Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 53(11) (2022) 1373-1376
DOI: 10.22060/mej.2021.19538.7082

Experimental Investigation of Thermal Performance of Pulsating Heat Pipe at Angles Close To the Horizon

R. Akbari Kangarluei[1], M. Abbasalizadeh Ranjbari[2]*, A. Ramezanpour[3]

[1] Department of Engineering sciences, Technical and vocational University, Tabriz, Iran
[2] Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran
[3] School of Engineering and the Built Environment, Anglia Ruskin University, Bishop Hall Lane, Chelmsford, United Kingdom

ABSTRACT: Pulsating heat pipes can transfer a considerable amount of heat during their simple structure and low cost. In industrial applications, one of the significant weaknesses of pulsating heat pipes is their poor performance at angles close to the horizon. Previous studies have mostly been at 90, 60, 30, and 0-degree angles and have reported the weakness of pulsating heat pipes in the 30 to zero angle range, but detailed studies have not been performed in this range. Therefore, the primary purpose of this study is to experimentally investigate the performance of pulsating heat pipes at angles of deviation close to the horizon and provide a more accurate critical inclination angle. The performance of pulsating heat pipe was evaluated for the best filling percentage (60%) at different angles 0 to 90 degrees. The results showed that by reducing the pulsating heat pipe angle from 90 degrees to 15 degrees, the difference in thermal resistance for different heat input powers was very small, but this difference increased from an angle of 10 to 0 degrees. Further studies showed that the percentage of difference in thermal resistance between angles 15, 10, and 5 with the average value of thermal resistance is 3%, 12%, and 36%, respectively. Thus, it was found that the main weakness of pulsating heat pipes is from an angle of about 10 to 0 degrees.

Review History:

Received: Feb. 20, 2021
Revised: Jun. 23, 2021
Accepted: Jun. 24, 2021
Available Online: Jul. 26, 2021

Keywords:

Experimental
Thermal resistance
Pulsating heat pipe
Filling ratio
Inclination angles

1- Introduction

The development of new technologies, including electronic equipment and their size reduction, causes increasing heat flux [1]. Heat pipes are high-efficiency two-phase heat transfer devices [2] that are simple and inexpensive and have extremely high thermal conductivity compared to solids without any moving parts [3, 4] and can transfer significant amounts of heat at low-temperature difference Pulsating Heat Pipes (PHPs) are a type of two-phase heat transfer devices that transfer heat between the evaporator and the condenser through pulsating and continuous motion. PHPs are particularly advantageous over conventional heat pipes due to the simultaneous latent and sensible heat transfer [5]. PHPs are used for different angles, and gravity is an influential factor in their thermal performance. Many researchers have examined the performance of PHPs from different angles. Ji et al. [6] found that by changing the PHP angle from vertical (90°) to horizontal (0°), thermal resistance increased. Also, the results showed that there is an effective relationship between the number of PHP turn and the inclination angle so that the thermal performance of PHP with more turn at equal inclination angles is better than the PHP with less turn [7, 8]. Experimental study of the effect of the inclination angle showed that reducing the inclination angle from vertical to a horizontal position is associated with an increase in thermal resistance and negatively affects the performance of the device and at an angle of 60 to 75 degrees has the highest coefficient heat transfer [9, 10]. Previous studies have typically been performed at angles of 60, 90, 30, and zero degrees and showed that the thermal performance of PHP is poor in the 30 to zero degrees. Given that PHPs in the industry can be used for all angles. Therefore, this study aims to experimentally evaluate the performance of PHP at angles of zero, 5, 10, 15, 30, 50, 70, and 90 degrees, Until the exact range of poor performance of PHP is determined.

2- Methodology

PHPs consist of three main parts: evaporator, adiabatic, and condenser. For the PHP setup, the length of each part is 105 mm, 85 mm, and 110 mm, respectively. the copper pipe with four turns and with external and internal diameters of 4.76 mm and 3.86 mm, respectively, is used. A PHP must be designed so that the working fluid is pumped automatically. Considering the critical value of the Eötvös number≤4, the critical diameter is obtained from Eq. (1) [31].

$$Eo_{crit} = \frac{D_{crit}^2 . g(\rho_{liq} - \rho_{vap})}{\sigma} \leq 4 \quad (1)$$

*Corresponding author's email: m.abbasalizadeh@urmia.ac.ir

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

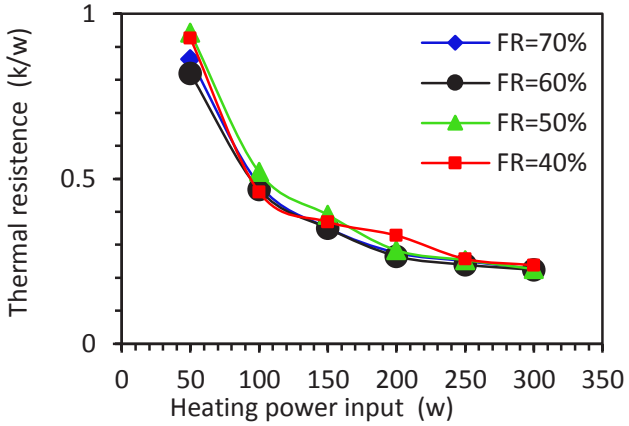


Fig. 1. Thermal resistance vs input heating power for various filling ratios in the vertical position

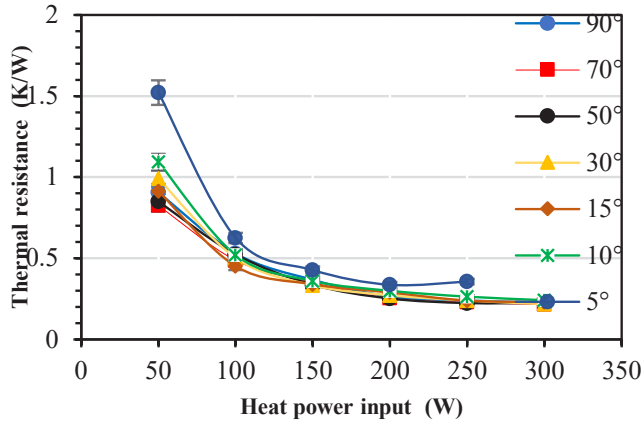


Fig. 2. Thermal resistance vs input heating power for various inclination angles of PHP

where Dcrit is the maximum internal diameter, σ is the surface tension, ρliq and ρvap are the liquid and vapor phase density of the operating fluid, respectively, and g is the gravitational acceleration. based on the properties of the distilled water, the critical diameter is about 5 mm, which is more than the inner diameter of the tube used in this study. In PHPs, the thermal resistance is used to compare and analyze the thermal resistance of the device; this is obtained from Eq. (2):

$$R_t = \frac{T_e - T_c}{Q} \tag{2}$$

In Eq. (2), Te and Tc are the evaporator and the condenser average external wall temperatures, respectively, and Q is the heat input. Along with the thermal resistance, the effective thermal conductivity is used as a criterion for the thermal performance of a PHP system, which is determined by Eq. (3) [32]:

$$K_{eff} = \frac{Q}{A}\frac{L_{eff}}{T_e - T_c} = \frac{1}{R_t}\frac{L_{eff}}{A} \tag{3}$$

where A is the cross-sectional area of the pipe based on the outside diameter and Leff, the effective length between the evaporator and the condenser.

The maximum value of uncertainty for the main parameters such as thermal resistance and effective thermal conductivity is respectively 4.80% 4.75%.

3- Results and Discussion

We performed the experiments in the vertical position for 40%, 50%, 60%, and 70% Filling Ratios (FR) to select the best filling ratio. The results of Fig. 1 show that the filling ratio of 60% shows lower thermal resistance compared to other filling ratios Fig. 1.

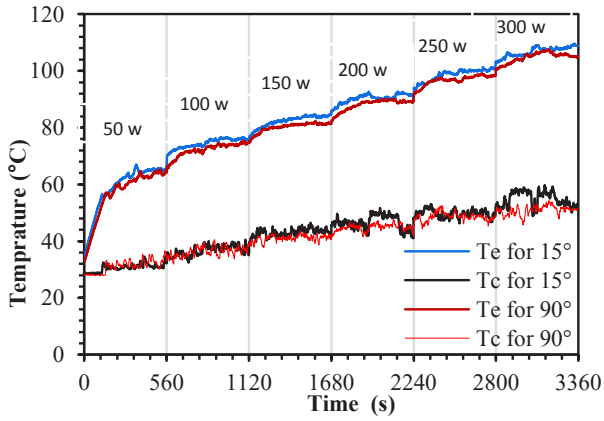


Fig. 3. Comparison of the transient evaporator and condenser temperature in inclination angle 15 and 90 degrees

A range of experiments was conducted to compare the thermal resistance for PHP, with the inclination angles of 0, 5, 10, 15, 30, 50, 70, and 90 degrees, and the input heating powers of 50W-300W.

Fig. 2 shows that the best performance of pulsating heat pipes occurs at high heat power, and more importantly, from an angle of 90 to 15 degrees, the amount of thermal resistance in all heat powers (except thermal power of 50 Watts) is almost equal and the same thermal performance. They have a hopeful result.

Fig. 2 shows that PHP has better thermal performance in the range of 50 to 70 degrees. On the other hand, in PHP, the main difference between thermal resistance occurs at angles from 15 degrees to zero degrees. Then the thermal resistance increases as it approaches the horizon.

Fig. 3 shows the temperature difference between the condenser and the evaporator at two angles of 15 and 90. As shown in the figure, with increasing heat power, the evaporator's temperature difference and the condenser have

increased. The average temperature difference between the evaporator and the condenser at an angle of 15 degrees is close to 90 degrees, indicating that the thermal performance of PHP at an angle of 15 degrees is close to a 90-degree angle. To examine more precisely the difference in thermal resistance of the three angles of 15, 10, and 5 degrees compared to the average value of thermal resistance for angles of 90, 70, 50, and 30 degrees were calculated. The results showed that the difference in thermal resistance of angles 15, 10, and 5 compared to the average was 3, 12, and 36%, respectively. Thus, it was found that the main weakness of oscillating pipes from an angle of about 10 to zero degrees.

4- Conclusions

1-The results showed that the lowest thermal resistance and the highest effective thermal conductivity occur in a 60% filling ratio.

2- from an angle of 90 to 15 degrees, the amount of thermal resistance in all heat powers is almost equal and the same as thermal performance.

3-PHP has the best thermal performance in the range of 50 to 70 degrees.

4- The results showed that the difference in thermal resistance of angles 15, 10, and 5 compared to the average was 3, 12, and 36%, respectively. Thus, it was found that the main weakness of oscillating pipes from an angle of about 10 to zero degrees.

References

[1] J. Lim, S.J.J.I.J.o.H. Kim, M. Transfer, Effect of a channel layout on the thermal performance of a flat plate micro pulsating heat pipe under the local heating condition, 137 (2019) 1232-1240.

[2] Q. Wu, R. Xu, R. Wang, Y.J.I.J.o.H. Li, M. Transfer, Effect of C60 nanofluid on the thermal performance of a flat-plate pulsating heat pipe, 100 (2016) 892-898.

