



Experimental Investigation and Visualization of Flow Boiling Heat Transfer in a Vertical Tube Containing Metal Porous Medium

M. Kashi , A. Ramezani , M. Nazari*, M. M. Shah Mardan

Faculty of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran

ABSTRACT: In this study, flow boiling heat transfer in a vertical copper tube with internal diameter of 16 mm under constant heat flux conditions and at atmospheric pressure is experimentally investigated by using water as working fluid. All two-phase experiments are within the Slug flow regime which are visualized by a glass tube placed at the end of the laboratory bed and a high-speed camera. Heat transfer parameters such as Nusselt number and convection heat transfer coefficients are measured in different mass flow rates and heat fluxes. The results of the experiments are compared with the experimental data for the two-phase flow and the amount of deviation of the results from the proposed relationships is reported. Also, the effects of porous material, heat flux and mass flux on heat transfer parameters are investigated. It was also found that, despite the use of metal foam, the slug flow pattern remains in the porous tube.

Review History:

Received: 1 Jun. 2018
Revised: 30 Oct. 2018
Accepted: 3 Dec. 2018
Available Online: 20 Dec. 2018

Keywords:

Two-phase heat transfer
Flow boiling
Metal foam
Vertical flow
Visualization

1- Introduction

Heat transfer enhancement has always been one of the favorite subjects of engineers. Two-phase flow boiling in vertically and horizontally channels are important topics in heat transfer and the phase change regimes play an important role in the rate of heat transfer. A promising method to enhance the heat transfer mechanism is the use of high porosity metal foams with a high surface-to-volume ratio leading to a high heat transfer area in a small volume. Thus the design and production of dense heat exchangers will be possible as well as the improvement of the heat transfer coefficient [1]. In recent decades, many experiments have been carried out on channels containing metal foams. Diani et al. [2] and Mancin et al. [3] studied the phase change of R134a, R1234yf, R1234ze (E) fluids in a channel containing metal foam with a pore-density of 5 (Pores Per Inch (PPI)). Heat transfer in this experiment was improved by about 4.8 times with low mass flux, low heat flux, and high vapor quality conditions.

Bamorovat Abadi et al. [4] have visualized the flow boiling

and heat transfer inside the small tubes filled with metal foam. In order to compare, these experiments were carried out for a non-foam tube, and the results showed that the presence of foam increased the heat transfer coefficient by about 2 to 3 times.

Since considering that in the flow boiling, the effects of metal foam on the thermal performance of the vertical tubes as well as the pattern of two-phase flow in metal foams has not been considered accurately and sufficiently. For this reason, the main focus of this study is to investigate the importance of using metal foams in the flow boiling within the vertical tube and the flow pattern visualization.

2- Methodology

In this experiment, an open circuit laboratory bed was used. The schematic diagram of the laboratory bed is shown in Fig. 1. In this experiment, all tubes are made of copper tube with an internal diameter of 16 mm and an external diameter of 19 mm and the tube length of the test section is 55 cm, also a copper foam were used to investigate the effect of porous material on the improvement of heat transfer, the characteristics of copper foams had given in Table 1.

Also uncertainty for the heat transfer coefficient in this experiment based on the proposed Moffat method [5] is $\pm 3.9\%$. In the flow boiling discussions, the experimental heat transfer coefficient is calculated from Eq. (1):

$$h = \frac{q_E}{T_{w,i} - T_{sat}} \quad (1)$$

Table 1. Properties of the copper metal foams

Porosity	PPI	diameter	Installation Method
85%	5	16 mm	Press-fitting

*Corresponding author's email: mnazari@shahroodut.ac.ir



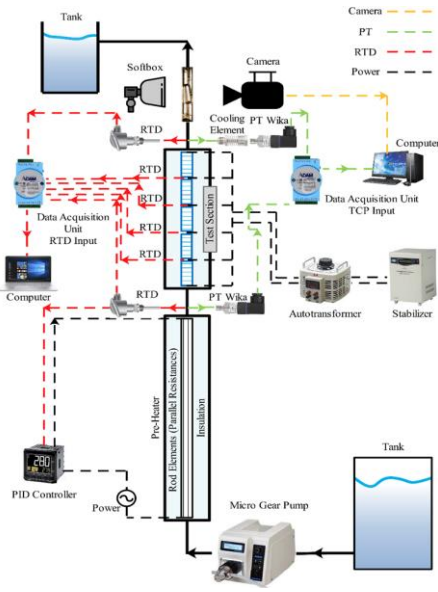


Fig. 1. Diagram of experimental setup

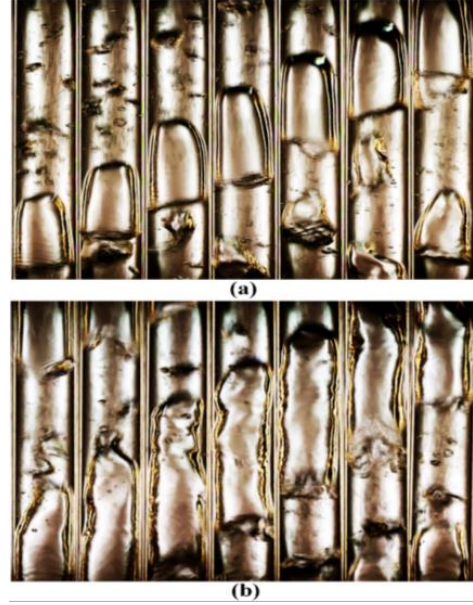


Fig. 3. Slug flow patterns of water in empty tube for $G=43 \text{ kg/m}^2\text{s}$, a) the beginning of the slug flow- $q=26 \text{ kW/m}^2$, b) the end of the slug flow- $q=269 \text{ kW/m}^2$

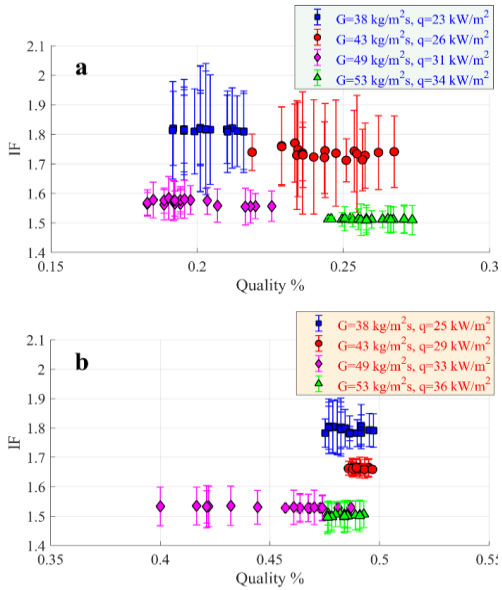


Fig. 2. Improvement factor (IF) for metal foam, a) the beginning of the slug flow, b) the end of the slug flow

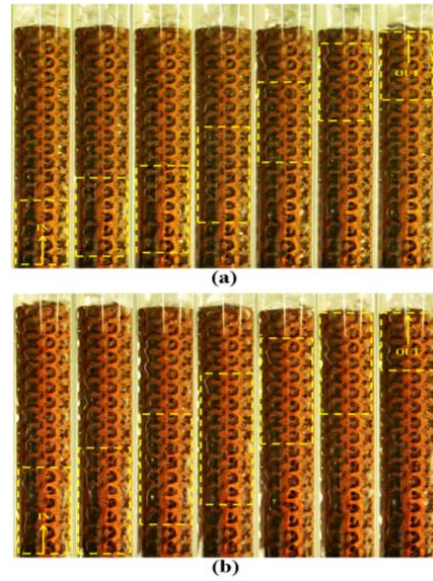


Fig. 4. Slug flow patterns of water in metal foam tube for $G=43 \text{ kg/m}^2\text{s}$, a) the beginning of the slug flow- $q=26 \text{ kW/m}^2$, b) the end of the slug flow- $q=29 \text{ kW/m}^2$

where T_{sat} is the saturation temperature at the output pressure of the test section and for $T_{(w,i)}$ assumed:

$$T_{w,i} = T_{w,o} - \frac{q_E D_i}{4k} \left[\frac{(\eta)^2 - 2\ln(\eta) - 1}{1 - (\eta)^2} \right] \quad (2)$$

And the parameter η as:

$$\eta = \frac{D_i}{D_o} \quad (3)$$

Eq. (4) is also used to calculate the quality:

$$x = \frac{1}{i_{lv}} \left[\frac{Q_E}{\dot{m}} - c_p (T_{sat} - T_{in}) \right] \quad (4)$$

In Eq. (4), the latent heat of evaporation is based on the temperature and pressure at the output of the test section. The Improvement factor is an important factor in the heat transfer and application of metal foam because it indicates the performance of metal foam:

3- Results and Discussion

The experimental results in two-phase mode are compared with proposed relation of Chen [6]; The mean absolute deviation of the test data from the Chen correlation [6] for the beginning and the end of the slug flow was 14.6% and 33.2%, respectively. Also Fig. 2 show the improvement factor of the metal foam versus vapor quality for both beginning and the end of slug flow regime. As shown in Figs. 2-a and 2-b, the metal foam improves the heat transfer coefficient from 1.5 to 1.8 times.

Also with visualization, it can be said that despite the use of metal foam in this test, the flow pattern remains slug, and metal foam did not change the flow regime.

4- Conclusions

In this experiment, it can be seen that copper foam effect on wall temperature reduction is noticeable, which, due to the constant heat flux condition, improves heat transfer in copper foam tubes and it was stated that the heat transfer coefficient in a tube with a metal foam improved from 1.5 to 1.8 times. In terms of the flow pattern, it can be said that the Slug regime remains when using metal foam, although slight changes due

to foam structure have been created.

References

- [1] L. Tadrist, M. Miscevic, O. Rahli, F. Topin, About the use of fibrous materials in compact heat exchangers, *Experimental thermal and fluid science*, 28(2-3) (2004) 193-199.
- [2] A. Diani, S. Mancin, L. Doretto, L. Rossetto, Low-GWP refrigerants flow boiling heat transfer in a 5 PPI copper foam, *International Journal of Multiphase Flow*, 76 (2015) 111-121.
- [3] S. Mancin, A. Diani, L. Doretto, L. Rossetto, R134a and R1234ze (E) liquid and flow boiling heat transfer in a high porosity copper foam, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 74 (2014) 77-87.
- [4] G.B. Abadi, C. Moon, K.C. Kim, Flow boiling visualization and heat transfer in metal-foam-filled mini tubes—Part I: flow pattern map and experimental data, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 98 (2016) 857-867.
- [5] R.J. Moffat, Using uncertainty analysis in the planning of an experiment, *Journal of Fluids Engineering*, 107(2) (1985) 173-178.
- [6] J.C. Chen, Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, *Industrial & engineering chemistry process design and development*, 5(3) (1966) 322-329.



بررسی تجربی و آشکارسازی انتقال حرارت جریان جوشش در لوله عمودی حاوی ماده متخلخل فلزی

مهدی کاشی، امیر رضانی، محسن نظری*، محمدمحسن شاه مردان

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷/۰۳/۱۱
بازنگری: ۱۳۹۷/۰۸/۰۸
پذیرش: ۱۳۹۷/۰۹/۱۲
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۰۹/۲۹

کلمات کلیدی:

انتقال حرارت دوفازی
جریان جوشش
فوم فلزی
جریان عمودی
آشکارسازی

خلاصه: در مطالعه حاضر به بررسی تجربی انتقال حرارت جوشش در یک لوله عمودی مسی با قطر داخلی ۱۶ میلی‌متر تحت شرایط شار حرارتی ثابت و در فشار اتمسفریک با سیال کاری آب پرداخته شده است. تمامی آزمایش‌های دوفازی در محدوده رژیم جریان اسلاگ بوده و توسط یک لوله شیشه‌ای که در انتهای بستر آزمایشگاهی قرار داده شده است، با دوربین پرسرعت آشکارسازی گردید. مؤلفه‌های انتقال حرارت نظیر عدد ناسلت و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در دبی‌های جرمی و شارهای حرارتی متفاوت اندازه‌گیری گردید و نتایج آزمایش‌ها با روابط تجربی موجود برای حالت دوفازی مقایسه و میزان انحراف نتایج از روابط پیشنهادی گزارش شد. همچنین تاثیر ماده متخلخل، شار حرارتی و شار جرمی بر مؤلفه‌های انتقال حرارت بررسی گردید. در نهایت مشخص شد در کیفیت‌های پایین، برای لوله حاوی فوم فلزی با افزایش شار حرارتی و جرمی، بهبود ضریب انتقال حرارت نسبت به لوله خالی اندکی کاهش می‌یابد، اما با این حال میزان بهبود همواره در بازه ۱/۵ تا ۱/۸ قرار دارد که نشان‌دهنده بهبود انتقال حرارت در مبدل با فوم فلزی نسبت به مبدل ساده است. همچنین مشخص شد با وجود استفاده از فوم فلزی الگوی جریان همچنان اسلاگ باقی می‌ماند.

