می‌شود که با ازدیاد ضریب انتقال حرارت، مبدل‌ها بتوانند در سرعت‌های پایین‌تری به کار گرفته شوند که این امر منجر به کاهش هزینه‌ها خواهد شد. اگرچه استفاده از افزایشده‌های

+E-mail: pahlavzh@modares.ac.ir

*عهده دار مکاتبات



شکل ۱- الگوهای جریان در لوله مدور افقی [۱].

جریان حلقوی^(۷): مشابه الگوی جریان حلقوی مربوط به جریان عمودی می‌باشد با این تفاوت که فیلم مایع در پایین لوله نسبت به بالای لوله بسیار نازک‌تر می‌باشد [۱]. در چند دهه گذشته رابطه‌های انتقال حرارت و اطلاعات آزمایشگاهی بسیار زیادی برای جریان های دوفازی گاز - مایع در لوله‌های افقی و عمودی منتشر شده است. از دهه ۱۹۹۰ میلادی تا کنون *Ghajar* و همکاران با جمع آوری رابطه‌های گوناگون ارائه شده‌اند برای سیالات دوفازی به مطالعه دقیق آنها پرداخته‌اند. آنها موفق شدند روابط جدیدی ارائه کنند که می‌تواند الگوهای گوناگون جریان را پوشش داده و داده‌های آزمایشگاهی را بسیار بهتر پیش بینی نماید. *Ghajar* و همکاران جهت ارزیابی صحت این روابط آنها را با هفت مجموعه گسترده از اطلاعات آزمایشگاهی انتقال حرارت جریان دو فازی در لوله های افقی و عمودی، سیالات گوناگون و الگوهای گوناگون مقایسه کرده اند. داده‌های آزمایشگاهی شامل ترکیب های گاز - مایع متفاوتی بوده (آب - هوا، گلیسرین - هوا، سیلیکون - هوا، آب - هلیوم و آب - فرئون ۱۲) و بازه گسترده‌ای از متغیرهایی شامل نرخ های جریان گاز و مایع و ویژگی‌های آنها، الگوهای جریان، اندازه های لوله و زوایای شیب لوله را پوشش می‌دهد [۲].

تراکم‌پذیری فازها از بقیه پیچیده تر می باشد. به طور معمول دو موضوع مهم در طبقه بندی سیالات دو فازی به کار می‌روند که عبارتند از الگوی جریان و رژیم جریان. یک الگوی جریان بیانگر توزیع یا ساختار قابل مشاهده فازها می‌باشد. در مقابل یک رژیم جریان بیانگر این است که چگونه توزیع‌های فازی بر طبیعت فیزیکی سیستم تأثیر می‌گذارد. الگوهای گوناگون جریان به عبارت دیگر یک تفاوت قابل دیدن در ساختار فازی را بیان می‌کنند که این امر به معنی نیاز به یک مدل جدید نمی‌باشد. الگوها و رژیم‌های جریان جمله‌هایی هستند که گاهی اوقات قابل جایگزینی با یکدیگر هستند اما در عین حال مترادف یکدیگر نمی‌باشند. پیش‌بینی‌های الگوهای جریان افقی نسبت به جریان عمودی مشکل‌تر می‌باشد. برای جریان افقی فازها به دلیل تفاوت دانسیته تمایل دارند که از یکدیگر جدا شوند که باعث شکل‌گیری بسیار معمول جریان لایه‌ای در لوله می‌شود. این امر باعث می‌شود فاز سنگین تر (مایع) تمایل پیدا کند در قسمت پایین لوله قرار گیرد. زمانی که این جریان در یک لوله شیبدار و نه در یک لوله افقی یا عمودی جریان یابد، الگوهای جریان شکل‌های دیگری به خود می‌گیرند. در چنین زمان‌هایی وقوع الگویی از جریان لخت بسیار معمول می‌باشد. اثر گرانش بر مایع مانع لایه لایه شدن جریان می‌شود. الگوهای جریان معمول برای جریان افقی در یک لوله مدور در شکل ۱ نشان داده شده است. جریان حبابی^(۱): حباب‌های گازی بسیار کوچک منفرد در سیال حامل پراکنده می‌باشند.

جریان قالبی^(۲): حباب‌های گازی کوچک منفرد با یکدیگر آمیخته می‌شوند تا قالب‌های بلندی را تولید کنند. جریان لایه‌ای^(۳): در این حالت فصل مشترک گاز - مایع صاف بوده و باید به خاطر داشت این الگوی جریان معمولاً رخ نمی‌دهد و فصل مشترک تقریباً همیشه همانند جریان موج، موجی خواهد بود. جریان موجی^(۴): دامنه نوسان موج با افزایش سرعت گاز افزایش می‌یابد. جریان لخت^(۵): دامنه نوسان موج بسیار بزرگ است به طوری که امواج به بالای لوله برخورد می‌کنند. جریان حبابی پراکنده^(۶): زمانی که سرعت‌های مایع و گاز بالا باشد، حباب‌های گاز کوچک بسیاری به صورت یکنواخت در سرتاسر سطح مقطع لوله توزیع می‌شوند.

