

Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 53(11) (2022) 1381-1384 DOI: 10.22060/mej.2021.19721.7095

Numerical Investigation of Hybrid Wick Structure Effect on Thermal Performance of a Thin Flat Heat Pipe

G. R. Abdizadeh¹, S. Noori¹*, H. Tajik², M. Shahryari², M. Saeedi¹

¹Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran ² Satellite Research Institute, Iranian Space Research Center, Tehran, Iran

ABSTRACT: Due to the volume and mass limits of the small electronic devices, thin flat heat pipes are an ideal solution for the efficient transfer and dissipation of heat. The performance of thin heat pipes is heavily dependent on wick structure characteristics. In this research, the thermal performance of thin flat heat pipes with hybrid and grooved wick for different heat inputs were studied numerically, and their heat transfer characteristics were compared. The trends of various parameters such as wall temperature, maximum axial velocity, mass transfer at the liquid-vapor interface, system pressure, and thermal resistance on the thermal performance of the thin flat heat pipe with hybrid and groove wicks were analyzed. The numerical simulation has been done using a two-dimensional unsteady incompressible laminar flow. Results indicated that the evaporation section temperature of hybrid wick thin flat heat pipe is significantly lower than the corresponding value of grooves heat pipe. It was also observed that with increasing heat input, the thermal resistance of hybrid wick thin flat heat pipe decreased and it has excellent performance compared to the grooved wick. For heat fluxes of 10, 20, and 30 W, the performance of the thin flat heat pipe with hybrid wick compared to grooved wick is improved by 3.59%, 20.38%, and 28.57%, respectively. Therefore, the thermal performance improvement of the thin flat heat pipe with the hybrid wick was more significant. This improvement is more considerable for higher heat fluxes ..

1-Introduction

Because of the increasing heat flux requirements and thermal limits in many industrial processes, there has been notable interest in using heat pipes for thermal management [1]. Heat pipes have been shown to be among the most efficient passive cooling solutions for electronic devices, for example, in Central Process Unit (CPU) [2], Microelectromechanical Systems (MEMS) [3], spacecraft [4], satellite [5], and so on. A nearly uniform temperature is maintained throughout the device by using phase change in a heat pipe.

Due to the volume and mass limits of the small electronic devices, thin flat heat pipes are an ideal solution for the efficient transfer and dissipation of heat. However, unlike traditional heat pipes, the performance of thin heat pipes is heavily dependent on wick structure characteristics [6]. The wick structure is the key component of a heat pipe because it provides capillary force and flow paths for the circulation of the working fluid. The two most frequent wick forms utilized inside the wick heat pipe are homogeneous wick and hybrid wick. Each wick has its own characteristics. For example, a grooved wick has high permeability and low capillary pressure, while sintered wick has large capillary pressure

*Corresponding author's email: s noori@aut.ac.ir

Review History:

Received: Mar. 08, 2021 Revised: Jun. 01,2021 Accepted: Jul. 25, 2021 Available Online: Jul. 28, 2021

Keywords:

Flat heat pipe Hybrid wick Evaporation Phase change High heat flux

and low permeability [7]. However, large capillary pressure and high permeability cannot be satisfied by a homogeneous wick. Thus, it is necessary to investigate the hybrid wick structure.

In the present study, the thermal performance of Thin Flat Heat Pipes (TFHP) with hybrid and groove wick structures for different heat inputs are studied numerically, and their heat transfer characteristics are compared. The trends of various parameters such as wall temperature, maximum axial velocity, mass transfer at the liquid-vapor interface, system pressure, and thermal resistance on the thermal performance of the TFHPs with hybrid and groove wick structures are analyzed.

2- Model Description

The heat pipe dimensions were chosen to correspond with an actual heat pipe [8]. As illustrated in Fig. 1, the overall dimensions of the TFHP are 225×10.5×4.5 mm3, and the lengths of the evaporator, adiabatic, and condenser sections are 30, 100, and 95 mm, respectively. Since the external applied heating and cooling are symmetric, the 3-D heat pipe can be simplified as a 2-D model, a cross section was selected in the present study as shown by dashed lines in Fig.1. The detailed 2-D model and boundary conditions are detailed in Fig. 2 and Table 1.



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. Dimensions of thin flat heat pipe investigated



Fig. 2. Detailed boundary conditions of the 2-D model

Table 1. Detailed dimensions of the 2-D model

Parameter	Value
Evaporator length (L_e)	30 mm
Adiabatic length (L_a)	100 mm
Condenser length (L_c)	95 mm
Wall thickness (th_{wall})	0.8 mm
Wick thickness (th_{wick})	0.4 mm
Vapor thickness (th_{vapor})	3.3 mm

The heat pipe geometry consists of three different regions: Wall, Wick, and Vapor domains. The wall and wick are made of copper and the working fluid is water. The hybrid wick consists of three layers: two layers of woven mesh and the outer layer of the grooved structure. The hybrid wicks consist of two different structures and cannot be treated homogeneous, therefore, the effective thermal and viscous properties of hybrid wicks were first calculated and the entire wick structure was then simplified as a uniform porous media.

The thermophysical properties of the wall, wick, and vapor core are listed in Table 2. The properties for the hybrid mesh were calculated according to Refs. [9, 10]. The heat pipe is simulated with different heat inputs ranging from 2.5 W to 30 W. The coolant water temperature and the heat transfer coefficient on the condenser side are 21°C and 1300 W/m2K, respectively. The initial temperature all through the heat pipe is 21°C and the vapor is assumed to be saturated.

Zone	Properties	Value	Units	
	Specific Heat	381	J / kg.K	
Wall	Density	8978	kg / m^3	
	Thermal Conductivity	387.6	W/m.K	
	Specific Heat	4200	J / kg.K	
	Density	$M_{_{Wick}}$ / $LW\delta$	kg / m^3	
	Dynamic Viscosity	8×10 ⁻⁴	N.s / m^2	
Wick	Thermal Conductivity	1.2	W / m.K	
	Permeability	1.1×10 ⁻⁹	m^2	
	Porosity	0.718	-	
	Specific Heat	1861.54	J / kg.K	
	Density	P_{op} / RT	kg / m^3	
Vapor	Thermal Conductivity	0.0189	W / m.K	
	Dynamic Viscosity	8.4×10 ⁻⁶	$N.s / m^2$	
	Latent heat	2.33×10 ⁶	J / kg	

Table 2. Detailed thermal properties

3- Results and Discussion

Fig. 3 illustrates the wall temperature distribution of hybrid and grooves heat pipe for different heat inputs in a steady state. As shown, the condensation section temperature stays the same for hybrid and grooves heat pipe while the evaporation section temperature of the hybrid wick heat pipe is significantly lower than the corresponding value of grooves heat pipe. Also, the effectiveness of hybrid wick, in terms of the temperature difference between the condenser and evaporator, increases as heat flux increases.

Thermal resistances of hybrid and grooves heat pipe is depicted in Fig. 4 for different heat inputs. It was also observed that with increasing heat input, the thermal resistance of hybrid wick TFHP decreased and it has excellent performance compared to the grooved wick. For heat fluxes of 10, 20, and 30 W, the performance of the TFHP with hybrid wick compared to grooved wick is improved by 3.59%, 20.38%, and 28.57%, respectively. Therefore, the thermal performance improvement of the TFHP with the hybrid wick was more significant.

4- Conclusions

The thermal performance of TFHP with hybrid and grooved wick for different heat inputs were studied numerically, and their heat transfer characteristics were compared to each other. The results show that the use of a hybrid wick structure significantly



Fig. 3. Steady state wall temperature distribution of hybrid and grooves heat pipe for different heat inputs

improves the evaporation section temperature and thermal resistance. This improvement is more considerable for higher heat fluxes.

References

- [1] A. Faghri, Review and advances in heat pipe science and technology, Journal of heat transfer, 134(12) (2012).
- [2] D. Liu, F.-Y. Zhao, H.-X. Yang, G.-F. Tang, Thermoelectric mini cooler coupled with micro thermosiphon for CPU cooling system, Energy, 83 (2015) 29-36.
- [3] J. Qu, H. Wu, P. Cheng, Q. Wang, Q. Sun, Recent advances in MEMS-based micro heat pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 110 (2017) 294-313.
- [4] D.W. Hengeveld, M.M. Mathison, J.E. Braun, E.A. Groll, A.D. Williams, Review of modern spacecraft thermal control technologies, HVAC&R Research, 16(2) (2010) 189-220.
- [5] Y. Nakamura, K. Nishijo, N. Murakami, K. Kawashima, Y. Horikawa, K. Yamamoto, T. Ohtani, Y. Takhashi, K. Inoue, Small demonstration satellite-4 (SDS-4): development, flight results, and lessons learned in



Fig. 4. Thermal resistances of hybrid and grooves heat pipe

JAXA's microsatellite project, (2013).