۱- مقدمه

افزایش انتقال حرارت همواره یکی از موضوع‌های موردعلاقه مهندسان بوده است و موضوع جریان دوفازی جوشش در کانال‌های افقی و عمودی به‌منظور طراحی و کاربرد مبدل‌های حرارتی اعم از طراحی دیگ‌های بخار، وسایل تبرید، راکتورهای هسته‌ای و مؤلفه‌های الکترونیکی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. به‌طور کلی جریان جوشش عبارت است از جریان مایع در کانال به همراه تغییر فاز و با توجه به تفاوت زیاد جرم حجمی فازهای مایع و بخار، تبخیر شدن جرم کوچکی از مایع، تأثیر زیادی بر کسر حجمی بخار خواهد داشت و از همان آغاز فرایند جوشش، چگونگی قرار گرفتن فاز بخار در میان فاز مایع، نقش مهمی در نرخ انتقال حرارت ایفا می‌کند. از این‌رو، شناخت رژیم‌های جریان دوفازی و الگوی قرارگیری فاز بخار-مایع و چگونگی تغییر آن در فرایند جوشش اهمیت دارد. به همین دلیل در جریان جوشش مؤلفه‌های هیدرودینامیکی و انتقال حرارت ارتباط نزدیکی با یکدیگر دارند. انتقال حرارت در جریان جوششی می‌تواند موجب تغییر در توزیع فازها

و در نتیجه الگوی جریان شود.

یک روش امیدبخش به‌منظور افزایش سازوکار^۱ انتقال حرارت که در مطالعه‌های اخیر موردتوجه قرار گرفته است، استفاده از فوم‌های فلزی با تخلخل بالاست که دارای نسبت سطح به حجم بالایی بوده و منجر به مساحت انتقال حرارت بالا در یک حجم کوچک می‌شود و در نتیجه طراحی و تولید مبدل‌های حرارتی متراکم و همچنین بهبود ضریب انتقال حرارت امکان‌پذیر خواهد بود [۱].

به‌عنوان توصیف و بیان اهمیتی از فوم‌های فلزی می‌توان گفت، فوم‌های فلزی موادی با تخلخل بالا هستند که عمدتاً شامل توزیع تصادفی و به‌هم‌پیوسته حفره‌ها می‌باشند که سلول نام دارد. شکل و فرم هر سلول یک چندوجهی نزدیک به کروی بوده و هر وجه سلول دارای مسیری باز به سلول‌های مجاور در همه جهتهاست. به‌علاوه اسکلت‌بندی - یا اجزای تشکیل‌دهنده سلول و حفره - در فوم‌ها، شامل ستون (رباط یا ایاف) و گره (محل اتصال ستون‌ها) است و یک اثر ترکیبی دارند که برای محیط متخلخل

قرار داشتند، مقایسه شد. آن‌ها بهبود قابل توجه انتقال حرارت در مبدل حاوی فوم را در مقایسه با مبدل‌های دارای پره گزارش دادند.

نظری و همکاران [۱۱]، انتقال حرارت اجباری درون یک لوله آلومینیومی پر شده با فوم فلزی را به صورت تجربی بررسی کردند. سیال کاری آن‌ها نانوسیال آب/Al₂O₃ بود که در شرایط دمای ثابت دیواره از داخل یک لوله آلومینیومی پر شده با فوم فلزی آلومینیومی عبور می‌کرد. فوم آلومینیومی به روش ریخته‌گری درون لوله پر شده با نگه‌دارنده فضا^۹ ایجاد شده بود. آزمایش آن‌ها افزایش قابل توجهی در نرخ انتقال حرارت جابجایی در لوله پر شده با فوم فلزی را در مقایسه با لوله خالی نشان داد. حداکثر افزایش در عدد ناسلت برای رینولدز ۳۷۰۴ و نانوسیال یک و نیم درصد Al₂O₃ گزارش شد، که این مقدار برابر با ۵۷ درصد بود. در پژوهشی دیگر، نظری و همکاران [۱۲]، به صورت تجربی انتقال حرارت گذرا از سیال نگه‌داری شده درون یک مخزن بسته با روش‌های خنک‌کاری مختلف را بررسی کردند. در این آزمایش برای خنک‌کاری از سه لوله پر شده با فوم فلزی، لوله ماریپیچ و لوله مستقیم استفاده گردید و نتایج آزمایش نشان‌دهنده بهبود ۴۵ درصدی لوله پر شده با فوم فلزی در مقایسه با لوله مستقیم بود. نظری و همکاران [۱۳]، بهبود انتقال حرارت در کانالی که تا اندازه‌ای توسط بلوک‌های متخلخل پر شده بود را با روش لیتس بولتزمن^{۱۰} بررسی کردند. نتایج این مطالعه نشان داد که انتقال حرارت جابجایی به سیال به صورت قابل توجهی با افزایش نرخ انسداد^{۱۱} به خصوص در تخلخل‌های پایین، افزایش پیدا می‌کند. بدین معنی که بلوکی با تخلخل بالا تأثیر کمتری بر افزایش عدد ناسلت متوسط می‌گذارد.

مانسین^{۱۲} و همکاران [۱۴]، آزمایشی بر روی انتقال حرارت جابجایی در فوم‌های فلزی با چگالی‌های حفره متفاوت در محدوده ۵ تا ۴۰ حفره در اینج (تراکم منفذ) انجام دادند. آن‌ها افت فشار و ضریب انتقال حرارت برای شار حرارتی ۲۵ و ۴۰ کیلووات بر مترمربع را مطالعه کردند و تطابق خوبی برای داده‌های آزمایش با روابط پیشنهادی گزارش شد. آن‌ها بعد از این آزمایش، مطالعه مشابهی برای فوم‌های فلزی مسی انجام دادند [۱۵].

۱-۲- محیط متخلخل دوفازی

یک جنبه قابل توجه از عملکرد انتقال حرارت دوفازی، جوشش و تغییر فاز در کانال‌های حاوی فوم فلزی است. در مطالعه‌های اخیر، تغییر الگوی جریان، ضریب انتقال حرارت و میدان فشار در لوله‌های حاوی فوم فلزی در

باعث ایجاد سطح مشترک بسیار بالایی در یک حجم نمونه می‌شود. تی‌جون^۱ و همکاران [۲] گزارش دادند، سطح ویژه در فوم‌های فلزی سلول-باز، حدود ۵۰۰ تا ۱۰۰۰۰ مترمربع بر مترمکعب است. با توجه به خواص منحصر به فرد فوم‌های فلزی نظیر استحکام بالا، جذب ضربه بالا، میرا کنندگی عالی سروصدا، وزن کم و غیره، این مواد فرصت‌های جدیدی را در صنایع نوظهور ارائه می‌کنند [۳]. با این وجود یکی از متمایزترین کاربردهایی که در تمام فوم‌های فلزی وجود دارد، کاربردهای تبادل حرارتی است؛ بنابراین تعجب‌آور نیست که در دهه اخیر مطالعه‌های کاربردی فراوانی درباره فوم‌های فلزی روی بسیاری از مبدل‌های حرارتی انجام شده باشد [۱ و ۷-۴].

۱-۱- محیط متخلخل تک‌فازی

لو^۲ و همکاران [۸]، با مطالعه درباره جابجایی اجباری حول یک مبدل پر شده از فوم‌های فلزی با تخلخل بالا و عبور هوا و آب به عنوان سیال خنک‌کننده به بررسی جریان تک‌فازی پرداختند و از مدل مومنتوم بریکمان^۲-داریسی^۴ توسعه یافته و همچنین مدل انتقال حرارت دو معادله‌ای بر پایه کار کلامیدی^۵ و ماهاجان^۶ [۹] برای محیط متخلخل به منظور دستیابی به توزیع سرعت و دما در میدان جریان استفاده کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که افت فشار تابعی از نفوذپذیری بوده و به صورت نمایی با تراکم منفذ فوم تغییر می‌کند. همچنین نتیجه گرفتند انتقال حرارت به چهار پارامتر بی بعد وابسته است: نسبت شعاع لوله به اندازه حفره فوم (پارامتر هندسی)، تخلخل، رینولدز^۷ و نسبت هدایت حرارتی سیال-جامد. آن‌ها افزایش قابل توجه ۴۰ برابری انتقال حرارت در مبدل با فوم را در مقایسه با مبدل ساده گزارش کردند.

ژائو^۸ و همکاران [۱۰]، محققانی از گروه لو و همکاران [۸]، مطالعه درباره ساختار مبدل‌ها را با دو لوله متحدالمرکز توسعه دادند. آن‌ها یک لایه فوم روی سطح خارجی لوله داخلی قرار داده و سپس روی لوله خارجی را با عایق پوشاندند. سیال داغ در داخل لوله داخلی و سیال خنک در ناحیه حلقوی و در خلاف جهت هم جریان داشتند و این در حالی بود که سطح خارجی مبدل به صورت کاملاً عایق فرض شده بود و هیچ تبادل حرارتی با محیط اطراف نداشت. همچنین نتایج به دست آمده با دو مبدل متحدالمرکز: مبدلی با پره‌های شعاعی، و مبدلی با پره‌های ماریپیچ که روی سطح خارجی لوله داخلی

- 1 T'Joel
- 2 Lu
- 3 Brinkman
- 4 Darcy
- 5 Calmidi
- 6 Mahajan
- 7 Reynolds
- 8 Zhao

9 Casting Around Space Holder Materials Method

10 Lattice Boltzmann Method

11 Blockage Ratio

12 Mancin

دو متغیر وابسته در این آزمایش بودند. نتایج نشان داد که در کیفیت‌های پایین به کار بردن فوم فلزی باعث افزایش ضریب انتقال حرارت در حدود ۲ تا ۴ برابر می‌شود. در تحقیقی دیگر، بامروت آبادی و همکاران [۲۳] به آشکارسازی جریان جوشش و انتقال حرارت درون لوله‌های کوچک پر شده از فوم فلزی پرداختند. الگوهای جریان، ضریب انتقال حرارت و افت فشار برای کیفیت بخار متوسط ۰/۱ تا ۰/۷ و شار حرارتی ۲۰ تا ۴۰ کیلووات بر مترمربع و شار جرمی ۴۰۰ تا ۷۰۰ کیلوگرم بر مترمربع‌ثانیه را بررسی کردند. به‌منظور مقایسه، این آزمایش‌ها برای لوله بدون فوم نیز انجام شد و نتایج نشان داد که وجود فوم باعث افزایش ضریب انتقال حرارت در حدود ۲ تا ۳ برابر می‌شود. همچنین در این آزمایش افت فشار نیز بررسی شد.

از آنجایی‌که بررسی عملکرد حرارتی لوله‌های حاوی فوم فلزی در جریان جوششی در ابتدای راه بوده و اکثر مطالعه‌ها بر روی مبدل‌های افقی (بدون تخلخل) انجام گرفته است؛ همچنین با توجه به اینکه در جریان جوشش، مطالعه تأثیر فوم فلزی بر روی عملکرد حرارتی لوله‌های عمودی و همچنین الگوی جریان درون آن، به‌صورت دقیق و کافی انجام نشده است و این مطلب، عدم وجود داده‌های آزمایشگاهی کافی را به دنبال داشته و باعث محدودیت در اعتبار روابط پیشنهادی و نبود حل عددی جامع -به خصوص برای سیال آب- می‌شود [۲۴]؛ به همین دلیل تمرکز اصلی این مطالعه، بررسی دقیق محدوده جریان اسلاگ و تأثیر فوم فلزی در جریان جوششی درون لوله عمودی و در نهایت آشکارسازی الگوی جریان است. در این آزمایش از یک نمونه فوم فلزی از جنس مس و آب مقطر به‌عنوان سیال کاری استفاده شده است. در این تحقیق به‌صورت تجربی اثر استفاده از فوم فلزی در مقایسه با لوله خالی -تحت شار جرمی و شار حرارتی متفاوت- بر فیزیک جریان دوفازی اشباع و عملکرد انتقال حرارت جوشش درون لوله عمودی بررسی گردید. همچنین به دلیل اهمیت نحوه و محل قرارگیری فاز بخار در میان فاز مایع برای فرآیند انتقال حرارت، در این آزمایش از یک لوله شیشه‌ای در انتهای مبدل به‌منظور عکس‌برداری استفاده شده و الگوی جریان جوشش در لوله خالی و همچنین در حضور فوم فلزی آشکارسازی شده است.

