مجله مهندسی مکانیک مدرس، آذر 1396، دوره 17، شماره 9، ص‌ص 273-280

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت جریان دوفازی همسوی رو به پایین در داخل لوله‌های عمودی

حمید همتی[1]، منصور شیروانی[2*]، امید وحیدی[3]، سلمان موحدی‌راد[3]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی شیمی، دانشگاه علم وصنعت ایران، تهران

2- دانشیار، مهندسی شیمی، دانشگاه علم وصنعت ایران ، تهران

3- استادیار، مهندسی شیمی، دانشگاه علم وصنعت ایران ، تهران

* تهران، صندوق پستی 16846-13114، shirvani.m@iust.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 26 فروردین 1396

پذیرش: 03 تیر 1396

ارائه در سایت: 17 شهریور 1396

کلید واژگان:

مبدل حرارتی تماس مستقیم

جریان رو به پایین

جریان دوفازی

انتقال حرارت

چکیده

در این مقاله تماس مستقیم آب داغ با هوای سرد برای جریان همسوی رو به پایین درون لوله عمودی بررسی شده است. آزمایش‌ها در شرایط جریان آشفته، برای لوله‌هایی به طول 1، 1.5 و 2 متر و قطر 0.021 متر انجام شده است. در آزمایش‌ها دمای آب داغ از 35 تا 50 درجه سلسیوس و دمای هوا از 25 تا 35 درجه سلسیوس تغییر داده شده‌اند. سرعت هوا در آزمایش‌های مختلف، در مقادیر 3، 5، 7، 9 و 11 متر بر ثانیه، و نرخ‌های جریان مایع 5، 8 و 10 لیتر بر دقیقه تغییر داده شدند. الگوی جریان دوفازی بصورت حلقوی در لوله، تشکیل شده است. سطح تماس بین آب و هوا، با استفاده از تابش نور لیزری صفحه‌ای در مسیر جریان و عکس‌برداری و پردازش تصویری آن به‌دست آمده است. آزمایش ها نشان داده است که انتقال حرارت از آب داغ به هوای سرد با افزایش نرخ جریان هوا افزایش پیدا می‌کند. بیش از 80 درصد حرارت، از طریق تبخیر و کمتر از 20 درصد، از طریق جابجایی منتقل می‌شود. در هر سه لوله، با افزایش نرخ جریان مایع، عدد ناسلت کاهش پیدا می‌کند. در تمامی دماها، عدد ناسلت با افزایش طول لوله کاهش یافت. مقادیر عدد ناسلت آزمایشگاهی، با مقادیر تجربی به‌دست آمده برای لوله‌های صاف مقایسه شدند. درنهایت، روابط اصلاحی برای عدد ناسلت ، با برازش داده‌های آزمایشگاهی بر روی روابط مربوط به لوله‌های صاف، به‌دست آمد. رابطه پیشنهادی برای انتقال حرارت، عدد ناسلت را با میانگین خطای $\pm 15.26\%$ ، پیش‌بینی کرد.

Experimental investigations on heat transfer in downward cocurrent two phase flow in vertical pipes

Hamid Hemmati, Mansour Shirvani*, Omid Vahidi, Salman Movahedirad

Department of Chemical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran
* P.O.B. 16846-13114, Tehran, Iran, shirvani.m@iust.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 15 April 2017
Accepted 24 June 2017
Available Online 08 September 2017

Keywords:
Direct contact heat exchanger
Downward flow
Two-phase flow
Heat transfer

ABSTRACT

In the present study direct contact heat transfer between hot water and cold air in vertical pipes with cocurrent downward flow is investigated. Experiments are performed in turbulent condition using 1, 1.5, 2 meter pipe lengths with 0.021 meter diameter. The hot water temperature was varied between 35 and 50 ˚C and the air temperature was varied between 25 and 35˚C. Air velocities were chosen to be 3, 5, 7, 9 and 11 m/s and the rates of flow rate of water was selected as 5, 8 and 10 lit/min. Two phase annular flow pattern of water and air is formed in the vertical pipe. The interface area between water and air was measured by Image Processing taken from shining laser light sheet on the transparent tubes. Over 80 percent of heat was transferred by evaporation and less than 20 percent was transferred by convection. In all three pipes, Nusselt number decreased with increase in flow rate of liquid phase. In all of the verified temperatures, Nusselt number decreased by increasing pipe length. Experimental values for Nusselt numbers were compared to empirical values for smooth surfaces. Finally, some adjustments were suggested for Nusselt number correlation by fitting experimental data into existing correlations for pipes with smooth surface. Proposed correlations for heat transfer resulted in Nusselt number with $\pm 15.26\%$ average error.

1- مقدمه

بهینه کردن فرایندهای مختلف و ساخت دستگاه‌های جدید از جمله راه‌کارهای بهبود وضعیت صنایع در کشورهاست. در این راستا استفاده هرچه بهتر از انرژی و بالا بردن راندمان فرایندها موضوع اکثر فرایندهای صنعتی جهان را تشکیل می‌دهد. در این بین، مبدل‌های حرارتی تماس مستقیم دارای کاربردهای فراوانی در صنایع فرایندی هستند و مزیت‌های فراوانی نسبت به مبدل‌های حرارتی تماس غیرمستقیم دارند. تاکنون تحقیقات محدودی در عرصه مبدل‌های حرارتی تماس مستقیم در رقابت با مبدل‌های حرارتی معمولی صورت گرفته است. در مبدل‌های حرارتی نوع تماس مستقیم حرارت بین سیال‌های سرد و گرم از طریق سطح تماس بین دو سیال انتقال

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

H. Hemmati, M. Shirvani, O. Vahidi, S. Movahedirad, Experimental investigations on heat transfer in downward cocurrent two phase flow in vertical pipes, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 9, pp. 273-280, 2017 (in Persian)