- [6] S.A. Isaacs, C. Lapointe, P.E. Hamlington, Development and Application of a Thin Flat Heat Pipe Design Optimization Tool for Small Satellite Systems, Journal of Electronic Packaging, 143(1) (2020).
- [7] H. Tang, L. Lian, J. Zhang, Y. Liu, Heat transfer performance of cylindrical heat pipes with axially graded wick at anti-gravity orientations, Applied Thermal Engineering, 163 (2019) 114413.
- [8] K. Zeghari, H. Louahlia, S. Le Masson, Experimental investigation of flat porous heat pipe for cooling TV box electronic chips, Applied Thermal Engineering, 163 (2019) 114267.
- [9] C. Oshman, B. Shi, C. Li, R. Yang, Y. Lee, G. Peterson, V.M. Bright, The development of polymer-based flat heat pipes, Journal of Microelectromechanical Systems, 20(2) (2011) 410-417.
- [10] C. Li, G. Peterson, The effective thermal conductivity of wire screen, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49(21-22) (2006) 4095-4105.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

G. R. Abdizadeh, S. Noori , H. Tajik, M. Shahryari, M. Saeedi , Numerical Investigation of Hybrid Wick Structure Effect on Thermal Performance of a Thin Flat Heat Pipe , Amirkabir J. Mech. Eng., 53(11) (2022) 1381-1384.

DOI: 10.22060/mej.2021.19721.7095



This page intentionally left blank

نشريه مهندسي مكانيك اميركبير

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳، شماره ۱۱، سال ۱۴۰۰، صفحات ۵۴۸۵ تا ۵۵۰۴ DOI: 10.22060/mej.2021.19721.7095

مدلسازی عددی تأثیر ساختار متخلخل ترکیبی بر عملکرد حرارتی لوله گرمایی تخت نازک

غلامرضا عبدیزاده'، سحر نوری*'، حمیدرضا تاجیک'، مهران شهریاری'، محمد سعیدی'

۱– دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران ۲– پژوهشکده سامانههای ماهواره، پژوهشگاه فضایی ایران، تهران، ایران

تاریخچه داوری: دریافت: ۱۳۹۹/۱۲/۱۸ بازنگری: ۱۴۰۰/۰۳/۱۱ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۴/۲۵ ارائه آنلاین: ۱۴۰۰/۵/۰۶

> **کلمات کلیدی:** لوله گرمایی تخت فتیله ترکیبی تبخیرکننده تغییر فاز شار گرمایی بالا

عامل که در حالت مایع اشباع قرار دارد در اثر دریافت گرمای نهان تبخیر

به بخار اشباع تبدیل می شود. بخار با فشار بالا به بخش چگالنده منتقل

می شود. دمای بخش چگالنده پایین است و ازاین رو بخار اشباع، گرمای نهان

تبخیر خود را از دستداده و چگالیده می شود. مایع اشباع حاصل، از طریق

یک ساختار متخلخل توسط نیروی مویینگی به بخش تبخیر کننده باز گردانده

می شود و سیکل مجدداً تکرار می شود تا گرما به طور پیوسته از ناحیه گرم

به ناحیه سرد منتقل شود. از آنجایی که فرایندهای جوشش و چگالش ضرایب

انتقال حرارت بسیار بالایی دارند، لذا لوله گرمایی توان خنک کاری زیادی

دارد. لولههای گرمایی به دلیل عدم نیاز به تعمیر و نگهداری و جرم کم برای

با توجه به محدودیت حجمی و جرمی دستگاههای الکترونیکی کوچک،

لولههای گرمایی تخت نازک[†] یک رامحل ایدهآل برای کنترل کارآمد انتقال

و اتلاف حرارت هستند. برخلاف لولههای گرمایی مرسوم، عملکرد لولههای

گرمایی نازک به شدت به مشخصات ناحیه متخلخل وابسته است [۱۰]. ناحیه

کاربردهای فضایی بسیار مناسب هستند.

خلاصه: با توجه به محدودیت حجمی و جرمی دستگاههای الکترونیکی کوچک، لولههای گرمایی تخت نازک یک رامحل ایدمآل ^۲ار برای کنترل کارآمد انتقال و اتلاف حرارت هستند. عملکرد لولههای گرمایی نازک به شدت به مشخصات ناحیه متخلخل وابسته است. در این پژوهش، عملکرد حرارتی لولههای گرمایی تخت نازک با فتیلههای ترکیبی و شیاردار برای شارهای گرمایی ورودی ۲/۵ تا ۳۰ وات به صورت عددی مورد مطالعه و با یکدیگر مقایسه شدند. همچنین پارامترهای مؤثر مختلف بر عملکرد حرارتی آنها مانند دمای دیوار، بیشینه سرعت محوری، انتقال جرم در سطح مشترک مایع –بخار، فشار سیستم و مقاومت حرارتی تجزیه و تحلیل شدند. شبیه سازی عددی به صورت دوبعدی، ناپایا، تراکمناپذیر و آرام انجام شده است. نتایج به دست آمده نشان داد که دمای بخش شدند. شبیه سازی عددی به صورت دوبعدی، ناپایا، تراکمناپذیر و آرام انجام شده است. نتایج به دست آمده نشان داد که دمای بخش مشاهده شد که با افزایش شار گرمایی ورودی، مقاومت حرارتی لوله گرمایی با فتیله ترکیبی کاهش یافته و نسبت به فتیله شیاردار عملکردی بسیار مناسبی دارد. برای شارهای گرمایی ۱۰، ۲۰ و ۳۰ وات عملکرد لوله گرمایی با فتیله ترکیبی نسبت به فتیله شیاردار ترتیب ۹/۵۳، ۲/۵۳ و ۲۸/۸۲ درصد بهبود می یابد. بنابراین ساختار فتیله ترکیبی می تواند عملکرد لوله گرمایی را بهبود بخشد و میزان این بهبود در شارهای گرمایی بالا، توجه است.

۱ – مقدمه

دستگاههای الکترونیکی، فضایی و تبدیل انرژی به طور پیوسته در حال کوچکسازی و پیچیدگی هستند. خنککاری این دستگاهها به دلیل تراکم اجزا و مواجهه با شارهای حرارتی بالا اهمیت پیدا کرده است. در این راستا، تجهیزات خنککننده بر مبنای تغییر فاز سیال، مانند لولههای گرمایی، بهعنوان راهکاری برای انتقال گرمای زیاد از منبع حرارتی به سطح سرد در اختلاف دمای کم موردتوجه هستند [۱]. لوله گرمایی یک سیستم خنککننده غیرفعال است که کاربردهای مختلف مانند سرمایش سیستمهای تهویه مطبوع [۲]، کلکتورهای خورشیدی [۳]، الکترونیکی [۶– ۴]، میکروالکترومکانیکی^۲ [۷] تا فضاپیما [۸] و ماهوارهها [۹] دارد. لوله گرمایی از سه بخش اصلی تشکیل شده است: تبخیرکننده^۲، آدیاباتیک و چگالنده^۳. حرارت در بخش تبخیرکننده به لوله گرمایی وارد شده و سیال

4 Thin Flat Heat Pipe (TFHP)

Microelectromechanical Systems (MEMS)

² Evaporator

³ Condenser

^{*} نویسنده عهدهدار مکاتبات: s_noori@aut.ac.ir

متخلخل، ساختاری خلل و فرجدار است که در کاربرد خنک کاری لولههای گرمایی به آن فتیله^۱ گفته میشود. فتیله مهمترین بخش از لوله گرمایی است که نیروی مویینگی و نفوذپذیری کافی را برای چرخش سیال کاری فراهم مینماید. عملکرد و بازده لوله گرمایی نیز تابعی از هدایت حرارتی مؤثر^۲، فشار مویینگی و ضریب نفوذپذیری ناحیه متخلخل است. در لولههای گرمایی برای فتیله دو ساختار متداول وجود : فتیله همگن^۳ و فتیله ترکیبی^۴. هر یک از فتیلهها ویژگیهای خاص خود را دارند برای مثال فتیله شیاردار^۵ نفوذپذیری بالا و فشار مویینگی پایین دارد و فتیله پودر فشرده (سینتر شده)^۶ ضریب نفوذپذیری پاین و فشار مویینگی بالاتر دارد [۱۱]. تأمین همزمان مویینگی و نفوذپذیری بالا برای فتیله همگن دشوار است. بنابراین استفاده از فتیله ترکیبی یکی از موثرترین اقدامات برای بهبود عملکرد هیدرولیکی لولههای گرمایی است.