۲- بستر آزمایشگاهی

در این آزمایش از بستر آزمایشگاهی با مدارباز استفاده گردیده است. شکل شماتیک بستر آزمایشگاهی در شکل ۱ نشان داده شده است. برای

مقایسه با لوله ساده در جریان دوفازی موردتوجه واقع شده است.

دیانی^۱ و همکاران [۱۶] و مانسین و همکاران [۱۷]، به بررسی تغییر فاز سیال‌های (R1۲۳۴ze(E, R1۲۳۴yf, R1۳۴a) در یک کانال حاوی فوم فلزی با تراکم منفذ ۵ پرداختند. انتقال حرارت در این آزمایش که با شرایط شار جرمی پایین، شار حرارتی پایین و کیفیت بخار بالا، در حدود ۴/۸ برابر بهبود یافت. همچنین در همه بخش‌ها افت فشار با کیفیت بخار یا شار جرمی افزایش پیدا کرد.

ژو^۲ و همکاران [۱۸]، آزمایشی درباره جوشش هسته‌ای استخری روی مخلوط مبرد R1۱۳ و روغن VG۶۸ انجام دادند. آن‌ها از فوم مسی با تخلخل ۹۸ درصد و تراکم منفذ ۵ و ۱۰ استفاده کردند. نتایج نشان داد فوم‌های فلزی در مقایسه با صفحه صاف و بدون فوم، ضریب انتقال حرارت را تا ۱۶۰ درصد افزایش می‌دهند. همچنین با اضافه شدن روغن، ضریب انتقال حرارت تا ۱۵ درصد کاهش یافت. در پژوهشی دیگر ژو و همکاران [۱۹ و ۲۰]، جریان جوششی مبرد R۴۱۰A در لوله شیشه‌ای با قطر ۷/۹ میلی‌متر را آشکارسازی کردند و یک الگوی جریانی بر پایه داده‌های آزمایش را معرفی نمودند. در این آزمایش بهبود ضریب انتقال حرارت در شار جرمی پایین در حدود ۵۰ درصد بزرگ‌تر از شار جرمی بالا بود. همچنین جریان‌های اسلاگ، پلاگ^۳ و حلقوی در این آزمایش آشکارسازی شد.

ژائو و همکاران [۲۱] به بررسی جریان دوفازی و انتقال حرارت جوششی در لوله حاوی فوم‌های فلزی در حالت افقی پرداختند، نتایج نشان داد زمانی که اندازه سلول‌ها در یک تخلخل معین از تراکم منفذ ۲۰ به ۴۰ کاهش می‌یابد به دلیل اینکه سطح تماسی بیشتر شده و اختلاط قوی‌تری از جریان در حفره‌های کوچک صورت می‌پذیرد، انتقال حرارت در حدود ۲ برابر خواهد شد.

مدنی و همکاران [۲۲]، انتقال حرارت جریان جوشش در یک کانال پر شده از فوم فلزی که به دیواره جانبی لحیم‌کاری^۴ شده بود را بررسی کردند. نمونه فوم‌های استفاده‌شده در آزمایش از جنس مس با تراکم منفذ ۳۶ و تخلخل ۹۷ درصد انتخاب شده بود و سیال کاری نیز ان‌پنتان^۵ در نظر گرفته شد. در این آزمایش متغیرهای مستقل، دبی جرمی در محدوده ۱۰ تا ۱۰۰ کیلوگرم بر مترمربع‌ثانیه و شار حرارتی بین ۰ تا ۲۵ وات بر سانتی‌مترمربع بود. دما (برای دیوار گرم شده و داخل کانال) و کیفیت خروجی نیز به‌عنوان

- 1 Diani
- 2 Zhu
- 3 Plug
- 4 Brazing
- 5 n-Pentane

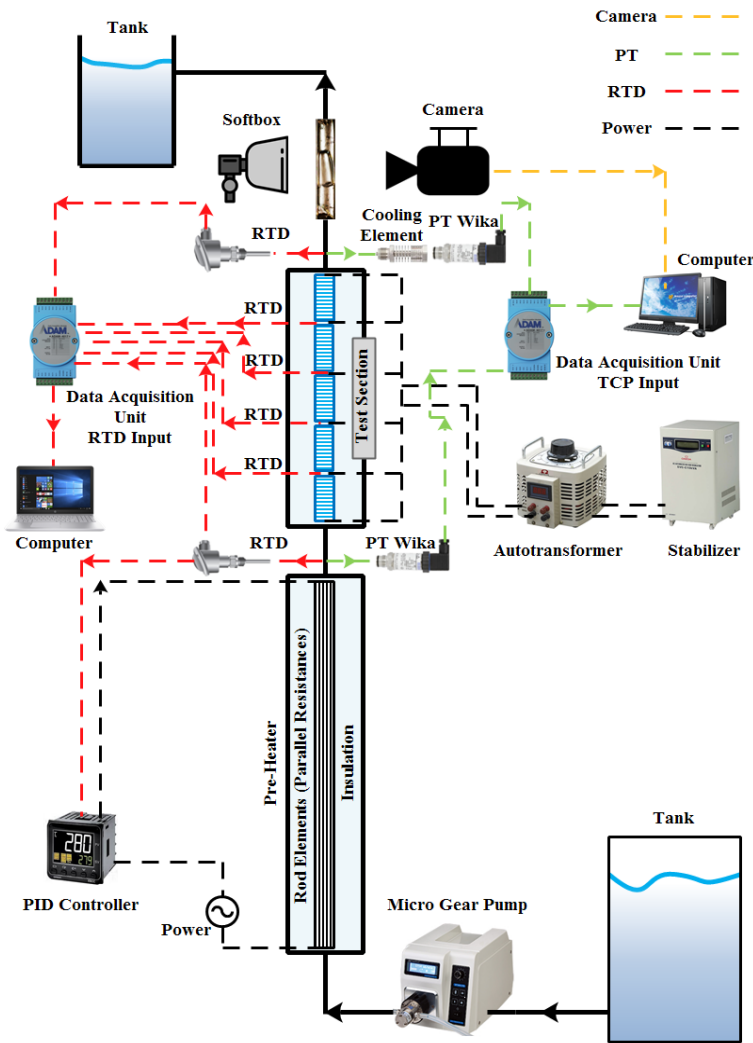


Fig. 1. Diagram of experimental setup

شکل ۱: طرح‌واره‌ی بستر آزمایشگاهی

بخش آزمون و با طول $1/30$ متر ساخته شده که این طول برای رسیدن جریان به حالت توسعه‌یافتگی هیدرودینامیکی کافی است. به‌منظور ثابت نگه‌داشتن دمای سیال ورودی به قسمت آزمایش و همچنین جلوگیری از تغییر دما برای تکرار آزمایش‌ها -در قسمت ورودی به بخش آزمون- از یک عدد واپایش‌گر دمای سه-زمانه^۳ با مدل امرن^۴ e5cc استفاده شده است. دمای سیال ورودی توسط اتصال حس‌گر دمای ورودی به این واپایش‌گر روی 70 درجه سانتی‌گراد ثابت نگه‌داشته شد. در قسمت ورودی و خروجی جریان آب به بخش آزمون از دو عدد حس‌گر پی‌تی^۵ 100^5 به‌منظور اندازه‌گیری دمای سیال استفاده شده است.

کنترل شار حرارتی اعمال‌شده از یک عدد تنظیم‌کننده ولتاژ^۱ با توانایی کنترل ولتاژ به‌صورت دستی از 0 تا 300 ولت، به همراه یک عدد تثبیت‌کننده^۲ برای ثابت نگه‌داشتن ولتاژ ورودی به تنظیم‌کننده ولتاژ استفاده شده است. جریان خروجی کاملاً سینوسی تنظیم‌کننده ولتاژ، توان مؤثر پایداری ایجاد می‌نماید لذا برای محاسبه توان حرارتی اعمالی می‌توان به توان مؤثر آن اطمینان نمود.

برای رساندن دمای آب به حد مطلوب و همچنین توسعه‌یافتگی هیدرودینامیکی جریان آب قبل از ورود به بخش آزمون از پیش‌گرمکن استفاده شده است، قسمت پیش‌گرمکن نیز با استفاده از لوله‌ای مشابه با

3 PID Controller
4 Omron
5 Pt100 Sensor

1 Voltage Regulator
2 Stabilizer

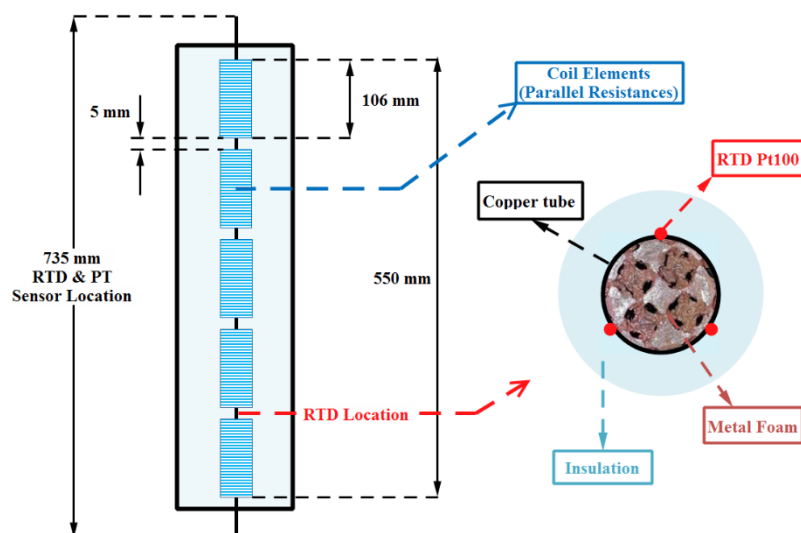


Fig. 2. Test section

شکل ۲: بخش آزمون

همچنین از یک عدد پمپ چرخ‌دنده-کوچک^۵ از برند لانگ‌پمپ^۶ مدل ۱FB-WT۳۰۰۰ با سرعت ۳۰۰ تا ۳۰۰۰ دور بر دقیقه که توانایی پمپاژ سیال با دبی ۱۷۱/۴ تا ۱۷۱۴ میلی‌لیتر بر دقیقه را دارا است، به جهت حصول اطمینان از دبی یکنواخت و دقیق در طول انجام آزمایش، استفاده شده است.

۲-۱- بخش آزمون

ابعاد بخش آزمون و موقعیت حس‌گرها در شکل ۲ نمایش داده شده است. بخش آزمون از یک لوله مسی با طول ۵۵ سانتی‌متر و قطر داخلی ۱۶ و قطر خارجی ۱۹ میلی‌متر ساخته شده است. برای ایجاد شار حرارتی یکنواخت و ثابت در طول لوله مسی بخش آزمون از پنج عدد المنت فنری^۷ با توان فردی ۸۰۰ وات استفاده شده است که با موازی بستن آن‌ها توان نهایی حدود ۴۰۰۰ وات خواهد شد.

به‌منظور جلوگیری از اتلاف توان حرارتی المنت‌ها و افزایش راندمان حرارتی بخش آزمون، از عایق حرارتی پشم سنگ لوله‌ای با ضخامت و قطر داخلی ۵ سانتی‌متر بر روی المنت‌ها استفاده گردید. فاصله بین المنت‌ها و عایق نیز با پشم سنگ لحافی تا حد امکان پر شد تا حداکثر راندمان حرارتی حاصل شود و از اتلاف حرارت جلوگیری شود. برای اندازه‌گیری دمای سطح

حس‌گر دمای ورودی از نوع دوپل بوده که قابلیت اتصال هم‌زمان به دستگاه ثبت داده^۱ و واپایش‌گر را دارد.