(۱) Bubbly

(۲) Plug

(۳) Stratified

(۴) Wavy

(۵) Slug

(۶) Dispersed bubble

(۷) Annular

جدول ۱- مقدارهای ثابت‌های معادله (۱) برای لوله افقی [۱].

C	m	n	p
۲,۸۶	۰,۴۲	۰,۳۵	۰,۶۶

جدول ۲- بازه پارامترهای معادله ۱ برای الگوی حبابی [۱].

Re _{SL}	$\left(\frac{x}{1-x}\right)$	$\left(\frac{Pr_G}{Pr_L}\right)$	$\left(\frac{\mu_G}{\mu_L}\right)$
۲۴۶۸ الی ۳۵۵۰۳	۱۰ ^{-۴} × ۶۹ الی ۰,۰۳	۰,۱۰۲ الی ۰,۱۳۷	۰,۰۱۵ الی ۰,۰۲۸

از طرف دیگر ملاحظات صرفه جویی در مصرف ماده و انرژی برای حفظ منابع موجود در کنار انگیزه های اقتصادی عامل تلاش برای بهبود بازده تجهیزات حرارتی از جمله مبدل های انتقال حرارت بوده است. هدف های معمول پژوهش های حرارتی - هیدرولیک برای مبدل ها کاهش اندازه مبدل حرارتی برای یک بار حرارتی و اختلاف دمای مشخص، بهبود و افزایش ظرفیت یک مبدل حرارتی برای یک سطح، کاهش اختلاف دمای جریان های فرایندی و کاهش توان پمپاژ مورد نیاز برای یک ظرفیت و اختلاف دما می باشد [۳].

فنون ازدیاد انتقال حرارت را می توان به روش های انفعالی که نیازی به کاربرد مستقیم توان بیرونی ندارند و روش های فعال که به توان بیرونی نیازمندند، طبقه بندی نمود. بر این اساس افزایشده های انتقال حرارت جزء فنون فعال به شمار می روند [۴].

بخش تجربی

انتخاب افزایشده های انتقال حرارت

دو راه اساسی افزایش انتقال حرارت در مبدل های حرارتی افزایش سطح انتقال حرارت و یا افزایش ضریب انتقال حرارت می باشد. راه سوم استفاده از افزایشده های انتقال حرارت است که در موارد بسیاری برای جریان تک فاز مورد بررسی قرار گرفته و نتیجه های مثبتی در پی داشته است [۶].

در این پژوهش از دو نوع افزایشده فنر مارپیچ و ماتریس استفاده شده است (شکل ۲). دلیل این انتخاب این است که فنر مارپیچ در جریان آشفته جریان را در لایه مرزی ویسکوز نزدیک دیواره به خوبی آشفته می کند و ماتریس نیز قادر است با کارایی بالا کل میدان های سرعت و دما را در داخل لوله آشفته کند [۷].

برای پیش بینی نرخ انتقال حرارت در جریان دو فاز آشفته صرف نظر از ترکیب سیال و الگوی جریان *Ghajar* و همکاران رابطه ای ارائه کرده اند که در آن از یک مدل انتقال حرارت دقیق (که قادر به احتساب اثر هر دو فاز مایع و گاز بوده و برای این منظور از مساحت هایی که هر فاز از سطح مقطع را می پوشاند سود جسته است) استفاده شده است (معادله (۱)). در این معادله انتقال حرارت دو فاز گاز - مایع کل، مجموع انتقال حرارت های فاز های منفرد است که توسط حجم هر فاز در جریان دوفازی سنجیده می شود. در این رابطه از h_{ST} رابطه Sieder و Tate (معادله (۶) محاسبه می شود.

$$h_{TP} = \quad (1)$$

$$(\alpha) h_{ST} \left[1 + C \left\{ \left(\frac{x}{1-x} \right)^m \left(\frac{\alpha}{1-\alpha} \right)^n \left(\frac{Pr_G}{Pr_L} \right)^p \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^q \right\} \right]$$

که در آن داریم:

$$Re_L = \left(\frac{\rho u D}{\mu} \right)_L = \frac{\dot{V} m_L}{\pi \sqrt{1-\alpha} \mu_L D} \quad (2)$$

$$\alpha = \left[1 + K \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right) \right]^{-1} \quad (3)$$

$$K = (\rho_L / \rho_m)^{1/5} \quad (4)$$

$$\sqrt{\rho_m} = (1-x) / \rho_L + x / \rho_G \quad (5)$$

$$h_{ST} = (k/D) \cdot 0.027 Re_{in-situ}^{1/4} Pr_L^{1/3} (\mu_B / \mu_W)^{1/4} \quad (6)$$

پارامترهای معادله (۱) عبارتند از :

- x : کسر فاز گاز (کیفیت)
- k : ضریب انتقال هدایت حرارتی
- D : قطر لوله
- μ_W و μ_B : ویسکوزیته سیال توده و سیال در مجاورت دیواره
- Pr_L : عدد پرتل مایع

در جدول ۱ ثابت های معادله (۱) و در جدول ۲ بازه پارامترهای این معادله برای برقراری الگوی حبابی آورده شده اند. در بررسی نتیجه های به دست آمده از پیش بینی های معادله (۱) برای الگوهای گوناگون جریان در لوله افقی دیده شده است که در حدود ۹۳٪ از داده ها با انحراف کمتر از $\pm 20\%$ پیش بینی شده اند [۱].