هوآنگ و فرانچی^۷ [۱۲] نتیجه گرفتند که هدایت حرارتی مؤثر لولههای گرمایی با فتیله ترکیبی چهار برابر بیشتر از لولههای گرمایی با فتیله همگن شبکه مسی^۸ است. شن^۹ و همکاران [۱۳] نشان دادند که مقاومت حرارتی لوله گرمایی با ساختار متخلخل ترکیبی تقریباً ۷۲ درصد کمتر از لوله گرمایی مرسوم با فتیله شبکه مسی است. فتیله شیاردار – سینتر شده ۲۰ که نوعی فتیله ترکیبی است در تحقیقات بسیاری مورد مطالعه قرار گرفته است [۱۷–۱۴]. با این حال، بهبود عملکرد حرارتی فتیله شیاردار – سینتر شده هنوز مورد نیاز پابرجاست. ژو^{۱۱} و همکاران [۱۸] یک نوع لوله گرمایی بسیار نازک^{۱۰} با ضخامت ۱/۱ میلیمتر و فتیله ترکیبی شبکه بهم بافته شده ماریچ^{۳۱} را به صورت تجربی مطالعه کردند. تأثیر تعداد لایه و اندازه ریزساختار ناحیه متخلخل بر عملکرد لوله گرمایی بسیار نازک بررسی شد. آنها نشان دادند

- 1 Wick
- 2 Effective thermal conductivity
- 3 Homogenous wick

- 7 Huang & Franchi
- 8 Copper mesh
- 9 Shen
- 10 Sintered Grooved Wick (SGW)
- 11 Zhou
- 12 Ultra-Thin Heat Pipe (UTHP)
- 13 hybrid spiral woven mesh wick structure
- 14 Heat transport capacity

تا ۵۳/۸۵ درصد افزایش و مقاومت حرارتی کل^{۱۵} ۲۷/۵۳ تا ۴۲/۹۲ درصد کاهش مییابد. وانگ^۹ و همکاران [۱۹] خصوصیات انتقال حرارت تبخیری یک فتیله مرکب از پودرهای کروی–دندریتیک^{۷۱} را در آزمایشگاه مطالعه کردند. تأثیر جنس پودرها بررسی شد. آنها نتیجه گرفتند اگر پودرهای کروی–دندریتیک از جنس مس باشند، فتیله بیشترین مقدار شار گرمایی بحرانی ۲۵/۱ ۱۵/۱ را دارد. سوداکار^{۸۱} و همکاران [۲۰] عملکرد محفظه بخار^{۱۹} با شار حرارتی بالا با یک فتیله سینتر شده دولایه بهصورت تجربی بررسی و گزارش کردند که ساختار جدید موجب افزایش بسیار زیاد عملکرد محفظه بخار شده است. از منابع مرور شده میتوان نتیجه گرفت که ساختار فتیله ترکیبی مناسب، میتواند عملکرد لوله گرمایی را به طور قابل توجهی بهبود بخشد.

مدلسازی عددی لولههای گرمایی باعث صرفهجویی در هزینه و زمان در مقایسه با تحقیقات تجربی شده و درک عمیقی نسبت به پیشبینی عملكرد حرارتي آنها ايجاد ميكند. فاموري ۲۰ و همكاران [۲۱] عملكرد یک میکرو لوله گرمایی تخت دو بعدی با فتیله ترکیبی را برای شار گرمایی ورودی ۲/۸۵ تا ۱۱/۹۴ وات در حالت پایا و گذرا بررسی کردند. نتایج نشان داد که لوله گرمایی با فتیله ترکیبی در مقایسه با فیتله شیاردار عملکرد بسیار بهتری دارد. ایساک^{۲۱} و همکاران [۲۲] یک لوله گرمایی با فتیله ترکیبی شبکه بهم بافته شده را برای شار گرمایی ورودی ۱۵-۴/۵ وات به صورت تحلیلی شبیهسازی کردند. برای دستیابی به حداکثر ظرفیت گرمایی، قطر سیم ریزساختار فتیله با الگوریتم ژنتیک بهینه شد. مطالعه دیگری برای شار حرارتي ورودي غيريكنواخت به منظور نزديك شدن به مكانيزم انتقال حرارت واقعی توسط نعمسای^{۲۲} و همکاران [۲۳] انجام گردید. فتیله مورد مطالعه آنها از نوع ترکیبی شیاردار و سینترشده بوده و از لوله گرمایی استوانهای با قطر خارجي ۶ ميليمتر استفاده كردند. نتايج مدل سازي آنها بر يايه المان محدود نشان داد که دمای دیوار و مقاومتهای حرارتی به ترتیب ۴/۲۵ و ۳/۶۳ درصد با نتایج تجربی اختلاف دارد. با پیشرفت فناوری و امکان ساخت لولههای گرمایی با فتیله ترکیبی، اکثر مطالعات به صورت تجربی انجام شده و تلاش چندانی برای مدل سازی عددی آن ها نشده است.

- 15 Total thermal resistance
- 16 Wang
- 17 Spherical-dendritic powders
- 18 Sudhakar
- 19 Vapor chamber
- 20 Famouri
- 21 Issac
- 22 Naemsai

⁴ Hybrid wick

⁵ Grooved wick

⁶ Sintered wick



شکل ۱. ابعاد لوله گرمایی تخت نازک مورد مطالعه

Fig. 1. Dimensions of thin flat heat pipe investigated



8000, 90 000 899x - 299x 9 0000, - 299, - 19 0000

Fig. 2. Detailed dimensions and boundary conditions of 2-D model

۲- بیان مسئله

در این پژوهش، ابعاد لوله گرمایی متناسب با یک لوله گرمایی واقعی انتخاب شده است [۲۴]. همان طور که در شکل ۱ نشان داده شده است؛ ابعاد لوله گرمایی تخت نازک ۲۰/۵×۲/۵×۲۲۵ میلیمتر بوده و طول سه بخش تبخیرکننده، آدیاباتیک و چگالنده به ترتیب برابر با ۳۰، ۱۰۰ و ۹۵ میلیمتر است. با توجه به یکنواخت بودن شار حرارتی ورودی و خنککاری لوله گرمایی و به منظور سادهسازی هندسه سه بعدی به دو بعدی، مقطعی از آن مدل سازی می شود که در شکل ۱ با خطوط قرمز رنگ مشخص شده است. جزئیات مدل دوبعدی و شرایط مرزی آن در شکل ۲ و جدول ۱ مشاهده می گردد. مدل هندسی شامل سه ناحیه بخار، فتیله و دیوار است. فتیله از نوع

ترکیبی و از سه لایه تشکیل می شود: دو لایه از ساختار شبکه بهم بافته شده

بطور خلاصه، مطالعات تجربی زیادی در خصوص فتیله ترکیبی و پارامترهای مؤثر بر آن انجام گرفته است؛ ولی کمتر به مدلسازی عددی آن برای ضخامتهای کم پرداخته شده است. لذا هدف از این پژوهش، مدلسازی عددی لوله گرمایی تخت نازک با فتیله ترکیبی جدید (دو لایه از ساختار شبکه بهم بافته شده و لایه بیرونی از ساختار شیاردار) میباشد که این شبیهسازی، به صورت ناپایا و دو بعدی انجام می گیرد. همچنین، برای درک بیشتر فیزیک جریان و نحوه عملکرد فتیله ترکیبی، پارامترهای دمای دیوار، انتقال جرم در سطح مشترک مایع –بخار و فشار سیستم بحث خواهد شد که در مطالعات قبلی مورد توجه واقع نشده است. در نهایت، عملکرد حرارتی فتیله ترکیبی نسبت به فتیله شیاردار برای شارهای گرمایی ورودی مختلف مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

اندازه (mm)		پارامتر
٣٠	L_{e}	طول ناحيه تبخير كننده
١	L _a	طول ناحيه آدياباتيک
٩۵	L_c	طول ناحیه چگالنده
• / A	th_{wall}	ضخامت ناحيه ديوار
• /۴	$th_{\scriptscriptstyle wick}$	ضخامت فتيله
r'/r'	th _{vapor}	ضخامت ناحيه بخار

جدول ۱. جزئیات هندسی مدل دو بعدی

Table 1. Detailed dimensions of 2-D model

است. تمام خصوصیات ترموفیزیکی به جز چگالی بخار که از فشار عملیاتی و دمای محلی با استفاده از قانون گاز ایدهآل محاسبه می شود، ثابت هستند. برای مطالعه جزئیات بیشتر به مرجع [۲۷] مراجعه شود. معادلات حاکم در فرم بقایی و ناپایا ارائه می شود. معادله پیوستگی برای ناحیه فتیله و بخار به صورت زیر نوشته می شود.