به‌منظور اندازه‌گیری فشار سیال در هنگام ورود و خروج از قسمت آزمایش از دو عدد فرستنده^۲ فشار ویکا از سری a1۰ با رنج کاری ۰ تا ۱۰ بار استفاده گردید. با توجه به رنج محدودیت دمایی حس‌گرهای فشار (۰ تا ۸۰ درجه سانتی‌گراد) در قسمت خروجی بخش آزمون به دلیل بالا بودن دمای آب (۹۴ درجه سانتی‌گراد) از یک عدد عنصر خنک‌کننده^۳ ویکا با مدل ۹۱۰/۲۴ برای کاهش دمای سیال ورودی به فرستنده فشار استفاده گردید؛ که دارای ۵ پره جهت خنک‌سازی سیال ورودی به حس‌گر بوده و با استفاده از این قطعه می‌توان دمای سیال ورودی به فرستنده فشار را تا ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد بالا برد.

به‌منظور ثبت داده‌های دمایی حس‌گرهای پی‌تی ۱۰۰ از دو عدد دستگاه ثبت داده آدام^۴ ۶۰۱۵ استفاده گردید که هرکدام دارای ۷ کانال ایزوله سه‌سیم می‌باشند. داده‌ها توسط این دستگاه‌های ثبت داده روی کامپیوتر ذخیره گردید. برای ثبت داده‌های دریافتی از حس‌گرهای فشار از یک عدد دستگاه ثبت داده آدام ۴۰۱۸+ استفاده شد.

5 Micro-Gear Pump
6 LongerPump
7 Coil Heater

1 Data Acquisition Unit
2 Transmitter
3 Cooling Element
4 Adam

جدول ۱: مشخصه‌های هندسی فوم فلزی

Table 1. Geometrical properties of the metal foam

جنس فوم فلزی	قطر	تخلخل	تراکم منفذ	روش نصب
مس	۱۶ (میلی‌متر)	۸۵ درصد	۵ (حفره در اینچ)	جایگذاری فشاری

دارای دقت ± 0.1 درجه سانتی‌گراد و دقت در عملکرد دستگاه ثبت داده دما ± 0.1 درصد کل بازه اندازه‌گیری بوده، همچنین در حس‌گرهای فشار نیز حالت غیرخطی ± 0.05 بار و دقت کلی ± 0.1 بار است؛ دقت در عملکرد دستگاه ثبت داده فشار نیز در حالت ورودی جریانی، ± 0.1 درصد کل بازه اندازه‌گیری است. همچنین روش آماری مورد استفاده در این مطالعه به این منظور که بتوان حدود اطمینان را در اطراف یک داده مشخص نمایش داد، روش فاصله اطمینان است. به همین منظور در این مطالعه تمام آزمایش‌ها اعم از آزمایش‌های تک‌فازی (به‌منظور صحت سنجی بستر آزمایشگاهی) و آزمایش‌های دوفازی سه مرتبه تکرار گردیده و یک فاصله اطمینان ۹۵ درصدی در این آزمایش مدنظر قرار گرفته است:

$$\alpha = \bar{x} \pm \left[4.303 \times \frac{\theta}{\sqrt{m}} \right] \quad (1)$$

در معادله فوق \bar{x} مقدار متوسط، θ انحراف معیار، m تعداد تکرار و مقدار 4.303 ضریب تعمیم است که با استفاده از جدول ضرایب تعمیم t -Table در مبحث روش‌های آماری به دست می‌آید. همچنین در جدول شماره ۲ عدم قطعیت برای ضریب انتقال حرارت در این آزمایش بر اساس روش پیشنهادی موفات آورده شده است [۲۷].

جدول ۲: عدم قطعیت آزمایش

Table 2. Experimental uncertainties

عدم قطعیت	مؤلفه
$\pm 0.25\%$	شار گرمی ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)
± 0.4	اختلاف دما (K)
$\pm 6.2\%$	فشار (kPa)
$\pm 3.4\%$	شار حرارتی (W/m^2)
$\pm 3.9\%$	ضریب انتقال حرارت ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)

لوله در بخش آزمایش از ۱۲ عدد حس‌گر دمای پی‌تی ۱۰۰ صفحه-نازک^۱ سه‌سیم با رنج اندازه‌گیری ۲۰۰- تا ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد استفاده شده است. دما در چهار مقطع و در هر مقطع توسط ۳ حس‌گر پی‌تی ۱۰۰ که با زاویه ۱۲۰ درجه نسبت به هم قرار گرفته‌اند، اندازه‌گیری می‌شود. به‌منظور اتصال حس‌گرها به سطح لوله از خمیر سیلیکون^۲ به‌منظور رسانایی حرارتی مطلوب و چسب مناسب برای ثابت کردن حس‌گرها استفاده شده است که توانایی تحمل دما تا ۲۵۰ درجه سانتی‌گراد را دارد. در این آزمایش برای بررسی تأثیر ماده متخلخل بر بهبود انتقال حرارت جابجایی از یک نمونه فوم مسی با تخلخل ۸۵ درصد منظم و تراکم منفذ ۵ و از نوع سلول-باز استفاده گردید که مشخصه‌های فوم مسی در جدول ۱ آمده است؛ این فوم‌ها به روش فشاری^۳ درون لوله مسی جایگذاری گردیدند [۲۵ و ۲۶].

در قسمت انتهایی بخش آزمون به‌منظور آشکارسازی الگوی جریان از یک لوله شیشه‌ای با قطر مشابه با لوله اصلی و با طول ۳۰ سانتی‌متر استفاده گردید. برای آشکارسازی الگوی جریان از جریان سیال داخل لوله شیشه‌ای توسط دوربین کانن^۴ DSLR EOS ۷۰D و عدسی^۵ EF-S ۱۸-۱۳۵mm IS STM فیلم‌برداری گردید و سپس با استخراج پیرایندهای^۶ فیلم و پردازش تصاویر، الگوی جریان نشان داده شد.

۲-۲- آنالیز عدم قطعیت

دقت در اندازه‌گیری قطر لوله مسی و لوله شیشه‌ای در حدود ± 0.02 میلی‌متر و برای اندازه‌گیری طول نمونه در حدود ± 0.5 میلی‌متر تخمین زده می‌شود. مولتی‌متر با دقت ± 0.1 مقدار نمایشگر، تثبیت‌کننده دارای دقت ± 1 درصد ولتاژ تنظیم‌شده خروجی، تنظیم‌کننده ولتاژ دارای دقت ± 1 ولت و همچنین دقت سرعت پمپ ± 1 درصد کل محدوده سرعت و دقت دبی پمپ ± 0.1 میلی‌لیتر بر دقیقه است. حس‌گرهای دمای پی‌تی ۱۰۰

- Thin-Filmed RTD
- Silicone Paste
- Press-Fit Method
- Canon
- Lenz
- Frames

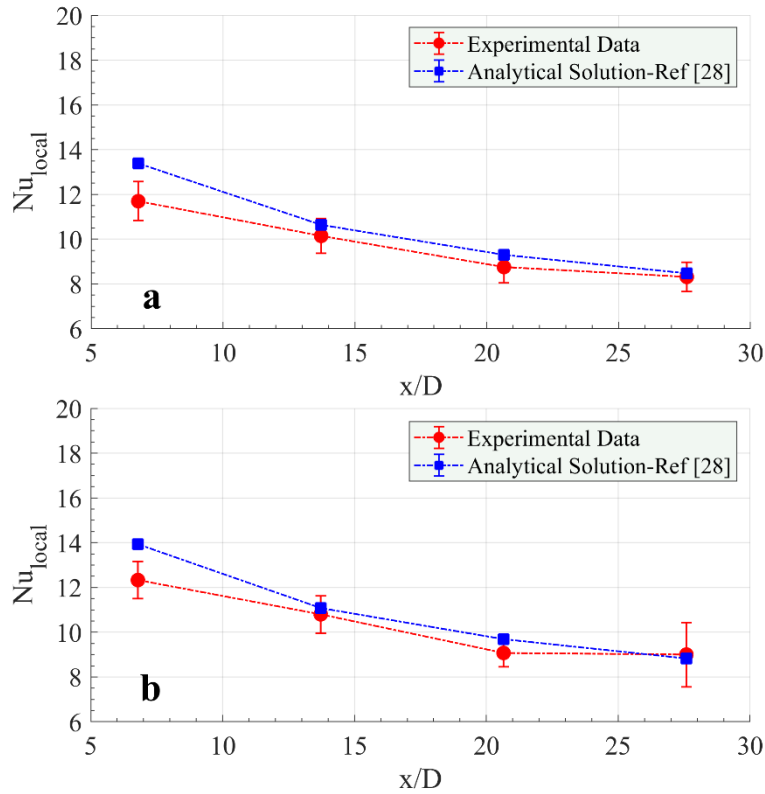


Fig. 3. Axial profile of Nusselt number (setup validation), a) Re=626, b) Re=781

شکل ۳: تغییر عدد ناسلت محلی در طول بخش آزمون، الف: رینولدز ۶۲۶، ب: رینولدز ۷۸۱

$$Nu = \frac{hz}{k} \quad (4)$$

نتایج آزمایش با رابطه تحلیلی (۵) به دست آمده از روش جداسازی متغیرها^۱ و نظریه اشتورم-لیوویل^۲ برای جریان آرام مقایسه شد [۲۸]. که مؤلفه δ به صورت:

$$Nu_z = \frac{hz}{k} = \left[\frac{11}{48} + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\exp(-2\beta_n^2 \delta)}{A_n \beta_n^4} \right]^{-1} \quad (5)$$

در رابطه (۵) مقادیر مربوط به مؤلفه‌های A_n و β_n در جدول ۳ آمده است و زمانی که توسعه یافتگی حرارتی برقرار بشود و یا به عبارتی δ به بی‌نهایت میل می‌کند، برای عدد ناسلت داریم:

۳- صحت‌سنجی بستر آزمایشگاهی

به دلیل اینکه شار حرارتی بر پایه توان الکتریکی المنت‌ها محاسبه می‌شود، به منظور بررسی افت حرارتی و همچنین صحت عملکرد حس‌گرها، اندازه‌گیری ضریب انتقال حرارت و موازنه انرژی در حالت تک‌فاز ضروری است. یک موازنه انرژی مابین توان ورودی المنت‌ها و توان دریافت‌شده توسط سیال که منجر به تغییر آنتالپی سیال می‌شود، بر اساس روابط (۲) و (۳) انجام گرفت:

$$Q = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (2)$$

$$Q_E = V^2 / R \quad (3)$$

موازنه انرژی نشان داد که افت حرارتی در حدود ۱۱ درصد است. همچنین به منظور صحت‌سنجی بخش آزمون نیز ضریب انتقال حرارت محلی در حالت تک‌فاز در ناحیه ورودی حرارتی (عدم توسعه یافتگی حرارتی) و ناحیه آرام بررسی و عدد ناسلت تجربی از رابطه (۴) محاسبه شد:

1 Variable Separation Method
2 Sturm-Liouville Theory

جدول ۳: عدم قطعیت آزمایش

Table 3. Experimental uncertainties

شماره	β_n^2	A_n
۱	۲۵/۶۸	۰/۰۰۷۶۳۰
۲	۸۳/۸۶	۰/۰۰۲۰۵۳
۳	۱۷۴/۲	۰/۰۰۰۹۰۳
۴	۲۹۶/۵	۰/۰۰۰۴۹۱
۵	۴۵۰/۹	۰/۰۰۰۳۰۷

$$T_{w,i} = T_{w,o} - \frac{q_E D_i}{4k} \left[\frac{(\eta)^2 - 2\ln(\eta) - 1}{1 - (\eta)^2} \right] \quad (10)$$

و مؤلفه η به صورت:

$$\eta = D_i / D_o \quad (11)$$

همچنین برای محاسبه کیفیت از رابطه (۱۲) استفاده شده است:

$$x = \frac{1}{i_{lv}} \left[\frac{Q_E}{\dot{m}} - c_p (T_{sat} - T_{in}) \right] \quad (12)$$

در رابطه (۱۲) گرمای نهان تبخیر بر اساس دما و فشار در خروجی بخش آزمون در نظر گرفته شده است. همچنین در این آزمایش از یک فوم فلزی از جنس مس استفاده شد و نتایج با لوله بدون فوم مقایسه و آشکارسازی گردید. به همین منظور از مؤلفه IF به منظور بیان ضریب بهبود عملکرد فوم استفاده شده است. ضریب بهبود عامل مهمی در بحث انتقال حرارت و کاربرد فوم‌های فلزی است، به این دلیل که نشان‌دهنده عملکرد فوم فلزی است.

$$IF = \frac{h_{MF}}{h_{Empty}} \quad (13)$$

h_{MF} ضریب انتقال حرارت برای لوله حاوی فوم فلزی و h_{Empty} ضریب انتقال حرارت برای لوله خالی است.