می‌یابد و هیچ دیواره‌ای بین جریان‌های سرد و گرم وجود ندارد. در مبدل‌های حرارتی تماس مستقیم جریان‌ها، دو مایع غیرقابل امتزاج و یا یک گاز و یک مایع هستند. چگالنده‌ها با افشاننده مایع در جریان بخار و چگالنده‌های سینی‌دار که مایع و بخار در تماس مستقیم با هم هستند و برج‌های خنک‌کن مثال‌هائی از آن به‌شمار می‌روند. ریکاوری بخشی از انرژی گازهای گرم و خشک، سال‌های زیادی است که انجام می‌شود. بازیافت انرژی از گازهای حاصل از احتراق، گرمای گازهای خروجی از بویلرهای آب، تولید جریان و یا فرایندهایی که به دمای بالاتر نیاز دارند، نمونه‌هایی از مواردی است که با استفاده از مبدل‌های تماس مستقیم، امکان‌پذیر است [1]. قاضی و همکاران [2] انتقال حرارت تماس مستقیم برای سیستم هوا-آب را بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که دماهای آب بدون تأثیر بوده و یا تأثیر کمی برروی ضریب انتقال حرارت کلی دارد. اینابا و همکاران [3] خصوصیات انتقال حرارت و انتقال جرم روی حباب‌های هوا و آب گرم در تماس مستقیم را بررسی کرده‌اند. چن و همکارانش [4] با هدف ارتقاء انتقال گرما در جریان دوفازی در لوله عمودی روبه‌بالا، با استفاده از استوانه‌ای ساخته شده از یک صفحه منفذدار، پژوهشی را به انجام رساندند. این نویسندگان توانستند الگوهای حبابی، اسلاگ، متلاطم، حلقوی و حلقوی باریک را در لوله خالی بدون سیلندر منفذدار مشاهده کنند، که داده‌های مربوط به این الگوها با نقشه‌های موجود در مطالعات گذشته تطابق خوبی داشت. کلاتا و همکاران [5] پیشنهاداتی برای افزایش انتقال حرارت در جریان درون لوله به‌وسیله تزریق گاز به درون مایع برای ایجاد آشفتگی ارائه کردند. در مطالعات آزمایشگاهی که توسط آن‌ها انجام شده است یک لوله گرم عمودی از داخل توسط آب سرد می‌شود درحالی‌که ضریب انتقال حرارت با تزریق هوا و بدون تزریق هوا اندازه‌گیری می‌گردد. تزریق مقدار کمی از جریان هوا درون جریان آب افزایش 20-40 درصدی ضریب انتقال حرارت در جابجایی اجباری را در پی داشته است و سبب افزایش بیش‌تر انتقال گرما برای مخلوط شده است. پارک و همکاران [6] توزیع یکنواخت فیلم آب درون لوله عمودی و تجزیه بخشی از امواج بزرگ به شکل خوشه‌هایی از فرورفتگی در اعداد رینولدز 40 و بالاتر را مشاهده کردند. برای فیلم‌های به طول 1 متر یا بلندتر درون لوله عمودی، دو رابطه برای اعداد رینولدز بین 20 الی40 و 40 الی 400 به‌دست آمد. تانگ و قاجار[7] یک رابطه انتقال حرارت مکانیکی بوسیله تخمین ضریب انتقال حرارت برای جریان دوفازی غیرجوشان در لوله‌های افقی، لوله‌های با شیب کم و لوله‌های عمودی با استفاده از تشابه فاکتور اصطکاکی با انتقال حرارت پیشنهاد کردند. آن‌ها ضریب انتقال حرارت محلی، افت فشار و پارامترهای جریان برای جریان هوا-آب درون یک لوله به قطر 27.9 میلی‌متر را اندازه‌گیری کردند و داده‌های انتقال حرارت و افت فشار را با دقت مناسب، با عددهای رینولدز سطحی گاز و مایع به‌دست آوردند، سپس رابطه انتقال حرارت به‌دست آمده را، با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی انتقال حرارت، اعتبارسنجی نمودند. مقایسه رابطه تجربی با داده‌های انتقال حرارت نشان داد که تشابه بین ضریب اصطکاکی و انتقال حرارت، می‌تواند با دقت مناسب برای پیش‌بینی انتقال حرارت جریان دو فازی غیرجوشان درون لوله استفاده شود. شاه و همکاران [8] مایع شدن بخار آب در تماس مستقیم از یک جت بخار مافوق صوت در آب مادون سرد را بصورت عددی شبیه‌سازی کردند. آن‌ها یافته‌های ناشی از دینامیک سیالات محاسباتی را با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه کردند و به این نتیجه رسیدند که نتایج با داده‌های آزمایشگاهی مطابقت دارد. لوکاس و همکارانش [9] به بررسی نحوه توسعه الگوها و پارامترهای مهم جریان دوفازی در طول لوله عمودی به قطر داخلی 51.2 میلی‌متر و طول 3 متر پرداختند. آن‌ها برای به‌دست آوردن کسر حجمی، از حسگر مش سیمی استفاده کرده‌اند که کسر حجمی را در هر سطح مقطع با استفاده اختلاف ولتاژ بین دو مقطع برحسب زمان به‌دست می‌دهد. ژائو و هو [10] روشی بهینه را ارائه کردند که در آن با استفاده از بررسی شدت اشعه‌های گاما می‌توان برخی از ویژگی‌های جریان در هر شرایطی را استخراج و تحلیل نمود. شن و همکاران [11] خصوصیات انتقال حرارت جریان رو به پایین درون لوله‌های صاف را بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که در فشارهای فوق بحرانی، زمانی‌که دمای بالک کمتر از دمای شبه‌بحرانی است، دمای دیوار با آنتالپی مایع به آهستگی افزایش می‌یابد و زمانی‌که دمای بالک از دمای شبه‌بحرانی بیش‌تر است افزایش دمای دیوار قابل ملاحظه است. زادرازیل و مارکیدس [12] خصوصیات فیلم مایع در جریان حلقوی همسوی رو به پایین با استفاده از تابش لیزر و ردیابی سرعت ذرات را بررسی کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که امواج تشکیل شده روی سطح مایع نقش مهمی در انتقال حرارت و جرم از منطقه نزدیک دیوار به طرف سطح تماس گاز و مایع ایفا می‌کنند. عدل‌جو و همکاران [13] الگوهای جریان دوفازی گاز-مایع همسو رو به بالا در لوله‌های با قطر بزرگ را شبیه‌سازی کردند و از تحلیل نتایج آن‌ها الگوهای جریان حلقوی، متلاطم، حبابی، لخته‌ای و دو الگوی جریان فرعی شبه-حلقوی و حبابی کلاهکی به‌دست آمدند. در این مطالعه، آب داغ و هوای سرد درون لوله عمودی با جریان همسوی رو به پایین در تماس با یکدیگر قرار گرفته و میزان انتقال حرارت از آب داغ به هوای سرد از طریق اندازه‌گیری دماها و رطوبت‌های بالا و پایین مورد بررسی قرار گرفته است. ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت به صورت آزمایشگاهی محاسبه شده و با روابط موجود برای جریان توسعه یافته درون لوله‌های صاف مقایسه شده و رابطه اصلاحی برای انتقال حرارت ارائه شده است.

2- آزمایش

شماتیک سیستم آزمایشگاهی مورد استفاده در این مطالعه در "شکل 1" نمایش داده شده است.