[3] M.A. Nazari, M.H. Ahmadi, R. Ghasempour, M.B.J.R. Shafii, S.E. Reviews, How to improve the thermal performance of pulsating heat pipes: A review on working fluid, 91 (2018) 630-638.

[4] J. Qu, Q.J.A.e. Wang, Experimental study on the thermal performance of vertical closed-loop oscillating heat pipes and correlation modeling, 112 (2013) 1154-1160.

[5] Y.-H. Lin, S.-W. Kang, H.-L.J.A.T.E. Chen, Effect of silver nano-fluid on pulsating heat pipe thermal performance, 28(11-12) (2008) 1312-1317.

[6] Y. Ji, C. Chang, G. Li, H. Ma, An Investigation on Operating Limit of an Oscillating Heat Pipe, in: International Heat Transfer Conference Digital Library, Begel House Inc., 2014.

[7] J. Lee, Y. Joo, S.J.J.I.J.o.H. Kim, M. Transfer, Effects of the number of turns and the inclination angle on the operating limit of micro pulsating heat pipes, 124 (2018) 1172-1180.

[8] H. Yang, S. Khandekar, M.J.A.T.E. Groll, Operational limit of closed loop pulsating heat pipes, 28(1) (2008) 49-59.

[9] M. Li, L. Li, D.J.C. Xu, Effect of filling ratio and orientation on the performance of a multiple turns helium pulsating heat pipe, 100 (2019) 62-68.

[10] H.R. Goshayeshi, M. Goodarzi, M.R. Safaei, M.J.E.T. Dahari, F. Science, Experimental study on the effect of inclination angle on heat transfer enhancement of a ferrofluid in a closed loop oscillating heat pipe under magnetic field, 74 (2016) 265-270.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

R. Akbari Kangarluei, M. Abbasalizadeh Ranjbari, A. Ramezanpour, Experimental Investigation of Thermal Performance of Pulsating Heat Pipe at Angles Close To the Horizon, Amirkabir J. Mech Eng., 53(11) (2022) 1373-1376.

DOI: 10.22060/mej.2021.19538.7082

This page intentionally left blank

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳، شماره ۱۱، سال ۱۴۰۰، صفحات ۵۴۴۵ تا ۵۴۶۰
DOI: 10.22060/mej.2021.19538.7082

بررسی تجربی عملکرد حرارتی لوله گرمایی نوسانی در زاویه‌های نزدیک به افق

رستم اکبری کنگرلوئی[۱]، مجید عباسعلیزاده رنجبری[۲*]، احد رمضانپور[۳]

۱- دانشکده فنی و حرفه‌ای تبریز، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تبریز، ایران
۲- دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه ارومیه، ایران
۳- دانشکده علوم و مهندسی، دانشگاه آنگلیا روسکین، چلمزفورد، انگلستان.

خلاصه: لوله‌های حرارتی نوسانی با ساختاری ساده و مقرون به صرفه، می‌توانند حرارت قابل توجهی را انتقال دهند. در کابردهای صنعتی یکی از ضعف‌های عمده لوله‌های حرارتی نوسانی عملکرد نامطلوب آن‌ها در زوایای نزدیک افق می‌باشد. مطالعات پیشین عمدتاً تمرکز خود را در بررسی عملکرد آن‌ها در زوایای۹۰، ۶۰، ۳۰ و صفر معطوف ساخته‌اند. بر اساس نتایج گزارش شده توسط این پژوهش‌ها، لوله‌های حرارتی نوسانی در محدوده زاویه صفر تا ۳۰ درجه کارکرد ضعیفی از خود نشان می‌دهد. از سوی دیگر بررسی دقیقی در این محدوده جهت نمایان ساختن علل این پدیده، صورت نگرفته است. هدف اصلی این پژوهش بررسی تجربی عملکرد لوله حرارتی نوسانی در زوایای انحراف نزدیک به افق و ارائه محدوده زاویه بحرانی می‌باشد. برای این منظور ابتدا بهترین درصد پرشدگی (۶۰٪) تعیین گردیده و به ازای این درصد، در زوایای مختلف صفر تا ۹۰ درجه عملکرد لوله حرارتی نوسانی مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج حاصل نشان داد که با کم کردن زاویه لوله حرارتی نوسانی از ۹۰ درجه تا حدود زاویه ۱۵ درجه ، اختلاف مقاومت حرارتی به ازای توان‌های حرارتی مختلف بسیار کم بوده ولی از زاویه ۱۰ تا صفر درجه این اختلاف افزایش می‌یابد. همچنین بررسی‌های بیشتر نشان داد که اختلاف مقاومت حرارتی زوایای ۱۵، ۱۰و ۵ با متوسط مقاومت حرارتی به ترتیب ۳، ۱۲ و ۳۶ درصد است. نهایتاً مشخص گردید که ضعف اصلی لوله‌های حرارتی نوسانی از زاویه حدود ۱۰ تا صفر درجه می‌باشد.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۳۹۹/۱۲/۰۲
بازنگری: ۱۴۰۰/۰۴/۰۲
پذیرش: ۱۴۰۰/۰۴/۰۳
ارائه آنلاین: ۱۴۰۰/۰۵/۰۴

کلمات کلیدی:
تجربی
مقاومت حرارتی
لوله حرارتی نوسانی
پرشدگی
زاویه انحراف

۱- مقدمه

یکی از بحث‌های مهم کاربردی در صنایع مختلف، انتقال حرارت است. در این عرصه، تجهیزاتی که توان انتقال حرارت بالاتری داشته باشند از اهمیت زیادی برخوردار هستند. با توسعه فناوری‌های جدید از جمله تجهیزات الکترونیکی و کاهش اندازه آن‌ها منجر به افزایش شار حرارتی شده است[۱]. لوله‌های حرارتی وسایل انتقال حرارت دو فاز با کارایی بالا هستند [۲] که در عین سادگی کم‌هزینه بوده و بدون هیچ‌گونه قسمت متحرک در مقایسه با مواد جامد دارای هدایت حرارتی فوق العاده بالا هستند [۳ و ۴] و می‌توانند مقادیر قابل توجهی گرما را در اختلاف دمای اندک انتقال دهند. در سال ۱۹۹۰ برای اولین بار لوله‌های گرمایی نوسانی توسط آکاچی [۵] معرفی گردید. لوله‌های گرمایی نوسانی نوع جدیدی از لوله‌های گرمایی هستند که از سه قسمت اواپراتور ، آدیاباتیک و کندانسور تشکیل شده‌اند و از طریق حرکت نوسانی و دائمی مخلوط دوفازی(مایع و بخار) بین اواپراتور و کندانسور، حرارت را از اواپراتور به کندانسور انتقال می‌دهند. بنابراین انتقال حرارت محسوس و نهان همزمان صورت می‌گیرد که خود یک مزیت نسبت به سایر لوله‌های گرمایی متعارف است [۶]. لوله حرارتی نوسانی در زمینه‌های مختلف مانند سیستم‌های انرژی خورشیدی [۷] ، دستگاه‌های بازیافت حرارت [۸]، دستگاه‌های خنک کننده الکترونیکی [۹]، باتری‌های وسایل نقلیه برقی [۱۰] و مبدل‌های حرارتی [۱۱ و ۱۲] کاربرد بالقوه‌ای دارند. مطالعات مربوط در این زمینه نشان می‌دهد که پارامترهای زیادی بر عملکرد لوله حرارتی نوسانی مؤثر هستند که ازجمله آن‌ها می‌توان به خواص سیال عامل، نسبت پرشدگی، قطر داخلی، تعداد دور، سطح مقطع، ساختار داخلی لوله و زاویه شیب اشاره نمود. همچنین بر اساس این مطالعات می‌توان اثر افزایش قطر لوله که همراه با کاهش فرکانس است را در نظر گرفت، که این باعث افزایش شار گرمایی انتقالی می‌شود [۱۳]. در ضمن افزایش گرمای نهان تبخیر باعث کاهش مقاومت حرارتی می‌شود [۱۴]. افزایش تعداد دور لوله‌ها در لوله حرارتی نوسانی نیز کاهش مقاومت حرارتی و نیز افزایش هدایت حرارتی مؤثر را به همراه دارد [۱۵]. برخی مطالعات حاکی از عملکرد مناسب لوله حرارتی

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: m.abbasalizadeh@urmia.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

نوسانی در اختلاف دمای کمتر، برای بازیابی انرژی در سیستم‌های تهویه مطبوع و نیز تجهیزات الکترونیکی است [۱۶].

خواص سیال عامل و درصد پرشدگی ازجمله عوامل مؤثر بر عملکرد لوله حرارتی نوسانی است. آب یکی از سیال‌های عامل پایه پرکاربرد در لوله حرارتی نوسانی است، ولی در دماهای پایین از سیالات دیگر ازجمله R۱۳۴a، اتانول و استون برحسب محدوده دمای کاری استفاده می‌شود. یکی از بهترین روش‌ها در انتخاب درصد پرشدگی لوله حرارتی نوسانی، استفاده از نتایج تجربی است. تحقیقات اکثر محققان نشان می‌دهد که نسبت پرشدگی بهینه با توجه به نوع سیال عامل در لوله حرارتی نوسانی در محدوده ۴۰ تا ۷۰ درصد است[۱۹-۱۷]. لوله حرارتی نوسانی در زوایای مختلفی مورد استفاده قرار می‌گیرند و نیروی جاذبه یکی از عوامل مؤثر در عملکرد حرارتی آن‌ها است و محققان زیادی محدوده عملکرد لوله حرارتی نوسانی را در زوایای مختلف بررسی کرده‌اند . جی و همکاران [۲۰] مطالعه‌ای را با استفاده از لوله حرارتی نوسانی از جنس مس با سیال عامل‌ها و نسبت‌های پرشدگی مختلف در چندین زاویه‌ی شیب انجام دادند. آن‌ها دریافتند که با تغییر زاویه لوله حرارتی نوسانی از حالت عمودی (۹۰ درجه) به حالت افقی (صفر درجه) مقاومت حرارتی افزایش می‌یابد. بررسی‌های دیگری از محققان نشان می‌دهد که بین تعداد دور لوله حرارتی نوسانی و زوایای انحراف ارتباط موثری برقرار است بدین ترتیب که با افزایش تعداد دورها ، وابستگی حداکثر شار حرارتی مجاز به زاویه شیب تضعیف می‌شود، به طوریکه عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی با دور بیشتر در زاویه انحراف برابر، بهتر از لوله حرارتی نوسانی با دور کمتر است [۲۱ و ۲۲]. در شرایط دما و شار گرمایی ثابت به ازای نسبت‌های پرشدگی مختلف، در زوایای متفاوت، لوله حرارتی نوسانی در حالت عمودی به دلیل وجود نیروی جاذبه، بهترین عملکرد حرارتی را دارد [۲۴ و ۲۵] . مونا و همکاران [۲۳] با رویکردی تجربی تأثیر نسبت پرشدگی و زاویه انحراف (گرانش) با شار حرارتی مختلف را بررسی نمودند. نتایج این پژوهش آشکار کرد که جاذبه نقش مهمی در عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی، خصوصاً در نسبت پرشدگی متوسط (۴۸/۸ درصد) دارد. همچنین نتایج تحقیق نشان داد که در نسبت پرشدگی ۳۱/۸ و ۶۶/۱ درصد، عملکرد حرارتی در زاویه ۶۰ درجه همانند عملکرد حالت عمودی است.

