Archive of SID.ir

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

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[۱]، سحر نوری*[۱]، حمیدرضا تاجیک[۲]، مهران شهریاری[۲]، محمد سعیدی[۱]

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

خلاصه: با توجه به محدودیت حجمی و جرمی دستگاه‌های الکترونیکی کوچک، لوله‌های گرمایی تخت نازک یک راه‌حل ایده‌آل 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. شبیه‌سازی عددی به صورت دوبعدی، ناپایا، تراکم‌ناپذیر و آرام انجام شده است. نتایج به‌دست آمده نشان داد که دمای بخش تبخیرکننده لوله گرمایی با فتیله ترکیبی به طور قابل توجهی کمتر از مقدار مربوط به لوله گرمایی با فتیله شیاردار است. همچنین 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 به ترتیب ۳/۵۹، ۲۰/۳۸ و ۲۸/۵۷ درصد بهبود می‌یابد. بنابراین ساختار فتیله ترکیبی می‌تواند عملکرد لوله گرمایی را بهبود بخشد و میزان این بهبود در شارهای گرمایی بالا، قابل توجه است.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۳۹۹/۱۲/۱۸
بازنگری: ۱۴۰۰/۰۳/۱۱
پذیرش: ۱۴۰۰/۰۴/۲۵
ارائه آنلاین: ۱۴۰۰/۰۵/۰۶

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

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[۱] [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 عامل که در حالت مایع اشباع قرار دارد در اثر دریافت گرمای نهان تبخیر به بخار اشباع تبدیل می‌شود. بخار با فشار بالا به بخش چگالنده منتقل می‌شود. دمای بخش چگالنده پایین است و ازاین‌رو بخار اشباع، گرمای نهان تبخیر خود را از دست‌داده و چگالیده می‌شود. مایع اشباع حاصل، از طریق یک ساختار متخلخل توسط نیروی مویینگی به بخش تبخیرکننده بازگردانده می‌شود و سیکل مجدداً تکرار می‌شود تا گرما به‌طور پیوسته از ناحیه گرم به ناحیه سرد منتقل شود. ازآنجایی‌که 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 کاربردهای فضایی بسیار مناسب هستند.

با توجه به محدودیت حجمی و جرمی دستگاه‌های الکترونیکی کوچک، لوله‌های گرمایی تخت نازک[۴] یک راه‌حل 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

1 Microelectromechanical Systems (MEMS)
2 Evaporator
3 Condenser
4 Thin Flat Heat Pipe (TFHP)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: s_noori@aut.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.

Archive of SID.ir

Archive of SID.ir

متخلخل، ساختاری خلل و فرجدار است که در کاربرد خنک‌کاری لوله‌های گرمایی به آن فتیله[1] 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[2]، فشار مویینگی و ضریب نفوذپذیری ناحیه متخلخل است. در لوله‌های گرمایی برای فتیله دو ساختار متداول وجود : فتیله همگن[3] و فتیله ترکیبی[4]. هر یک از فتیله‌ها ویژگی‌های خاص خود را دارند برای مثال فتیله شیاردار[5] نفوذپذیری بالا و فشار مویینگی پایین دارد و فتیله پودر فشرده (سینتر شده)[6] ضریب نفوذپذیری پایین 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.

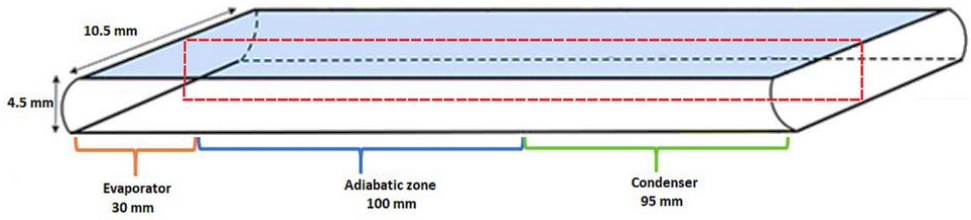
هوآنگ و فرانچی[7] [۱۲] نتیجه گرفتند که هدایت حرارتی مؤثر لوله‌های گرمایی با فتیله ترکیبی چهار برابر بیشتر از لوله‌های گرمایی با فتیله همگن شبکه مسی[8] است. شن[9] و همکاران [۱۳] نشان دادند که مقاومت حرارتی لوله گرمایی با ساختار متخلخل ترکیبی تقریباً ۷۲ درصد کمتر از لوله گرمایی مرسوم با فتیله شبکه مسی است. فتیله شیاردار – سینتر شده[10] 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 است و درک عمیق از فرآیند انتقال حرارت در آن به عنوان یک چالش پابرجاست. ژو[11] و همکاران [۱۸] یک نوع لوله گرمایی بسیار نازک[12] با ضخامت ۱/۱ میلی‌متر و فتیله ترکیبی شبکه بهم بافته شده مارپیچ[13] 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 که برای عملکرد لوله گرمایی بسیار نازک، ظرفیت انتقال حرارت[14] ۳۳/۳۳ تا ۵۳/۸۵ درصد افزایش و مقاومت حرارتی کل[15] ۲۷/۵۳ تا ۴۲/۹۲ درصد کاهش می‌یابد. وانگ[16] و همکاران [۱۹] خصوصیات انتقال حرارت تبخیری یک فتیله مرکب از پودرهای کروی–دندریتیک[17] 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 ۱۵/۱ W/cm^2 را دارد. سوداکار[18] و همکاران [۲۰] عملکرد محفظه بخار[19] 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 عملکرد حرارتی آنها ایجاد می‌کند. فاموری[20] و همکاران [۲۱] عملکرد 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[21] 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 حرارتی ورودی غیریکنواخت به منظور نزدیک شدن به مکانیزم انتقال حرارت واقعی توسط نعمسای[22] و همکاران [۲۳] انجام گردید. فتیله مورد مطالعه آن‌ها از نوع ترکیبی شیاردار و سینترشده بوده و از لوله گرمایی استوانه‌ای با قطر خارجی ۶ میلی‌متر استفاده کردند. نتایج مدل‌سازی آن‌ها بر پایه 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 مدل‌سازی عددی آن‌ها نشده است.

1 Wick
2 Effective thermal conductivity
3 Homogenous wick
4 Hybrid wick
5 Grooved wick
6 Sintered 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
15 Total thermal resistance
16 Wang
17 Spherical-dendritic powders
18 Sudhakar
19 Vapor chamber
20 Famouri
21 Issac
22 Naemsai