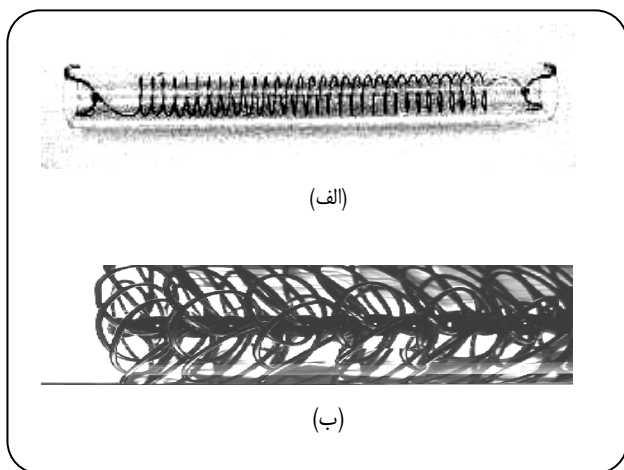
واحد آزمایشگاهی

واحد آزمایشگاهی (شکل ۳) شامل یک مخزن ذخیره آب، یک پمپ، یک مبدل حرارتی، یک چگالنده هوا، یک گرم کن (بخش آزمایش)، فلومتر، فشار سنج و یکسری اتصالات، شیرها و لوله‌ها می‌باشد. حجم مخزن ۳۰۰ لیتر بوده و برای تأمین شدت جریان‌های گوناگون آب، یک پمپ با شدت جریان بیشینه $8.4 \text{ m}^3/\text{h}$ و هد 50 m با یک جریان برگشتی (جهت تنظیم جریان) به مخزن متصل شده است. شیرهای (۱)، (۲) و (۳) برای تنظیم شدت جریان آب در نظر گرفته شده است (شکل ۳). جریان آب خروجی از مخزن پس از پمپ کردن وارد یک مبدل پوسته و لوله شده و دمای آن به کمک مبدل در دمای ورودی گرم کن ثابت می‌شود. شدت جریان آب پس از عبور از مبدل، در جریان سنج Heinrichs با قابلیت اندازه گیری شدت جریان‌های $0-1600 \text{ L/h}$ ، اندازه گیری می‌شود. برای تأمین جریان هوا جهت ایجاد یک جریان دوفازی آب - هوا، یک کمپرسور با قابلیت تولید شدت جریان $1494/55 \text{ L/h}$ هوا در نظر گرفته شده است. شیرهای جریان (۴)، (۵) و (۶) برای تنظیم شدت جریان‌های گوناگون هوا در مسیر جریان هوا قرار داده شده اند. جریان‌های آب و هوا با شدت جریان‌های مشخص با یکدیگر مخلوط می‌شوند سپس جریان دو فازی وارد یک لوله کربن استیل به قطر 0.158 m و طول 60 cm می‌شود.

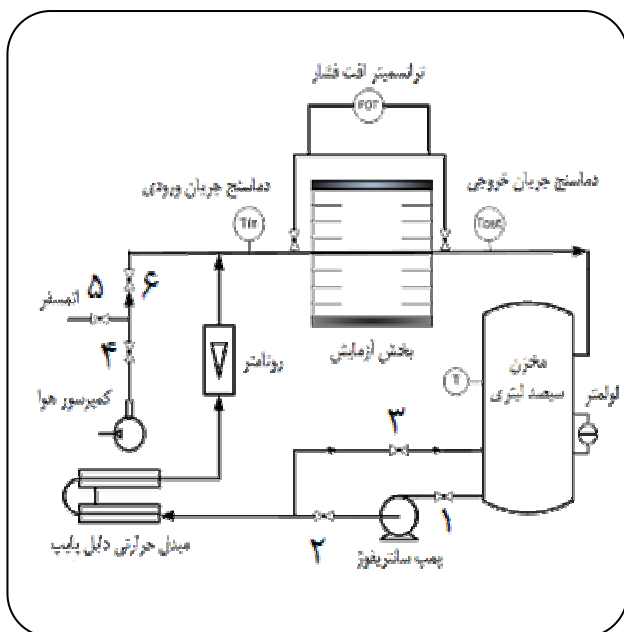
برای تأمین گرمای لازم از یک گرم کن معمولی با قدرت 4000 وات استفاده شده است. همچنین درون گرم کن یک استوانه فلزی قرار داده شده است که بخش آزمایش (لوله کربن استیل 60 سانتیمتر) را در بر می‌گیرد و 12 ترموکوپل 10 سانتیمتری نیز به فاصله 2 سانتیمتر از یکدیگر از دو طرف در بدنه این استوانه نصب شده است. دلیل به کارگیری این استوانه ایجاد شار حرارتی یکنواخت و امکان محاسبه دمای دیواره متصل به لوله انتقال جریان دو فازی می‌باشد. همچنین در یک خط لوله موازی مشابه با خط لوله اصلی، افت فشار برای شدت جریان‌های مطلوب اندازه گیری می‌شود. کلیه اطلاعات مربوط به دماها و جریان‌ها به کمک یک سیستم ثبت داده‌ها به یک PC منتقل شده و ذخیره می‌شود.