$$\varphi \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla . \left(\rho \vec{V} \right) = 0 \tag{(1)}$$

که در آن φ و ρ به ترتیب بیانگر تخلخل ناحیه متخلخل و چگالی هستند. تخلخل برای ناحیه بخار یک است ((=)). معادله مومنتوم دو بعدی برای ناحیه متخلخل و بخار مطابق روابط زیر است.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla . \left(\rho \vec{V} u\right) = -\frac{\partial(\varphi P)}{\partial x} + \nabla . \left(\mu \nabla u\right) + S_x^{(\tau)}$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla . \left(\rho \vec{V} v\right) = -\frac{\partial(\rho P)}{\partial y} + \nabla . \left(\mu \nabla v\right) + S_{y} \quad (\tilde{v})$$

و لایه بیرونی از ساختار شیاردار. جنس دیوار و فتیله از مس و سیال کاری آب است. سایر خواص ترموفیزیکی و انتقال حرارتی آنها در جدول ۲ ذکر شده است. تخلخل، نفوذپذیری و ضریب رسانش مؤثر فتیله بر اساس منابع [۲۵ و ۲۶] محاسبه شده است. فتیله ترکیبی مانند یک محیط متخلخل غیرهمگن فرض شده و خواص هر لایه فتیله به صورت متفاوت در نظر گرفته میشود. برای بخش تبخیرکننده، شار گرمایی ورودی از ۲/۵ تا ۳۰ وات و خنککاری بخش چگالنده در دمای ۲۱ درجه سانتیگراد و ضریب انتقال حرارت ۱۳۰۰ W/m^۲.K

۳- معادلات حاكم

جریان بخار و مایع به صورت دو بعدی، آرام و تراکمناپذیر مدل سازی می گردد. همان طور که در شکل ۲ نشان داده شده است؛ سه ناحیه محاسباتی بخار، فتیله و دیوار به طور جداگانه حل شده و از طریق شرایط مرزی در سطح مشترک به هم کوپل می شوند. مکانیزم انتقال حرارت برای ناحیه دیوار، رسانش است و سایر ناحیه ها دارای جریان سیال و انتقال حرارت رسانش و همرفت هستند. در فرآیند حل فرض می شود که هر دو ناحیه بخار و متخلخل در تعادل هستند و شرایط اشباع در سطح مشترک بخار –مایع برقرار

Table 2. Detailed thermal properties					
واحد	مقدار	خواص	ناحيه		
J / kg.K	۳۸۱	گرمای ویژه	4 .		
kg / m [°]	٨٩٧٨	چگالی	ديوار		
W / m.K.	۳۸۷/۶	ضریب هدایت حرارتی			
J / kg.K	47	گرمای ویژه			
kg / m ^r	$M_{wick}/LW\delta$	چگالی			
N.s / m ^r	• / • • • ٨	ويسكوزيته ديناميكي			
W / m.K	١/٢	ضريب هدايت حرارتي	فتيله		
m)/)×)• ⁻⁹	نفوذپذيرى			
-	•/Y\X	تخلخل			
J / kg.K	1261/26	گرمای ویژه			
kg / m ^r	P_{op}/RT	چگالی	ىخار		
W / m.K.	•/•١٨٩	ضريب هدايت حرارتي) ,		
N.s / m ^r	۸/۴×۱۰ ^{-۶}	ويسكوزيته ديناميكي			
J / kg	۲/۳۳×۱۰۶	گرمای نهان تبخیر	تغيير فاز		

حرارتی	خواص	جزئيات	۲.	جدول	

ترم چشمه نیز صفر ($\mathbf{S}_x = \mathbf{S}_y = \mathbf{\cdot}$) میباشند. C_E یک عدد ثابت است که مقدار آن برای لوله گرمایی مطابق مراجع [۲۸] برابر ۱/۵ است. معادله انرژی برای ناحیه دیوار، متخلخل و بخار به ترتیب در معادلات (۶) تا (۸) ارائه شدهاند.

$$\frac{\partial \left(\left[\rho C_p \right]_s T \right)}{\partial t} = \nabla \cdot \left(k_s \nabla T \right)$$
^(F)

$$\begin{bmatrix} \rho C_{p} \end{bmatrix}_{wick} = (1 - \phi) \begin{bmatrix} \rho C_{p} \end{bmatrix}_{s} + \phi \begin{bmatrix} \rho C_{p} \end{bmatrix}_{l} \\ \frac{\partial \left(\begin{bmatrix} \rho C_{p} \end{bmatrix}_{wick} T \right)}{\partial t} + \nabla \left(\begin{bmatrix} \rho C_{p} \end{bmatrix}_{l} \vec{V} T \right) = \nabla \left(k_{eff} \nabla T \right)$$
(Y)

x و
$$S_y$$
به ترتیب ویسکوزیته دینامیکی، ترم چشمه در جهت S $_x$ ، μ و S_y میباشند. S_y و S_y در معادلات (۴) و (۵) ارائه شدهاند.

$$S_{x} = -\frac{\mu\varphi}{K}u - \frac{C_{E}\varphi}{K^{0.5}}\rho \left|\vec{V}\right|u\tag{(f)}$$

$$S_{y} = -\frac{\mu\varphi}{K} v - \frac{C_{E}\varphi}{K^{0.5}} \rho \left| \vec{V} \right| v \tag{a}$$

و $\left| \overrightarrow{V} \right|$ به ترتیب نفوذپذیری، ضریب ارگون ⁽ ناحیه متخلخل و C_E ، K اندازه سرعت میباشد. برای ناحیه بخار مقدار نفوذپذیری بینهایت () بوده و

¹ Ergun's coefficient

$$u = v = 0$$

- $k_{wall} \left[\frac{\partial T}{\partial y} \right]_{wall} = -k_{eff} \left[\frac{\partial T}{\partial y} \right]_{wick}$ (14)

$$y = \delta - th_{wall}, 0 \le x \le L$$

$$y = \delta - th_{wall}, 0 \le x \le L$$
(12)

برای سطح مشترک فتیله- بخار، شرط مرزی تعادل انرژی به صورت زیر تعریف می شود.

$$-k_{eff} A \left[\frac{\partial T}{\partial y} \right]_{wick} = -k_v A \left[\frac{\partial T}{\partial y} \right]_{vapor} + m_{int} h_{fg}$$
(15)
$$y = \delta - (th_{wall} + th_{wick}), 0 \le x \le L$$

گرمای نهان تبخیر سیال کاری است. شار جرمی محلی در سطح h_{fg} مشترک فتیله-بخار بر اساس نظریه جنبشی به صورت زیر محاسبه می شود [۳۱]:

$$\dot{m}_{\rm int} = \left(\frac{2\sigma}{2-\sigma}\right) \frac{\Delta x}{\sqrt{2\pi R}} \left(\frac{P_V}{\sqrt{T_V}} - \frac{P_{\rm int}}{\sqrt{T_{\rm int}}}\right) \tag{1Y}$$

که در آن σ ، R و $P_{\rm int}$ به ترتیب ثابت جهانی گاز، ضریب تطبیق^۲ و فشار سطح مشترک فتیله-بخار هستند. مقدار R و σ به ترتیب فشار سطح مشترک فتیله-بخار هستند. مقدار R و σ به ترتیب Λ ۳۱۴/۴ $\frac{{
m J}}{
m kg.K}$ مطابق معادله (۱۸) از معادله کلاسیوس-کلاپیرون^۲ محاسبه کرد.

$$\frac{R}{h_{fg}} \ln\left(\frac{P_{\text{int}}}{P_0}\right) = \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{\text{int}}}$$
(1A)

و $T_{.}$ معرف مرجع فشار و دما هستند. شرایط مرزی برای دیوارهای $P_{.}$ جانبی و پایینی که به صورت آدیاباتیک فرض می شوند، به ترتیب مطابق معادلات (۱۹) و (۲۰) تعریف می شوند.