بررسی تجربی تأثیر پارامتر توان حرارتی ورودی به اواپراتور در زاویه انحراف و نسبت پرشدگی‌های مختلف نشان داد که کاهش زاویه انحراف از حالت عمودی به یک موقعیت افقی، با افزایش مقاومت حرارتی همراه بوده و بر عملکرد دستگاه تأثیر منفی می‌گذارد و افزایش توان حرارتی سبب تسریع در خشک شدگی می‌شود[۲۴ و ۲۵]. نتایج مطالعه تجربی گشایشی و همکاران [۲۶] نشان داد که زاویه انحراف لوله حرارتی تأثیر معنی‌داری بر عملکرد لوله گرمایی دارد و در زاویه ۷۵ درجه ضریب انتقال حرارت بیشترین مقدار را دارد. جهان و همکاران [۲۷] عملکرد لوله حرارتی با استفاده از دو سیال مختلف آب و اتانول را با زاویه انحراف ۰ ، ۳۰ ، ۴۵ ، ۶۰ ، ۷۵ و ۹۰ درجه با پرشدگی ۷۰٪ انجام دادند. نتایج تجربی این مطالعه نشان داد که بهترین عملکرد در زاویه ۶۰ تا ۷۵ درجه حاصل‌شده و در تمام شرایط بررسی شده، آب بهتر از اتانول در آزمایش بوده است.

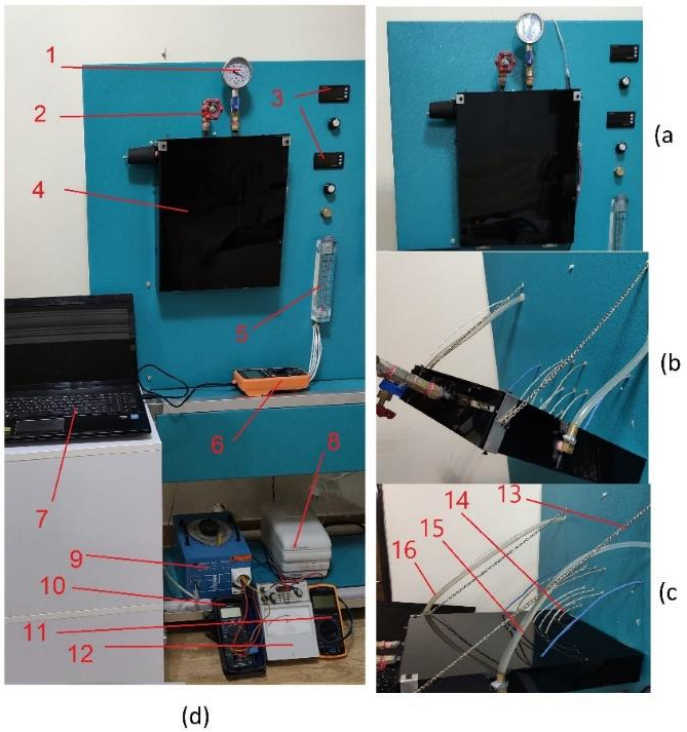
مطالعات انجام گرفته معمولاً تحت زوایای۹۰،۶۰،۳۰ و صفر درجه بوده و نشان دادند که در محدود۳۰ تا صفر درجه عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی ضعیف است. با توجه به اینکه لوله حرارتی نوسانی در صنعت در تمامی زوایا می‌توانند مورد استفاده قرار گیرند برای بیان اهمیت بررسی زوایای نزدیک به افق می‌توان به مشاهده تجربی و عینی عملکرد لوله حرارتی در لپ‌تاپ Lenovo G۵۱۰ اشاره کرد که استفاده از آن به صورت زاویه‌دار نسبت به افق، به دلیل عدم برگشت سیال از کندانسور به اواپراتور سبب نیم سوز شدن سیستم گردید. بنابراین هدف این مطالعه بررسی تجربی عملکرد لوله حرارتی نوسانی با امکان قرارگیری تحت زاویه‌های صفر، ۵، ۱۰، ۱۵، ۳۰، ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درجه است. که بررسی دقیق عملکرد لوله حرارتی نوسانی در محدوده صفر تا ۳۰ درجه مورد نظر است تا اینکه محدوده دقیق عملکرد ضعیف لوله‌های حرارتی نوسانی مشخص گردد. مطالعه حاضر گامی مؤثر برای مطالعات آینده در جهت ارائه راهکارهایی است که ضعف لوله‌های حرارتی نوسانی در زاویه‌های انحراف نزدیک به افق و حتی در افق را برطرف نمایند.

۲- مواد و روش‌ها

در این بخش ابتدا تجهیزات مورد نیاز ازجمله لوله مسی، تجهیزات الکتریکی و الکترونیکی، اندازه‌گیری و کنترل کننده‌های جریان و محل قرارگیری آن‌ها در روی دستگاه ساخته شده توضیح داده شده است. در ادامه به نحوه انجام آزمایش‌ها تحت شرایط مختلف، نحوه کار دستگاه و محاسبات مربوط پرداخته شده است.

۲- ۱- طراحی و ساخت دستگاه

مطابق شکل ۱ در این مطالعه لوله مورد استفاده در لوله حرارتی نوسانی از جنس مس با قطر داخلی ۳/۸۶ میلی‌متر و قطر خارجی ۴/۷۶ میلی‌متر با تعداد ۴ عدد U استفاده‌شده و طول ناحیه اواپراتور، کندانسور و آدیاباتیک

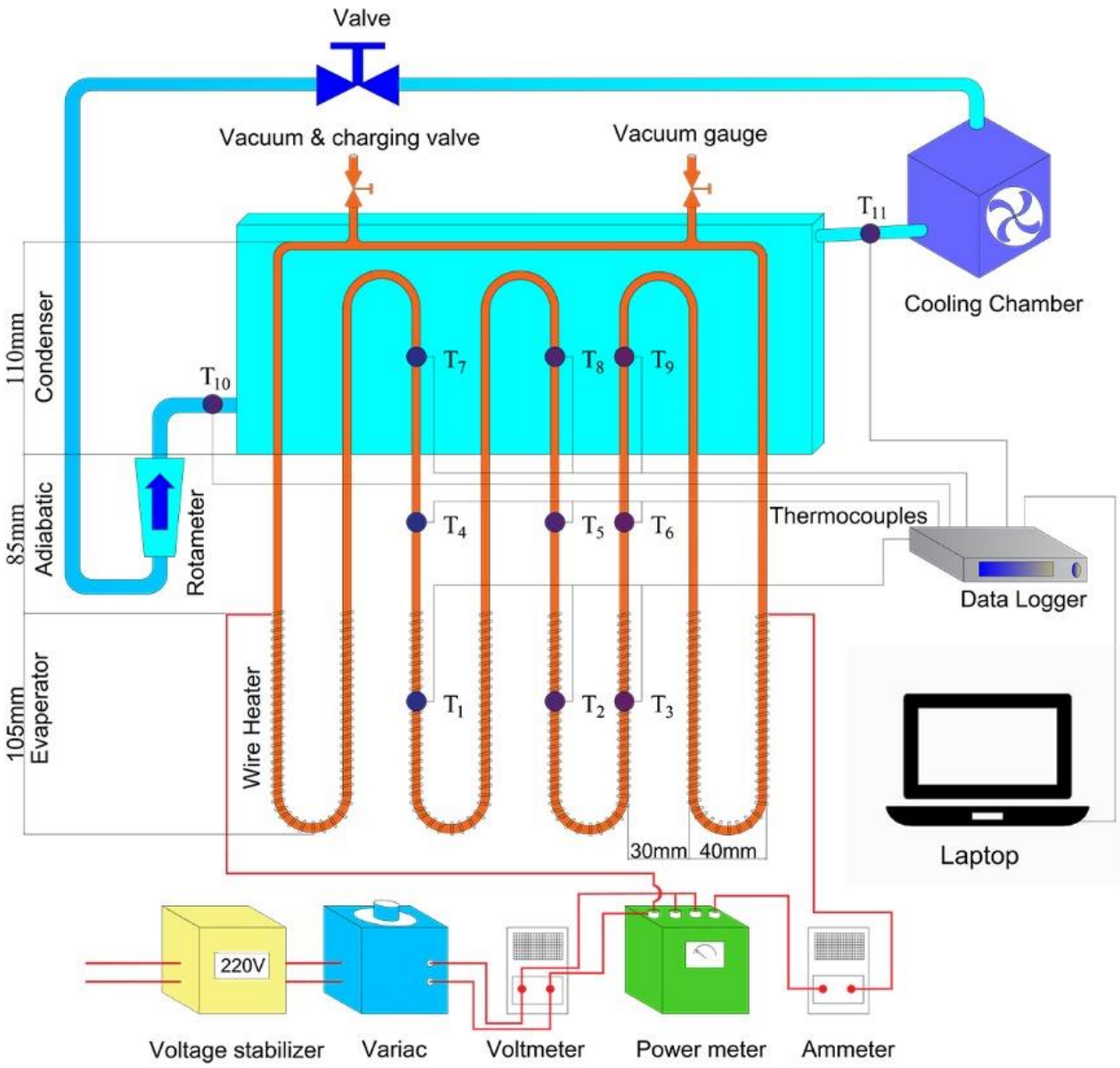


شکل ۱. حالت‌های مختلف قرارگیری مجموعه لوله حرارتی نوسانی: (a حالت قائم – (b حالت زاویه‌دار – (c حالت افقی- (d مجموعه کل دستگاه. قسمت‌های مختلف دستگاه: ۱- فشارسنج ۲- شیر تخلیه و پر کردن ۳ - نشان‌دهنده‌های دما ٤- مجموعه لوله‌های حرارتی نوسانی ٥- دبی سنج ٦- دیتالاگر ۷- لپ‌تاپ ۸- تثبیت‌کننده ولتاژ ۹- واریاک ۱۰- ولت‌متر ۱۱- آمپرمتر ۱۲- وات سنج۱۳- نگهدارنده مجموعه لوله حرارتی نوسانی در زاویه‌های مختلف ١٤-سیم‌های سنسور دما ١٥-ورودی آب کندانسور ١٦-خروجی آب کندانسور

Fig. 1. Various positions of pulsating heat pipe: a-Vertical position b-Angled position c-Horizontal position d- Experimental setup. components of setup: 1- Barometer 2- vacuum/filling valve 3- Temperature indicators 4- pulsating heat pipe 5- Flowmeter 6- Data logger 7- Laptop 8- Voltage stabilizer 9- Variac 10- Voltmeter 11- Ammeter 12- Wattmeter 13- Holder of the pulsating heat pipe in different angles 14-Temperature sensor wires 15- Condenser inlet 16- Condenser outlet

به ترتیب ۱۰۵، ۱۱۰ و ۸۵ میلی‌متر است. گرما به‌وسیله المان‌های حرارتی از جنس کروم نیکل روکش‌دار که به دور لوله مسی در ناحیه اواپراتور پیچیده شده به سیال عامل که آب مقطر می‌باشد، اعمال می‌شود. از دستگاه واریاک DEREIX SA PARIS با محدوده تغییرات ولتاژ صفر تا ۲۵۰ ولت برای اعمال توان‌های حرارتی مختلف به بخش اواپراتور، وات سنج GANZ-HEVA۲ با دقت ۰/۵ وات، آمپرمتر با دقت ۰/۰۱ آمپر و ولت‌متر با دقت ۰/۱ ولت استفاده شده است. از سنسورهای دمای pt۱۰۰ مدل Jumo که دقت اندازه‌گیری در آن‌ها ۰/۱ درجه سلسیوس و زمان پاسخ‌دهی حدود ۰/۰۵ ثانیه و از دیتالاگر با دقت ۰/۱ درجه سلسیوس جهت ثبت دماها در هر ۰/۵ ثانیه استفاده‌شده است. جهت اندازه‌گیری دبی آب در کندانسور از روتامتر LUNA(۰/۰۳–۰/۳۵ GPM) با دقت ۴٪ استفاده گردید. پمپ خلأ VALUE مدل VE۱۱۵N به‌منظور تخلیه لوله گرمایی از هوا استفاده شده که توانایی ایجاد فشار خلأ تا حدود ۱۰ kPa را دارد. از یک خلاسنج عقربه‌ای با دقت ۲ kPa برای اندازه‌گیری و کنترل میزان خلأ همچنین اطمینان از عدم وجود نشتی در سیستم استفاده گردیده است.