تجهیزات نمایش داده شده در "شکل 1"، به ترتیب، (1) مخزن آب گرم، (2) المنت حرارتی، (3) سرعت‌سنج هوا، (4) فن مکش هوا، (5) دستگاه مولد لیزر صفحه‌ای، (6) لوله عمودی مورد آزمایش، (7) دستگاه رطوبت‌سنج

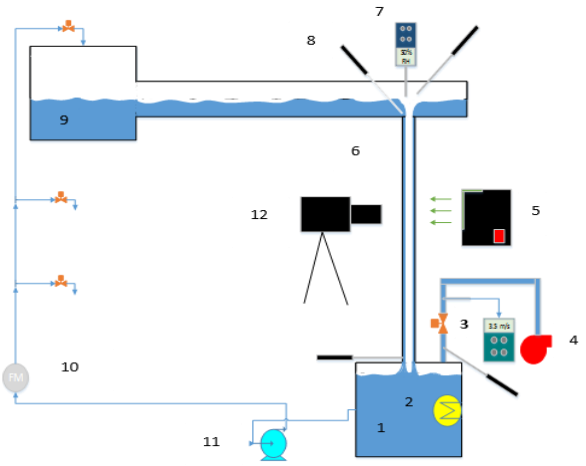

Fig. 1 Schematic experimental system

شکل 1 شماتیک سیستم آزمایشگاهی

دیجیتال، (8) ترمومترهای آب و هوا، (9) مخزن روباز، (10) روتامتر آب، (11) پمپ گردش آب و (12) دوربین عکاسی می‌باشند. سیستم آزمایشگاهی واقعی نیز در "شکل 2" نمایش داده شده است.

برای انجام آزمایش ابتدا آب درون مخزن پایین توسط المنت‌های حرارتی تعبیه شده درون مخزن تا دمای موردنظر گرم می‌شود و به‌صورت اتوماتیک دمای آن تنظیم شده و توسط پمپ به مخزن بالا منتقل می‌شود. برای تعیین و ثابت نگاه داشتن دبی جریان آب از جریان‌سنج تعبیه شده در مسیر جریان آب استفاده شده است. آب گرم شده با دبی مشخص وارد مخزن بالایی می‌شود. مخزن بالایی روباز بوده و در ارتفاع مشخصی جریان تخلیه به‌صورت سرریز از طریق یک لوله افقی به طول 0.5 متر و قطر 130 میلی‌متر تخلیه می‌گردد. آب با دبی مشخص همراه هوا از مخزن فوق، درون لوله افقی جریان می‌یابد. مهم‌ترین بخش دستگاه (بخش آزمایش) لوله عمودی تعبیه شده در انتهای لوله افقی می‌باشد که در آن جریان دوفازی آب و هوا به درون مخزن پایین جریان می‌یابد. جریان آب قبل از ورود به لوله عمودی مقداری هوا نیز با خود به درون لوله می‌کشد و باعث تشکیل جریان دوفازی حلقوی درون لوله می‌شود. آزمایشات نشان داده است که مکش جریان هوا و تشکیل جریان دو فازی در موقعی‌که طول لوله عمودی به اندازه کافی بلند نباشد اتفاق نمی‌افتد و در این شرایط باید از فن مکنده هوا استفاده گردد. اما با افزایش ارتفاع لوله مکش سیال مایع شدید شده و نتیجتا مکش هوا نیز به خودی خود برقرار می‌گردد. برای تغییر میزان هوای ورودی به لوله آزمایش از یک شیر قبل از مکنده هوا استفاده شده است. برای اندازه‌گیری دبی جریان هوا از یک جریان سنج استفاده شده است. دو عدد ترمومتر در ابتدای لوله مورد آزمایش برای اندازه‌گیری دمای هوا و آب ورودی به لوله و دو عدد در انتهای تخلیه آن به ترتیب برای اندازه‌گیری دماهای ورود و خروج جریان آب و هوا تعبیه شده‌اند. برای اندازه‌گیری رطوبت هوای ورودی و خروجی از دستگاه رطوبت سنج تعبیه شده در ابتدا و انتهای لوله آزمایش استفاده شده است. برای جلوگیری و کاهش تبادل حرارت لوله با هوای بیرون از دو لوله تو در تو استفاده شده است و برای اندازه‌گیری سطح تماس آب با هوا از دستگاه

Fig. 2 Experimental system

شکل 2 سیستم آزمایشگاهی

مولد لیزر صفحه‌ای[1] تعبیه شده در مسیر لوله استفاده شده است. بوسیله این دستگاه نور لیزر به‌صورت صفحه‌ای و مورب از یک‌طرف یه لوله شفاف حاوی جریان مایع تابیده می شود و از طرف دیگر تصویر آن با دوربین دریافت می‌گردد. به این ترتیب که با تابانیدن نور لیزر و برخورد نور به لوله آزمایش رنگ آب تغییر کرده و هوا بدون تغییر می‌ماند. دستگاه لیزر به گونه‌ای در مسیر جریان قرار گرفته که با تابش نور به سمت لوله، درون لوله دایره تشکیل شود. سپس با عکس‌برداری از دایره تشکیل شده و پردازش تصویر توسط نرم‌افزار متلب سطح تماس آب با هوا اندازه‌گیری می‌شود.

لوله آزمایش به قطر 21 میلی‌متر و طول‌های 1، 1.5 و 2 متر می‌باشد. آزمایش‌ها برای هر سه لوله تکرار شده است. جزئیات بخش آزمایش در "شکل 3" قابل مشاهده است.

3- محاسبات

ترمومتر تعبیه شده در ابتدای لوله دمای هوا در ورود به لوله T_{air1}، را اندازه‌گیری می‌نماید. در دمای T_{air1}، فشار بخار آب (P^*_{W1})، با استفاده از رابطه آنتوان[2] [14]، معادله (1)، به‌دست می‌آید.

$$P^*_{\mathrm{W1}} = 10^{\left(A - \frac{B}{C+T_{\mathrm{air1}}}\right)} \quad (1)$$

ضرایب معادله (1)، در جدول 1 نمایش داده شده است.