2 Accommodation coefficient

3 Clausius-Clapeyron

$$\frac{\partial \left(\left[\rho C_{p}\right]_{v}T\right)}{\partial t} + \nabla \left(\left[\rho C_{p}\right]_{v}\vec{V}T\right) = \nabla \left(k_{v}\nabla T\right) \quad (A)$$

k و C_p به ترتیب ضریب هدایت حرارتی و ظرفیت گرمایی میباشد. اندیسهای، ۷ و به ترتیب مربوط به مایع، بخار و جامد میباشد. k_{eff} ضریب هدایت مؤثر ناحیه متخلخل است که بر اساس ضریب هدایت مایع، فریب هدایت مؤثر ناحیه متخلخل است که بر اساس ضریب هدایت مایع، فریب و نوع ساختار ناحیه متخلخل محاسبه میشود. برای محاسبه k_{eff} (۱۰) بنس و نوع ساختار ناحیه متخلخل محاسبه میشود. برای محاسبه (۱۰) استفاده شده از معادله (۹)

$$k_{eff} = \frac{k_{l} \left(k_{l} + k_{s} - (1 - \varphi) \left(k_{l} - k_{s}\right)\right)}{k_{l} + k_{s} + (1 - \varphi) \left(k_{l} - k_{s}\right)}$$
(9)

$$k_{eff} = 1.42k_s \frac{(Md)^2}{c_f} \tag{(1.1)}$$

قطر سیم، M تعداد شبکه و c_f ضریب تراکم است. برای اطلاعات d دقیق از ساختار متخلخل بهم بافته شده به مرجع [۳۰] مراجعه شود.

۴- شرط مرزی

مطابق شکل ۲، شرایط مرزی برای دیوار بالای لوله گرمایی (مکان تبخیرکننده، ناحیه آدیاباتیک و چگالنده) به صورت زیر است:

$$-k\frac{\partial T}{\partial y} = q'' \qquad \qquad y = \delta, 0 \le x \le L_e \quad (11)$$

$$u = v = \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \qquad \qquad y = \delta, L_e \le x \le L_e + L_a \text{ (NT)}$$

$$-k\frac{\partial T}{\partial y} = h_{\infty} \left(T - T_{\infty}\right) \qquad y = \delta, x > L_e + L_a \quad (17)$$

1 Compression factor

$$u = v = \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \qquad \qquad x = 0 = L, 0 \le y \le \delta \quad (19)$$

$$u = v = \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \qquad \qquad y = 0, 0 \le x \le L \qquad (\gamma \cdot)$$

همچنین با توجه به اینکه در ابتدای حل فرض می شود، ناحیه متخلخل با مایع اشباع و ناحیه بخار با بخار اشباع پر شده است و لوله گرمایی از دمای خنک کاری (T_{∞}) شروع به کار می کند؛ شرایط اولیه به صورت زیر است.

$$T(x,y) = T_{\infty} \qquad \qquad t = 0 \qquad (\Upsilon)$$

$$P_{V}(x,y) = P_{op} = P_{sat}(T = T_{\infty}) \qquad t = 0 \qquad (\Upsilon\Upsilon)$$

$$u(x,y) = v(x,y) = 0 \qquad t = 0 \qquad (\Upsilon \Upsilon)$$

فرض می شود که ترم فشار ترکیبی از فشار هیدرودینامیکی
$$\hat{P}$$
 و فشار سیستم P_{op} است.

$$P = \hat{P} + P_{op} \tag{74}$$

بخار المعنى از زمان و از تعادل جرم كل در سطح مشترك فتيله-بخار P_{op} بدست مى آيد. P_{op} بهصورت محلى تغيير نمى كند و يك پارامتر سيستم است. اگرچه، \hat{P} بهصورت محلى و از ترم فشار معادلات ناوير-استوكس محاسبه مى شود. جرم بخار بر حسب زمان در ناحيه بخار برابر با معادله (٢۵) تعريف مى شود [٢٧ و ٣٦].

$$M_{\nu} = M_{\nu}^{0} + \Delta t \left(\sum_{\text{Interface}} -\dot{m}_{\text{int}} \right)$$
(Ya)

جرم اولیه بخار و
$$\Delta t$$
 گام زمانی است. همچنین بر اساس قانون M_v^+ گاز ایدهآل میتوان جرم بخار را بهصورت زیر نوشت:

$$M_{\nu} = \frac{P_{op}}{R} \sum_{V} \frac{\Delta x \Delta y}{T_{\nu}}$$
(79)

با توجه به معادلات (۲۵) و (۲۶) فشار سیستم بهصورت زیر محاسبه میشود[۲۷ و ۳۱].

$$P_{op} = \frac{M_{\nu}^{0} + \Delta t \left(\sum_{Interface} -\dot{m}_{int}\right)}{\frac{1}{R} \sum_{V} \frac{\Delta x \Delta y}{T_{\nu}}}$$
(YV)

چگالی محلی بخار بر اساس فشار سیستم و قانون ایدهآل گاز مطابق معادله (۲۸) محاسبه می شود.

$$\rho_{v} = \frac{P_{op}}{RT_{v}} \tag{YA}$$

تغییرات جرم سیال کاری بر حسب زمان در ناحیه فتیله نیز به صورت زیر محاسبه می گردد [۲۷ و ۳۱].

$$M_{l} = M_{l}^{0} + \Delta t \left(\sum_{Interface} \dot{m}_{int} \right)$$
(۲۹)

جرم اولیه مایع است. همچنین، با توجه به کاهش جرمی از ناحیه M_I^+ متخلخل، میانگین چگالی مایع بهصورت زیر محاسبه می شود:

$$\rho_l = \frac{M_l}{\varphi V_{\text{wick}}} \tag{(r.)}$$

به متخلخل به متخلخل است. تعادل جرم از ناحیه متخلخل به $\dot{W}_{
m wick}$ جم کلی ناحیه متخلخل به بخار و برعکس، در طول فرآیند تبخیر ($\dot{m}_{
m DDD} < \cdot$) و چگالش ($\dot{m}_{
m DDD} > \cdot$) بخار و برعکس، دا طول فرآیند تبخیر (۳۱) قابل محاسبه است.

$$\dot{m}_{\text{balance}} = \sum_{\text{Interface}} \dot{m}_{\text{int}}$$
 (m)



شکل ۳. نمودار بیشینه سرعت به ازای شبکه محاسباتی مختلف با ورودی شار گرمایی ۱۰ وات Fig. 3. Maximum axial velocities for different mesh sizes with 10W heat input

۵–۱– بررسی استقلال حل عددی از شبکه

۵- روش حل عددی

معادلات حاکم بر اساس روش حجم محدود به صورت ضمنی گسسته میشوند. ترم پخش^۱ معادله مومنتوم با روش اختلاف مرکزی^۲ و ترم جابجایی^۳ آن با روش بالادست مرتبه دوم^۴ گسستهسازی شده و برای کوپل فشار و سرعت از الگوریتم سیمپل^۵ استفاده خواهد شد. برای شبیهسازی از نرمافزار فلوئنت استفاده میشود. محاسبات میزان انتقال جرم، اثر ناحیه متخلخل، دما، فشار و سرعت سطح مشترک ناحیه مایع-بخار، چگالی ناحیه بخار و شرایط اولیه توسط توابع تعریف شده^۶ به نرمافزار اضافه خواهد شد. یکی از چالشهای اساسی حل لولههای گرمایی نازک، پرشهای دمایی تخفیف ۲۰/۱ برای محاسبه انتقال جرم در سطح مشترک فتیله-بخار استفاده شد و همگرایی حل عددی را در شار گرمایی زیاد بهبود بخشید. همچنین شد و همگرایی حل عددی را در شار گرمایی زیاد بهبود بخشید. همچنین

- 1 Diffusion Term
- 2 Central-Difference Method
- 3 Convective Term
- 4 Upwind Method (Second Order)
- 5 SIMPLE algorithm
- 6 User Define Functions (UDF)

برای بررسی استقلال حل عددی از شبکه محاسباتی، چهار شبکه ۸۹×۰۸۱، ۲۵×۹۰، ۲۳×۹۰ و ۱۱×۴۵ انتخاب شد. شبیه سازی لوله گرمایی با شار گرمایی ورودی ۱۰ وات انجام می شود. شکل ۳، توزیع بیشینه سرعت بر حسب زمان را در چهار شبکه مختلف نمایش می دهد. نتایج نشان می دهد که با تغییر تعداد شبکه از ۴۵×۱۸۰ به ۲۳×۹۰ و ۱۱×۴۵ مقدار بیشینه سرعت را به ترتیب ۲/۳ و ۴ درصد تغییر می دهد. در نتیجه شبکه متوسط ۴۵×۱۱۲ که با تعداد سلول کمتر دقت بسیار خوبی داشته و از نظر هزینه محاسباتی به صرفه است به عنوان شبکه اصلی انتخاب می شود. شبکه تولیدی از نوع باسازمان است. شبکه محاسباتی تولید شده در شکل ۴ قابل مشاهده است.