پس از آماده شدن لوله حرارتی نوسانی تجهیزات مورد نیاز جهت انجام آزمایشها و محل قرارگیری و نیز شاسی ویژه جهت قرار گیری لوله حرارتی نوسانی در زوایای مورد نظر طراحی و ساخته شد. شکل ۱ قسمت‌های مختلف لوله حرارتی نوسانی و اتصالات و تجهیزات به کار گرفته شده و نیز نحوه قرارگیری لوله حرارتی نوسانی تحت زوایای مختلف را نشان می‌دهد. شکل ۲ به صورت شماتیک مسیر جریان و محل اتصال سنسورها و نیز محل قرارگیری اجزای مختلف دستگاه را نشان می‌دهد.



شکل ۲. شکل شماتیک دستگاه مورد استفاده و محل اتصال سنسورها و محل قرارگیری اجزای آن

Fig. 2. Schematic of experimental setup and position of the sensors and the components

۲- ۲- نحوه انجام آزمایش

روش آماده سازی سیستم به این صورت است که ابتدا بر اساس حجم داخلی لوله حرارتی نوسانی و درصد پرشدگی مقدار سیال عامل مورد نیاز در یک سرنگ آماده گردید. قبل از پر کردن لوله گرمایی نوسانی با سیال عامل باید گازهای غیرقابل تبخیر و چگالش از آن تخلیه گردند. برای این منظور از سیستم خلأ، شامل پمپ خلأ، اتصالات، شیلنگ‌ها و شیرهای مخصوص، فشار داخل سیستم را تا فشار مطلق ۱۰ kPa رسانده شد. پس از اطمینان از عدم وجود نشتی در سیستم به‌وسیله یک رابط سرنگ به شیر تخلیه وصل گردید. با باز نمودن تدریجی شیر تخلیه سیال عامل به داخل لوله حرارتی مکیده شده و پس از تمام شدن سیال عامل داخل سرنگ ابتدا شیر تخلیه را بسته و سپس سرنگ و رابط از شیر جدا شد. لازم به ذکر است که به دلیل قطر کم لوله‌ها و در اثر نیروی کشش سطحی و همچنین فشار اولیه پایین درون لوله‌ها، سیال عامل به صورت مخلوطی از قطرات مایع و حباب‌های بخار به صورت نامتقارن و کاملاً تصادفی در لوله‌ها پخش می‌شود. پس از تنظیم زاویه مورد نظر لوله حرارتی نوسانی و نیز دبی آب ورودی به کندانسور زمانی که شرایط سیستم پایدار شد، با تغییر ولتاژ توسط دستگاه واریاک توان حرارتی ورودی به اواپراتور اعمال گردید. توسط دیتالاگر متصل به رایانه داده‌ها بررسی گردیده تا به حالت پایا برسند. مدت زمان برای رسیدن به حالت پایدار برای هر توان حرارتی ورودی ۹ دقیقه بود. که در این مدت توسط دیتالاگر متصل به رایانه داده‌ها ذخیره می‌گردید. با چرخاندن اهرم واریاک مقدار توان ورودی را تغییر داده تا مراحل بعدی آزمایش انجام گردد. در هر زاویه و درصد پرشدگی مشخص پس از اعمال همه توان‌های ورودی انجام آزمایش به پایان می‌رسد. برای به حداقل رسیدن میزان خطاهای احتمالی هر آزمایش چندین بار تکرار گردید. در این تحقیق ابتدا آزمایش‌ها در حالت قائم با درصد پرشدگی‌های ۴۰، ۵۰، ۶۰ و۷۰ با توان‌های حرارتی ورودی ۵۰، ۱۰۰، ۱۵۰، ۲۰۰، ۲۵۰ و ۳۰۰ وات انجام گردید و پس‌ازآن داده‌ها مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفتند تا بهترین درصد پرشدگی انتخاب شود. پس از تعیین نسبت پرشدگی بهینه، آزمایش‌ها با همان توان‌های حرارتی ذکرشده فوق در زوایای انحراف صفر، ۵، ۱۰، ۱۵، ۳۰، ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درجه برای بررسی تأثیر زاویه انحراف در عملکرد لوله حرارتی نوسانی انجام گردید.

۲- ۳- نحوه عملکرد دستگاه

با اعمال شار حرارتی به اواپراتور فشار در قسمت اواپراتور افزایش می‌یابد زمانی که اختلاف دما بین اواپراتور و کندانسور به یک مقدار مشخصی رسید شروع بکار اتفاق میافتد. در نتیجه مخلوطی از مایع و حباب‌های بخار به کندانسور منتقل می‌شود. با سرد شدن بخار در کندانسور، فشار کاهش می‌یابد. این اختلاف فشار، نیروی رانشی ایجاد می‌کند که موجب ایجاد حرکات نوسانی مخلوط دوفازی مایع- بخار می‌گردد. با ایجاد حرکت نوسانی مخلوط بخار-مایع در لوله حرارتی نوسانی حرارت از اواپراتور به کندانسور منتقل می‌شود.

مشخصه‌های ترموفیزیکی سیال عامل و گرادیان فشار اشباع و شرایط دیواره لوله و نرخ انتقال حرارت از جمله عوامل مؤثر بر شروع بکار هستند. بطور کلی سیال عامل با ویسکوزیته دینامیکی پایین و گرادیان فشار بالا سرعت شروع بکار را بهبود می‌دهد و بر عملکرد سیستم مفید است. موفقیت عملکرد لوله حرارتی نوسانی به نوسانات مداوم و پیوسته مخلوط دوفازی مایع- بخار وابسته است که به نوبه خود متأثر از حالات و شرایط درون سیستم است. جوشش نامتقارن در قسمت اواپراتور همراه با فرایندهای پیچیده‌ای از قبیل جوشش هسته‌ای و پیوستگی تولید بخار، توزیع ناهمگون مایع- بخار را ایجاد می‌کند که نقش موثری را در نوسان یا گردش سیال ایفا می‌کند. در نرخ حرارت پایین فقط یک سری نوسانات رفت و برگشتی داخل لوله حرارتی نوسانی به وجود می‌آید و گردش کامل جریان سیال در داخل آن روی نمی‌دهد که در این شرایط عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی چندان مطلوب نیست و سیستم عمدتاً ناپایدار است. افزایش حرارت ورودی باعث افزایش رشد و تولید حباب و سرعت نوسانات می‌شود که در تغییر رژیم جریان نقش مهمی دارد. سیستم زمانی به یک عملکرد پایداری می‌رسد که جریان غالب از نوع گردشی باشد که این الگوی جریان بیشتر به حرارت ورودی و زاویه از سطح افق وابسته است.

۲- ۴- محاسبات لوله‌های گرمایی نوسانی

همانطوری که قبلاً اشاره شد در لوله‌های حرارتی نوسانی بدون نیاز به نیروی مکانیکی خارجی سیال عامل حرکت نوسانی پیدا می‌کند. با توجه به اینکه نیروی موئینگی از عوامل اثر گذار در این حرکت می‌باشد، بنابراین در لوله‌های حرارتی نوسانی برای تشکیل مخلوط دوفازی مایع و حباب‌های بخار و ایجاد الگوی جریان مویرگی، قطر داخلی باید به اندازه کافی کوچک باشد تا نیروی کششی سطحی بر نیروی گرانشی غلبه کند. برای این منظور حداکثر قطر داخلی برای داشتن یک جریان مویرگی در یک لوله زمانی اتفاق می افتد که $Eo \leq ۴$ باشد. که در آن Eo عدد اتووس بوده و نسبت نیروی جاذبه به نیروی کشش سطحی می‌باشد. قطر بحرانی یا حداکثر مقدار قطر

لوله‌های حرارتی نوسانی براساس مقدار بحرانی عدد اوتووس (مقداری که سرعت حد برابر صفر می‌شود) طبق معادله (۱) بدست می‌آید [۲۸].

$$Eo_{crit} = \frac{D_{crit}^2 . g(\rho_{liq} - \rho_{vap})}{\sigma} \leq 4 \quad (۱)$$

$$D_{crit} \leq 2 \times \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_{liq} - \rho_{vap})}} \quad (۲)$$

در معادله (۲)، D_{crit} حداکثر قطر داخلی (قطر بحرانی)، σ کشش سطحی، ρ_{liq} چگالی فاز مایع، ρ_{vap} چگالی فاز بخار سیال عامل و g شتاب گرانش می‌باشند. معادله (۲) به این معنی نیست که هر چه قدر قطر داخلی کمتر شود، لوله حرارتی نوسانی بهتر عمل خواهد نمود بلکه مقاومت اصطکاکی با کاهش قطر داخلی به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد.

از آنجاییکه در این پژوهش از آب مقطر به‌عنوان سیال عامل استفاده شده است، طبق معادله (۲) مقدار قطر بحرانی حدود ۵ میلی‌متر به دست می‌آید. لذا قطر داخلی لوله مورد استفاده که ۳/۸۶ میلی‌متر می‌باشد که کاملاً مناسب بنظر می‌رسد.