روش انجام آزمایش‌ها

برای انجام آزمایش‌ها بررسی اثر افزایش‌های انتقال حرارت بر ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در سیال دوفازی آب - هوا با توجه به بازه کارکرد تجهیزات واحد آزمایشگاهی و بنابر شرایط ارایه شده توسط Ghajar و همکاران برای برقراری



شکل ۲- افزایشنده های (ا) فنرمارپیچ و (ب) ماتریس [۱].



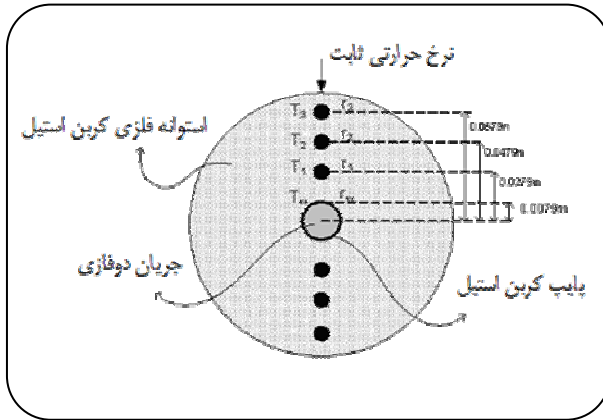
شکل ۳- شماتیک واحد آزمایشگاهی.

الگوی حبابی [۱]، چهار شدت جریان آب $200, 300, 400$ و 500 L/h به عنوان مبنا برای همه حالات شامل لوله خالی یا لوله‌های مجهز به افزایشنده الف (فنر مارپیچ ب) ماتریس با دانسیته کم (ماتریس با میزان در هم تنیدگی کم) و ج) ماتریس با دانسیته بالا (ماتریس با میزان در هم تنیدگی زیاد) و چهار کیفیت $0.005, 0.01, 0.015, 0.02$ انتخاب و در همه آزمایش‌ها به کار گرفته شد (جدول ۳).

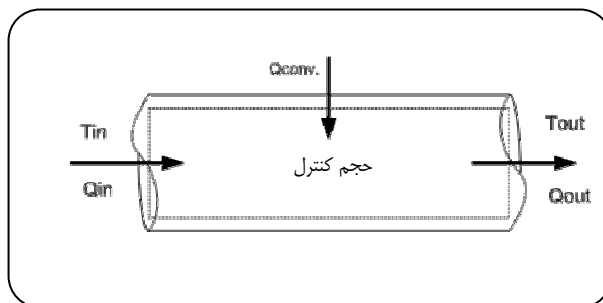
بنابراین برای چهار حالت (۱) لوله خالی (PT) (۲) لوله مجهز به افزایشنده فنرمارپیچ (WCI) (۳) لوله مجهز به افزایشنده ماتریس

جدول ۳- پارامترهای آزمایش.

نوع لوله	شدت جریان آب (لیتر بر ساعت)	کیفیت (کسر هوا)
PT	۲۰۰	۰/۰۰۰۵
WCI	۳۰۰	۰/۰۰۱۰
LDMI	۴۰۰	۰/۰۰۱۵
HDMI	۵۰۰	۰/۰۰۲۰



شکل ۴- نمای عرضی از بخش آزمایش.



شکل ۵- حجم کنترل برای موازنه حرارتی سیستم.

$$T_w = 2,17T_1 - 0,72T_2 - 0,45T_3 \quad (11)$$

براین اساس دمای دیواره به دست آمده و در محاسبات به کار گرفته شد.

موازنه حرارتی

شکل ۵ حجم کنترل در نظر گرفته شده برای انجام موازنه حرارتی سیستم را نشان می دهد. با نوشتن موازنه حرارتی برای این سیستم خواهیم داشت:

$$\text{انرژی خروجی} - \text{انرژی ورودی} = \text{انرژی منتقل شده} \quad (12)$$

با دانسیته کم (LDMI) و (۴) لوله مجهز به افزایشده ماتریس با دانسیته زیاد (HDMI)، آزمایش‌ها، در چهار شدت جریان آب و برای هر شدت جریان آب با چهار کسر هوا، تنظیم و انجام شد.

اندازه گیری دمای دیواره

برای اندازه‌گیری دمای دیواره از یک استوانه فلزی از جنس لوله به کار رفته در بخش آزمایش با خواص مشابه مجهز به ۱۲ ترموکوپل استفاده شد. ترموکوپل‌ها با فاصله‌های مشخص نسبت به هم (۲ سانتی‌متر) تعبیه شد تا بتوان با اندازه‌گیری گرادیان دما، دمای دیواره را اندازه‌گیری نمود. دلیل دیگر استفاده از این استوانه فلزی، ایجاد نرخ حرارتی یکنواخت در سرتاسر دیواره لوله حاوی سیال دوفازی است.