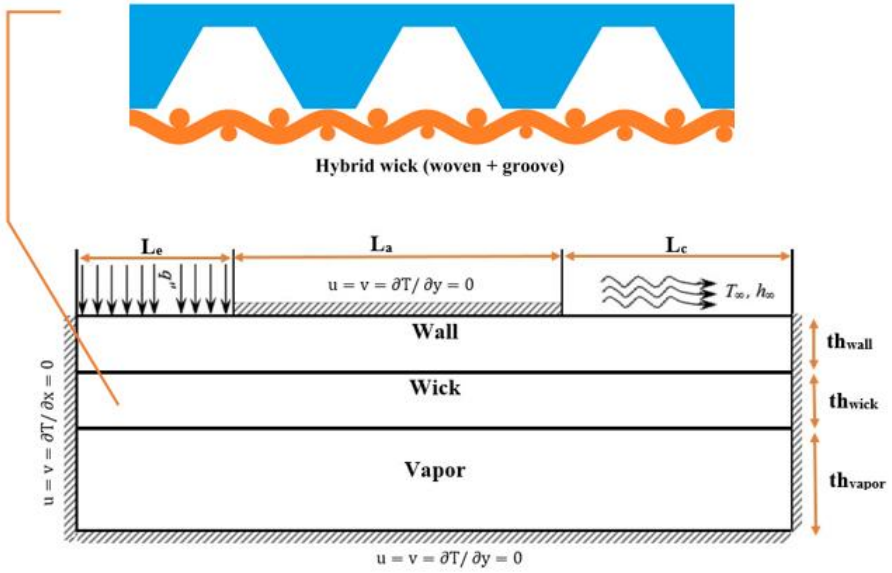
Archive of SID.ir

Archive of SID.ir



شکل ۱. ابعاد لوله گرمایی تخت نازک مورد مطالعه

Fig. 1. Dimensions of thin flat heat pipe investigated



شکل ۲. جزئیات ابعاد و شرایط مرزی مدل دو بعدی

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

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، به‌صورت ناپایا و دو بعدی انجام می‌گیرد. 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.

۲- بیان مسئله

در این پژوهش، ابعاد لوله گرمایی متناسب با یک لوله گرمایی واقعی انتخاب شده است [۲۴]. همان‌طور که در شکل ۱ نشان داده شده است؛ ابعاد لوله گرمایی تخت نازک ۲۲۵×۴/۵×۱۰/۵ 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 مدل‌سازی می‌شود 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 می‌گردد. مدل هندسی شامل سه ناحیه بخار، فتیله و دیوار است. فتیله از نوع ترکیبی و از سه لایه تشکیل می‌شود: دو لایه از ساختار شبکه بهم بافته شده

Archive of SID.ir

Archive of SID.ir

جدول ۱. جزئیات هندسی مدل دو بعدی

Table 1. Detailed dimensions of 2-D model

پارامتر		اندازه (mm)
طول ناحیه تبخیرکننده	L_e	۳۰
طول ناحیه آدیاباتیک	L_a	۱۰۰
طول ناحیه چگالنده	L_c	۹۵
ضخامت ناحیه دیوار	th_{wall}	۰/۸
ضخامت فتیله	th_{wick}	۰/۴
ضخامت ناحیه بخار	th_{vapor}	۳/۳

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 $W/m^2.K$ انجام می‌شود.

۳- معادلات حاکم

جریان بخار و مایع به صورت دو بعدی، آرام و تراکم‌ناپذیر مدل‌سازی می‌گردد. همان‌طور 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 به‌هم کوپل می‌شوند. مکانیزم انتقال حرارت برای ناحیه دیوار، رسانش است و سایر ناحیه‌ها دارای جریان سیال و انتقال حرارت رسانش و همرفت هستند. در فرآیند حل فرض می‌شود که هر دو ناحیه بخار و متخلخل در تعادل هستند و شرایط اشباع در سطح مشترک بخار–مایع برقرار است. تمام خصوصیات ترموفیزیکی به جز چگالی بخار که از فشار عملیاتی و دمای محلی با استفاده از قانون گاز ایده‌آل محاسبه می‌شود، ثابت هستند. برای مطالعه جزئیات بیشتر به مرجع [۲۷] مراجعه شود. معادلات حاکم در فرم بقایی و ناپایا ارائه می‌شود. معادله پیوستگی برای ناحیه فتیله و بخار به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\varphi\frac{\partial\rho}{\partial t}+\nabla.\left(\rho\vec{V}\right)=0 \qquad (۱)$$

که در آن φ و ρ به ترتیب بیانگر تخلخل ناحیه متخلخل و چگالی هستند. تخلخل برای ناحیه بخار یک است ($\varphi=1$). معادله مومنتوم دو بعدی برای ناحیه متخلخل و بخار مطابق روابط زیر است.

$$\frac{\partial\left(\rho u\right)}{\partial t}+\nabla.\left(\rho\vec{V}u\right)=-\frac{\partial\left(\varphi P\right)}{\partial x}+\nabla.\left(\mu\nabla u\right)+S_x \qquad (۲)$$

$$\frac{\partial\left(\rho v\right)}{\partial t}+\nabla.\left(\rho\vec{V}v\right)=-\frac{\partial\left(\varphi P\right)}{\partial y}+\nabla.\left(\mu\nabla v\right)+S_y \qquad (۳)$$

Archive of SID.ir

Archive of SID.ir

جدول ۲. جزئیات خواص حرارتی

Table 2. Detailed thermal properties

ناحیه	خواص	مقدار	واحد
دیوار	گرمای ویژه	۳۸۱	J / kg.K
	چگالی	۸۹۷۸	kg / m^3
	ضریب هدایت حرارتی	۳۸۷/۶	W / m.K
فتیله	گرمای ویژه	۴۲۰۰	J / kg.K
	چگالی	$M_{wick}/LW\delta$	kg / m^3
	ویسکوزیته دینامیکی	۰/۰۰۰۸	N.s / m^2
	ضریب هدایت حرارتی	۱/۲	W / m.K
	نفوذپذیری	۱/۱×۱۰$^{-9}$	m^2
	تخلخل	۰/۷۱۸	-
بخار	گرمای ویژه	۱۸۶۱/۵۴	J / kg.K
	چگالی	P_{op}/RT	kg / m^3
	ضریب هدایت حرارتی	۰/۰۱۸۹	W / m.K
	ویسکوزیته دینامیکی	۸/۴×۱۰$^{-6}$	N.s / m^2
تغییر فاز	گرمای نهان تبخیر	۲/۳۳×۱۰^6	J / kg

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

$$S_x = -\frac{\mu\varphi}{K}u - \frac{C_E\varphi}{K^{0.5}}\rho\left|\vec{V}\right|u \quad (۴)$$

$$S_y = -\frac{\mu\varphi}{K}v - \frac{C_E\varphi}{K^{0.5}}\rho\left|\vec{V}\right|v \quad (۵)$$

K، C_E و $\left|\vec{V}\right|$ به ترتیب نفوذپذیری، ضریب ارگون[1] ناحیه متخلخل و اندازه سرعت می‌باشد. برای ناحیه بخار مقدار نفوذپذیری بی‌نهایت ( ) بوده و ترم چشمه نیز صفر ($S_x = S_y = ۰$) می‌باشند. C_E یک عدد ثابت است که مقدار آن برای لوله گرمایی مطابق مراجع [۲۸] برابر ۰/۵ است. معادله انرژی برای ناحیه دیوار، متخلخل و بخار به ترتیب در معادلات (۶) تا (۸) ارائه شده‌اند.

$$\frac{\partial\left(\left[\rho C_p\right]_s T\right)}{\partial t} = \nabla.\left(k_s \nabla T\right) \quad (۶)$$

$$\left[\rho C_p\right]_{wick} = (1-\varphi)\left[\rho C_p\right]_s + \varphi\left[\rho C_p\right]_l$$
$$\frac{\partial\left(\left[\rho C_p\right]_{wick} T\right)}{\partial t} + \nabla.\left(\left[\rho C_p\right]_l \vec{V} T\right) = \nabla.\left(k_{eff} \nabla T\right) \quad (۷)$$