۵–۲– بررسی استقلال حل عددی از گام زمانی

جهت بررسی حساسیت حل عددی نسبت به گام زمانی، چهار گام زمانی مختلف بر روی شبکه ۲۳×۹۰ مورد بررسی قرار گرفت. این گامهای زمانی برابر با ۲۰۰۱،، ۵۰۱،۰۱۰۰۰ و ۲۱۰ ثانیه هستند. نمودار تعادل جرم بر حسب زمان به ازای گامهای زمانی مختلف در شکل ۵ مشاهده میشود. با توجه به این شکل میتوان بیان کرد که نتایج مربوط به گام زمانی ۲۰/۰۱ تا ۲۰/۰ بسیار به هم نزدیک است و به همین دلیل گام زمانی بزرگتر یعنی ۲۰/۱ ثانیه به عنوان گام زمانی مطلوب انتخاب گردید.

شکل ۴. شبکه باسازمان تولید شده برای لوله گرمایی تخت نازک دو بعدی

Fig. 4. Structured mesh for two-dimensional thin flat heat pipe



شکل ۵. نمودار بررسی حساسیت حل عددی نسبت به گام زمانی

Fig. 5. Investigation the sensitivity of numerical solution to time step

۶– اعتبارسنجی

از پژوهش تجربی زِقاری و همکاران [۲۴] برای اعتبارسنجی نتایج شبیه سازی کار حاضر استفاده شده است. مشخصات هندسی، جنس و میزان تخلخل لوله گرمایی تخت مرجع [۲۴] در جدول ۳ قابل مشاهده است. فتیله لوله گرمایی از نوع سینترشده می باشد. جنس دیوار و فتیله از مس، سیال کاری پنتان و شار گرمایی ورودی ناحیه تبخیرکننده ۷ وات است. شکل

۶۰ مقایسه توزیع دمای دیوار مابین نتایج تجربی و کار عددی حاضر را نشان میدهد. همان طور که مشخص است بیشترین اختلاف مربوط به ناحیه چگالنده بوده که برابر ۱/۶ است. همچنین بهازای شارهای گرمایی ورودی مختلف میزان مقاومت حرارتی لوله گرمایی محاسبه و با نتایج مرجع [۲۴] مقایسه شده است. با توجه به جدول ۴، بیشترین اختلاف ۶/۹۷ درصد است که مربوط به شار گرمایی ورودی ۵ وات می باشد.

¹ Zeghari

جدول ۳. پارامترهای لوله گرمایی تخت مرجع[۲٤] Table 3. Parameters of flat heat pipe Ref. [24]					
اندازه (mm)	پارامتر				
$TT\Delta \times F/\Delta \times 1 \cdot /\Delta$	ابعاد هندسی				
٣٠	طول ناحيه اواپراتور				
١	طول ناحيه آدياباتيک				
٩۵	طول ناحيه كندانسور				
۳۵%	ميزان تخلخل				



شکل ۶. مقایسه توزیع دمای دیوار مرجع [۲٤] با حل عددی حاضر

Fig. 6. Comparison of wall temperature Ref. [24] with present numerical solution

و کار عددی حاضر	[۲٤]	ارتی مرجع [مقاومت حر	ميزان	. مقايسه	جدول ۴.
-----------------	------	-------------	-----------	-------	----------	---------

Table 4. Comparison of thermal resistance Ref. [24] with present numerical solution

درصد خطا (٪)	رار تی (K/W)	مقاومت حر	شار گرمایی ورودی (W)
	کار عددی حاضر	مرجع [۲۴]	
<i>%</i> /%	$\Delta / \cdot V$	۵/۴۵	۵
7.۵/۹	4/40	۴/۷۳	۲
7.Δ	۴/۰۱	4/22	١٢



شکل ۷. دمای دیوار در وسط بخش تبخیرکننده نسبت به زمان بهازای شارهای گرمایی مختلف Fig. 7. Wall temperatures in middle of evaporation section versus time for different heat inputs

۷- نتايج

در این بخش، عملکرد فتیله ترکیبی برای شارهای گرمایی ورودی مختلف (۲/۵ تا ۳۰ وات) با استفاده از پارامترهای دمای دیوار، انتقال جرم در سطح مشترک مایع-بخار، فشار سیستم مورد بررسی قرار خواهد گرفت. همچنین عملکرد حرارتی فیتله ترکیبی نسبت به فتیله شیاردار مقایسه خواهد شد.

شکل ۷، دمای دیوار در نقطه وسط بخش تبخیرکننده را نسبت به زمان برای شارهای گرمایی مختلف نشان میدهد. با گذشت زمان و تا رسیدن به حالت پایا، دما افزایش مییابد. زمان لازم برای رسیدن به حالت پایا ۱۵۰ ثانیه میباشد. هر چند پس از ثانیه ۶۰ام تقریباً به جواب پایا میرسیم. لذا در ادامه برای مشخص شدن جزئیات بیشتر نمودارها، نتایج تا ۶۰ ثانیه ارائه میشود.

نرخ انتقال حرارت در بخشهای تبخیرکننده و چگالنده در شکل ۸ بر حسب زمان نشان داده شده است. این نتایج مربوط به لوله گرمایی با فتیله ترکیبی و شیاردار در شارهای گرمایی ورودی ۱۰، ۲۰ و ۳۰ وات است. با

گذشت زمان تا رسیدن به حالت پایا، دما افزایش مییابد لذا درجه حرارت و گرمای اتلاف شده از بخش چگالنده نیز بیشتر میشود. همان طور که در شکل ۸ مشاهده می شود، نرخ انتقال حرارت در چگالنده برای فتیله ترکیبی بیشتر از مقدار آن در لوله گرمایی با فتیله شیاردار است. ناگفته نماند که با نزدیکتر شدن به حالت پایا، نرخ انتقال حرارت در بخش چگالنده به نرخ انتقال حرارت در بخش تبخیرکننده می رسد.

فشار سیستم برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی و شیاردار برای شارهای گرمایی ورودی مختلف در شکل ۹ مقایسه شده است. از آنجا که تا رسیدن به حالت پایا، دما افزایشی است مقدار P_{op} نیز تا رسیدن به حالت پایا افزایش مییابد. با این حال مقدار P_{op} از تعادل جرمی اضافه شده به ناحیه بخار نیز تأثیر میپذیرد. فشار سیستم نشاندهنده روند گرمای خروجی و نرخ جریان جرم در سطح مشترک مایع- بخار بوده و زمانی که نرخ انتقال جرم در چگالنده و تبخیرکننده برابر باشد، فشار سیستم به یک مقدار ثابت میرسد. بنابراین با توجه به شکل ۹، ساختار فتیله ترکیبی میتواند عملکرد لوله گرمایی را بهبود بخشد و میزان این بهبود در شار گرمایی بالا موثرتر میباشد.



شکل ۸. تغییرات نرخ انتقال حرارت در بخش تبخیرکننده و چگالنده نسبت به زمان برای دو ساختار فتیله ترکیبی و شیاردار Fig. 8. The heat transfer rate at the evaporation and condensation sections versus time for the hybrid

and grooves wick



شکل ۹. فشار سیستم برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی و شیاردار بهازای شارهای گرمایی ورودی مختلف

Fig. 9. Transient system pressure operation for grooves and hybrid heat pipes for different heat input



شکل ۱۰. بیشینه سرعت محوری در ناحیه بخار برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی Fig. 10. The maximum axial velocities at the vapor core for the hybrid wick heat pipe

برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی در شکل ۱۰ بیشینه سرعت محوری در ناحیه بخار رسم شده است. با گذشت زمان میزان تبخیر افزایش یافته تا به حالت پایا برسد بنابراین بیشینه سرعت نیز تا رسیدن به حالت پایا افزایش مییابد. بیشینه سرعت تا یک نقطه (پیک) افزایش یافته و سپس برای شار گرمایی بالا، کاهش مییابد در حالی که انتقال جرم در اثر تبخیر تا رسیدن به حالت پایا صعودی است. رفتار بیشینه سرعت محوری بیانگر این واقعیت است که چگالی نیز با دمای میانگین ناحیه بخار و P_{op} افزایش مییابد و از آنجا که سرعت برابر نرخ شار جرمی محلی تقسیم بر چگالی است؛ افزایش چگالی میتواند حداکثر سرعت محوری در ناحیه بخار را کاهش دهد. بنابراین در شار گرمایی بالا، نسبت تغییر چگالی زیاد است که میتواند بر روند سرعت تأثیر بگذارد.

تعادل جرمی در سطح مشترک مایع-بخار در شکل ۱۱ نسبت به زمان برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی به ازای شارهای گرمایی مختلف نشان داده شده است.