شکل ۴ نشان می‌دهد که دسته‌های سه تایی ترموکوپل در بالا و پایین لوله حاوی سیال دوفازی قرار گرفته‌اند. از آنجا که در شرایط حالت یکنواخت شار حرارتی گذرنده از سطوح گوناگون در جهت شعاع استوانه یکسان می‌باشد بنابراین معادله (۷) برای محاسبه شار حرارتی در هر سطح دلخواه درست می‌باشد:

$$Q_i = \frac{\Delta T}{R_{cond}} \quad (7)$$

که در آن i نمایانگر سطوح گوناگون در جهت شعاع و R_{cond} مقاومت هدایت حرارتی مابین سطوح درین جهت می‌باشد. مقاومت هدایت حرارتی مابین دو سطح دلخواه m و n برابر است با:

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_m/r_n)}{2\pi kl} \quad (8)$$

که در آن k ضریب انتقال حرارت هدایتی و l طول استوانه می‌باشد.

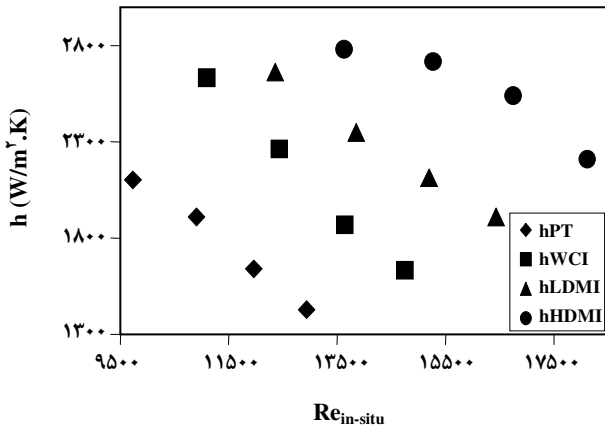
ترموکوپل‌های قرار داده شده در نقطه‌های ۱، ۲ و ۳ مطابق شکل ۴ در شعاع‌های r_1 ، r_2 و r_3 نسبت به مرکز لوله قرار دارند. در شرایط حالت یکنواخت خواهیم داشت:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 \quad (9)$$

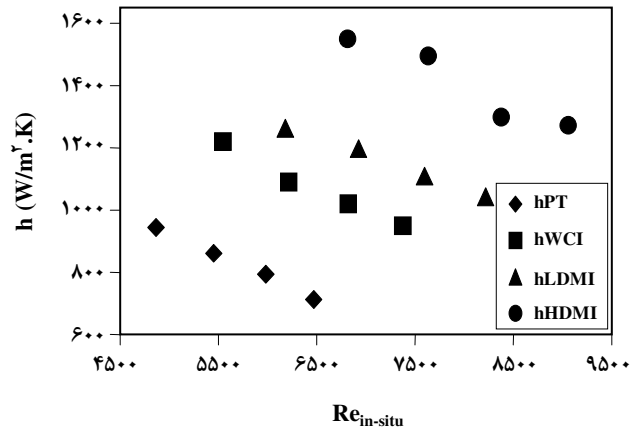
که از آن نتیجه خواهد شد:

$$\Rightarrow \frac{T_w - T_1}{\frac{\ln(r_1/r_w)}{2\pi kl}} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi kl}} = \frac{T_2 - T_3}{\frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi kl}} \quad (10)$$

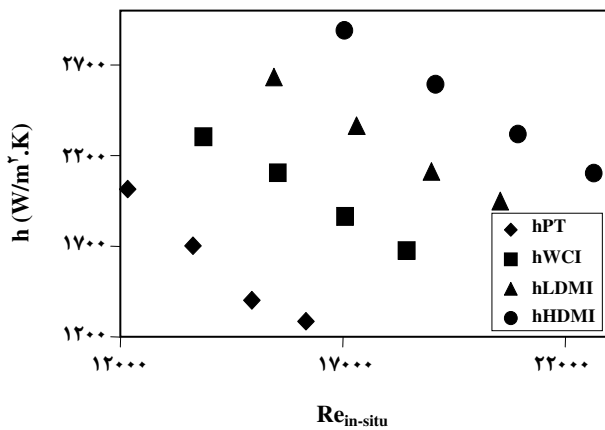
حال با دانستن متوسط هر کدام از دماهای T_1 ، T_2 و T_3 و با احتساب شعاع‌های معلوم این نقاط و متوسط‌گیری از دو جمله سمت راست معادله (۱۰) خواهیم داشت:



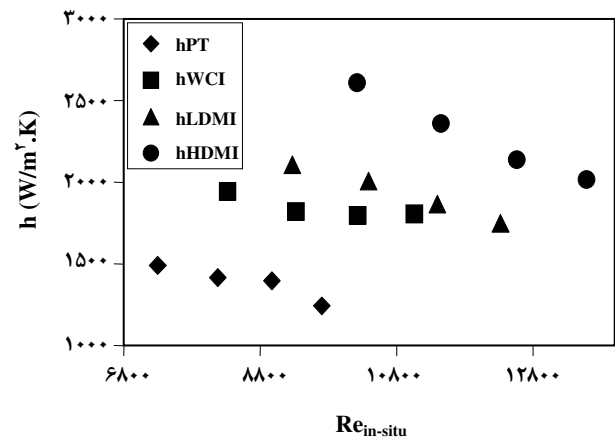
شکل ۸ - ضریب انتقال حرارت برحسب عدد رینولدز در شدت جریان آب ۴۰۰ لیتر بر ساعت.



شکل ۶ - ضریب انتقال حرارت برحسب عدد رینولدز در شدت جریان آب ۲۰۰ لیتر بر ساعت.