برای اندازه‌گیری رطوبت هوای ورودی به لوله آزمایش از دستگاه رطوبت‌سنج دیجیتال استفاده شده است. با داشتن رطوبت نسبی و فشار بخار آب در دمای ورود آب، فشار جزئی بخار آب (P_{W1})، در این نقطه طبق رابطه (2) محاسبه می‌شود.

$$P_{\mathrm{W1}} = X_1 \times P^*_{\mathrm{W1}} \quad (2)$$

در این مطالعه فشار کل در تمامی قسمت‌های لوله آزمایش برابر 1 اتمسفر فرض شده است. بنابراین با در نظر گرفتن فرض گاز کامل و فشار کل یک

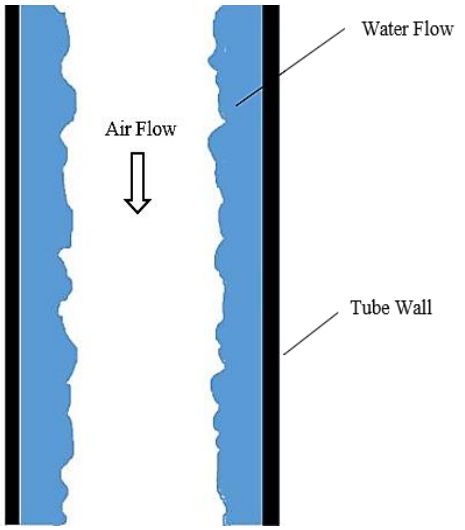

Fig. 3 Test section

شکل 3 بخش آزمایش

جدول 1 ضرایب معادله آنتوان [14]

Table 1 Antoine equation coefficients[14]

A	*B*	*C*
8.07131	1730.63	233.426

[1] Laser Sheet
[2] Antoine Equation

اتمسفر، فشار جزئی هوا (P_{air1}) در این نقطه با استفاده از معادله (3) به‌دست می‌آید.

$$P_{\mathrm{air1}} = 1 - P_{\mathrm{W1}} \tag{3}$$

اکنون با داشتن فشار جزئی بخار آب و هوا، رطوبت مطلق مولی در این نقطه با استفاده از معادله (4) محاسبه می‌شود.

$$x_1' = \frac{P_{\mathrm{W1}}}{P_{\mathrm{air1}}} \tag{4}$$

بنابراین رطوبت مطلق جرمی از طریق رابطه (5) به‌دست می‌آید:

$$x_1 = \frac{P_{\mathrm{W1}}}{P_{\mathrm{air1}}} \times \frac{M_{\mathrm{W}}}{M_{\mathrm{air}}} \tag{5}$$

که در رابطه (5) M_{W} و M_{air} به ترتیب جرم مولکولی آب و هوا می‌باشند. با داشتن رطوبت مطلق و دمای هوا در ورودی لوله، آنتالپی کل مخلوط برای سیستم آب و هوا در فشار اتمسفریک از رابطه (6)، به‌دست می‌آید.

$$H_1 = (1005 + 1884x_1)T_{\mathrm{air1}} + 2502300x_1 \tag{6}$$

در رابطه (6)، T_{air1}، دمای هوا در نقطه یک و x_1، رطوبت مطلق می‌باشد. تمام محاسبات فوق برای انتهای لوله نیز به‌طریق مشابه انجام می‌شود و P_{W2}^*، P_{W2}، P_{air2}، x_2 و H_2 به ترتیب محاسبه می‌شوند. در مواردی که رطوبت خروجی از لوله به حالت اشباع می‌رسد مقدار H_2، از جداول ترمودینامیکی برای مخلوط آب و هوا خوانده می‌شود. از آن‌جایی که آنتالپی هوای مرطوب بر واحد جرم هوای خشک می‌باشد، نرخ انتقال حرارت کل منتقل شده از آب داغ به هوای سرد از رابطه (7)، به‌دست می‌آید:

$$Q_t = \dot{m}_{\mathrm{dryair}} \times (H_2 - H_1) \tag{7}$$

Q_t، برابر مجموع انتقال حرارت منتقل شده از طریق تبخیر و حرارت منتقل شده از طریق جابجایی است.

در معادله (7)، $\dot{m}_{\mathrm{dryair}}$، دبی جرمی هوای ورودی به لوله آزمایش می‌باشد. سرعتی که سرعت‌سنج هوا نشان می‌دهد سرعت هوای مرطوب می‌باشد، چون که هوای خروجی همراه بخار آب می‌باشد. دانسیته هوای مرطوب خروجی نیز از رابطه (8)، به‌دست می‌آید.

$$\rho_{\mathrm{ha}} = 1.2929\frac{273.15}{T}\frac{B - 0.3783P_{\mathrm{W}}}{1.013 \times 10^5} \tag{8}$$

که در رابطه (8)، B، فشار بارومتریک برحسب پاسکال، T، دما برحسب درجه سلسیوس و P_{W}، فشار بخار آب برحسب پاسکال می‌باشد. بنابراین دبی جرمی هوای مرطوب از رابطه (9)، به‌دست می‌آید.

$$\dot{m}_{\mathrm{ha}} = \rho_{\mathrm{ha}} U_{\mathrm{ha}} A_{\mathrm{ha}} \tag{9}$$

از طرفی:

$$\dot{m}_{\mathrm{ha}} = \dot{m}_{\mathrm{dryair}} + \dot{m}_{\mathrm{vaper}} \tag{10}$$

بنابراین:

$$\dot{m}_{\mathrm{dryair}} = \dot{m}_{\mathrm{ha}} y_{\mathrm{air}} \frac{M_{\mathrm{air}}}{M_{\mathrm{total}}} \tag{11}$$

که y_{air} جزء مولی جریان هوا و برابر $\frac{P_{\mathrm{air}}}{P_{\mathrm{t}}}$ و M جرم مولکولی می‌باشد.

حرارت منتقل شده از طریق تبخیر از رابطه (12)، به‌دست می‌آید:

$$Q_{\mathrm{E}} = (x_2 - x_1)\dot{m}_{\mathrm{air}} H_{\mathrm{g}} \tag{12}$$

که در رابطه (12)، H_{g}، آنتالپی بخار اشباع خشک در دمای میانگین آب می‌باشد، که از جداول بخار اشباع خوانده می‌شود. بنابراین مقدار انتقال حرارت حاصل از جابجایی از رابطه (13)، به‌دست می‌آید:

$$Q_{\mathrm{C}} = Q_{\mathrm{t}} - Q_{\mathrm{E}} \tag{13}$$

با داشتن Q_C ضریب انتقال حرارت جابجایی از رابطه (14) به‌دست می‌آید:

$$Q_C = hA_i(T_{\mathrm{Water}} - T_{\mathrm{air}}) \tag{14}$$

در رابطه (14) T_{Water} دمای میانگین آب و T_{air} دمای میانگین هوا، h ضریب انتقال حرارت جابجایی و A_i سطح تماس دوفاز می‌باشد.