همان طور که مشاهده می شود، در ابتدا میزان تعادل جرمی افزایش می ابد زیرا نرخ تبخیر از نرخ چگالش بیشتر است. با گذشت زمان و افزایش

دما در لوله گرمایی نرخ چگالش افزایش یافته به طوری که با رسیدن به حالت پایا، تعادل جرمی به تدریح به صفر میرسد. همچنین با افزایش شار گرمایی ورودی، بیشینه مقدار تعادل جرمی افزایش مییابد زیرا انتقال جرم چگالش به زمان بیشتری برای مطابقت با سرعت تبخیر نیاز دارد.

شکل ۱۲ جرم محلی بی بعد شده در سطح مشترک مایع-بخار را برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی در شار گرمایی ۳۰ وات نشان می دهد. با رسیدن به حالت پایا (ثانیه ۶۰ به بعد)، نرخ تبخیر و چگالش در طول ناحیه تبخیرکننده و چگالنده یکنواخت است. بجز نقطه متقاطع بین شار جرمی مثبت و منفی، هیچ ناحیهای وجود ندارد که سرعت سطح مشترک صفر باشد. کل طول ناحیه آدیاباتیک لوله گرمایی نیز در فرآیند انتقال حرارت و جرم در داخل لوله گرمایی شرکت می کند. در لحظههای ابتدایی راهاندازی لوله گرمایی انتقال جرم قابل توجهی در ناحیه آدیاباتیک دیده می شود. در شکل ۱۳، خطوط جریان و بردار سرعت در ناحیه فتیله و بخار در شار گرمایی ورودی ۳۰ وات رسم شده است. همان طور که از شکل مشخص است در ناحیه آدیاباتیک تغییر فاز صورت می گیرد.

شکل ۱۴ توزیع دمای دیوار را در حالت پایا برای لوله گرمایی با



شکل ۱۱.تعادل جرمی در سطح مشترک تغییر فاز برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی

Fig. 11. The mass balance of phase change versus time at the interface for the hybrid wick heat pipe



شکل ۱۲. جرم محلی بیبعد شده در سطح مشترک تغییر فاز برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی در شار گرمایی ۳۰ وات Fig. 12. Normalized local mass transfer hybrid heat pipe for heat input of 30 W different times







لوله گرمایی با فتیله شیاردار است. همچنین از نظر اختلاف دما بین بخش چگالنده و تبخیرکننده (اختلاف دما دو سر لوله گرمایی)، اثر فتیله ترکیبی با افزایش شار گرمایی افزایش مییابد. کانتور دما در حالت پایا برای سه شار گرمایی ورودی ۱۰، ۲۰ و ۳۰ وات

فتیله ترکیبی و شیاردار بهازای شار گرمایی ورودی مختلف نشان میدهد. همانطور که نشان داده شده است، دمای بخش کنداسور برای لوله گرمایی ترکیبی و شیاردار ثابت باقی میماند در حالی که دمای بخش تبخیرکننده لوله گرمایی با فتیله ترکیبی به طور قابل توجهی پایین تر از مقدار مربوط به



شکل ۱۴ توزیع دمای دیوار برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی و شیاردار در حالت پایا

Fig. 14. Steady state wall temperature distribution of hybrid and grooves heat pipe for different heat inputs

در شکل ۱۵ نشان داده شده است. با افزایش شار گرمایی ورودی، دمای بیشینه در مرکز بخش تبخیرکننده و حداقل دما در مرکز بخش چگالنده و در نتیجه اختلاف دما بین تبخیرکننده و چگالنده افزایش مییابد. همچنین با افزایش شار گرمایی بخش تبخیر در سطح مشترک دو فاز گسترش مییابد. مقاومت حرارتی به عنوان شاخصی برای عملکرد دستگاه خنککاری استفاده می شود. مقاومت حرارتی به شکل زیر تعریف می گردد [۲۳ و ۲۳]:

$$R_{th} = \frac{\overline{T_E} - \overline{T}_C}{Q_{in}} \tag{(TT)}$$

که R_{th} مقاومت حرارتی، $\overline{T_E}$ دمای متوسط بخش تبخیرکننده، $\overline{T_E}$ دمای متوسط بخش تبخیرکننده، $\overline{T}c$ دمای متوسط بخش چگالنده و Q_{in} مقدار توان ورودی به بخش تبخیرکننده میباشد.

شکل ۱۶ نشاندهنده مقاومت حرارتی لولههای گرمایی با فتیله ترکیبی و شیاردار بر حسب شارهای گرمایی ورودی مختلف میباشد. در شارهای

گرمایی کم، هر دو لوله گرمایی عملکرد یکسانی دارند و این بدان معنی است که فتیله ترکیبی تاثیری بر عملکرد حرارتی لوله گرمایی ندارد. هر دو لوله گرمایی در شار حرارتی کوچک رفتار یکسانی ندارند زیرا به عنوان یک خنک کننده مؤثر تغییر فاز کار نمی کنند بلکه بیشتر به عنوان یک رسانای حرارتی در طول مقاومتهای حرارتی رسانش عمل می کنند. مقدار شار گرمایی ورودی برای تبخیر کامل سیال کاری کافی نیست. بنابراین فشار بخار کم بوده که منجر به چگالش و پمپاژ مویینگی ناکافی از چگالنده به تبخیرکننده برای حذف گرما می شود. از این رو، دما به شدت افزایش و مقاومتهای حرارتی بالاتری ایجاد می شود که تقریباً برای هر دو لوله گرمایی یکسان است. پس تأثیر شار گرمایی کوچک نسبت به تغییر نوع فتیله بیشتر است. با افزایش شار گرمایی مقاومت حرارتی لوله گرمایی با فتیله ترکیبی کاهش یا نوزایش مار گرمایی مقاومت حرارتی لوله گرمایی با فتیله ترکیبی کاهش نومایی ۱۰، ۲۰ و ۳۰ وات عملکرد لوله گرمایی با فتیله ترکیبی نسبت به فتیله شیاردار به ترتیب ۳۵۹، ۲۰(۳۸ و ۲۰/۳۸ و ۲۵/۸۷ درصد بهبود می یابد.













شکل ۱۵. کانتور دما در حالت پایا برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی بهازای شارهای گرمایی ورودی مختلف

Fig. 15. Steady-state temperature contours of hybrid heat pipe for (a) Q = 10 W, (b) Q = 20 W and (c) Q = 30 W.



شکل ۱۶. مقاومت حرارتی لولههای گرمایی با فتیله ترکیبی و شیاردار Fig. 16. Thermal resistances of hybrid and grooves wicks

۸- نتیجه گیری

در این پژوهش، عملکرد حرارتی لوله گرمایی تخت نازک با فتیله ترکیبی به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. همچنین عملکرد حرارتی آن با فتیله شیاردار برای شارهای گرمایی ورودی مختلف مقایسه شدند. شبیهسازی عددی به صورت دوبعدی، ناپایا و تراکمناپذیر انجام شد. پارامترهای دمای دیوار، بیشینه سرعت محوری، انتقال جرم در سطح مشترک مایع-بخار، فشار سیستم و مقاومت حرارتی بررسی شدند. نتایج بهدست آمده نشان داد که دمای بخش تبخیرکننده لوله گرمایی با فتیله ترکیبی به طور قابل توجهی پایینتر از مقدار مربوط به لوله گرمایی با فتیله شیاردار است. دیده شد با افزایش شار گرمایی مقاومت حرارتی لوله گرمایی با فتیله ترکیبی کاهش یافته و نسبت به فتیله شیاردار عملکردی بسیار مناسبی دارد. در شارهای گرمایی ۱۰، ۲۰ و ۳۰ وات عملکرد لوله گرمایی با فتیله ترکیبی نسبت به فتیله شیاردار به ترتیب ۲۸/۵۹، ۲۸/۸۲ و ۲۸/۵۲ درصد بهبود مییابد. بنابراین ساختار فتیله ترکیبی میتواند عملکرد لوله گرمایی را بهبود مییابد. بنابراین ساختار فتیله ترکیبی میتواند عملکرد لوله گرمایی را بهبود

۹- فهرست علائم

علائم انگلیسی

- J/kg گرمای نهان تبخیر، h_{fg}
- $\mathrm{W/m}^{r}.\mathrm{K}$ ضريب انتقال حرارت ناحيه چگالنده، h_{∞}
 - W/m.K ضریب هدایت گرمایی، k
 - m W/m.K فريب هدايت گرمايي مؤثر فتيله، $k_{e\!f\!f}$
 - \mathbf{m}^{r} نفوذپذیری ناحیه متخلخل، K
 - ${
 m m}$ طول لوله گرمایی، ${
 m m}$
- s شار جرمی محلی در سطح مشترک فتیله-بخار، m $_{
 m int}$
 - Pa فشار سیستم، P_{op}
 - $\mathrm{W/m}^{^{\mathrm{v}}}$ شار گرمایی ورودی، $q^{^{\mathrm{v}}}$
 - R ثابت گازها، J/kg.K
 - $^{\circ}\mathrm{C}$ دمای ورودی ناحیه چگالنده، $T_{\scriptscriptstyle\infty}$

علائم يونانى

- $\mathrm{kg/m}^{\mathrm{r}}$ چگالی، ho
- N.s/m^{*} لزجت دینامیکی، μ
 -

control technologies, HVAC&R Research, 16(2) (2010) 189-220.