۵- صحت‌سنجی حالت دوفازی

در این آزمایش با توجه به اینکه رژیم جریان اسلاگ^۲ است در هر دبی جرمی، شروع جریان اسلاگ و همچنین پایان آن را در نظر گرفتیم؛ در همین راستا، اشاره به این دو نکته حائز اهمیت است: اولاً درباره شروع جریان اسلاگ، با توجه به ناحیه گذر از یک الگو به الگوی دیگر در جریان دوفازی [۲۹] و معیار معرفی شده توسط تایتل^۳ و همکاران [۳۰] برای مخلوط دوفازی آب و گاز، بر اساس این معیار - چنانچه رابطه فوق ارضا شود - جریان حبابی ایجاد نمی‌شود:

$$Nu_{\infty} = \frac{48}{11} \approx 4.364 \quad (6)$$

با مقایسه معادله تحلیلی و نتایج به دست آمده از آزمایش، مقدار خطا برای ۴ مقطع بررسی و مشخص شد که بیشترین مقدار خطا مربوط به مقطع ۱ و اعداد ناسلت بالاتر (ابتدای ورود سیال به بخش آزمون) بوده و این مقدار خطا نسبت به رابطه تحلیلی (۵) برابر با ۱۳/۶ درصد است. همچنین در شکل ۳ مقایسه‌ای بین معادله تحلیلی و عدد ناسلت محلی به دست آمده از آزمایش در طول لوله برای رینولدزهای مختلف نشان داده شده است. در جدول شماره ۳ برای مقادیر بالاتر n از معادله‌های زیر استفاده شده است:

$$\beta_n = 4n + \frac{4}{3} \quad (7)$$

$$A_n = 0.428 \beta_n^{-7} \quad (8)$$

۴- روابط حاکم در حالت دوفازی

در مباحث مربوط به دوفازی، ضریب انتقال حرارت تجربی از رابطه (۹) محاسبه می‌شود:

$$h = \frac{q_E}{T_{w,i} - T_{sat}} \quad (9)$$

که در آن T_{sat} دمای اشباع در فشار خروجی بخش آزمون فرض شده است و برای $T_{w,i}$ داریم:

1 Improvement Factor (IF)
2 Slug Flow Regime
3 Taitel

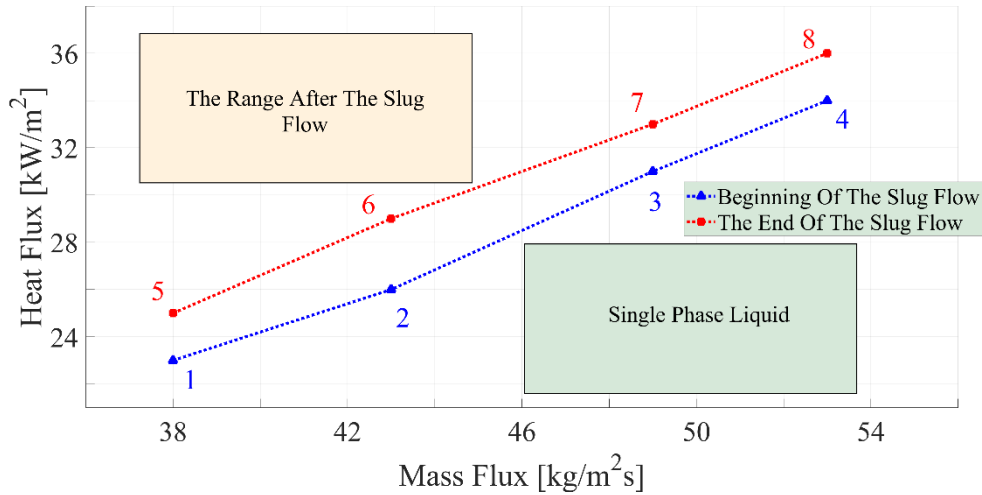


Fig. 4. Slug flow pattern in this experiment

شکل ۴: محدوده جریان اسلاگ در این آزمایش

h_{cb} به عنوان جوشش جابجایی شناخته می‌شود که توسط معادله شناخته شده دیتوس^۳-بوتر^۴ محاسبه می‌شود [۳۲]:

$$h_{cb} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_i} \quad (16)$$

و جوشش هسته‌ای، h_{nb} ، از رابطه فوستر^۵ و زوبر^۶ محاسبه می‌شود [۳۳]:

$$h_{nb} = \frac{0.00122 k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49} \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.79}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_v i_{lv})^{0.24}} \quad (17)$$

و مؤلفه‌های دیگر نیز به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$Re_l = \frac{GD_i(1-x)}{\mu_l} \quad (18)$$

$$\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat} \quad (19)$$

$$\Delta P_{sat} = P_{sat}(T_w - T_{sat}) \quad (20)$$

$$\left[\frac{\rho_l^2 g D_i^2}{(\rho_l - \rho_v) \sigma} \right]^{1/4} \leq 4.36 \quad (14)$$

در این مطالعه نیز با توجه به ارضای رابطه فوق، ابتدای ناحیه اسلاگ شروع جریان دوفازی در نظر گرفته شده است. ثانیاً با افزایش شار حرارتی در حدود ۲ الی ۳ کیلووات بر مترمربع انتهای جریان اسلاگ شکل می‌گیرد، به طوری که با افزایش شار حرارتی بیش از این مقدار الگوی جریان از حالت اسلاگ خارج می‌شود. با توجه به نکته‌های فوق، محدوده انجام آزمایش در شکل ۴ مشاهده می‌شود که خط آبی بیانگر ابتدای جریان اسلاگ و خط قرمز بیانگر انتهای جریان اسلاگ است.

با توجه به توضیح‌های فوق برای صحت‌سنجی نتایج در حالت دوفازی به مقایسه ضریب انتقال حرارت تجربی با ضریب انتقال حرارت به دست آمده از روابط پیشنهادی موجود پرداختیم. به همین منظور از رابطه (۱۷) که بیانگر رابطه شناخته شده چن^۱ [۳۱] و همچنین رابطه (۲۶) که بیانگر رابطه پیشنهادی فانگ^۲ و همکاران [۲۴] است و برای سیال آب ارائه شده، استفاده کردیم؛ بنابر رابطه چن [۳۱] داریم:

$$h_{tp} = Fh_{cb} + Sh_{nb} \quad (15)$$

3 Dittus
4 Boelter
5 Forster
6 Zuber

1 Chen
2 Fang

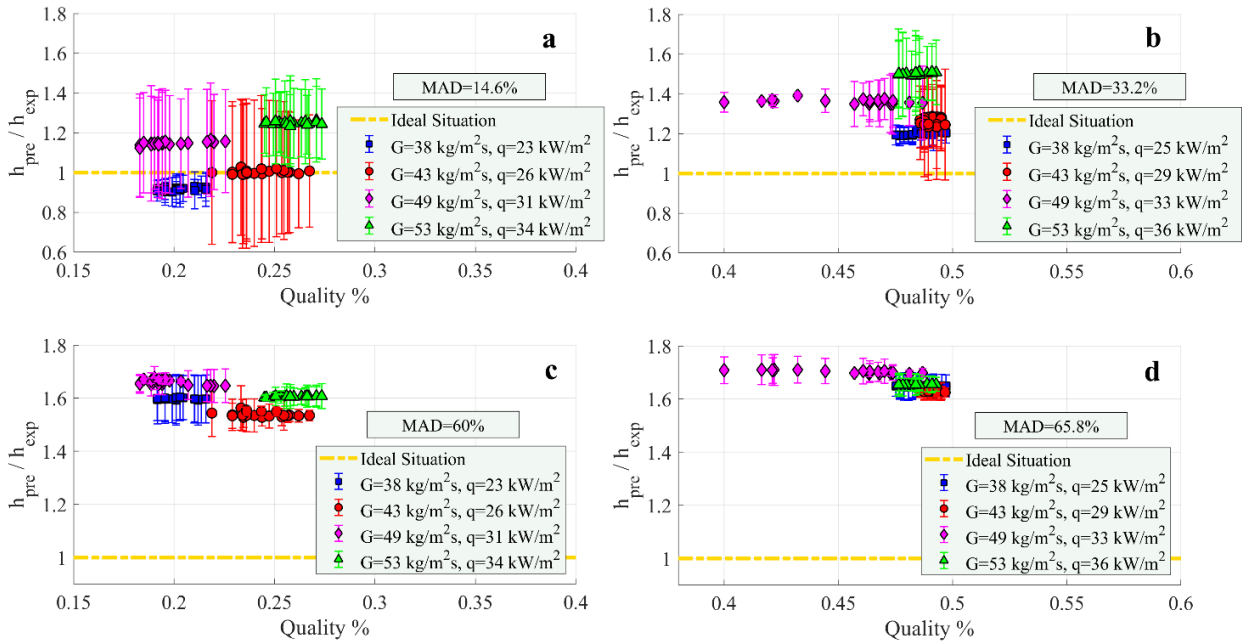


Fig. 5. Comparison of the measured heat transfer coefficient with the prediction correlations, a) Chen correlation [31] at the beginning of the slug flow, b) Chen correlation [31] at the end of the slug flow, c) Fang correlation [24] at the beginning of the slug flow, d) Fang correlation [24] at the end of the slug flow

شکل ۵: مقایسه بین ضریب انتقال حرارت تجربی با روابط پیشنهادی، الف: رابطه چن [۳۱] در ابتدای جریان اسلاگ، ب: رابطه چن [۳۱] در انتهای جریان اسلاگ، ج: رابطه فانگ [۲۴] در ابتدای جریان اسلاگ، د: رابطه فانگ [۲۴] در انتهای جریان اسلاگ

در شکل‌های ۵-الف و ۵-ب نسبت ضریب انتقال حرارت پیشنهادی از رابطه چن [۳۱] به ضریب انتقال حرارت تجربی به ترتیب برای ابتدا و انتهای جریان اسلاگ نشان داده شده است.