1 Ergun's coefficient

Archive of SID.ir

Archive of SID.ir

$$\frac{\partial\left(\left[\rho C_p\right]_v T\right)}{\partial t}+\nabla.\left(\left[\rho C_p\right]_v \vec{V} T\right)=\nabla.\left(k_v \nabla T\right) \quad (۸)$$

k و C_p به ترتیب ضریب هدایت حرارتی و ظرفیت گرمایی می‌باشد. اندیس‌های، v و به ترتیب مربوط به مایع، بخار و جامد می‌باشد. k_{eff} ضریب هدایت مؤثر ناحیه متخلخل است که بر اساس ضریب هدایت مایع، جنس و نوع ساختار ناحیه متخلخل محاسبه می‌شود. برای محاسبه k_{eff} در ساختار شیاردار از معادله (۹)[۲۹] و ساختار بهم بافته شده از معادله (۱۰) استفاده شده است.

$$k_{eff}=\frac{k_l\left(k_l+k_s-(1-\varphi)\left(k_l-k_s\right)\right)}{k_l+k_s+(1-\varphi)\left(k_l-k_s\right)} \quad (۹)$$

$$k_{eff}=1.42k_s\frac{(Md)^2}{c_f} \quad (۱۰)$$

d قطر سیم، M تعداد شبکه و c_f ضریب تراکم[1] است. برای اطلاعات 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:

$$-k\frac{\partial T}{\partial y}=q'' \qquad y=\delta, 0\le x\le L_e \quad (۱۱)$$

$$u=v=\frac{\partial T}{\partial y}=0 \qquad y=\delta, L_e\le x\le L_e+L_a \quad (۱۲)$$

$$-k\frac{\partial T}{\partial y}=h_\infty\left(T-T_\infty\right) \qquad y=\delta, x>L_e+L_a \quad (۱۳)$$

برای سطح مشترک دیوار و فتیله، شرایط مرزی عدم لغزش و تعادل انرژی برقرار است که همانند معادلات (۱۴) و (۱۵) بیان می‌گردد.

$$u=v=0$$
$$-k_{wall}\left[\frac{\partial T}{\partial y}\right]_{wall}=-k_{eff}\left[\frac{\partial T}{\partial y}\right]_{wick} \quad (۱۴)$$

$$y=\delta-th_{wall}, 0\le x\le L$$
$$y=\delta-th_{wall}, 0\le x\le L \quad (۱۵)$$

برای سطح مشترک فتیله- بخار، شرط مرزی تعادل انرژی به‌صورت زیر تعریف می‌شود.

$$-k_{eff}\,A\left[\frac{\partial T}{\partial y}\right]_{wick}=-k_v\,A\left[\frac{\partial T}{\partial y}\right]_{vapor}+m_{\text{int}}h_{fg} \quad (۱۶)$$
$$y=\delta-\left(th_{wall}+th_{wick}\right), 0\le x\le L$$

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

$$\dot{m}_{\text{int}}=\left(\frac{2\sigma}{2-\sigma}\right)\frac{\Delta x}{\sqrt{2\pi R}}\left(\frac{P_V}{\sqrt{T_V}}-\frac{P_{\text{int}}}{\sqrt{T_{\text{int}}}}\right) \quad (۱۷)$$

که در آن R، σ و P_{int} به ترتیب ثابت جهانی گاز، ضریب تطبیق[2] و فشار سطح مشترک فتیله-بخار هستند. مقدار R و σ به ترتیب $\frac{\text{J}}{\text{kg.K}}$ ۸۳۱۴/۴ و ۰/۰۳ در نظر گرفته شده است. P_{int} را می‌توان مطابق معادله (۱۸) از معادله کلاسیوس-کلاپیرون[3] محاسبه کرد.

$$\frac{R}{h_{fg}}\ln\left(\frac{P_{\text{int}}}{P_0}\right)=\frac{1}{T_0}-\frac{1}{T_{\text{int}}} \quad (۱۸)$$

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

1 Compression factor

2 Accommodation coefficient

3 Clausius-Clapeyron

Archive of SID.ir

Archive of SID.ir

$$u = v = \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \qquad x = 0 = L, 0 \le y \le \delta \qquad (۱۹)$$

$$u = v = \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \qquad y = 0, 0 \le x \le L \qquad (۲۰)$$

همچنین با توجه به اینکه در ابتدای حل فرض می‌شود، ناحیه متخلخل با مایع اشباع و ناحیه بخار با بخار اشباع پرشده است و لوله گرمایی از دمای خنک‌کاری (T_∞) شروع به کار می‌کند؛ شرایط اولیه به صورت زیر است.

$$T(x,y) = T_\infty \qquad t = 0 \qquad (۲۱)$$

$$P_V(x,y) = P_{op} = P_{sat}(T = T_\infty) \qquad t = 0 \qquad (۲۲)$$

$$u(x,y) = v(x,y) = 0 \qquad t = 0 \qquad (۲۳)$$

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

$$P = \hat{P} + P_{op} \qquad (۲۴)$$

P_{op} تابعی از زمان و از تعادل جرم کل در سطح مشترک فتیله–بخار بدست می‌آید. P_{op} به‌صورت محلی تغییر نمی‌کند و یک پارامتر سیستم است. اگرچه، $\hat{P}$ به‌صورت محلی و از ترم فشار معادلات ناویر–استوکس محاسبه می‌شود. جرم بخار بر حسب زمان در ناحیه بخار برابر با معادله (۲۵) تعریف می‌شود [۲۷ و ۳۱].

$$M_v = M_v^0 + \Delta t\left(\sum_{Interface} -\dot{m}_{\text{int}}\right) \qquad (۲۵)$$

M_v^0 جرم اولیه بخار و Δt گام زمانی است. همچنین بر اساس قانون گاز ایده‌آل می‌توان جرم بخار را به‌صورت زیر نوشت:

$$M_v = \frac{P_{op}}{R}\sum_V \frac{\Delta x \Delta y}{T_v} \qquad (۲۶)$$

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

$$P_{op} = \frac{M_v^0 + \Delta t\left(\sum_{Interface} -\dot{m}_{\text{int}}\right)}{\frac{1}{R}\sum_V \frac{\Delta x \Delta y}{T_v}} \qquad (۲۷)$$

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

$$\rho_v = \frac{P_{op}}{RT_v} \qquad (۲۸)$$

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

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

M_l^0 جرم اولیه مایع است. همچنین، با توجه به کاهش جرمی از ناحیه متخلخل، میانگین چگالی مایع به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