برای بررسی و مقایسه عملکرد گرمایی لوله حرارتی نوسانی معمولاً از مقاومت حرارتی طبق معادله ۳ استفاده می‌شود [۲۹]:

$$R_t = \frac{T_e - T_c}{Q} \quad (۳)$$

که در معادله (۳)، Te و Tc به ترتیب متوسط دمای دیواره خارجی اواپراتور و کندانسور، Q مقدار حرارت ورودی به اواپراتور می‌باشد و مقدار Q طبق معادله (۴) به دست می‌آید:

$$Q = (1-\varphi) V . I \quad (۴)$$

که در معادله (۴)، I, Vφ , به ترتیب مقادیر ولتاژ ورودی، جریان و ضریب افت حرارت می‌باشند. گرمای ورودی از طریق اواپراتور به سیال عامل منتقل‌شده و سیال عامل این گرما را در ناحیه کندانسور به آب منتقل می‌کند. مقدار گرمای خروجی از کندانسور از معادله (۵) به دست می‌آید:

$$Q_{out} = \dot{m} . C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (۵)$$

که در معادله (۵)، $\dot{m}$ دبی جرمی آب ورودی به کندانسور، Cp ظرفیت گرمای ویژه آب در فشارثابت، T_{out} دمای خروجی کندانسور و T_{in} دمای ورودی به کندانسور است. علاوه بر مقاومت حرارتی، از ضریب هدایت حرارتی مؤثر نیز برای نشان دادن عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی استفاده می‌شود که با معادله (۶) تعیین می‌گردد[۳۰]:

$$K_{eff} = \frac{Q}{A} \frac{L_{eff}}{T_e - T_c} = \frac{1}{R_t} \frac{L_{eff}}{A} \quad (۶)$$

که در معادله (۶)، A سطح مقطع لوله بر اساس قطر خارجی و L_{eff} طول مؤثر بین اواپراتور و کندانسور است که برابر است با [۴]:

$$L_{eff} = \frac{1}{2}(L_e + L_c) + L_a \quad (۷)$$

که در معادله (۷)، L_c, L_a, L_e به ترتیب طول اواپراتور، آدیاباتیک و کندانسور هستند.

۳- تحلیل عدم قطعیت

عدم قطعیت مقدار تردیدی است که درنتیجه هر اندازه‌گیری پدید می‌آید. هدف از محاسبه عدم قطعیت تعیین محدوده‌ای از سطح اطمینان است که به احتمال زیاد مقدار واقعی در آن محدوده قرار می‌گیرد. عدم قطعیت کلی هریک از متغیرها پس از محاسبه عدم قطعیت تکرار و ابزار، از معادله (۸) محاسبه می‌شود.

$$u_{total} = \sqrt{u_{tools}^2 + u_{rep}^2} \quad (۸)$$

که در آن، u_{tools} عدم قطعیت ابزار و u_{rep} عدم قطعیت تکرار آزمایش‌ها می‌باشد . برای محاسبه عدم قطعیت توان حرارتی ورودی و مقاومت حرارتی از رابطه عدم قطعیت ترکیبی استاندارد استفاده شده است. با توجه به معادله‌های (۳) و (۴) عدم قطعیت استاندارد برای توان حرارتی و مقاومت حرارتی به شکل زیر قابل محاسبه است [۳۱].

جدول ۱. ماکزیمم مقدار عدم قطعیت برای پارامترهای اصلی

Table 1. The maximum value of uncertainty for the main parameters

پارامترها	نماد	واحد	عدم قطعیت ماکزیمم
دبی سنج		lit/min	۰/۰۲
دمای اواپراتور	Te	°C	۱/۷۴
دمای کندانسور	Tc	°C	۰/۸
دیتالاگر		°C	۰/۰۵۷۸
ترموکوپل		°C	۰/۰۵۷۸
ولتاژ	V	V	۰/۰۵۷۸
جریان	I	A	۰/۰۰۵۷۸
توان حرارتی ورودی	Q	W	۰/۹۲
مقاومت گرمایی	R	K/W	۰/۰۲۱

$$U_Q = \sqrt{(\frac{\partial Q}{\partial V}u_v)^2 + (\frac{\partial R}{\partial I}u_I)^2} \quad (۹)$$

$$U_R = \sqrt{(\frac{\partial R}{\partial T_e}u_{T_e})^2 + (\frac{\partial R}{\partial T_c}u_{T_c})^2 + (\frac{\partial R}{\partial Q}u_Q)^2} \quad (۱۰)$$

ماکزیمم مقدار پهنای عدم قطعیت از حاصلضرب ضریب پوششی (Ku) و پهنای عدم قطعیت (U) طبق رابطه زیر بدست می‌آید بنابراین به ازای Ku =۲، که در جدول ۱ ماکزیمم مقدار عدم قطعیت برای پارامترهای اصلی آورده شده است.

$$U_{\max} = U.K_u \quad (۱۱)$$

که در آن Ku =۲ است. در جدول ۱ ماکزیمم مقدار عدم قطعیت محاسبه شده برای پارامترهای اصلی در نسبت پرشدگی ۶۰ درصد در حالت قائم و توان حرارتی ۲۰۰ وات آورده شده است.

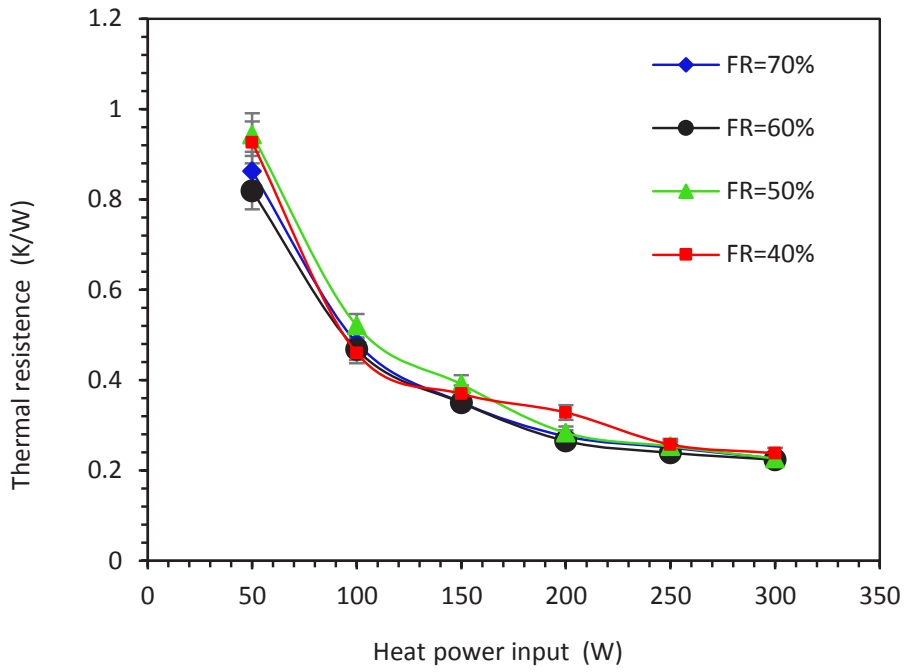
۴- نتایج و بحث بر روی آن‌ها

۴- ۱- انتخاب بهترین نسبت پرشدگی

برای انتخاب بهترین نسبت پرشدگی، آزمایش‌ها در حالت قائم به ازای پرشدگی‌های ۴۰، ۵۰، ۶۰ و ۷۰ درصد انجام شد که نتایج آن‌ها به‌صورت نمودار نشان داده‌شده است. تغییرات مقاومت حرارتی به ازای نسبت‌های پرشدگی مختلف (۴۰، ۵۰، ۶۰ و ۷۰ درصد) در حالت عمودی در شکل ۳ نشان داده‌شده است.

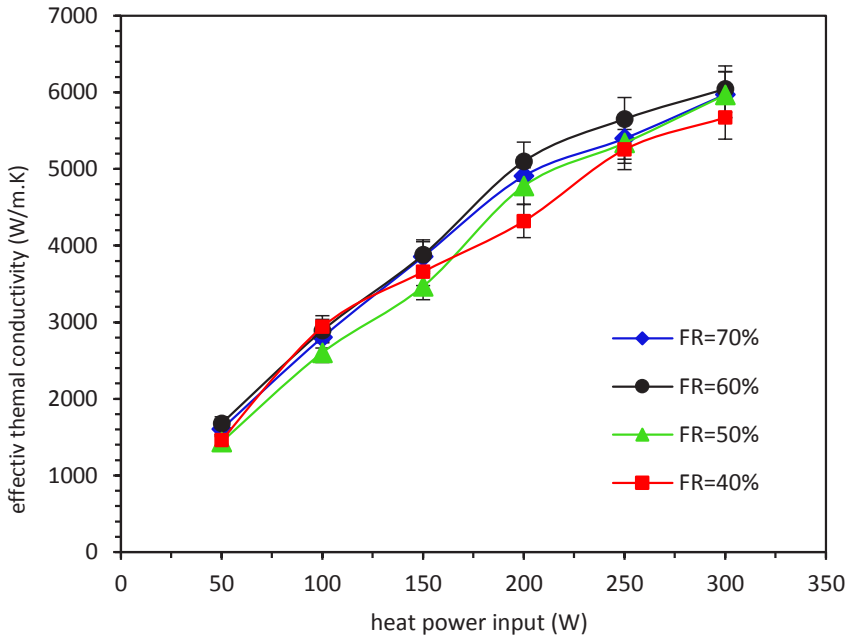
مطابق شکل ۳، هنگامی‌که توان حرارتی ورودی به اواپراتور از ۵۰ تا ۳۰۰ وات تغییر می‌کند، ملاحظه می‌شود که شیب تغییرات مقاومت حرارتی در محدوده توان حرارتی ورودی ۵۰ تا ۱۵۰ وات به ازای نسبت‌های پرشدگی مختلف تند بوده و از توان حرارتی ۱۵۰ تا ۳۰۰ وات مقدار تغییرات مقاومت حرارتی در مقایسه با بازه توان حرارتی ۵۰ تا ۱۵۰ وات بسیار کم می‌باشد. در حالت کلی با افزایش حرارت ورودی به اواپراتور مقدار مقاومت حرارتی کاهش می‌یابد که در ادامه دلیل آن تشریح خواهد شد. همچنین کمترین مقاومت حرارتی در نسبت پرشدگی ۶۰ درصد اتفاق افتاده و نسبت به بقیه عملکرد حرارتی بهتری دارد.