همچنین معادله فانگ و همکاران [۲۴] نیز به صورت:

$$S = \frac{1}{1 + 2.53 \times 10^{-6} Re_p^{1.17}} \quad (21)$$

$$Re_p = Re_l F^{1.25} \quad (22)$$

$$F = \begin{cases} 1 & , \frac{1}{X_u} \leq 0.1 \\ 2.35 \left[\frac{1}{X_u} + 0.213 \right]^{0.736} & , \frac{1}{X_u} > 0.1 \end{cases} \quad (23)$$

مؤلفه X_u ، به‌عنوان مؤلفه لاکهارت^۱-مارتینلی^۲ شناخته شده و از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲۴]:

$$h_{tp} = Nu \frac{k_l}{D_i} \quad (25)$$

$$Nu = 0.00061(F + S)Re_l Fa^{0.11} Pr_l^{0.4} / \ln U \quad (26)$$

$$Fa = \frac{(\rho_l - \rho_v) \sigma}{G^2 D_i} \quad (27)$$

$$S = 142.5 Bo^{0.9} M^{0.55} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.33} \quad (28)$$

$$X_u = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \quad (24)$$

1 Lockhart
2 Martinelli

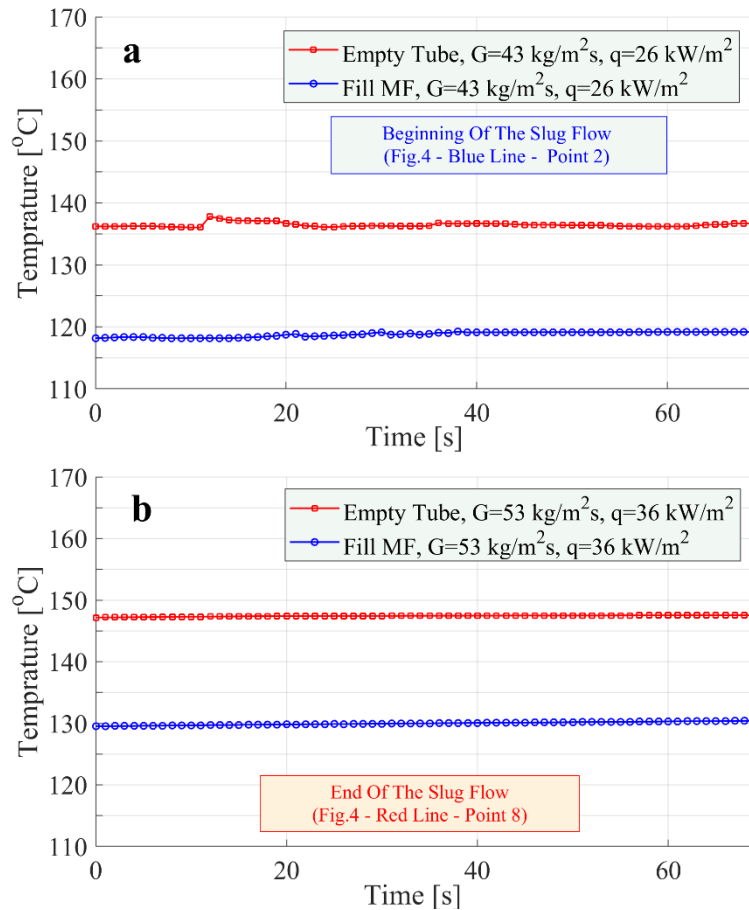


Fig. 6. Time traces of wall temperature for empty and metal foams tube, a) the beginning of the slug flow (point 2)-G=43 kg/m2.s-q=26 kW/m2, b) the end of the slug flow (point 8)-G=53 kg/m2.s-q=36 kW/m2

شکل ۶: دمای دیواره در طول زمان برای میبد ساده و میبد با فوم فلزی، الف: ابتدای جریان اسلاگ (نقطه ۲)-شار گرمی ۲۶ کیلووات بر مترمربع و شار حرارتی ۳۶ کیلووات بر مترمربع، ب: انتهای جریان اسلاگ (نقطه ۸)-شار گرمی ۳۶ کیلووات بر مترمربع و شار حرارتی ۵۳ کیلووات بر مترمربع

اسلاگ نشان داده شده است. با بررسی نتایج تجربی با روابط پیشنهادی فوق در حالت دوفازی و محاسبه انحراف مطلق متوسط از فرمول:

$$Bo = \frac{q_E}{Gi_v} \quad (29)$$

$$MAD\% = \frac{1}{N} \sum \frac{|h_{pre} - h_{exp}|}{h_{exp}} \times 100 \quad (32)$$

$$F = x \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.35} \quad (30)$$

میانگین انحراف مطلق داده‌های آزمایش از رابطه چن [۳۱] برای ابتدا و انتهای جریان به ترتیب ۱۴/۶ و ۳۳/۲ درصد و میانگین انحراف مطلق داده‌های آزمایش از رابطه فانگ و همکاران [۲۴] برای ابتدا و انتهای جریان به ترتیب ۶۰ و ۶۵/۸ درصد به دست آمد، که برای سیال آب، در مراجع مختلف میانگین انحراف مطلق داده‌های آزمایش از روابط پیشنهادی تا بیش از مقدار ۱۰۰ درصد نیز گزارش شده است. در این خصوص و درباره بررسی

$$U = 1.02 \left(\frac{\mu_{l,f}}{\mu_{l,w}} \right) \quad (31)$$

در معادله‌های فوق مؤلفه M جرم مولکولی آب است. در شکل‌های ۵-ج و ۵-د نسبت ضریب انتقال حرارت پیشنهادی از رابطه فانگ و همکاران [۲۴] به ضریب انتقال حرارت تجربی به ترتیب برای ابتدا و انتهای جریان

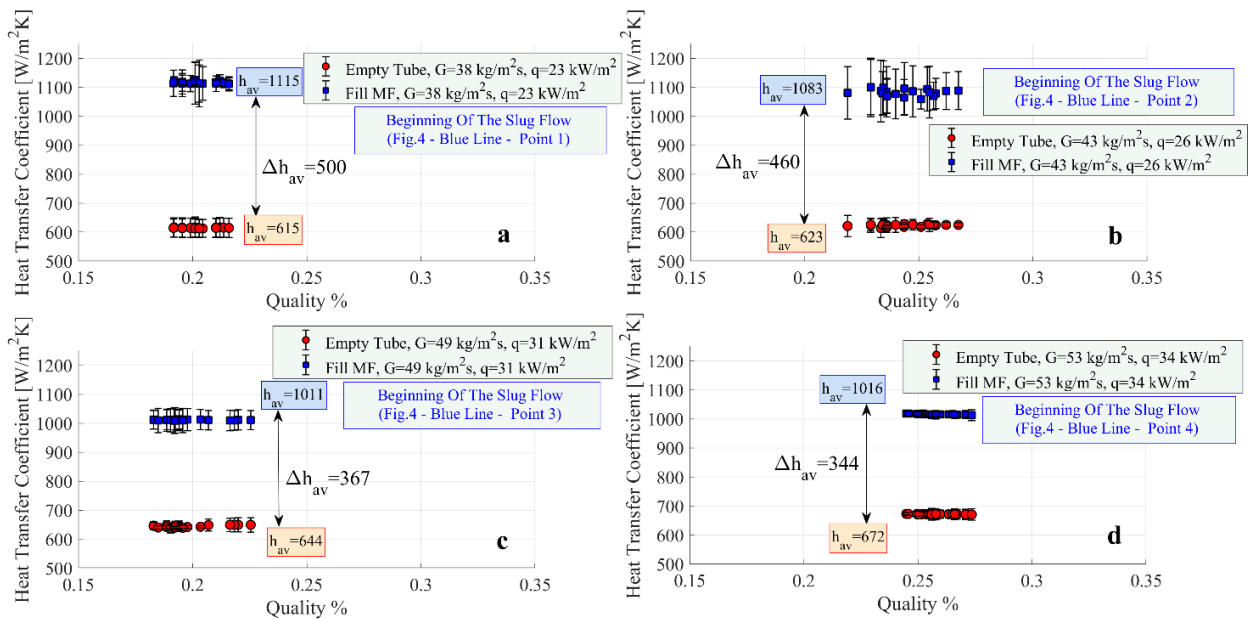


Fig. 7. Heat transfer coefficient for empty and metal foam tubes at the beginning of the slug flow, a) $G=38 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q=23 \text{ kW/m}^2$, b) $G=43 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q=26 \text{ kW/m}^2$, c) $G=49 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q=31 \text{ kW/m}^2$, d) $G=53 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q=34 \text{ kW/m}^2$

شکل ۷: ضریب انتقال حرارت برای مبدل ساده و مبدل با فوم فلزی در ابتدای جریان اسلاگ، الف: شار جرمی ۳۸ کیلوگرم بر مترمربع ثانیه و شار حرارتی ۲۳ کیلووات بر مترمربع، ب: شار جرمی ۴۳ کیلوگرم بر مترمربع ثانیه و شار حرارتی ۲۶ کیلووات بر مترمربع، ج: شار جرمی ۴۹ کیلوگرم بر مترمربع ثانیه و شار حرارتی ۳۱ کیلووات بر مترمربع، د: شار جرمی ۵۳ کیلوگرم بر مترمربع ثانیه و شار حرارتی ۳۴ کیلووات بر مترمربع

لذا با توجه به عامل مقاومت تماسی-حرارتی^۲ در بحث اتصال‌ها پیش‌بینی می‌شود که بتوان از روش‌های اتصال مطلوب‌تری به‌منظور عملکرد بهتر هدایت حرارتی بهره برد [۲۵ و ۲۶].

۶-۱- ضریب انتقال حرارت

در شکل ۴ با در نظر گرفتن ابتدای ناحیه اسلاگ (خط آبی) و به‌منظور مقایسه داده‌های آزمایش (نقاط ۱ تا ۴) همان‌طور که در شکل ۷ نشان داده شده است، ضریب انتقال حرارت نسبت به کیفیت بخار برای دو مبدل لوله خالی، لوله با فوم مسی بررسی شده است. مطابق شکل ۷ ضریب انتقال حرارت برای لوله خالی با افزایش شار جرمی و شار حرارتی (حرکت از نقطه ۱ به نقطه ۴) به طور مطلق افزایش می‌یابد، این در حالیست که ضریب انتقال حرارت برای لوله با فوم مسی تقریباً روندی کاهشی دارد. همچنین اگر اختلاف ضریب انتقال حرارت مابین مبدل با فوم مسی و مبدل ساده را در نظر بگیریم، با افزایش شار حرارتی و شار جرمی (حرکت از نقطه ۱ به نقطه ۴) روندی کاهشی مشاهده می‌شود.

همچنین با در نظر گرفتن انتهای جریان اسلاگ (شکل ۴ - خط قرمز) و با مقایسه و بررسی ضریب انتقال حرارت بدست آمده از داده‌های آزمایش

انحراف‌ها، خوانندگان می‌توانند به مرجع [۲۴] مراجعه کنند.

۶- نتایج و بحث

در این آزمایش موضوع انتقال حرارت در فوم‌های فلزی بررسی و الگوی جریان به‌واسطه یک لوله شیشه‌ای نسوز^۱ آشکارسازی شده است. با در نظر گرفتن طول لوله در قسمت پیش‌گرمکن می‌توان از توسعه‌یافتگی هیدرودینامیکی جریان مطمئن گردید. همچنین به‌منظور بررسی و مقایسه بهبود عملکرد انتقال حرارت از دو مبدل به‌صورت لوله خالی، لوله با فوم مسی استفاده و شرایط آزمایش در هر دو ناحیه شروع و پایان جریان اسلاگ برای دو مبدل یکسان در نظر گرفته شد و مطابق شکل ۶ که به‌عنوان نمونه بیانگر دمای دیواره برای دو حالت متفاوت یکی در ابتدا و دیگری در انتهای ناحیه اسلاگ (نقاط ۲ و ۸ در شکل ۴) برای هر دو مبدل است، مشاهده شد که فوم فلزی باعث کاهش محسوس دمای دیواره شده و با توجه به شرایط شار حرارتی ثابت، شاهد افزایش ضریب انتقال حرارت در مبدل حاوی فوم فلزی نسبت به مبدل ساده هستیم که در بخش‌های مربوط به نتایج ضریب انتقال حرارت و ضریب بهبود مورد بررسی قرار خواهد گرفت. شایان ذکر است که فوم‌ها با روش جایگذاری فشاری درون لوله مسی بخش آزمون قرار گرفته‌اند

2 Thermal Contact Resistance (TCR)

1 Pyrex

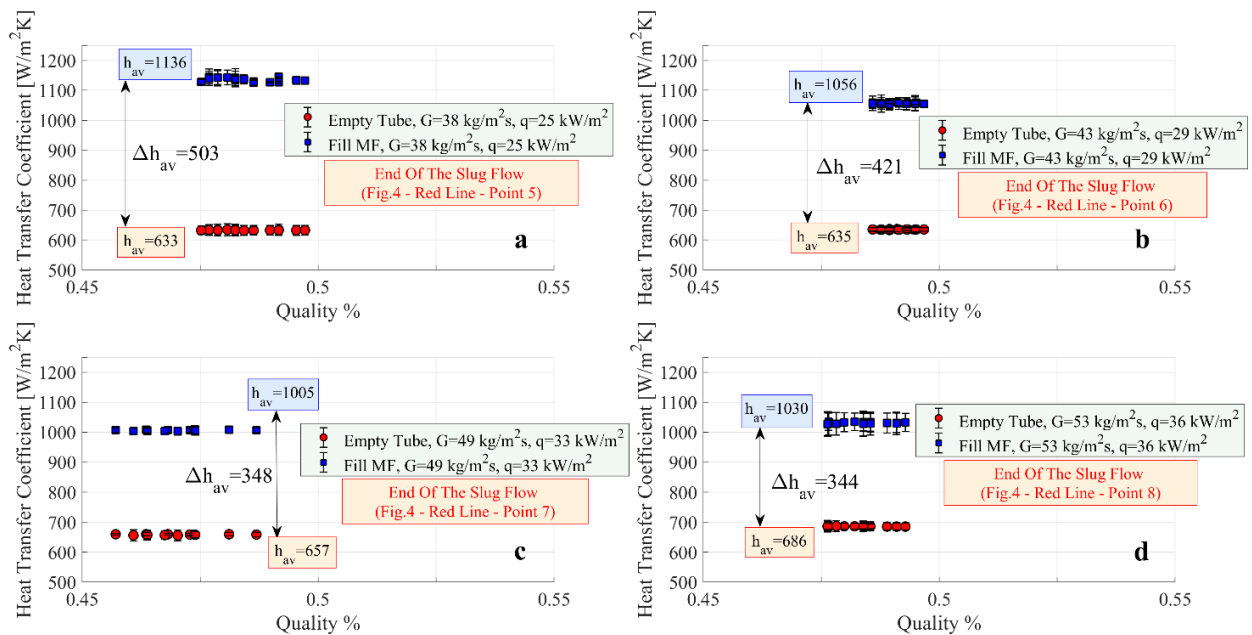


Fig. 8. Heat transfer coefficient for empty and metal foam tubes at the end of the slug flow, a) $G=38 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q=25 \text{ kW/m}^2$, b) $G=43 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q=29 \text{ kW/m}^2$, c) $G=49 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q=33 \text{ kW/m}^2$, d) $G=53 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q=36 \text{ kW/m}^2$