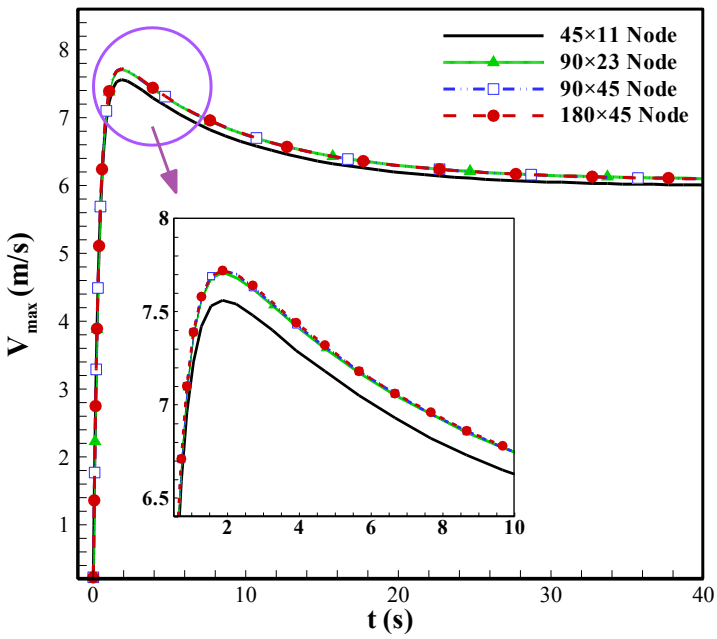
$$\rho_l = \frac{M_l}{\varphi V_{\text{wick}}} \qquad (۳۰)$$

V_{wick} حجم کلی ناحیه متخلخل است. تعادل جرم از ناحیه متخلخل به بخار و برعکس، در طول فرآیند تبخیر ($\dot{m}_{\square\square\square} < ۰$) و چگالش ($\dot{m}_{\square\square\square} > ۰$) لوله گرمایی با استفاده از معادله (۳۱) قابل محاسبه است.

$$\dot{m}_{\text{balance}} = \sum_{Interface} \dot{m}_{\text{int}} \qquad (۳۱)$$

Archive of SID.ir

Archive of SID.ir



شکل ۳. نمودار بیشینه سرعت به‌ازای شبکه محاسباتی مختلف با ورودی شار گرمایی ۱۰ وات

Fig. 3. Maximum axial velocities for different mesh sizes with 10W heat input

۵- روش حل عددی

معادلات حاکم بر اساس روش حجم محدود به صورت ضمنی گسسته می‌شوند. ترم پخش[1] معادله مومنتوم با روش اختلاف مرکزی[2] و ترم جابجایی[3] آن با روش بالادست مرتبه دوم[4] گسسته‌سازی شده و برای کوپل فشار و سرعت از الگوریتم سیمپل[5] 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[6] به نرم‌افزار اضافه خواهد شد. یکی از چالش‌های اساسی حل لوله‌های گرمایی نازک، پرش‌های دمایی به‌ویژه در شار گرمایی ورودی بالا است. برای حل این مشکل از ضریب زیر تخفیف ۰/۰۱ برای محاسبه انتقال جرم در سطح مشترک فتیله-بخار استفاده شد و همگرایی حل عددی را در شار گرمایی زیاد بهبود بخشید. همچنین میزان خطای نسبی دما، فشار، سرعت و انتقال جرم به عنوان معیار همگرایی حل عددی برابر با 10^{-6} است.

۵-۱- بررسی استقلال حل عددی از شبکه

برای بررسی استقلال حل عددی از شبکه محاسباتی، چهار شبکه ۴۵×۱۸۰، ۴۵×۹۰، ۲۳×۹۰ و ۱۱×۴۵ انتخاب شد. شبیه‌سازی لوله گرمایی با شار گرمایی ورودی ۱۰ وات انجام می‌شود. شکل ۳، توزیع بیشینه سرعت بر حسب زمان را در چهار شبکه مختلف نمایش می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد که با تغییر تعداد شبکه از ۴۵×۱۸۰ به ۲۳×۹۰ و ۱۱×۴۵ مقدار بیشینه سرعت را به ترتیب ۰/۳ و ۴ درصد تغییر می‌دهد. در نتیجه شبکه متوسط ۴۵×۱۱۲ که با تعداد سلول کمتر دقت بسیار خوبی داشته و از نظر هزینه محاسباتی به‌صرفه است به عنوان شبکه اصلی انتخاب می‌شود. شبکه تولیدی از نوع باسازمان است. شبکه محاسباتی تولید شده در شکل ۴ قابل مشاهده است.

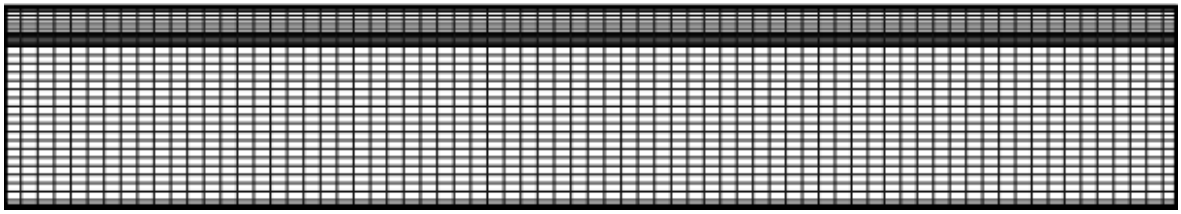
۵-۲- بررسی استقلال حل عددی از گام زمانی

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 ۰/۰۰۱، ۰/۰۰۵، ۰/۰۱ و ۰/۱ 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 ۰/۰۰۱ تا ۰/۰۱ بسیار به هم نزدیک است و به همین دلیل گام زمانی بزرگتر یعنی ۰/۰۱ ثانیه به عنوان گام زمانی مطلوب انتخاب گردید.

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

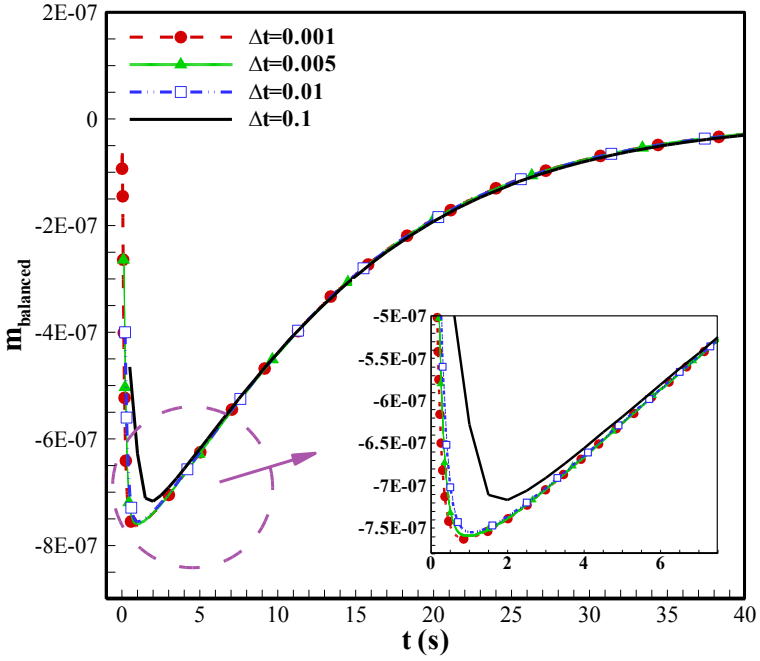
Archive of SID.ir

Archive of SID.ir



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[1] و همکاران [۲۴] برای اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی 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 می‌باشد. جنس دیوار و فتیله از مس، سیال کاری پنتان و شار گرمایی ورودی ناحیه تبخیرکننده ۷ وات است. شکل ۶، مقایسه توزیع دمای دیوار مابین نتایج تجربی و کار عددی حاضر را نشان می‌دهد. همان‌طور 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 می‌باشد.