شکل ۹ - ضریب انتقال حرارت برحسب عدد رینولدز در شدت جریان آب ۵۰۰ لیتر بر ساعت.



شکل ۷ - ضریب انتقال حرارت برحسب عدد رینولدز در شدت جریان آب ۳۰۰ لیتر بر ساعت.

$$h = \frac{\dot{m}C_p(T_{in} - T_{out})}{A.LMTD} \quad (15)$$

که در آن \dot{m} نرخ جرمی سیال دوفازی C_p ظرفیت حرارتی سیال دوفازی می‌باشند [۵].

نتیجه‌ها و بحث

با محاسبه مقادیر ضریب انتقال حرارت برای جریان دوفازی آب - هوا در الگوی حبابی در لوله خالی و لوله‌های مجهز به افزایش دیده شد که به کارگیری افزایش دیده موجب افزایش مطلوب ضریب انتقال حرارت شده است. شکل ۶ الی شکل ۹ به ترتیب برای شدت جریان‌های گوناگون آب مقادیر ضریب انتقال حرارت بر حسب $Re_{in-situ}$ را نشان می‌دهند.

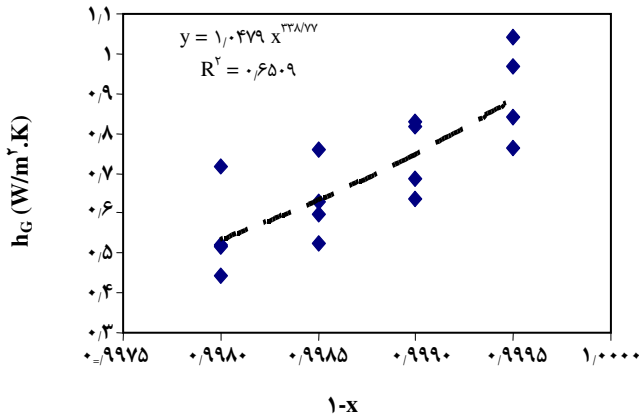
و از آنجا خواهیم داشت:

$$h.A.LMTD = \dot{m}H_{out} - \dot{m}H_{in} = \dot{m}(H_{out} - H_{in}) \quad (13)$$

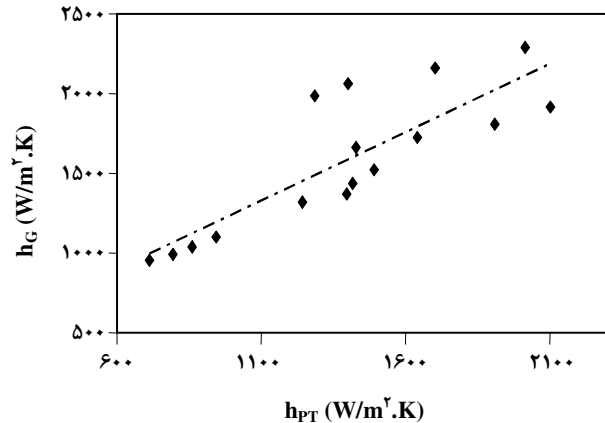
که در آن h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، A سطح دیواره لوله، \dot{m} نرخ جرمی سیال دوفازی که در حالت یکنواخت ثابت است و H_{out} و H_{in} به ترتیب مقادیر آنتالپی ورودی و خروجی سیال دوفازی می‌باشند. $LMTD$ نیز مطابق تعریف عبارت خواهد بود از:

$$LMTD = \frac{(T_w - T_{in}) - (T_w - T_{out})}{\ln \frac{T_w - T_{in}}{T_w - T_{out}}} \quad (14)$$

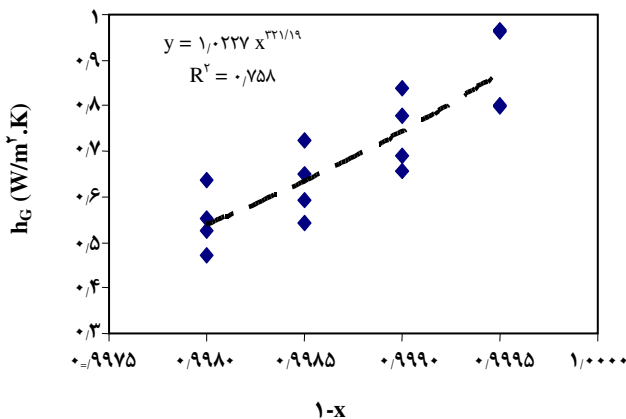
بر این اساس برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی از معادله ۱۵ استفاده شد:



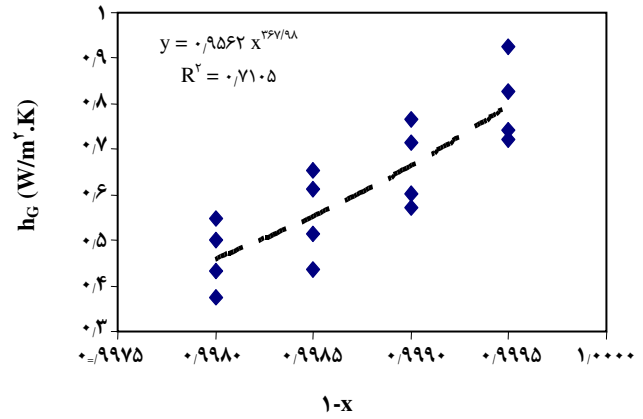
شکل ۱۲ - h_r متوسط بر حسب $1-x$ برای لوله مجهز به WCI.