شکل ۸: ضریب انتقال حرارت برای مبدل ساده و مبدل با فوم فلزی در انتهای جریان اسلاگ، الف: شار جرمی ۳۸ کیلوگرم بر مترمربع ثانیه و شار حرارتی ۲۵ کیلووات بر مترمربع، ب: شار جرمی ۴۳ کیلوگرم بر مترمربع ثانیه و شار حرارتی ۲۹ کیلووات بر مترمربع، ج: شار جرمی ۴۹ کیلوگرم بر مترمربع ثانیه و شار حرارتی ۳۳ کیلووات بر مترمربع، د: شار جرمی ۵۳ کیلوگرم بر مترمربع ثانیه و شار حرارتی ۳۶ کیلووات بر مترمربع

که در یک شار جرمی مشخص صرفاً با افزایش شار حرارتی (افزایش کیفیت) ضریب بهبود اندکی کاهش پیدا می‌کند. به همین دلیل بالاترین مقدار ضریب بهبود برای فوم فلزی توپر مقداری بالاتر از ۱/۸ بوده که مربوط به ابتدای جریان اسلاگ و نقطه ۱ است و پایین‌ترین مقدار آن ۱/۵ بوده که مربوط به نقطه ۸ و انتهای جریان اسلاگ است.

۶-۳- آشکارسازی

در این آزمایش برای آشکارسازی از یک لوله شیشه‌ای نسوز استفاده شده است، به طوری که در حالت استفاده شده از فوم فلزی، درون لوله شیشه‌ای نیز فوم فلزی قرار داده شد. با توجه به اینکه در هر شار جرمی دو ناحیه ابتدا و انتهای محدوده جریان اسلاگ در نظر گرفته شده است، بنابراین برای شارهای مختلف الگوی جریان اسلاگ در ابتدا و انتهای ناحیه اسلاگ دارای شکل یکسان و مشابهی است. در شکل‌های ۱۰-الف و ۱۰-ب الگوی جریان اسلاگ در لوله خالی و در شکل‌های ۱۱-الف و ۱۱-ب الگوی جریان اسلاگ در لوله با فوم مسی به ترتیب در ابتدا و انتهای ناحیه اسلاگ و در شار جرمی ۴۳ کیلوگرم بر مترمربع ثانیه به صورت پیرایندهای پشت سر هم نشان داده شده است. در مبدل خالی شکل اسلاگ کاملاً واضح است اما در

(نقاط ۵ تا ۸) برای مبدل با فوم مسی و مبدل ساده مطابق شکل ۸-همانند حالت ابتدایی جریان اسلاگ- با افزایش شار حرارتی و شار جرمی (حرکت از نقطه ۵ به نقطه ۸)، افزایش ضریب انتقال حرارت در مبدل ساده مشاهده می‌شود. در مورد مبدل با فوم مسی، می‌توان گفت روند تغییر ضریب انتقال حرارت تقریباً کاهشی است. همچنین با افزایش شار حرارتی و شار جرمی (حرکت از نقطه ۵ به نقطه ۸)، کاهش اختلاف ضریب انتقال حرارت بین مبدل با فوم مسی و مبدل ساده مشاهده می‌شود.

۶-۲- ضریب بهبود

شکل ۹ نشان‌دهنده ضریب بهبود فوم مسی بر حسب کیفیت برای دو حالت ابتدا و انتهای جریان اسلاگ است. در شکل ۹-الف ضریب بهبود فوم مسی بر حسب کیفیت برای ابتدای جریان اسلاگ نشان داده شده است. مطابق شکل ۹-الف با افزایش شار حرارتی و شار جرمی (حرکت از نقطه ۱ به نقطه ۴) ضریب بهبود کاهش می‌یابد. این رفتار کاهشی برای فوم فلزی در انتهای جریان اسلاگ (حرکت از نقطه ۵ به نقطه ۸) نیز مشاهده می‌شود (شکل ۹-ب).

با مقایسه داده‌های آزمایش در شکل‌های ۹-الف و ۹-ب نتیجه می‌شود

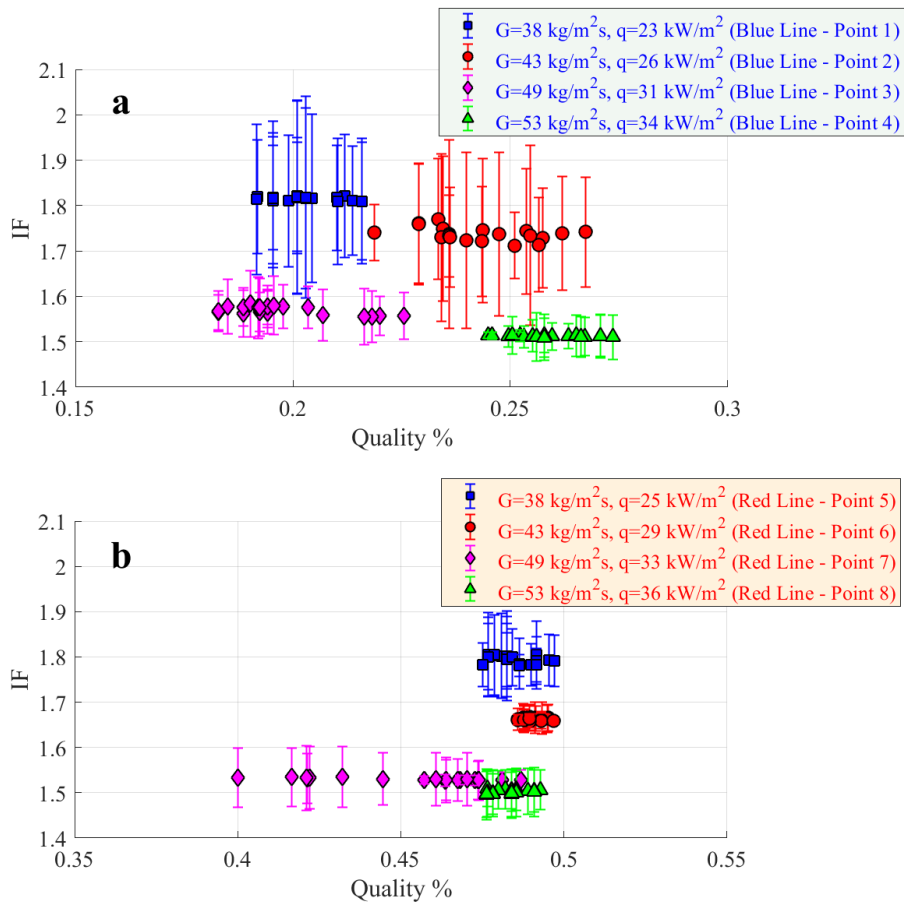


Fig. 9. Improvement factor (IF) for metal foam, a) the beginning of the slug flow, b) the end of the slug flow

شکل ۹: ضریب بهبود فوم فلزی، الف: ابتدای جریان اسلاگ، ب: انتهای جریان اسلاگ

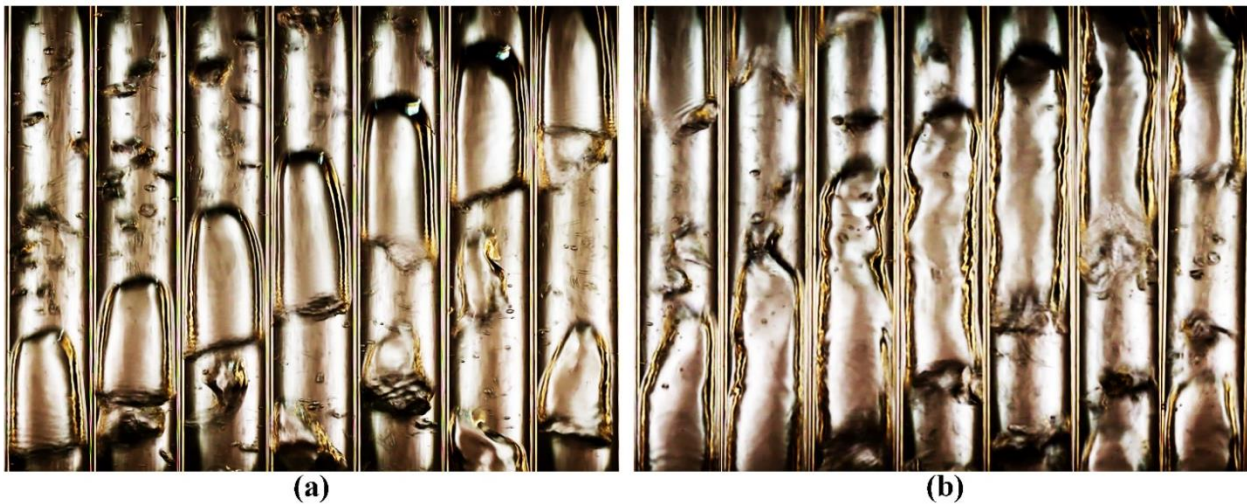


Fig. 10. Slug flow patterns of water in empty tube for $G=43 \text{ kg/m}^2\text{s}$, a) the beginning of the slug flow- $q=26 \text{ kW/m}^2$, b) the end of the slug flow- $q=29 \text{ kW/m}^2$

شکل ۱۰: الگوی جریان اسلاگ آب در مبدل ساده برای شار جرمی $43 \text{ kg/m}^2\text{s}$ بر مترمربع ثانیه، الف: ابتدای جریان اسلاگ (شار حرارتی 26 kW/m^2 بر مترمربع)، ب: انتهای جریان اسلاگ (شار حرارتی 29 kW/m^2 بر مترمربع)

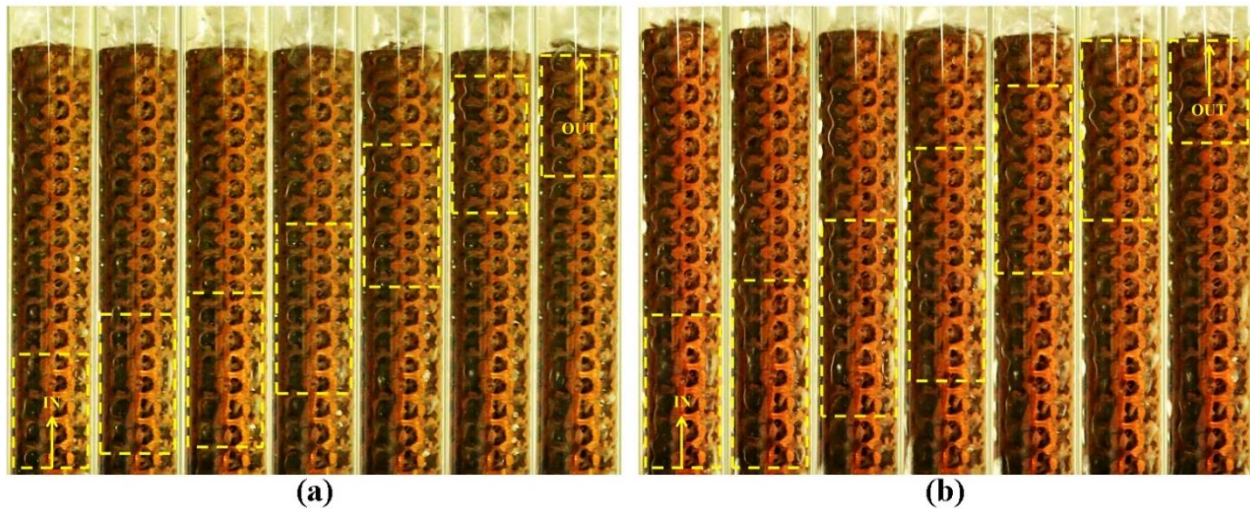


Fig. 11. Slug flow patterns of water in metal foam tube for $G=43 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, a) the beginning of the slug flow- $q=26 \text{ kW/m}^2$, b) the end of the slug flow- $q=29 \text{ kW/m}^2$