شکل۴ تغییرات ضریب هدایت حرارتی مؤثر را بر حسب توان حرارتی ورودی به سیستم به ازای نسبت‌های پرشدگی مختلف (۴۰، ۵۰، ۶۰ و ۷۰



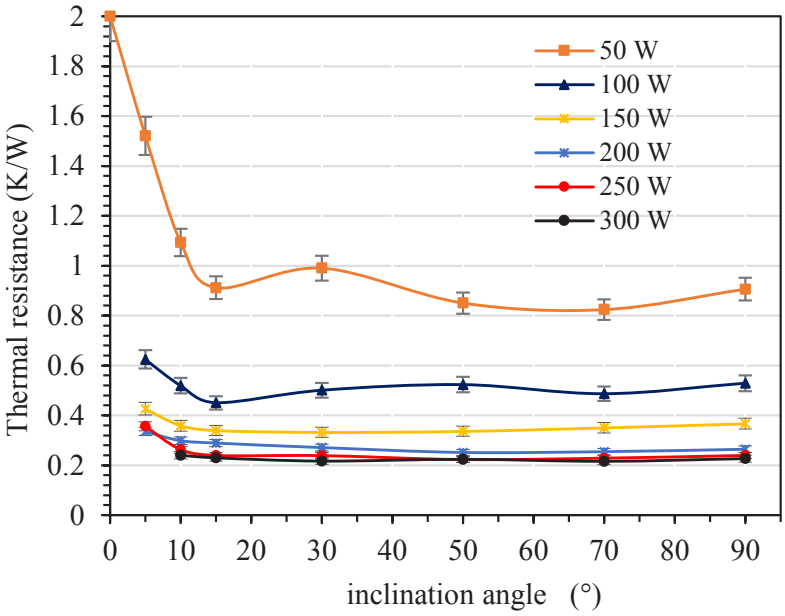
شکل ۳. نمودار تغییرات مقاومت حرارتی به ازای پرشدگی‌های مختلف درحالت قائم در لوله حرارتی نوسانی

Fig. 3. Thermal resistance vs input heating power for various filling ratios in the vertical position in pulsating heat pipe



شکل ۴. نمودار تغییرات ضریب هدایت حرارتی مؤثر به ازای پرشدگی‌های مختلف درحالت قائم در لوله حرارتی نوسانی

Fig. 4. Effective thermal conductivity vs input heating power for various filling ratios in the vertical position in pulsating heat pipe



شکل ۵. تغییرات مقاومت حرارتی به ازای توان‌های ورودی به اواپراتور در زوایای مختلف

Fig. 5. Variation of effective thermal resistance vs inclination angles of the pulsating heat pipe in various input heating power

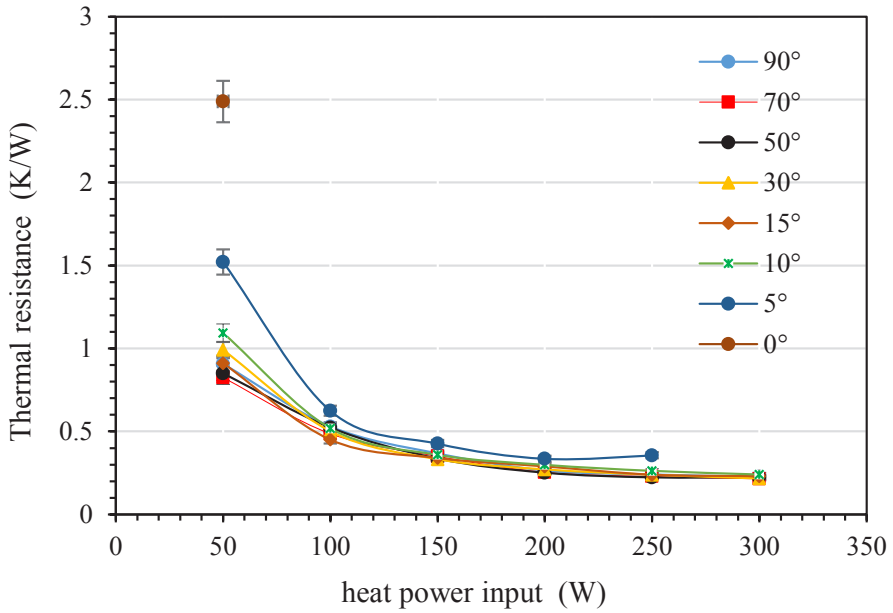
درصد) در حالت عمودی نشان می‌دهد. در حالت کلی با افزایش حرارت ورودی به اواپراتور مقدار ضریب هدایت حرارتی مؤثر افزایش می‌یابد همان‌طوری که دیده می‌شود در نسبت پرشدگی ۶۰ درصد به ازای تمامی توان‌های حرارتی، مقدار ضریب هدایت حرارتی مؤثر در مقایسه با سایر نسبت‌های پرشدگی بیشتر است. نتایج بررسی شکل‌های ۳ و ۴ نشان می‌دهد که کمترین مقاومت حرارتی و بیشترین ضریب هدایت حرارتی مؤثر در پرشدگی ۶۰ درصد اتفاق افتاده و نسبت به بقیه عملکرد حرارتی بهتری دارد به این دلیل در ادامه برای بررسی تأثیر زاویه انحراف از این نسبت استفاده‌شده است.

۴- ۲- بررسی تأثیر زاویه انحراف در عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی

در این بخش از مطالعه، بررسی تأثیر زاویه انحراف در لوله حرارتی نوسانی در زوایای ۰، ۵، ۱۰، ۱۵، ۳۰، ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درجه در توان‌های حرارتی ورودی ۵۰، ۱۰۰، ۱۵۰، ۲۰۰، ۲۵۰ و ۳۰۰ مورد آزمایش قرار گرفت و نتایج حاصل از آن بشرح زیر می‌باشد.

شکل ۵ تغییرات مقاومت حرارتی را برحسب زاویه انحراف به ازای توان‌های ورودی مختلف نشان می‌دهد. همان‌طوری که از این شکل مشخص است بهترین عملکرد لوله‌های حرارتی نوسانی در توان‌های حرارتی بالا اتفاق میافتد و مهمتر از آن اینکه از زاویه ۹۰ تا ۱۵ درجه مقدار مقاومت حرارتی در همه توانهای حرارتی (بغیر از توان حرارتی ۵۰ وات) تقریباً با هم برابرند و عملکرد حرارتی یکسانی دارند که یک نتیجه امید بخشی است.

یافته‌های مربوط به این مطالعه نشان داد هنگامی‌که شار حرارتی بسیار کم باشد، به علت کافی نبودن نیروی لازم، حرکت نوسانی دائمی در لوله حرارتی نوسانی اتفاق نمی‌افتد، بنابراین به دلیل پایین بودن شار حرارتی فقط یک سری نوسانات رفت و برگشتی داخل لوله گرمایی نوسانی به وجود می‌آید و گردش کامل جریان سیال در داخل آن روی نمی‌دهد که در این شرایط عملکرد حرارتی لوله گرمایی نوسانی چندان مطلوب نیست. زمانی که شار حرارتی از کمترین مقدار موردنیاز برای شروع نوسانات بیشتر شد نوسانات مداوم شروع می‌شود و به دلیل افزایش تعداد نوسانات انتقال سیال عامل به صورت دوفازی مایع و بخار به کندانسور بیشتر شده و در نتیجه مقدار انتقال حرارت افزایش و مقاومت حرارتی کاهش می‌یابد. با افزایش بیشتر شار حرارتی، حرکات نوسانی نسبتاً پایدار اتفاق می‌افتد و عملکرد لوله گرمایی نوسانی به حالت پایدار تغییر می‌کند. بنابراین با افزایش بیشتر شار حرارتی دامنه نوسانات گسترده‌تر می‌شود تا آنجا که سیال در داخل لوله حرارتی نوسانی علاوه بر نوسانات رفت و برگشتی تمایل حرکت روبه‌جلو نیز



شکل ۶. تغییرات مقاومت حرارتی به ازای توان‌های مختلف در زوایای مختلف لوله حرارتی نوسانی

Fig. 6. Variation of effective thermal resistance vs input heating power of pulsating heat pipe in various inclination angles

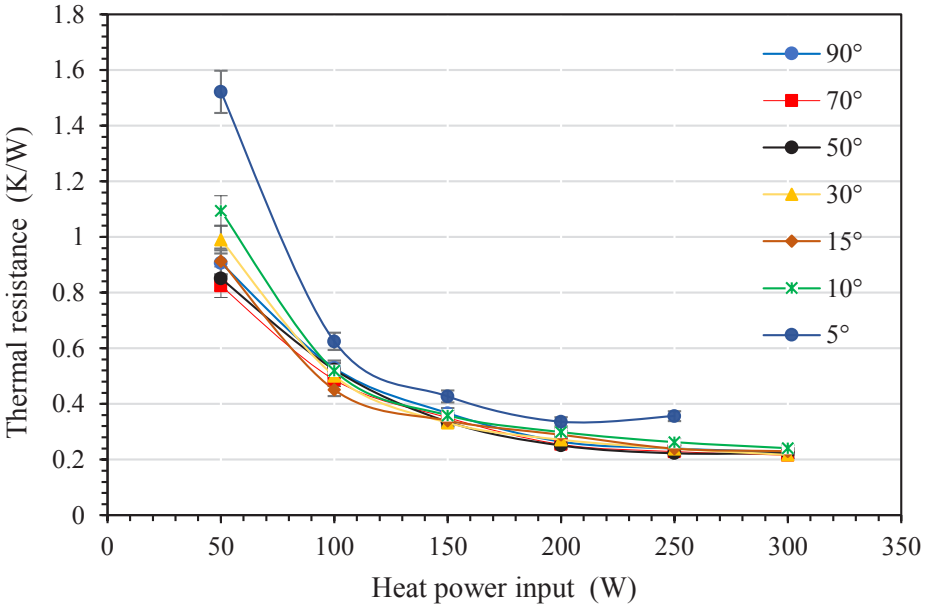
دارد که این امر سبب گردش سیال در لوله گرمایی می‌گردد.

شکل ۶ تغییرات مقاومت حرارتی را برحسب توان حرارتی ورودی در زوایای مختلف در لوله حرارتی نوسانی نشان می‌دهد. شکل ۷ همان معادل شکل ۶ بوده که در آن اثر زاویه صفر حذف گردیده تا بتوان تغییرات مقاومت حرارتی را در سایر زوایا بر حسب توان واضح‌تر ملاحظه نمود.

همانطور که شکل‌های ۶ و۷ نشان می‌دهند، لوله حرارتی نوسانی در محدوده ۵۰ تا ۷۰ درجه عملکرد حرارتی بهتری دارد. از طرفی در لوله حرارتی نوسانی عمده اختلاف بین مقاومت حرارتی در زوایای مختلف از زاویه ۱۵ درجه تا صفر درجه اتفاق افتاده و بعد از آن با نزدیک شدن به افق مقدار مقاومت حرارتی افزایش می‌یابد که در زاویه ۵ درجه در توان حرارتی ۲۵۰ وات و در زاویه صفر درجه در همان شروع توان حرارتی ورودی ۵۰ وات خشک‌شدگی اتفاق می‌افتد. دلیل اصلی این رفتار کاهش زیاد یا حذف مؤلفه نیروی گرانش در راستای لوله‌های حرارتی روی سیال عامل است که باعث عدم برگشت سیال از کندانسور به اواپراتور می‌شود.