شکل ۱۰ - داده‌های تئوری بر حسب داده‌های آزمایشگاهی.



شکل ۱۳ - h_r متوسط بر حسب $1-x$ برای لوله مجهز به LDMI.



شکل ۱۱ - h_r متوسط بر حسب $1-x$ برای لوله خالی.

شکل ۱۰ داده‌های به دست آمده از رابطه مرجع (معادله (۱) بر حسب داده‌های آزمایشگاهی در لوله خالی را نشان می‌دهد. به کمک معادله (۱۷) درصد خطای مطلق مقدارهای به دست آمده از رابطه پیشنهادی Ghajar و همکاران (معادله (۱)) در پیش بینی داده‌های آزمایشگاهی ضریب انتقال حرارت لوله خالی برابر ۱۳/۸۹ به دست آمده است.

$$E_r = \frac{\sum \left(\frac{h_G - h_{PT}}{h_G} \right)}{n} \times 100 \quad (17)$$

در ادامه به کمک رابطه Sieder و Tate (معادله (۶)) نسبت بدون بعد $h_r = h/h_{ST}$ تعریف و مقادیر متوسط آن برای سه دسته نقطه بر حسب $(1-x)$ در شکل ۱۱ الی شکل ۱۴ رسم شده است. سپس با انتخاب رگرسیون توانی، بر اساس بهترین خط گذرا از داده‌ها روابط حاکم به دست آمده است.

روشن است در این شکل‌ها افزایش عدد رینولدز به دلیل افزایش کسر هوا در شدت جریان‌های ثابت آب می‌باشد.

$$HTE\% = \frac{\sum \left(\frac{h_I - h_{PT}}{h_{PT}} \right)}{n} \times 100 \quad (16)$$

که در آن h_I و h_{PT} به ترتیب ضریب‌های انتقال حرارت سیال دوفازی آب - هوا در لوله مجهز به افزایشده و لوله خالی هستند. HTE% (Heat Transfer Enhancement Percentage)، درصد متوسط افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی درحالتی که لوله به افزایشده مجهز است تا چه میزان به طور متوسط نسبت به لوله خالی افزایش یافته است. نتیجه‌های به دست آمده از آزمایش نشان می‌دهد که HTE% برای لوله‌های مجهز به افزایشده فنر ماریچ، ماتریس با دانسیته کم و ماتریس با دانسیته بالا به ترتیب برابر ۲۶/۴۸، ۳۷/۵۲ و ۵۹/۱۲ درصد بوده است.

جدول ۴- ثابت‌های معادله ۱۸.

نوع لوله	b	a	D _H (mm)
لوله خالی	۳۶۷٫۹۸	۰٫۹۵۶۲	۱۶
لوله مجهز به WCI	۳۳۸٫۷۷	۱٫۰۴۷۹	۱۴
لوله مجهز به LDMI	۳۲۱٫۱۹	۱٫۰۲۲۷	۱۲٫۵۹
لوله مجهز به HDMI	۳۲۲٫۴۱	۱٫۰۹۴۷	۱۱٫۴۴

جدول ۵- بازه ای مجاز پارامترهای معادله ۱۸.

پارامتر	بازه	
دما	۳۰°C < T < ۴۰°C	
کسر هوا		
رینولدز	PT	۴۸۶۶٫۶۳ < Re _{in-situ} < ۱۶۱۷۳٫۴۴
	WCI	۵۵۴۷٫۹۶ < Re _{in-situ} < ۱۸۴۳۷٫۷۲
	LDMI	۶۱۸۰٫۶۲ < Re _{in-situ} < ۲۰۵۴۰٫۲۶
	HDMI	۶۸۱۳٫۲۹ < Re _{in-situ} < ۲۲۶۴۲٫۸۱

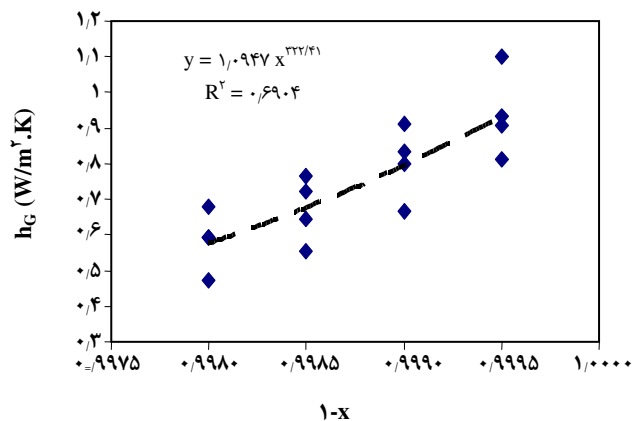
ثابت‌های رابطه برای حالت‌های گوناگون در جدول ۴ و شرایط عملیاتی برای برقراری رابطه در حالت‌های گوناگون در جدول ۵ گنجانده شده‌اند.