1 Zeghari

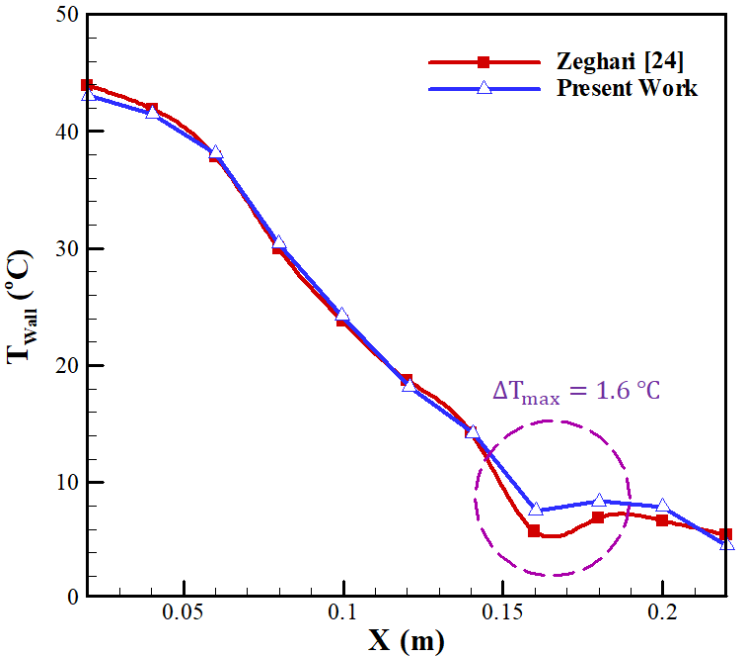
Archive of SID.ir

Archive of SID.ir

جدول ۳. پارامترهای لوله گرمایی تخت مرجع[۲۴]

Table 3. Parameters of flat heat pipe Ref. [24]

پارامتر	اندازه (mm)
ابعاد هندسی	۲۲۵×۴/۵×۱۰/۵
طول ناحیه اواپراتور	۳۰
طول ناحیه آدیاباتیک	۱۰۰
طول ناحیه کندانسور	۹۵
میزان تخلخل	۳۵٪



شکل ۶. مقایسه توزیع دمای دیوار مرجع [۲۴] با حل عددی حاضر

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

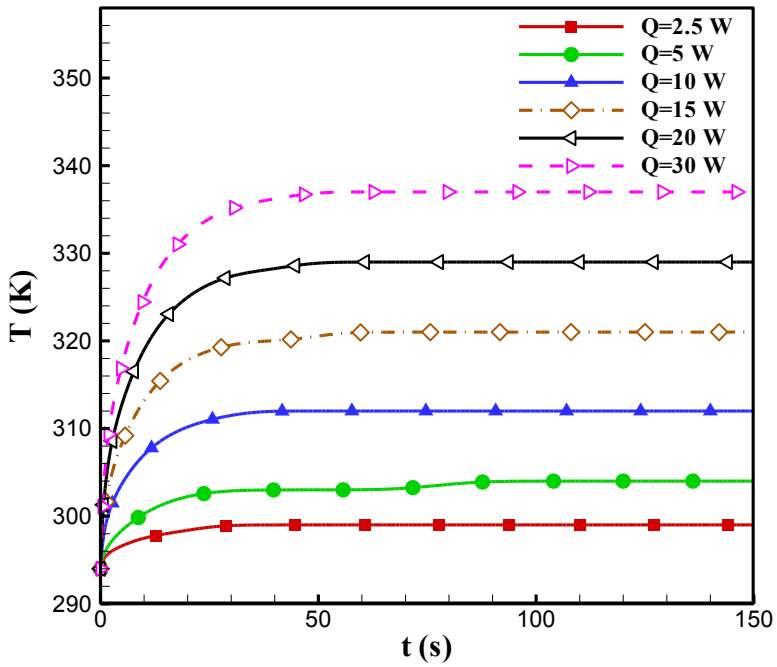
جدول ۴. مقایسه میزان مقاومت حرارتی مرجع [۲۴] و کار عددی حاضر

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

شارگرمایی ورودی (W)	مقاومت حرارتی (K/W)		درصد خطا (٪)
	مرجع [۲۴]	کار عددی حاضر	
۵	۵/۴۵	۵/۰۷	٪۶/۹۷
۷	۴/۷۳	۴/۴۵	٪۵/۹
۱۲	۴/۲۲	۴/۰۱	٪۵

Archive of SID.ir

Archive of SID.ir



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- نتایج

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.

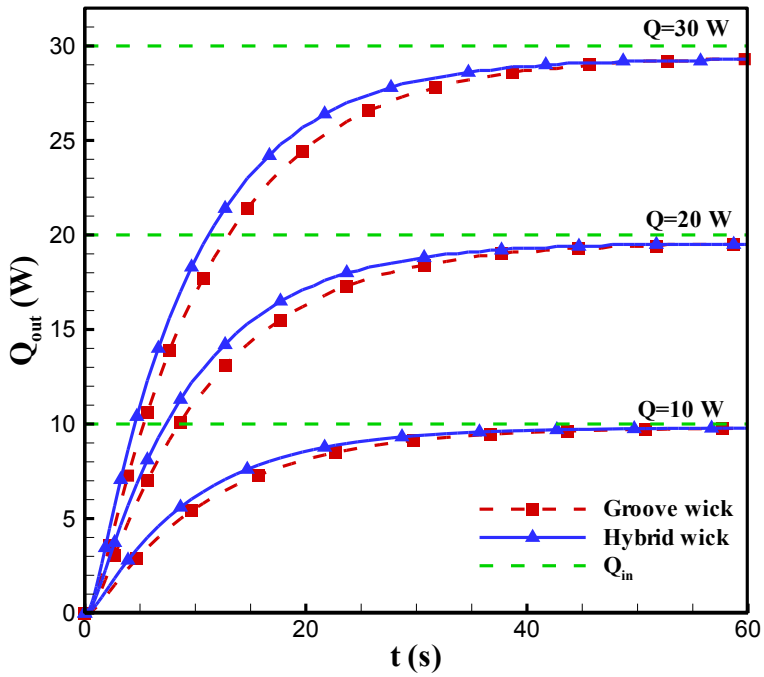
شکل ۷، دمای دیوار در نقطه وسط بخش تبخیرکننده را نسبت به زمان برای شارهای گرمایی مختلف نشان می‌دهد. با گذشت زمان و تا رسیدن به حالت پایا، دما افزایش می‌یابد. زمان لازم برای رسیدن به حالت پایا ۱۵۰ ثانیه می‌باشد. هر چند پس از ثانیه ۶۰ام تقریباً به جواب پایا می‌رسیم. لذا در ادامه برای مشخص شدن جزئیات بیشتر 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. همان‌طور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، 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 می‌رسد.

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.