با در دست داشتن ضریب انتقال حرارت جابجایی عدد ناسلت جریان گاز از رابطه (15) به‌دست می‌آید.

$$\mathrm{Nu} = \frac{hd_i}{k_g} \tag{15}$$

که در معادله (15)، h ضریب انتقال حرارت جابجایی فاز گاز d_i قطر هسته گاز و k_g ضریب هدایت حرارتی فاز گاز می‌باشد.

4- به‌دست آوردن سطح تماس دوفاز

در معادله (14) نیاز به محاسبه سطح تماس بین هوا و آب درون لوله می‌باشد. به دلیل تشکیل جریان حلقوی درون لوله برای به‌دست آوردن سطح تماس بین هوا و آب از دستگاه لیزر استفاده شده است. در جریان حلقوی فیلمی از آب سرتاسر دیواره لوله را پوشانده و هوا در ناحیه وسط لوله جریان دارد. نور لیزر با برخورد به آب باعث رنگی شدن آب می‌شود ولی تغییری در هوا ایجاد نمی‌کند. با عکس‌برداری از درون لوله و پردازش تصویری بکمک نرم‌افزار متلب قطر هوا درون لوله قابل اندازه‌گیری می‌باشد. بنابراین با به‌دست آوردن قطر هوا سطح تماس آب و هوا از رابطه (16)، به‌دست می‌آید.

$$A_i = \pi d_i L \tag{16}$$

نحوه به‌دست آمدن قطر هسته هوا در "شکل‌های 4 و 5" نمایش داده شده است.

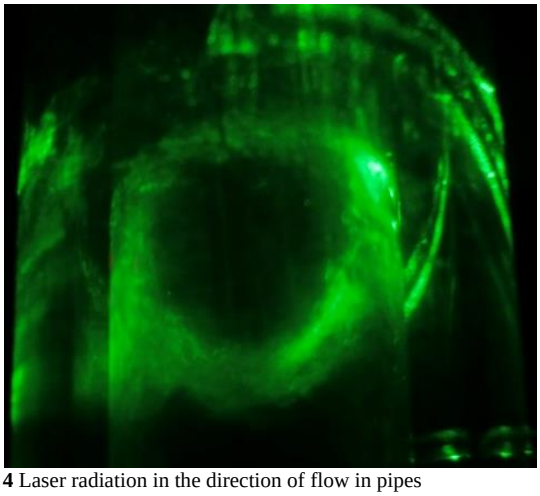

Fig. 4 Laser radiation in the direction of flow in pipes

شکل 4 تابش لیزر در مسیر جریان درون لوله

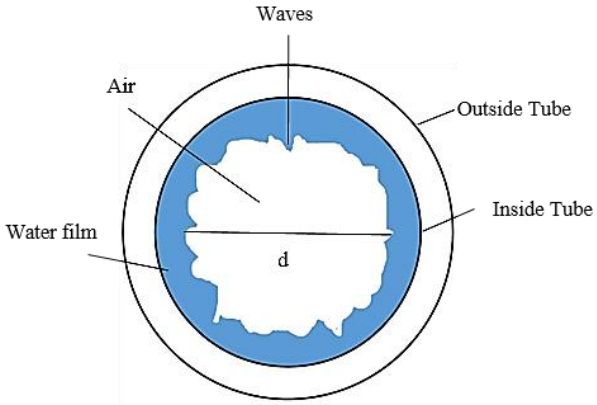

Fig. 5 Determination of the surface area between the air and water

شکل 5 تعیین سطح تماس بین هوا و آب

5- نتایج و بحث

نرخ جریان هوا از تأثیرگذارترین پارامترها بر روی انتقال حرارت می‌باشد. در این مطالعه نرخ تغییرات عدد رینولدز جریان هوا برای هر سه لوله مورد آزمایش، از3000 تا 20000 می‌باشد. یکی از مهم‌ترین پارامترهای طراحی در کاربرد جریان دوفازی درون لوله‌ها ضریب انتقال حرارت می‌باشد. ضریب انتقال حرارت برای جریان آشفته بیش‌تر از جریان آرام است، بنابراین در جریان درون لوله هر عاملی که باعث افزایش آشفتگی جریان شود سبب بالا رفتن ضریب انتقال حرارت جابجایی می‌شود. در یک نرخ جریان و دمای مایع ثابت با افزایش نرخ جریان هوا، نوسانات فیلم مایع تشکیل شده بیش‌تر شده و باعث بالارفتن ضریب انتقال حرارت و در نتیجه عدد ناسلت می‌شود. بنابراین برای هر سه لوله با افزایش نرخ جریان هوا عدد ناسلت افزایش می‌یابد. همچنین، همان‌طور که از "شکل‌های 5 تا 7" پیداست با افزایش دما به دلیل افزایش مقدار انتقال حرارت جابجایی، ضریب انتقال حرارت جابجایی افزایش می‌یابد.

"شکل‌های 6 تا 8"، تغییرات عدد ناسلت جریان گاز نسبت به رینولدز هوا در دماهای مختلف را به ترتیب برای لوله‌های به طول 1، 1.5 و 2 متر برای حالتی که دبی آب 10 لیتر بر دقیقه می‌باشد را نمایش می‌دهند.

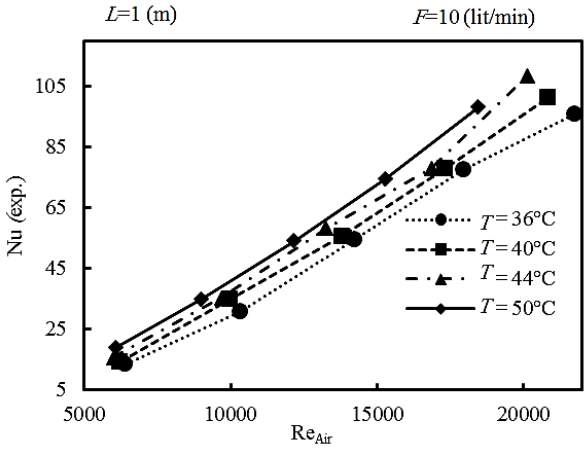

Fig. 6 Nusselt number against Reynolds for air in tube length equal 1 m.