شکل ۱۱: ۴- الگوی جریان اسلاگ آب در مبدل با فوم فلزی برای شار جرمی ۴۳ کیلوگرم بر مترمربع ثانیه، الف: ابتدای جریان اسلاگ (شار حرارتی ۲۶ کیلووات بر مترمربع)، ب: انتهای جریان اسلاگ (شار حرارتی ۲۹ کیلووات بر مترمربع)

۷- نتیجه گیری و جمع بندی

در این آزمایش صحت سنجی جریان جوش سیال آب، آشکارسازی و همچنین مقایسه انتقال حرارت جریان دوفازی بین مبدل ساده و مبدل با فوم فلزی انجام شد. به منظور بررسی صحت سنجی جریان جوشی از دو رابطه پیشنهادی استفاده و انحراف مطلق متوسط گزارش شد. در هر مورد، تفاوت در ویژگی انتقال حرارت بین مبدل ساده و مبدل با فوم مسی بررسی شد. مؤلفه‌ای با عنوان ضریب بهبود عملکرد فوم مورد استفاده قرار گرفت و بیان شد که ضریب انتقال حرارت در مبدل با فوم مسی در حدود ۱/۵ الی ۱/۸۲ برابر بهبود می‌یابد و این در حالی است که در تمامی موارد فوق ضرایب بهبود با افزایش شار حرارتی و شار جرمی کاهش پیدا می‌کند. همچنین بیان شد که با توجه به عامل مقاومت تماسی-حرارتی در بحث اتصال‌ها، بتوان از روش‌های اتصال مطلوب‌تری به منظور عملکرد بهتر هدایت حرارتی بهره برد. از نظر شکل جریان نیز می‌توان گفت حالت اسلاگ در هنگام استفاده از فوم فلزی همچنان باقی می‌ماند، هر چند تغییر کمی به دلیل ساختار فوم ایجاد شده و شکل اسلاگ هم، همانند شکل معروف گلوله‌ای نیست.

مبدل با فوم مسی تشخیص الگوی جریان به دلیل ساختار فوم و در نتیجه به هم ریختگی جریان مشکل است؛ با توجه به این نکته که در طول انجام آزمایش -به دلیل وجود شرایط شار حرارتی ثابت- کیفیت بخار ثابت است، در نتیجه در این مطالعه با آشکارسازی مشخص شد که الگوی جریان اسلاگ در لوله با فوم مسی، قابل تشخیص و برقرار است. به عبارت دیگر، با حضور ماده متخلخل، الگوی کلی بخار به صورت اسلاگ در حرکت است هر چند که به دلیل وجود ماده متخلخل، این توده اسلاگ، دچار شکستگی و تغییر شکل شده است. آشکارسازی نشان می‌دهد که مجموعه بخارهای تجمع یافته در حفرات ماده متخلخل، خود به صورت تجمعی به صورت یک اسلاگ حرکت می‌کنند. همچنین مشاهده الگوی اسلاگ در انتهای ناحیه اسلاگ به دلیل بزرگ‌تر بودن و نزدیک به هم بودن اسلاگ‌ها سخت‌تر می‌شود، اما با هم با دقت می‌توان ناحیه اسلاگ را مشخص کرد. بنابراین می‌توان گفت با وجود استفاده از فوم فلزی در این آزمایش الگوی جریان همچنان اسلاگ باقی می‌ماند و فوم فلزی باعث مقدار کمی به هم ریختگی می‌شود که تعیین الگوی جریان را مشکل می‌کند.

۸- فهرست علائم

منابع

- [1] L. Tadrist, M. Miscevic, O. Rahli, F. Topin, About the use of fibrous materials in compact heat exchangers, *Experimental thermal and fluid science*, 28(2-3) (2004) 193-199.
- [2] C. T'Joen, P. De Jaeger, H. Huisseune, S. Van Herzeele, N. Vorst, M. De Paepe, Thermo-hydraulic study of a single row heat exchanger consisting of metal foam covered round tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(15-16) (2010) 3262-3274.
- [3] M.F. Ashby, T. Evans, N.A. Fleck, J. Hutchinson, H. Wadley, L. Gibson, *Metal foams: a design guide*, Elsevier, 2000.
- [4] K. Boomsma, D. Poulikakos, F. Zwick, Metal foams as compact high performance heat exchangers, *Mechanics of materials*, 35(12) (2003) 1161-1176.
- [5] W. Hsieh, J. Wu, W. Shih, W. Chiu, Experimental investigation of heat-transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(23) (2004) 5149-5157.
- [6] S. Kim, J. Paek, B. Kang, Flow and heat transfer correlations for porous fin in a plate-fin heat exchanger, *Journal of heat transfer*, 122(3) (2000) 572-578.
- [7] S. Mahjoob, K. Vafai, A synthesis of fluid and thermal transport models for metal foam heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(15-16) (2008) 3701-3711.
- [8] W. Lu, C. Zhao, S. Tassou, Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part I: Metal-foam filled pipes, *International journal of heat and mass transfer*, 49(15-16) (2006) 2751-2761.
- [9] V. Calmidi, R. Mahajan, Forced convection in high porosity metal foams, *Journal of heat transfer*, 122(3)

علائم انگلیسی

Bo	عدد جوشش
c_p	گرمای ویژه، J/kg.K
D	قطر، m
Fa	عدد فانگ
G	شار جرمی، kg/m ² .s
g	شتاب گرانش، m/s ²
h	ضریب انتقال حرارت، W/m ² .K
IF	ضریب بهبود
i_v	گرمای نهان تبخیر، J/kg
k	هدایت حرارتی، W/m.K
M	وزن مولکولی، g/mol
MAD	انحراف مطلق متوسط
\dot{m}	دبی جرمی، kg/s
N	تعداد داده
Nu	عدد ناسلت
p	فشار، Pa
Pr	عدد پرائنل
Q	توان، W
q	شار حرارتی، kW/m ²
R	مقاومت، Ω
Re	عدد رینولدز
T	دما، K
V	ولتاژ، V
x	کیفیت
X_{ii}	مؤلفه مارتینلی
z	فاصله از ورودی بخش آزمون، m

علائم یونانی

μ	لزجت، Pa.s
ρ	چگالی، kg/m ³
σ	کشش سطحی، N/m

زیر نویس

cb	جوشش جابجایی
D	قطر
E	الکتریکی
exp	تجربی
f	سیال
i	داخلی
in	ورودی
l	مایع
MF	فوم فلزی
nb	جوشش هسته‌ای
o	خارجی

- and Mass Transfer, 74 (2014) 77-87.
- [18] Y. Zhu, H. Hu, G. Ding, H. Peng, X. Huang, D. Zhuang, J. Yu, Influence of oil on nucleate pool boiling heat transfer of refrigerant on metal foam covers, *international journal of refrigeration*, 34(2) (2011) 509-517.
- [19] Y. Zhu, H. Hu, S. Sun, G. Ding, Flow boiling of refrigerant in horizontal metal-foam filled tubes: Part 1—two-phase flow pattern visualization, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 91 (2015) 446-453.
- [20] Y. Zhu, H. Hu, S. Sun, G. Ding, Flow boiling of refrigerant in horizontal metal-foam filled tubes: Part 2—A flow-pattern based prediction method for heat transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 91 (2015) 502-511.
- [21] C. Zhao, W. Lu, S. Tassou, Flow boiling heat transfer in horizontal metal-foam tubes, *Journal of Heat Transfer*, 131(12) (2009) 121002.
- [22] B. Madani, L. Tadriss, F. Topin, Experimental analysis of upward flow boiling heat transfer in a channel provided with copper metallic foam, *Applied thermal engineering*, 52(2) (2013) 336-344.
- [23] G.B. Abadi, C. Moon, K.C. Kim, Flow boiling visualization and heat transfer in metal-foam-filled mini tubes—Part I: flow pattern map and experimental data, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 98 (2016) 857-867.
- [24] X. Fang, Z. Zhou, H. Wang, Heat transfer correlation for saturated flow boiling of water, *Applied Thermal Engineering*, 76 (2015) 147-156.
- [25] P. De Jaeger, C. T'Joel, H. Huisseune, B. Ameel, S. De Schampheleire, M. De Paepe, Assessing the influence of four bonding methods on the thermal contact resistance of open-cell aluminum foam, *International journal of* (2000) 557-565.
- [10] C. Zhao, W. Lu, S. Tassou, Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part II: Tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(15-16) (2006) 2762-2770.
- [11] M. Nazari, M. Ashouri, M.H. Kayhani, A. Tamayol, Experimental study of convective heat transfer of a nanofluid through a pipe filled with metal foam, *International Journal of Thermal Sciences*, 88 (2015) 33-39.
- [12] M. Nazari, N.B. Baie, M. Ashouri, M. Shahmardan, A. Tamayol, Unsteady heat transfer from a reservoir fluid by employing metal foam tube, helically tube and straight tube: a comparative experimental study, *Applied Thermal Engineering*, 111 (2017) 39-48.
- [13] M. Nazari, M. Kayhani, R. Mohebbi, Heat transfer enhancement in a channel partially filled with a porous block: lattice Boltzmann method, *International Journal of Modern Physics C*, 24(09) (2013) 1350060.
- [14] S. Mancin, C. Zilio, L. Rossetto, A. Cavallini, Heat transfer performance of aluminum foams, *Journal of heat transfer*, 133(6) (2011) 060904.
- [15] S. Mancin, C. Zilio, A. Diani, L. Rossetto, Experimental air heat transfer and pressure drop through copper foams, *Experimental thermal and fluid science*, 36 (2012) 224-232.
- [16] A. Diani, S. Mancin, L. Doretto, L. Rossetto, Low-GWP refrigerants flow boiling heat transfer in a 5 PPI copper foam, *International Journal of Multiphase Flow*, 76 (2015) 111-121.
- [17] S. Mancin, A. Diani, L. Doretto, L. Rossetto, R134a and R1234ze (E) liquid and flow boiling heat transfer in a high porosity copper foam, *International Journal of Heat*

- tubes, AIChE Journal, 26(3) (1980) 345-354.
- [31] J.C. Chen, Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, Industrial & engineering chemistry process design and development, 5(3) (1966) 322-329.
- [32] F. Dittus, L. Boelter, Publications on Engineering, vol. 2, University of California at Berkeley, Berkeley, CA, (1930) 443-461.
- [33] H. Forster, N. Zuber, Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer, AIChE Journal, 1(4) (1955) 531-535.
- [34] R. Lockhart, Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes, Chem. Eng. Prog., 45 (1949) 39-48.
- heat and mass transfer, 55(21-22) (2012) 6200-6210.
- [26] T. Fiedler, I. Belova, G. Murch, Critical analysis of the experimental determination of the thermal resistance of metal foams, International journal of heat and mass transfer, 55(15-16) (2012) 4415-4420.
- [27] R.J. Moffat, Using uncertainty analysis in the planning of an experiment, Journal of Fluids Engineering, 107(2) (1985) 173-178.
- [28] W.M. Kays, Convective heat and mass transfer, Tata McGraw-Hill Education, 2012.
- [29] S. Levy, Two-phase flow in complex systems, John Wiley & Sons, 1999.
- [30] Y. Taitel, D. Bornea, A. Dukler, Modelling flow pattern transitions for steady upward gas-liquid flow in vertical