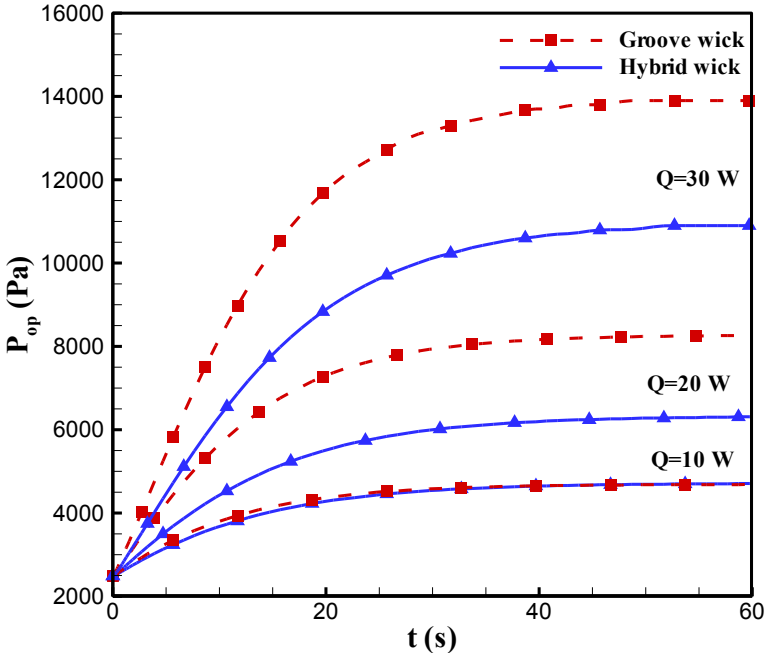
Archive of SID.ir

Archive of SID.ir



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

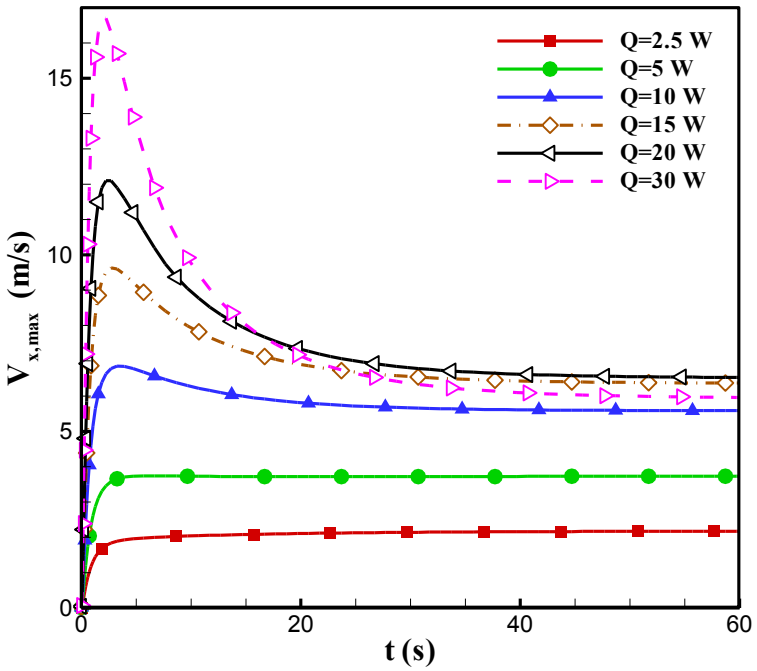


شکل ۹. فشار سیستم برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی و شیاردار به‌ازای شارهای گرمایی ورودی مختلف

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

Archive of SID.ir

Archive of SID.ir



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.

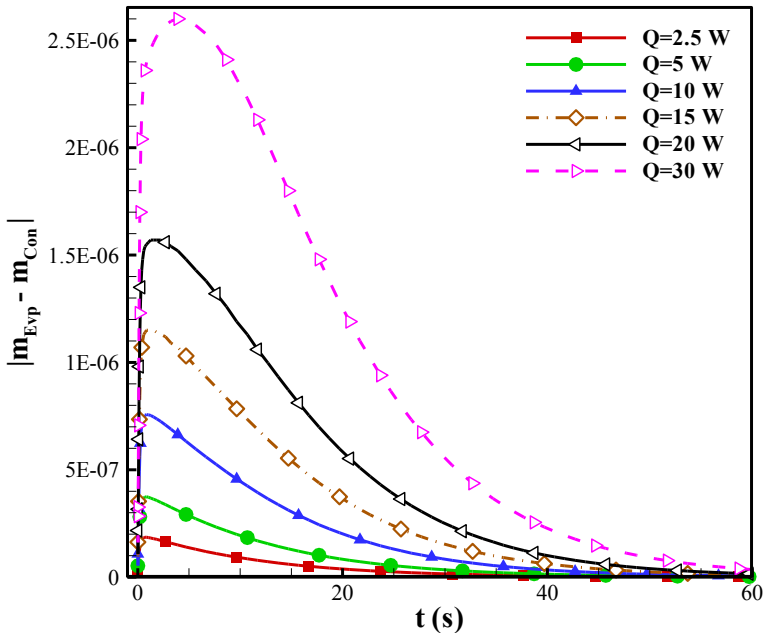
همان‌طور که مشاهده می‌شود، در ابتدا میزان تعادل جرمی افزایش می‌یابد زیرا نرخ تبخیر از نرخ چگالش بیشتر است. با گذشت زمان و افزایش دما در لوله گرمایی نرخ چگالش افزایش یافته به طوری که با رسیدن به حالت پایا، تعادل جرمی به تدریج به صفر می‌رسد. همچنین با افزایش شار گرمایی ورودی، بیشینه مقدار تعادل جرمی افزایش می‌یابد زیرا انتقال جرم چگالش به زمان بیشتری برای مطابقت با سرعت تبخیر نیاز دارد.

شکل ۱۲ جرم محلی بی‌بعد شده در سطح مشترک مایع–بخار را برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی در شار گرمایی ۳۰ وات نشان می‌دهد. 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 می‌کند. در لحظه‌های ابتدایی راه‌اندازی لوله گرمایی انتقال جرم قابل توجهی در ناحیه آدیاباتیک دیده می‌شود. در شکل ۱۳، خطوط جریان و بردار سرعت در ناحیه فتیله و بخار در شار گرمایی ورودی ۳۰ وات رسم شده است. همان‌طور که از شکل مشخص است در ناحیه آدیاباتیک تغییر فاز صورت می‌گیرد.