شکل 6 تغییرات عدد ناسلت نسبت به رینولدز هوا برای لوله به طول 1 متر

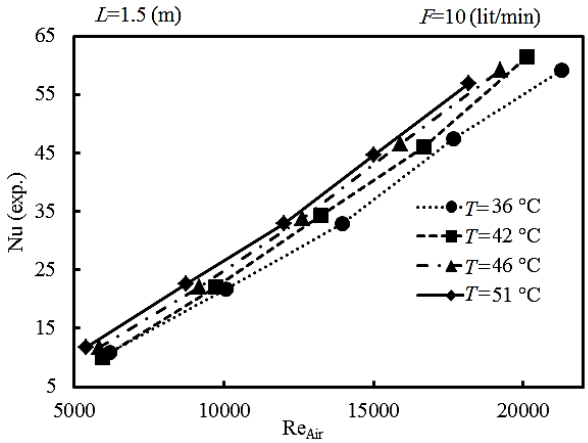

Fig. 7 Nusselt number against Reynolds for air in tube length equal 1.5 m

شکل 7 تغییرات عد ناسلت نسبت به رینولدز هوا برای لوله به طول 1.5 متر

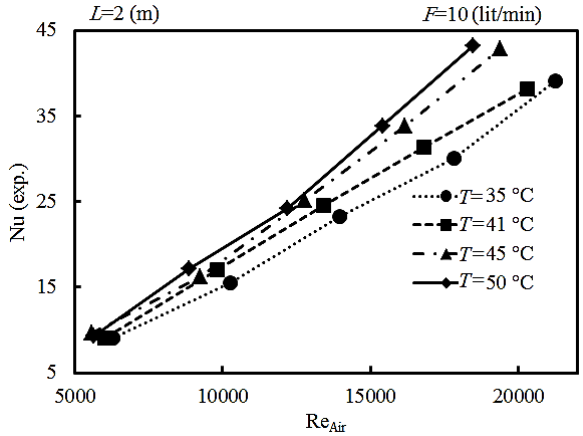

Fig. 8 Nusselt number against Reynolds for air in tube length equal 2 m

شکل 8 تغییرات عد ناسلت نسبت به رینولدز هوا برای لوله به طول 2 متر

با افزایش نرخ جریان هوا در ورودی لوله، به دلیل کاهش دما و در نتیجه آن کاهش فشار بخار اشباع و رطوبت نسبی جریان هوا، فشار جزئی بخار آب کاهش پیدا می‌کند. این کاهش فشار جزئی سبب کاهش میزان رطوبت مطلق هوای ورودی می‌شود. از طرفی طبق رابطه (6)، با کاهش دمای هوا و رطوبت مطلق در ورودی لوله، آنتالپی مخلوط هوا و آب کاهش پیدا می‌کند. برعکس، در خروجی لوله با افزایش سرعت هوا دمای هوا و میزان رطوبت مطلق افزایش پیدا می‌کند که باعث افزایش میزان آنتالپی مخلوط در خروجی لوله می‌شود. گرمای کل منتقل شده از آب به هوا ناشی از تبخیر و جابجایی می‌باشد که با افزایش سرعت هوا طبق رابطه (7) افزایش می‌یابد. در نتیجه، میزان انتقال حرارت جابجایی نیز با افزایش سرعت هوا افزایش پیدا می‌کند. ضریب انتقال حرارت جابجایی تابعی از میزان انتقال حرارت جابجایی، سطح تماس بین آب و هوا و اختلاف دمای میانگین آب و هوا می‌باشد. با افزایش نرخ جریان هوا، سطح انتقال حرارت اندکی افزایش پیدا می‌کند. از طرفی افت دمای فیلم آب با افزایش نرخ جریان هوا بیش‌تر شده و متعاقباً دمای هوا نیز بیش‌تر افزایش می‌یابد. بنابراین، اختلاف دمای میانگین آب و هوا کاهش پیدا می‌کند. در نتیجه طبق رابطه (14)، با افزایش نرخ جریان هوا، ضریب انتقال حرارت جابجایی جریان هوا افزایش پیدا می‌کند. خواص فیزیکی هوا در دمای فیلم آب اندازه‌گیری شده است. عدد ناسلت بیان‌گر نسبت گرمای انتقال یافته از طریق جابجایی به گرمای انتقال یافته از طریق رسانش تعریف می‌شود. ضریب هدایت حرارتی هوا با افزایش نرخ جریان هوا کاهش پیدا می‌کند، بنابراین طبق رابطه (15)، با افزایش نرخ جریان هوا به دلیل افزایش در ضریب انتقال حرارت جابجایی و قطر هسته هوا و کاهش ضریب هدایت حرارتی جریان هوا، عدد ناسلت افزایش پیدا می‌کند. افزایش دما نیز به نوبه خود سبب افزایش میزان انتقال حرارت جابجایی می‌شود که این افزایش در میزان انتقال حرارت سبب افزایش در ضریب انتقال حرارت جابجایی و در نهایت منجر به افزایش عدد ناسلت می‌شود.

برای بررسی تأثیر دبی آب روی میزان انتقال حرارت در هر سه لوله، آزمایش‌ها در دبی‌های 5، 8 و 10 لیتر بر دقیقه، انجام شده است و تأثیر این پارامتر بر روی عدد ناسلت در "شکل 9" نمایش داده شده است. نتایج نشان می‌دهند که عدد ناسلت با افزایش دبی جریان مایع کاهش پیدا می‌کند. درواقع انرژی مورد نیاز برای تبخیر فیلم آب درون جریان هوا از انرژی ذخیره شده در فیلم مایع تأمین می‌شود، که باعث کاهش درجه حرارت فیلم مایع می‌شود. نتایج نشان می‌دهند که بهترین سرمایش فیلم مایع در دبی مایع

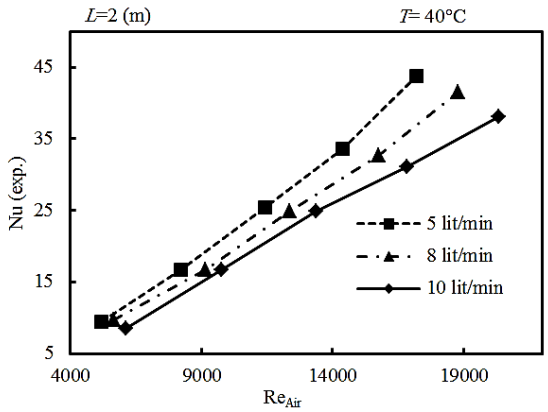

Fig. 9 Nusselt number against Reynolds for air in different water flow rates

شکل 9 تغییرات عدد ناسلت نسبت به رینولدز هوا برای دبی‌های مختلف آب

کم‌تر اتفاق می‌افتد که این به این دلیل است که انرژی داخلی کل ذخیره شده در مایع برای یک دبی مایع بزرگ‌تر بیش‌تر است. این کاهش افت درجه حرارت برای حالت دبی مایع بالاتر به نوبه خود باعث کاهش میزان انتقال حرارت جابجایی می‌شود و در نتیجه عدد ناسلت کاهش پیدا کند.