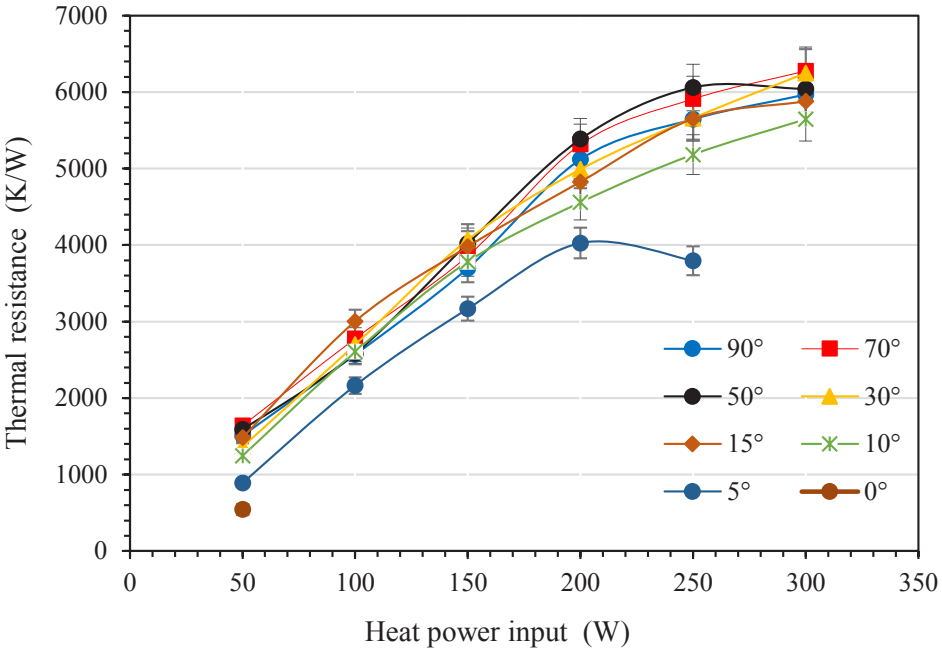
ضریب هدایت حرارتی مؤثر بر حسب توان ورودی به ازای زاویه‌های انحراف مختلف در شکل ۸ نشان داده شده است. مطابق این شکل با افزایش توان حرارتی ورودی، ضریب هدایت حرارتی مؤثر در همه زاویه‌ها افزایش می‌یابد. همچنین بیشترین ضریب هدایت حرارتی مؤثر لوله حرارتی نوسانی در زوایای ۵۰ و ۷۰ درجه بدست آمده است. نتیجه مهم دیگری که از شکل ۸ می‌توان گرفت این است که در توان حرارتی ورودی ۲۵۰ و ۳۰۰ وات در تمامی زوایا انحراف ضریب هدایت حرارتی مؤثر در لوله حرارتی نوسانی افزایش کمتری نسبت به توان‌های کمتر را دارد.. یکی از دلایل آن افزایش اختلاف دمای بین کندانسور و اواپراتور در این محدوده بوده که در شکل ۹ نشان داده شده است.

شکل ۹ نمودارهای تغییرات دمای اواپراتور و کندانسور در زوایا و توان‌های مختلف در لوله حرارتی نوسانی را نشان می‌دهد. مطابق این شکل، در تمامی زوایا با افزایش توان حرارتی ورودی مقدار اختلاف دمای بین اواپراتور و کندانسور افزایش یافته که دلیل آن افزایش فشار اشباع ناشی از حباب‌های بخار و افزایش شار حرارتی است. از زاویه ۹۰ تا ۱۰ درجه روند تغییرات دما تقریباً به صورت یکسان می‌باشد ولی در زاویه ۵ درجه دمای اواپراتور افزایش بیشتری را نشان داده که دلیل آن شروع خشک شدگی می‌باشد. در نهایت شکل ۹ نشان می‌دهد که در زاویه ۵ درجه در توان



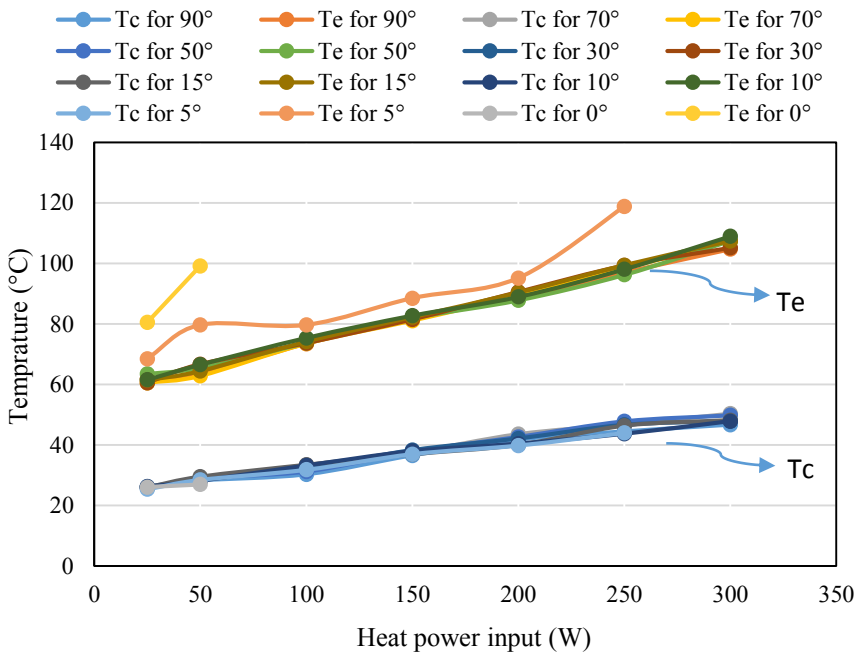
شکل ۷. تغییرات مقاومت حرارتی به ازای توان‌های مختلف در زوایای مختلف لوله حرارتی نوسانی به غیر از صفر درجه

Fig. 7. Variation of effective thermal resistance vs input heating power of pulsating heat pipe in various inclination angles without zero degree



شکل ۸. تغییرات ضریب هدایت حرارتی مؤثر به ازای توان‌های مختلف در زوایای انحراف مختلف در لوله حرارتی نوسانی

Fig. 8. Variation of effective thermal conductivity vs input heating power of pulsating heat pipe in various inclination angles



شکل ۹. تغییرات دمای اواپراتور و کندانسور در زاویه‌های مختلف در لوله حرارتی نوسانی

Fig. 9. Variation of evaporator and condenser temperature of pulsating heat pipe in various inclination angles

حرارتی ۲۵۰ وات خشک شدگی اتفاق می‌افتد.

همان‌طوری که از شکل ۱۰ مشخص است برای هر آزمایش در هر توان حرارتی مشخص ۵۶۰ ثانیه زمان صرف شده است و همچنین به ازای توان‌های حرارتی یکسان تغییرات و اختلاف دمای بین کندانسور و اواپراتور در دو زاویه ۱۵ و ۹۰ درجه با هم مقایسه شده‌اند. همانطوری که در شکل مشخص است، با افزایش توان حرارتی اختلاف دمای بین اواپراتور و کندانسور افزایش یافته است و در یک توان و زمان مشخص، دمای اواپراتور در زاویه ۱۵ درجه مقداری بالاتر از ۹۰ درجه است. از طرفی دمای متوسط کندانسور در زاویه ۱۵ درجه کمی بالاتر از ۹۰ درجه است. بنابراین می‌توان گفت که اختلاف دمای بین اواپراتور و کندانسور در زاویه ۱۵ درجه نزدیک به زاویه ۹۰ درجه است و نشان‌دهنده آن است که عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی در زاویه ۱۵ درجه نزدیک به زاویه ۹۰ درجه است.

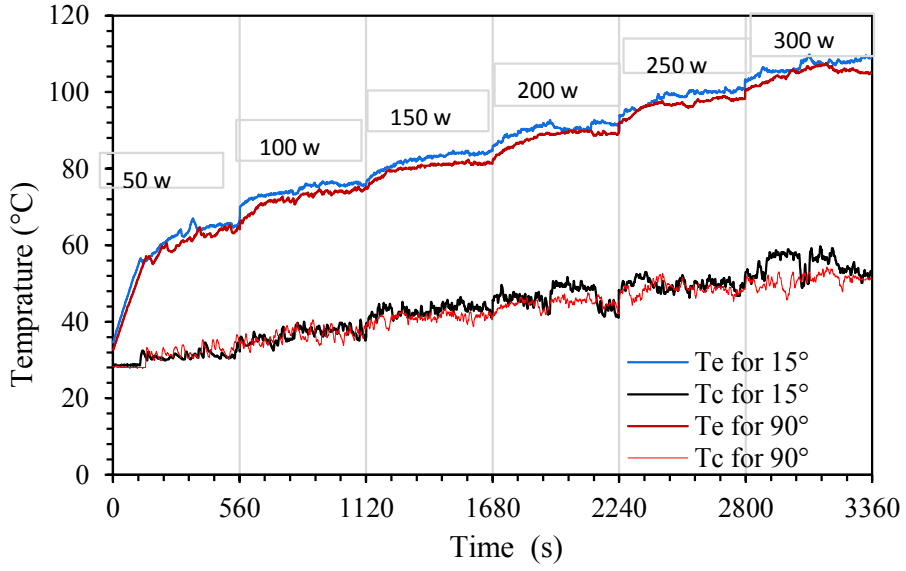
نتیجه کلی این که تا زاویه ۱۰ درجه عملکرد حرارتی لوله حرارتی نوسانی در تمامی زوایا تقریباً نزدیک بهم هستند. و عمده ضعف لوله حرارتی نوسانی در زاویه ۱۰ درجه و کمتر از آن می‌باشد. پس می‌توان با پژوهش بیشتر و با انجام اصلاحاتی در لوله حرارتی آن را برطرف نمود.

برای بررسی دقیق‌تر و پیدا کردن اختلاف مقاومت حرارتی بین زوایای مختلف ابتدا متوسط مقادیر مقاومت حرارتی را برای زاویه‌های ۹۰، ۷۰، ۵۰ و ۳۰ درجه که مقادیرشان خیلی نزدیک به هم هستند را به دست آورده و پس از آن بدون در نظر گرفتن زاویه صفر درجه، مقدار اختلاف مقاومت حرارتی سه زاویه ۱۵، ۱۰ و ۵ درجه را نسبت به مقدار متوسط به محاسبه گردید. نتیجه محاسبات نشان داد که اختلاف مقاومت حرارتی زاویه‌های ۱۵، ۱۰ و ۵ نسبت به مقدار متوسط به ترتیب ۳، ۱۲ و ۳۶ درصد به دست آمد. بدین ترتیب مشخص شد که ضعف اصلی لوله‌های نوسانی از زاویه حدود ۱۰ تا صفر درجه می‌باشد که شکل ۱۱ نشان‌دهنده این موضوع است.