در جدول ۶ مقادیرهای خطای به دست آمده از مقایسه معادله ارایه شده (معادله ۱۸) با داده‌های مستقل برای $x=0.00125$ محاسبه و گنجانده شده است.

استفاده از افزایش‌های انتقال حرارت در کنار داشتن برتری افزایش ضریب انتقال حرارت موجب افزایش افت فشار و تحمیل هزینه‌های عملیاتی بیشتر می‌شود. جدول ۷ نشان می‌دهد که با کاهش قطر هیدرولیک افت فشار افزایش پیدا کرده است. اما همانطور که گفته شد می‌توان با کاهش سرعت جریان و صرف توان پمپاژ کمتر، با به‌کارگیری این افزایش‌ها به میزان انتقال حرارت مطلوب دست پیدا کرد.

نتیجه‌گیری

در این پژوهش تأثیر به‌کارگیری افزایش‌های انتقال حرارت بر روی ضریب انتقال حرارت جابجایی در سیال دو فاز آب - هوا



شکل ۱۴ - h_g متوسط بر حسب x برای لوله مجهز به HDMI.

براین اساس معادله (۱۸) برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جریان دوفازی آب - هوا در الگوی جابی به‌صورت زیر ارایه می‌شود:

$$h/h_{ST} = a(1-x)^b \quad (18)$$

که در آن h_{ST} از رابطه Sieder و Tate (معادله (۶)) به‌دست می‌آید،

جدول ۶ - مقایسه داده‌های مستقل آزمایشگاهی و منتج از معادله پیشنهادی (معادله ۱۸).

نوع لوله	مقدار h_f نقطه مستقل آزمایشگاهی	مقدار h_f از معادله	درصد خطا
لوله خالی	۰٫۷۲۰۶	۰٫۶۰۳۵	۱۶٫۲۵
لوله مجهز به WCI	۰٫۸۲۲۵	۰٫۶۸۶	۱۶٫۶
لوله مجهز به LDMI	۰٫۸۱۳۸	۰٫۶۸۴۴	۱۵٫۹
لوله مجهز به HDMI	۰٫۸۱۲۷	۰٫۷۳۱۴	۱۰

تا ۲۶٫۴۸ درصد و افت فشار را تا ۵۳٫۸۴ درصد افزایش داده است.
۲- به کارگیری افزایشده ماتریس با دانسیته کم در لوله (قطر هیدرولیک ۱۲٫۵۹ میلی‌متر) به طور متوسط ضریب انتقال حرارت را تا ۳۷٫۵۲ درصد و افت فشار را تا ۹۲٫۳۱ درصد افزایش داده است.

۳- به کارگیری افزایشده ماتریس با دانسیته زیاد در لوله (قطر هیدرولیک ۱۱٫۴۴ میلی‌متر) به طور متوسط ضریب انتقال حرارت را تا ۵۹٫۱۲ درصد و افت فشار را تا ۱۲۳٫۰۸ درصد افزایش داده است.

تاریخ دریافت: ۱۳۸۷٫۶٫۲ ؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۸۹٫۷٫۵

جدول ۷ - مقدارهای افت فشار متوسط.

آزمایش	افت فشار متوسط (میلی‌بار)	قطر هیدرولیک (میلی‌متر)
لوله خالی	۳۹	۱۶
لوله مجهز به WCI	۶۰	۱۴
لوله مجهز به LDMI	۷۵	۱۲٫۵۹
لوله مجهز به HDMI	۸۷	۱۱٫۴۴

در الگوی حبابی مورد بررسی قرار گرفت که پس از تحلیل و بررسی کلی نتیجه‌های زیر به دست آمده است:

۱- به کارگیری افزایشده فنر ماریچ در لوله (قطر هیدرولیک ۱۴ میلی‌متر) به طور متوسط ضریب انتقال حرارت را

مراجع

- [1] Ghajar A., "Non-Boiling Heat Transfer in Gas-Liquid Flow in Pipes", A Tutorial, Presented at ENCIT 2004 - 10th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Nov. 29 -- Dec. 03, (2004).
- [2] Kim D., Ghajar A.J., Heat Transfer Measurements and Correlations for Air-Water Flow of Different Flow Patterns in a Horizontal Pipe, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **25** (8), p. 659 (2002).
- [3] Kreith F., Boehm R.F. et. al., "Heat and Mass Transfer, Mechanical Engineering Handbook", Ed. Frank Kreith, Boca Raton, : CRC Press LLC, (1999).
- [4] Bergles E., "Techniques to Enhance Heat Transfer, Handbook of Heat Transfer", Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Cho Y.I., eds., McGraw-Hill, New York, 11.1-11.76 , (1998).
- [5] Mac Cabe W.L., Smith P., Harriot J.C. , "Unit Operations of Chemical Engineering", 6th ed, Mc Graw Hill, (2001).
- [6] Jafari Nasr M.R., Polley G.T.; Should You Use Enhanced Tubes? , w3.cepmagazine.org , *CEP*, Apr. (2002).

- [7] Wang L., Bengt S., Performance Comparison of Some Tube Inserts, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, **29**(1), pp. 45-56, (2002).
- [8] John M Ritchie, Transfer Phenomena in Tubes Fitted with Wire Inserts, <http://www.eng.bham.ac.uk/chemical/pg/engd.index.htm>