یکی از اهداف این تحقیق بررسی تأثیر طول لوله بر روی ضریب انتقال حرارت می‌باشد. همان‌طور که در "شکل 10"، نمایش داده شده است به دلیل کاهش میزان شار انتقال حرارت جابجایی، عدد ناسلت با افزایش طول لوله کاهش پیدا می‌کند.

رابطه مربوط به عدد ناسلت برای جریان توسعه یافته درون لوله برای اولین بار توسط دیتوس- بولتر[1] [15] به صورت رابطه (17) پیشنهاد شده است.

$$\mathrm{Nu} = 0.023\mathrm{Re}^{0.8}\mathrm{Pr}^{0.33} \tag{17}$$

عدد رینولدز و پرانتل در معادله (17)، برای جریان هوا بترتیب به صورت معادلات (18) و (19) بیان می‌شوند:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_{\mathrm{air}} u_{\mathrm{air}} d_i}{\mu_{\mathrm{air}}} \tag{18}$$

$$\mathrm{Pr} = \frac{\vartheta_{\mathrm{air}}}{\alpha} \tag{19}$$

اختلاف تمامی داده‌های آزمایشگاهی به‌دست آمده با رابطه (17)، برای عدد ناسلت در "شکل 11"، نمایش داده شده است. اختلاف مقادیر به‌دست آمده از

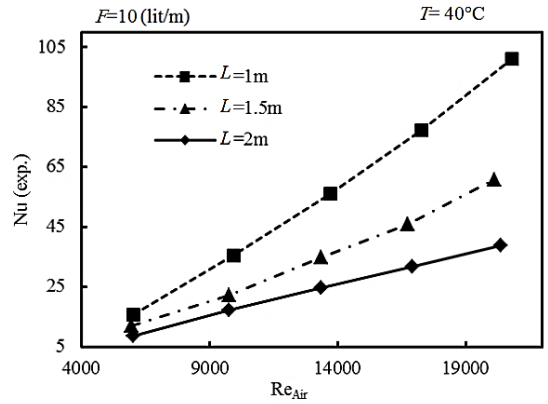

Fig. 10 Nusselt number against Reynolds for air in different lengths of Tube

شکل 10 تغییرات عدد ناسلت نسبت به رینولدز هوا برای طول‌های مختلف لوله

[1] Dittus-Boelter

رابطه دیتوس-بولتر و مقادیر آزمایشگاهی به دلیل تغییر دمای آب در طول لوله و امواج تشکیل شده در سطح مشترک دوفاز می‌باشد. به همین دلیل رابطه اصلاح‌شده عدد ناسلت براساس داده‌های آزمایشگاهی موجود ارائه گردیده است. با برازش داده‌های آزمایشگاهی بر روی رابطه (17) و اضافه کردن پارامتر بدون بعد (L/D)، رابطه اصلاح شده برای عدد ناسلت به صورت معادله (20)، به‌دست آمده است.

$$\mathrm{Nu} = 0.007553\mathrm{Re}^{1.38}\mathrm{Pr}^{0.5}\left(\frac{L}{D}\right)^{-1.04} \tag{20}$$

که در رابطه فوق L طول و D قطر لوله می‌باشد.

همان‌طور که از "شکل 12"، مشخص است معادله (20)، مقادیر عدد ناسلت را با میانگین خطای $\pm 15.26\%$، پیش‌بینی می‌کند. محدوده رینولدز رابطه (17) برای 10000 تا 12000 ارائه شده است. در حالی‌که رابطه اصلاح شده در این مقاله برای محدوده 3000 تا 24000 بیان شده است. لذا با توجه به بازه وسیع عدد رینولدز مقدار خطای 15% اشاره شده در مقاله قابل قبول تلقی می‌گردد. بنابراین با توجه به این‌که رابطه (20) بهتر از رابطه (17) داده‌های آزمایشگاهی را برازش نموده است، لذا ارائه رابطه (20) می‌تواند به‌عنوان نوآوری این تحقیق تلقی گردد.

6- نتیجه‌گیری

در این تحقیق تماس مستقیم آب داغ و هوای سرد درون لوله عمودی با جریان همسوی پایین رونده مورد آزمایش قرار گرفت. آزمایش‌ها برای

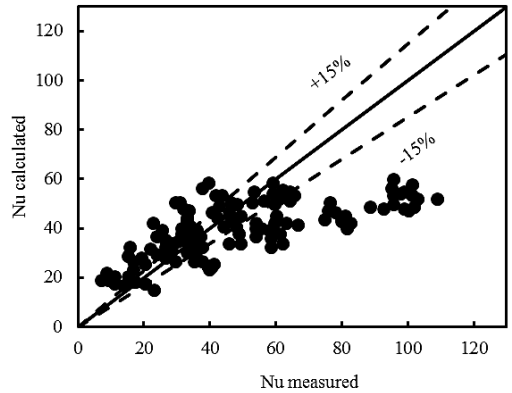

Fig. 11 Comparison of the experimentally obtained nusselt number with the correlation Dittus-Boelter

شکل 11 مقایسه عدد ناسلت آزمایشگاهی با رابطه دیتوس-بولتر

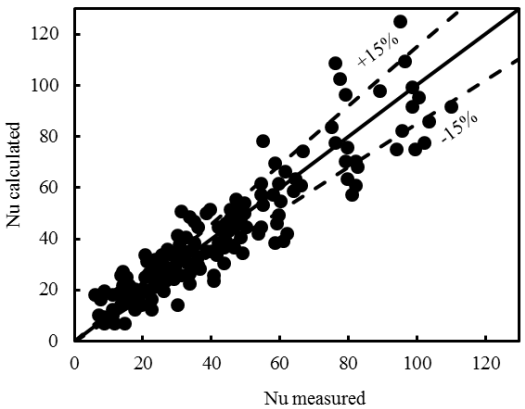

Fig. 12 Prediction equation (20) with experimental data

شکل 12 پیش‌بینی رابطه (20) با داده‌های آزمایشگاهی

لوله‌های به طول‌های 1، 1.5 و 2 متر تکرار شدند. انتقال حرارت از آب داغ به هوای سرد برای الگوی جریان دوفازی حلقوی تشکیل شده درون لوله اندازه‌گیری و مورد بررسی قرار گرفت. عدد بدون بعد ناسلت محاسبه و با روابط تجربی موجود مقایسه شد. درنهایت رابطه موجود با داده‌های آزمایشگاهی به‌دست آمده برازش شده و رابطه جدید برای ناسلت ارائه شد.