۴- ۳- نتیجه‌گیری

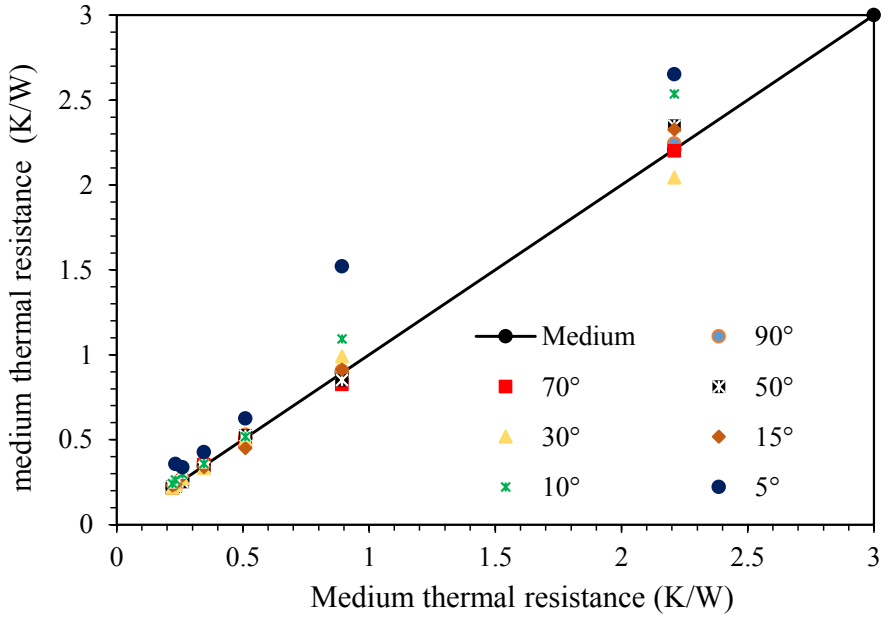
در این پژوهش به‌صورت تجربی لوله حرارتی نوسانی به‌ازای توان‌های ۵۰، ۱۰۰، ۱۵۰، ۲۰۰، ۲۵۰ و ۳۰۰ وات در زوایای شیب مختلف(صفر، ۵، ۱۰، ۱۵، ۳۰، ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درجه) مورد آزمایش قرار گرفت. نتایج به دست آمده به شرح زیر می‌باشد:

۱- نتایج بررسی نشان داد که کمترین مقاومت حرارتی و بیشترین



شکل ۱۰. مقایسه دمای اواپراتور و کندانسور در زمانهای مختلف به ازای توان‌های مختلف در زاویه °۱۵ و °۹۰

Fig. 10. Comparison of transient evaporator and condenser temperature in inclination angle 15 and 90 degrees



شکل ۱۱. مقایسه مقاومت حرارتی متوسط با مقاومت حرارتی لوله نوسانی در زوایای مختلف

Fig. 11. Comparison of average thermal resistance with thermal resistance of pulsating heat pipe in various inclination angles

ضریب هدایت حرارتی مؤثر در پرشدگی ۶۰ درصد اتفاق می افتد.

۲-با افزایش توان حرارتی ورودی مقاومت حرارتی کاهش می‌یابد و مهم‌تر از آن اینکه از زاویه ۹۰ تا ۱۵ درجه مقدار مقاومت حرارتی در همه توان‌های حرارتی (بغیر از توان حرارتی ۵۰ وات) تقریباً با هم برابرند و عملکرد حرارتی یکسانی دارند.

۳-در محدوده ۵۰ تا ۷۰ درجه لوله حرارتی نوسانی عملکرد حرارتی بهتری دارد و با نزدیک شدن به افق مقدار مقاومت حرارتی افزایش می‌یابد که در زاویه ۵ درجه در توان حرارتی ۲۵۰ وات خشک‌شدگی اتفاق میافتد.

۴-در توان حرارتی ورودی ۲۵۰ و ۳۰۰ وات در تمامی زوایا انحراف ضریب هدایت حرارتی مؤثر در لوله حرارتی نوسانی افزایش کمتری نسبت به توان‌های کمتر را دارد. یکی از دلایل آن افزایش اختلاف دمای بین کندانسور و اواپراتور در این محدوده است.

۵-در تمامی زوایا با افزایش توان حرارتی ورودی مقدار اختلاف دمای بین اواپراتور و کندانسور افزایش می‌یابد. درضمن از زاویه ۹۰ تا ۱۰ درجه روند تغییرات دما تقریباً به صورت یکسان بوده ولی در زاویه ۵ درجه دمای اواپراتور افزایش بیشتری را نشان می‌دهد.

۶- مقدار اختلاف مقاومت حرارتی زاویه‌های ۱۵، ۱۰ و ۵ درجه نسبت به مقدار متوسط به ترتیب ۳، ۱۲ و ۳۶ درصد به دست آمد. بدین ترتیب مشخص شد که ضعف اصلی لوله‌های نوسانی از زاویه حدود ۱۰ تا صفر درجه می‌باشد.

۵- فهرست علائم

نماد	واحد
Cp	گرمای ویژه(J/kg K)
D	قطر(m)
A	سطح مقطع (m^2)
k	رسانایی گرمایی(W/mK)
L	طول(m)
$\dot{m}$	دبی جرمی(kg/s)
φ	ضریب افت حرارت
Q	انتقال گرما (W)
T	دما(C)
U	عدم قطعیت
V	ولتاژ (ولت)
σ	کشش سطحی (N/m)
Eo	عدد اوتووس

زیرنویس‌ها

c	کندانسور
e	اواپراتور
t	گرمایی
vap	بخار
eff	مؤثر
in	ورودی
out	خروجی
liq	مایع
$crit$	بحرانی

منابع

[1] J. Lim, S.J. Kim, Effect of a channel layout on the thermal performance of a flat plate micro pulsating heat pipe under the local heating condition, International Journal of Heat and Mass Transfer, 137 (2019) 1232-1240.

[2] Q. Wu, R. Xu, R. Wang, Y. Li, Effect of C60 nanofluid on the thermal performance of a flat-plate pulsating heat pipe, International Journal of Heat and Mass Transfer, 100 (2016) 892-898.

[3] M.A. Nazari, M.H. Ahmadi, R. Ghasempour, M.B. Shafii, How to improve the thermal performance of pulsating heat pipes: A review on working fluid, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 91 (2018) 630-638.

[4] J. Qu, Q. Wang, Experimental study on the thermal performance of vertical closed-loop oscillating heat pipes and correlation modeling, Applied energy, 112 (2013) 1154-1160.

[5] H. Akachi, Structure of heat pipe, United States patent, Patent No. 4921041, (1990).

[6] Y.-H. Lin, S.-W. Kang, H.-L. Chen, Effect of silver nano-fluid on pulsating heat pipe thermal performance, Applied Thermal Engineering, 28(11-12) (2008) 1312-1317.

[7] M.A. Nazari, M.H. Ahmadi, R. Ghasempour, M.B. Shafii, O. Mahian, S. Kalogirou, S. Wongwises, A review on pulsating heat pipes: from solar to cryogenic applications, Applied energy, 222 (2018) 475-484.

[8] H. Jin, G. Lin, A. Zeiny, L. Bai, J. Cai, D. Wen,

Experimental study of transparent oscillating heat pipes filled with solar absorptive nanofluids, International Journal of Heat and Mass Transfer, 139 (2019) 789-801.

[9] J. Zhao, W. Jiang, Z. Rao, Thermal performance investigation of an oscillating heat pipe with external expansion structure used for thermal energy recovery and storage, International Journal of Heat and Mass Transfer, 132 (2019) 920-928.

[10] H. Wang, J. Qu, Y. Peng, Q. Sun, Heat transfer performance of a novel tubular oscillating heat pipe with sintered copper particles inside flat-plate evaporator and high-power LED heat sink application, Energy Conversion and Management, 189 (2019) 215-222.

[11] A. Wei, J. Qu, H. Qiu, C. Wang, G. Cao, Heat transfer characteristics of plug-in oscillating heat pipe with binary-fluid mixtures for electric vehicle battery thermal management, International Journal of Heat and Mass Transfer, 135 (2019) 746-760.

[12] H.J. Mosleh, M.A. Bijarchi, M.B. Shafii, Experimental and numerical investigation of using pulsating heat pipes instead of fins in air-cooled heat exchangers, Energy conversion and management, 181 (2019) 653-662.

[13] F. Mobadersani, S. Jafarmadar, A. Rezavand, Modeling of A Single Turn Pulsating Heat Pipe based on Flow Boiling and Condensation Phenomena, International Journal of Engineering, 32(4) (2019) 569-579.

[14] C. Jung, S.J. Kim, Effects of oscillation amplitudes on heat transfer mechanisms of pulsating heat pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 165 (2021) 120642.

[15] X. Sun, S. Li, B. Jiao, Z. Gan, J. Pfotenhauer, B. Wang, Q. Zhao, D. Liu, Experimental study on hydrogen pulsating heat pipes under different number of turns, Cryogenics, 111 (2020) 103174.

[16] H. Yang, J. Wang, N. Wang, F. Yang, Experimental study on a pulsating heat pipe heat exchanger for energy saving in air-conditioning system in summer, Energy and Buildings, 197 (2019) 1-6.

[17] J. Qu, X. Li, Q. Xu, Q. Wang, Thermal performance comparison of oscillating heat pipes with and without helical micro-grooves, Heat and Mass Transfer, 53(11) (2017) 3383-3390.

[18] R. Borkar, P. Pachghare, Thermo-Hydrodynamic Behavior of Methanol Charged Closed Loop Pulsating Heat Pipe, Frontiers in Heat Pipes (FHP), 5(1) (2014).

[19] B. Markal, R. Varol, Experimental investigation and force analysis of flat-plate type pulsating heat pipes having ternary mixtures, International Communications in Heat and Mass Transfer, 121 (2021) 105084.

[20] Y. Ji, C. Chang, G. Li, H. Ma, An Investigation on Operating Limit of an Oscillating Heat Pipe, in: International Heat Transfer Conference Digital Library, Begel House Inc., 2014.

[21] J. Lee, Y. Joo, S.J. Kim, Effects of the number of turns and the inclination angle on the operating limit of micro pulsating heat pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 124 (2018) 1172-1180.

[22] H. Yang, S. Khandekar, M. Groll, Operational limit of closed loop pulsating heat pipes, Applied Thermal Engineering, 28(1) (2008) 49-59.

[23] M. Li, L. Li, D. Xu, Effect of filling ratio and orientation on the performance of a multiple turns helium pulsating heat pipe, Cryogenics, 100 (2019) 62-68.

[24] Z. Xue, W. Qu, Experimental study on effect of inclination angles to ammonia pulsating heat pipe, Chinese Journal of Aeronautics, 27(5) (2014) 1122-1127.

[25] A.I. Nowak, C. Czajkowski, P. Błasiak, S. Pietrowicz, Thermal Performances Of A Pulsating Heat Pipe With Different Inclination Angles, Filling Ratios and Working Fluids.

[26] H.R. Goshayeshi, M. Goodarzi, M.R. Safaei, M. Dahari, Experimental study on the effect of inclination angle on heat transfer enhancement of a ferrofluid in a closed loop oscillating heat pipe under magnetic field, Experimental Thermal and Fluid Science, 74 (2016) 265-270.

[27] S.A. Jahan, M. Ali, M.Q. Islam, Effect of inclination angles on heat transfer characteristics of a closed loop pulsating heat pipe (CLPHP), Procedia Engineering, 56

(2013) 82-87.

[28] S. Khandekar, Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipes, (2004).

[29] J. Wang, H. Ma, Q. Zhu, Y. Dong, K. Yue, Numerical and experimental investigation of pulsating heat pipes with corrugated configuration, Applied Thermal Engineering, 102 (2016) 158-166.

[30] C.-H. Sun, C.-Y. Tseng, K.-S. Yang, S.-K. Wu, C.-C. Wang, Investigation of the evacuation pressure on the performance of pulsating heat pipe, International Communications in Heat and Mass Transfer, 85 (2017) 23-28.

[31] C.M. Douglas, Design and analysis of experiments, (2001).

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

R. Akbari Kangarluei, M. Abbasalizadeh Ranjbari, A. Ramezanpour, Experimental Investigation of Thermal Performance of Pulsating Heat Pipe at Angles Close To the Horizon, Amirkabir J. Mech Eng., 53(11) (2022) 5445-5460.

DOI: 10.22060/mej.2021.19538.7082