- [9] Y. Nakamura, K. Nishijo, N. Murakami, K. Kawashima, Y. Horikawa, K. Yamamoto, T. Ohtani, Y. Takhashi, K. Inoue, Small demonstration satellite-4 (SDS-4): development, flight results, and lessons learned in JAXA's microsatellite project, (2013).
- [10] S.A. Isaacs, C. Lapointe, P.E. Hamlington, Development and Application of a Thin Flat Heat Pipe Design Optimization Tool for Small Satellite Systems, Journal of Electronic Packaging, 143(1) (2020).
- [11] H. Tang, L. Lian, J. Zhang, Y. Liu, Heat transfer performance of cylindrical heat pipes with axially graded wick at anti-gravity orientations, Applied Thermal Engineering, 163 (2019) 114413.
- [12] X. Huang, G. Franchi, Design and fabrication of hybrid bi-modal wick structure for heat pipe application, Journal of Porous Materials, 15(6) (2008) 635-642.
- [13] S.-C. Shen, H.J. Huang, J.C. Hsieh, J.K. Tseng, C.T. Pan, H.-J. Shaw, Design and processing of novel hybrid structure tubular heat pipe for photoelectric components, Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, Transactions of the Chinese Institute of Engineers, Series C/Chung-Kuo Chi Hsueh Kung Ch'eng Hsuebo Pao, 30(6) (2009) 519-525.
- [14] L. Jiang, Y. Huang, Y. Tang, Y. Li, W. Zhou, L. Jiang, J. Gao, Fabrication and thermal performance of porous crack composite wick flattened heat pipe, Applied thermal engineering, 66(1-2) (2014) 140-147.
- Sangpab, N. Kimura, P. Terdtoon, [15] N. P. Sakulchangsatjatai, N. Kammuang-lue, M. Murakami, Combined effect of bending and flattening on heat transfer performance of cryogenic sintered-wick heat pipe, Applied Thermal Engineering, 148 (2019) 878-885.
- [16] W. Zhou, P. Xie, Y. Li, Y. Yan, B. Li, Thermal performance of ultra-thin flattened heat pipes, Applied Thermal Engineering, 117 (2017) 773-781.
- [17] Y. Li, W. Zhou, J. He, Y. Yan, B. Li, Z. Zeng, Thermal performance of ultra-thin flattened heat pipes with

ميزان تخلخل ناحيه فتيله φ

- ضريب تطبيق σ
- ضخامت لوله گرمایی، m δ

زيرنويس

جامد S مايع l بخار v سطح مشترك int مقدار مرجع 0 ناحيه بخار

منابع

V

- [1] A. Faghri, Review and advances in heat pipe science and technology, Journal of heat transfer, 134(12) (2012).
- [2] Y. Yau, M. Ahmadzadehtalatapeh, A review on the application of horizontal heat pipe heat exchangers in air conditioning systems in the tropics, Applied Thermal Engineering, 30(2-3) (2010) 77-84.
- [3] T. Brahim, M.H. Dhaou, A. Jemni, Theoretical and experimental investigation of plate screen mesh heat pipe solar collector, Energy conversion and management, 87 (2014) 428-438.
- [4] Y. Tang, X. Ding, B. Yu, Z. Li, B. Liu, A high power LED device with chips directly mounted on heat pipes, Applied thermal engineering, 66(1-2) (2014) 632-639.
- [5] D. Liu, F.-Y. Zhao, H.-X. Yang, G.-F. Tang, Thermoelectric mini cooler coupled with micro thermosiphon for CPU cooling system, Energy, 83 (2015) 29-36.
- [6] Y. Liu, X. Yang, J. Li, X. Zhao, Energy savings of hybrid dew-point evaporative cooler and micro-channel separated heat pipe cooling systems for computer data centers, Energy, 163 (2018) 629-640.
- [7] J. Qu, H. Wu, P. Cheng, Q. Wang, Q. Sun, Recent advances in MEMS-based micro heat pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 110 (2017) 294-313.
- [8] D.W. Hengeveld, M.M. Mathison, J.E. Braun, E.A. Groll, A.D. Williams, Review of modern spacecraft thermal

investigation of flat porous heat pipe for cooling TV box electronic chips, Applied Thermal Engineering, 163 (2019) 114267.

- [25] C. Oshman, B. Shi, C. Li, R. Yang, Y. Lee, G. Peterson, V.M. Bright, The development of polymer-based flat heat pipes, Journal of Microelectromechanical Systems, 20(2) (2011) 410-417.
- [26] C. Li, G. Peterson, The effective thermal conductivity of wire screen, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49(21-22) (2006) 4095-4105.
- [27] U. Vadakkan, J.Y. Murthy, S.V. Garimella, Transient analysis of flat heat pipes, in: Heat Transfer Summer Conference, 2003, pp. 507-517.
- [28] J. Rice, A. Faghri, Analysis of screen wick heat pipes, including capillary dry-out limitations, Journal of thermophysics and heat transfer, 21(3) (2007) 475-486.
- [29] L. Rayleigh, LVI. On the influence of obstacles arranged in rectangular order upon the properties of a medium, The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, 34(211) (1892) 481-502.
- [30] W. Zhou, Y. Li, Z. Chen, L. Deng, Y. Gan, A novel ultrathin flattened heat pipe with biporous spiral woven mesh wick for cooling electronic devices, Energy Conversion and Management, 180 (2019) 769-783.
- [31] U. Vadakkan, S.V. Garimella, J.Y. Murthy, Transport in flat heat pipes at high heat fluxes from multiple discrete sources, J. Heat Transfer, 126(3) (2004) 347-354.
- [32] B. Zohuri, Heat pipe design and technology, FL: Taylor and Francis Group, LLC, (2011).

composite wick structure, Applied Thermal Engineering, 102 (2016) 487-499.

- [18] W. Zhou, Y. Li, Z. Chen, L. Deng, B. Li, Experimental study on the heat transfer performance of ultra-thin flattened heat pipe with hybrid spiral woven mesh wick structure, Applied Thermal Engineering, 170 (2020) 115009.
- [19] D. Wang, J. Wang, X. Bao, G. Chen, H. Chu, Evaporation heat transfer characteristics of composite porous wick with spherical-dendritic powders, Applied Thermal Engineering, 152 (2019) 825-834.
- [20] S. Sudhakar, J.A. Weibel, F. Zhou, E.M. Dede, S.V. Garimella, Area-scalable high-heat-flux dissipation at low thermal resistance using a capillary-fed two-layer evaporator wick, International Journal of Heat and Mass Transfer, 135 (2019) 1346-1356.
- [21] M. Famouri, G. Carbajal, C. Li, Transient analysis of heat transfer and fluid flow in a polymer-based micro flat heat pipe with hybrid wicks, International Journal of Heat and Mass Transfer, 70 (2014) 545-555.
- [22] S.A. Isaacs, D.A. Arias, D. Hengeveld, P.E. Hamlington, Experimental development and computational optimization of flat heat pipes for cubesat applications, Journal of Electronic Packaging, 139(2) (2017).
- [23] T. Naemsai, N. Kammuang-lue, P. Terdtoon, P. Sakulchangsatjatai, Numerical model of heat transfer characteristics for sintered-grooved wick heat pipes under non-uniform heat loads, Applied Thermal Engineering, 148 (2019) 886-896.
- [24] K. Zeghari, H. Louahlia, S. Le Masson, Experimental

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم G. R. Abdizadeh, S. Noori , H. Tajik, M. Shahryari, M. Saeedi , Numerical Investigation of Hybrid Wick Structure Effect on Thermal Performance of a Thin Flat Heat Pipe , Amirkabir J. Mech Eng., 53(11) (2022) 5485-5504.



DOI: 10.22060/mej.2021.19721.7095