نرخ انتقال حرارت کل، نرخ انتقال حرارت تبخیر و نرخ انتقال حرارت جابجایی از جریان آب داغ به جریان هوای سرد با افزایش سرعت هوا برای تمامی طول‌ها افزایش می‌یابد. هر چه دمای آب بالاتر می‌رود، نرخ انتقال حرارت بالاتر می‌رود.

نرخ انتقال حرارت کل منتقل شده از آب داغ به هوای سرد برابر مجموع انتقال حرارت منتقل شده از طریق تبخیر و حرارت منتقل شده از طریق جابجایی است.

بیش از 80 درصد انتقال حرارت منتقل شده از آب داغ به هوای سرد ناشی از تبخیر می‌باشد که نشان می‌دهد تبخیر بیش‌ترین نقش را در انتقال حرارت برای این سیستم ایفا می‌کند.

روش پیش‌بینی انتقال حرارت از جریان آب داغ به هوای سرد با تبخیر با اصلاح روابط انتقال جرم و انتقال حرارت جابجایی اجباری جریان آشفته توسعه داده شد و نتایج خوبی به‌دست آمد.

میزان تغییر دمای آب به نسبت هوا کمتر می‌باشد ولی با افزایش عدد رینولدز هوا اختلاف دمای ورود وخروج آب مقداری زیاد می‌شود. اختلاف دمای ورود و خروج هوا نیز با افزایش نرخ جریان هوا افزایش می‌یابد.

برای هر سه لوله با افزایش نرخ جریان هوا ضریب انتقال حرارت جابجایی افزایش می‌یابد. همچنین، با افزایش دما نیز ضریب انتقال حرارت جابجایی افزایش می‌یابد.

برای هر سه لوله با افزایش دبی آب عدد ناسلت کاهش می‌یابد.

رابطه برازش شده برای انتقال حرارت عدد ناسلت را با میانگین خطای $\pm 15.26\%$ پیش‌بینی می‌کند.

7- فهرست علایم

A_i	سطح تماس دوفاز (m^2)
B	فشار بارومتریک (Pa)
D	قطر لوله(m)
d	قطر هسته گاز(m)
F	دبی حجمی آب (lit/min)
H	آنتالپی (kJ/kg)
H_g	آنتالپی بخار اشباع خشک (kJ/kgdryair)
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی($W/m^2{}^\circ C$)
k	ضریب هدایت حرارتی (W/mk)
L	طول لوله (m)
M	جرم مولکولی (g/mol)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
Nu	عدد ناسلت
P	فشار (atm)
Pr	عدد پرانتل
Q	حرارت منتقل شده (W)
Re	عدد رینولدز
T	دما (K)
U	سرعت هوا (m/s)
X	رطوبت نسبی
x	رطوبت مطلق (kgw/kgdryair)

علایم یونانی

μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ρ	چگالی (kg/m^{-3})
α	ضریب نفوذ حرارتی (m^2/s)
π	عدد پی

بالانویس‌ها

*	اشباع

زیرنویس‌ها

Air	هوا
C	جابجایی
E	تبخیر
exp	آزمایشگاهی
ha	هوای مرطوب
t	کل
vaper	بخار آب
W	آب

8- مراجع

[1] J. R. Fair, Direct contact gas-liquid heat exchange for energy recovery, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 112, No. 3, pp. 216-222, 1990.

[2] H. S. Ghazi, Direct-contact heat transfer for air bubbling through water, *Energy Resources Technology*, Vol. 113, No. 2, pp. 71-74, 1999.

[3] H. Inaba, S. Aoyama, N. Haruki , A. Horibe , K. Nagayoshi , A study on heat and mass transfer characteristics of air bubbles and hot water by direct contact, *Journal of Heat & Mass Transfer*, Vol. 38, No. 6, pp. 449-457, 2002.

[4] H. Chen, J. Xu, J. Xie, F. Xing, Z. Le, Modulated flow patterns for vertical up flow by the phase separation concept, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 52, No. 4, pp. 297-307, 2014.

[5] G. P. Celata, A. Chiaradia, M. Cumo, F. D. Annibale, Heat transfer enhancement by air injection in upward heated mixed-convection flow of water, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 25, No. 6, pp. 1033-1052, 1999.

[6] C. D. Park, T. Nosoko, S. Gima, S. T. Ro, Wave-augmented mass transfer in a liquid film falling inside a vertical tube, *International Journal of Heat And Mass Transfer*, Vol. 47, No. 12, pp. 2587-2598, 2004.

[7] C. C. Tang, A. J. Ghajar, A mechanistic heat transfer correlation for non-boiling two-phase flow in horizontal, inclined and vertical pipes, *ASME/JSME 2011 8th Thermal Engineering Joint Conference, American Society of Mechanical Engineers*, January 1, 2011.

[8] A. Shah, I. R. Chughtai, M. H. Inayat, Numerical simulation of direct-contact condensation from a supersonic steam jet in sub cooled water, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, Vol. 18, No. 4, pp. 577-587, 2010.

[9] D. Lucas, E. Krepper, H. M. Prasser, Development of co-current air–water flow in vertical pipe, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 31, No. 12, pp. 1304-1328, 2005.

[10] Y. Xue, H. Li, S. Tianyou, C. Liao, Experimental investigation on flow patterns and frictional pressure drop of downward air-water two-phase flow in vertical pipes, *ASME 2013 Heat Transfer Summer Conference collocated with the ASME 2013 7th International Conference on Energy Sustainability and the ASME 2013 11th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology*, American Society of Mechanical Engineers, July 14, 2013.

[11] Z. Shen, D. Yang, G. Chen, F. Xiao, Experimental investigation on heat transfer characteristics of smooth tube with downward flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 68, No. 1, pp. 669-676, 2014.

[12] I. Zadrazil, C. N. Markides, An experimental characterization of liquid films in downwards co-current gas–liquid annular flow by particle image and tracking velocimetry, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 67, No. 1, pp. 42-53, 2014.

[13] S. Y. Adljo, M. R. Ansari, M. Zarei, P. Rostami, Numerical simulation of upward co-current gas-liquid two-phase flow in the vertical pipes of large diameter by volume of fluid method, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 1, pp. 441-452, 2017. (in Persian فارسی)

[14] G. W. Thomson, The Antoine equation for vapor-pressure data, *Chemical Reviews*, Vol. 38, No. 1, pp. 1-39, 1946.

[15] F. W. Dittus, M. L. Boelter, *Heat Transfer in Automobile Radiator of the Tube Type*, Vol. 12,No. 13, pp. 443-461, Berkley*: University of California*, 1930.