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

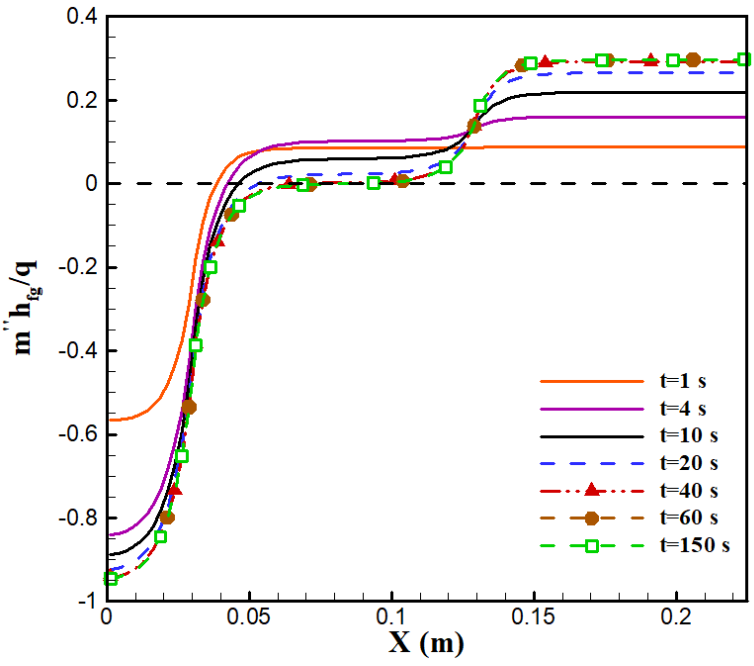
Archive of SID.ir

Archive of SID.ir



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

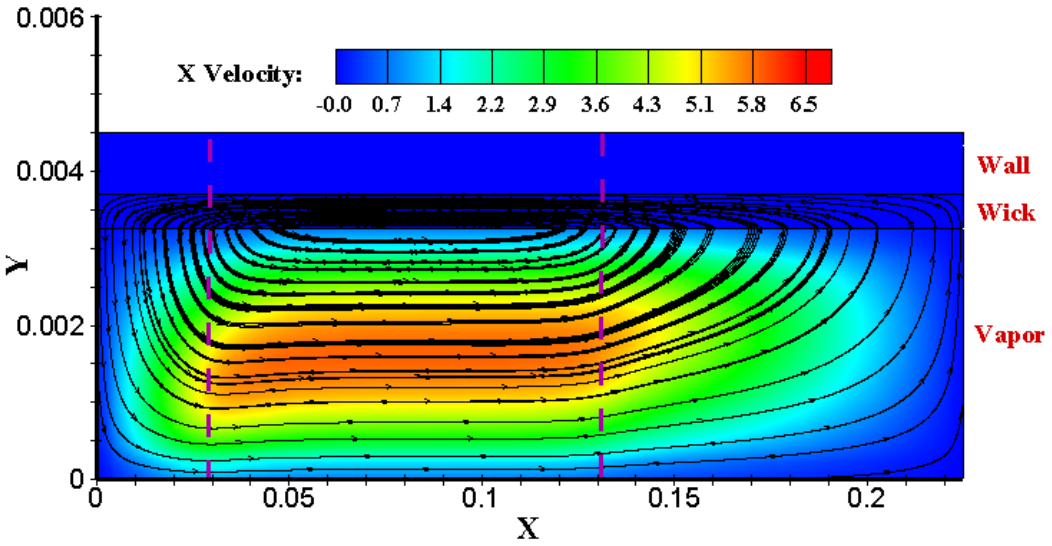


شکل ۱۲. جرم محلی بی‌بعد شده در سطح مشترک تغییر فاز برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی در شار گرمایی ۳۰ وات

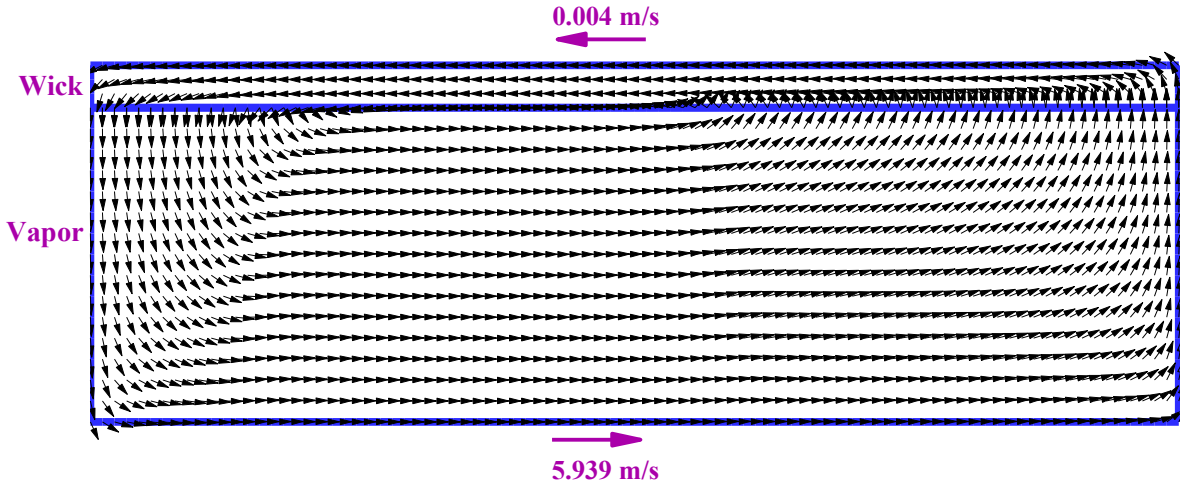
Fig. 12. Normalized local mass transfer hybrid heat pipe for heat input of 30 W different times

Archive of SID.ir

Archive of SID.ir



الف) کانتور و خطوط جریان سرعت



ب) بردار سرعت

شکل ۱۳. نمایش خطوط جریان و بردار سرعت برای لوله گرمایی با فتیله ترکیبی در شار گرمایی ۳۰ وات

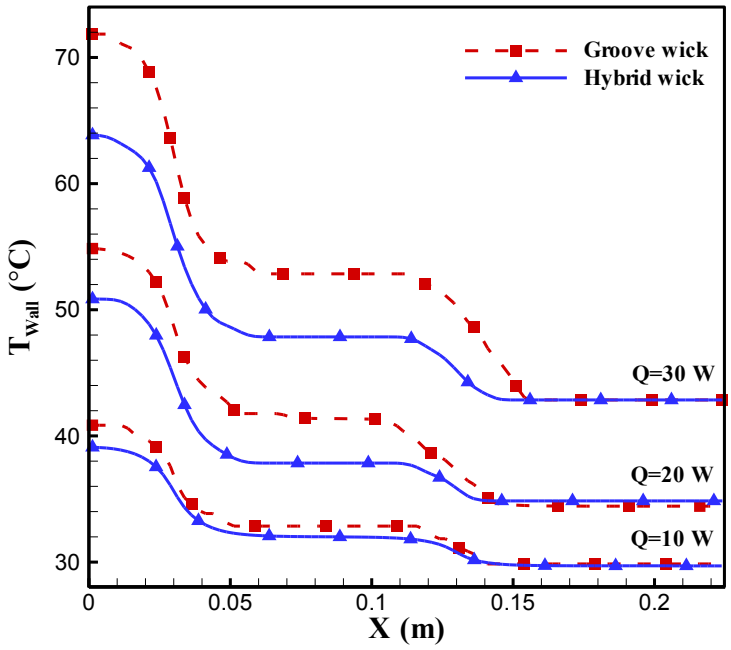
Fig. 13. Stream lines and vector plot velocity for hybrid heat pipe in Q = 30 W.

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 پایین‌تر از مقدار مربوط به 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

Archive of SID.ir

Archive of SID.ir



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 می‌شود. مقاومت حرارتی به شکل زیر تعریف می‌گردد [۲۳ و ۳۲]:

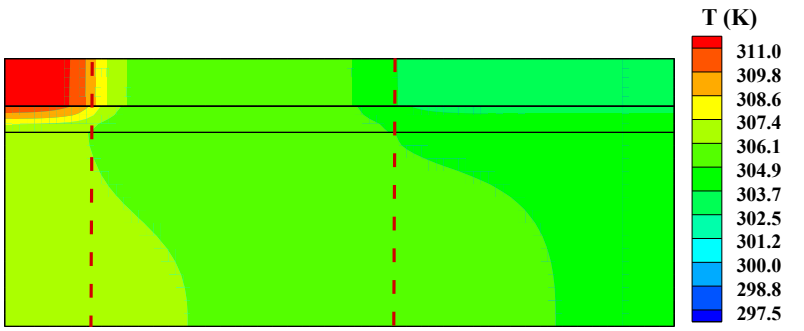
$$R_{th} = \frac{\overline{T_E} - \overline{T}_C}{Q_{in}} \qquad (۳۲)$$

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

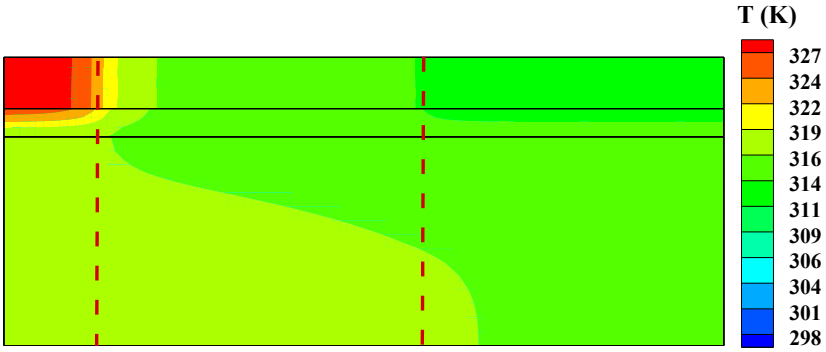
شکل ۱۶ نشان‌دهنده مقاومت حرارتی لوله‌های گرمایی با فتیله ترکیبی و شیاردار بر حسب شارهای گرمایی ورودی مختلف می‌باشد. در شارهای گرمایی کم، هر دو لوله گرمایی عملکرد یکسانی دارند و این بدان معنی است که فتیله ترکیبی تاثیری بر عملکرد حرارتی لوله گرمایی ندارد. هر دو لوله گرمایی در شار حرارتی کوچک رفتار یکسانی ندارند زیرا به عنوان یک خنک کننده مؤثر تغییر فاز کار نمی‌کنند بلکه بیشتر به عنوان یک رسانای حرارتی در طول مقاومت‌های حرارتی رسانش عمل می‌کنند. 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 می‌شود. از این رو، دما به شدت افزایش و مقاومت‌های حرارتی بالاتری ایجاد می‌شود 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 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 ۳/۵۹، ۲۰/۳۸ و ۲۸/۵۷ درصد بهبود می‌یابد.

Archive of SID.ir

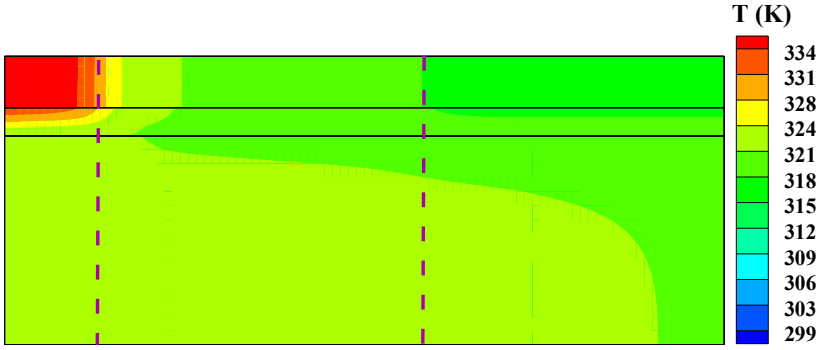
Archive of SID.ir



الف) شار گرمایی ورودی ۱۰ وات



ب) شار گرمایی ورودی ۲۰ وات



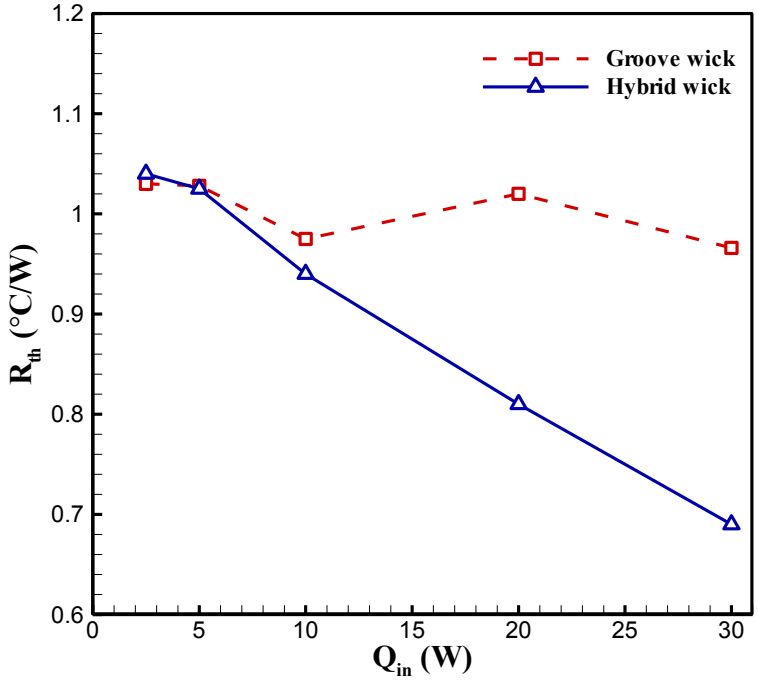
ج) شار گرمایی ورودی ۳۰ وات

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.

Archive of SID.ir

Archive of SID.ir



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 ۳/۵۹، ۲۰/۳۸ و ۲۸/۵۷ درصد بهبود می‌یابد. بنابراین ساختار فتیله ترکیبی می‌تواند عملکرد لوله گرمایی را بهبود بخشد و میزان این بهبود در شار گرمایی بالا بیشتر است.

۹- فهرست علائم

علائم انگلیسی

h_{fg}	گرمای نهان تبخیر،	J/kg
h_{∞}	ضریب انتقال حرارت ناحیه چگالنده،	W/m^2.K
k	ضریب هدایت گرمایی،	W/m.K
k_{eff}	ضریب هدایت گرمایی مؤثر فتیله،	W/m.K
K	نفوذپذیری ناحیه متخلخل،	m^2
L	طول لوله گرمایی،	m
m_{int}	شار جرمی محلی در سطح مشترک فتیله-بخار،	s
P_{op}	فشار سیستم،	Pa
q''	شار گرمایی ورودی،	W/m^2
R	ثابت گازها،	J/kg.K
T_{∞}	دمای ورودی ناحیه چگالنده،	°C

علائم یونانی

ρ	چگالی،	kg/m^3
μ	لزجت دینامیکی،	N.s/m^2

Archive of SID.ir

Archive of SID.ir

φ	میزان تخلخل ناحیه فتیله
σ	ضریب تطبیق
δ	ضخامت لوله گرمایی، m

زیرنویس

s	جامد
l	مایع
v	بخار
int	سطح مشترک
0	مقدار مرجع
V	ناحیه بخار

منابع

[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 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.

[15] N. Sangpab, N. Kimura, P. Terdtoon, 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

Archive of SID.ir

Archive of SID.ir

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 ultra-thin 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

Archive of SID.ir