



## شبیه‌سازی عددی لوله حرارتی رسانایی متغیر با مخزن سرد با رویکرد جریان تک فازی

محمد مهدی گرچی<sup>۱</sup>، مهدی مشرف دهکردی<sup>۱\*</sup>، ابراهیم افشاری<sup>۱</sup>، ایثار دشتی<sup>۲</sup>

۱- دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران

۲- پژوهشکده مواد و انرژی اصفهان، اصفهان، ایران.

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۹/۰۴/۰۶  
بازنگری: ۱۳۹۹/۱۱/۲۲  
پذیرش: ۱۳۹۹/۱۲/۰۷  
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۱۲/۲۴

### کلمات کلیدی:

لوله حرارتی  
رسانایی متغیر  
گاز غیرقابل چگالش  
طول فعال چگالنده  
مدل تک فازی

**خلاصه:** یکی از مشکلات اساسی در شبیه‌سازی لوله‌های حرارتی بالا بودن هزینه محاسباتی و زمان اجرای آن‌ها است که عملاً فرآیند مطالعه پارامتری را مختل می‌کند. در اینجا برای حل مشکل مذکور یک مدل با چند جریان تک فاز به جای استفاده از مدل جریان چند فازی پیشنهاد شده است. با اعمال یک مجموعه شرط داخلی و همچنین عبارت‌های منبع معادلات مربوط به جریان‌های تک فاز مایع و تک فاز بخار با یکدیگر کوپل شده و حل می‌شوند. میزان تأثیر عوامل مختلف از جمله نرخ حرارت ورودی، دمای مدفن حرارتی، جرم گاز غیرقابل چگالش روی عملکرد یک لوله حرارتی رسانایی متغیر با مخزن سرد مشخص شده است. برای لوله حرارتی رسانایی متغیر بررسی شده نتایج عددی نشان می‌دهد که دمای مدفن حرارتی بیشترین تأثیر را بر توزیع دمای متوسط دیواره، ضریب انتقال حرارت کلی، طول فعال چگالنده و دمای متوسط آن دارد. در هر مرحله افزایش دمای مدفن حرارتی به میزان ۱۰، دمای متوسط دیواره به میزان  $6/4$  ضریب انتقال حرارت کلی  $(W/(m^2 \cdot K))$  ۱۷۰/۶، طول فعال چگالنده ۴۸ و دمای متوسط آن  $K$  ۶/۶ افزایش می‌یابد. بالاترین میزان رشد مقاومت حرارتی با افزایش تخلخل حاصل می‌شود و در هر مرحله افزایش تخلخل به میزان  $0/25$ ، مقاومت حرارتی  $K/W$  ۱۵/۶ افزایش می‌یابد.

### ۱- مقدمه

لوله حرارتی وسیله‌ای است که می‌تواند حرارت را از یک منبع گرم به منبع سرد به طرز مؤثری منتقل کند. اساس کار یک لوله حرارتی بر مبنای تغییر فاز مایع-بخار یک سیال عامل و استفاده از فتیله (محیط متخلخل) برای ایجاد جریان سیال در فاز مایع بر اثر فشار موئینگی است. لوله حرارتی معمولی از سه قسمت اصلی شامل تبخیرکننده، یک قسمت آدیاباتیک و چگالنده تشکیل است. سیال عامل در بخش تبخیرکننده لوله حرارتی با دریافت گرما از یک منبع گرم (مانند پردازنده کامپیوتر) تبخیر شده و بر اثر اختلاف فشار ایجاد شده در اثر اختلاف دما بین دو قسمت تبخیرکننده و چگالنده به سمت چگالنده جریان می‌یابد. سیال عامل در قسمت چگالنده با از دست دادن گرمای نهان تبخیر چگالش پیدا می‌کند و از طریق فتیله در نتیجه فشار موئینگی به سمت تبخیرکننده باز می‌گردد. این چرخه تا زمانی که اختلاف دما بین منبع و مدفن حرارتی وجود دارد، ادامه می‌یابد.

یکی از انواع لوله‌های حرارتی، نوع رسانایی متغیر آن است که همانند

نوع معمولی از سه قسمت اصلی تبخیرکننده، چگالنده و یک بخش آدیاباتیک (بی‌دررو) میانی تشکیل شده است (شکل ۱). در نوع رسانایی متغیر یک مخزن مجزا (یا یک بخش از خود لوله به عنوان مخزن) شامل یک گاز غیرقابل چگالش نیز وجود دارد. بر اساس این که مخزن گاز غیر قابل چگالش در کجا قرار گرفته باشد، دو نوع لوله حرارتی رسانایی متغیر وجود دارد که با نام‌های مخزن سرد و مخزن گرم از آن‌ها یاد می‌شود. در لوله حرارتی رسانایی متغیر با مخزن سرد، مخزن گاز غیر قابل چگالش به قسمت چگالنده متصل است. در نوع سرد و در مواقعی که فشار بخار سیال عامل به هر دلیلی افت کند، گاز غیرقابل چگالش موجود در مخزن منبسط شده و مقداری از فضای چگالنده را اشغال می‌کند و بنابراین از چگالش سیال عامل در قسمت اشغال شده ممانعت کند. به این ترتیب قسمتی از طول چگالنده لوله حرارتی به دلیل وجود گاز غیرقابل چگالش عملاً غیرفعال شده و هیچ انتقال حرارت با محیط همراه با تغییر فاز سیال عامل در این قسمت صورت نمی‌گیرد. زمانی که فشار بخار سیال عامل افزایش می‌یابد، گاز غیرقابل چگالش درون مخزن متراکم می‌شود به طوری که حتی تمام طول چگالنده

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: m.mosharaf@eng.ui.ac.ir





شکل ۱. شمایی از یک لوله حرارتی رسانایی متغیر با مخزن سرد

Fig. 1. Schematic of a variable conductance heat pipe with a cold reservoir

اما بین این دو نمودار اختلاف مشاهده شد. علت اختلاف بین نمودار روش تئوری و آزمایشگاهی تفاوت بین ضریب صدور رادیاتور آزمایشگاهی (۸۶/۰) با تحلیل عددی (۸۰/۰) و شرایط فرض شده در تحلیل تئوری با شرایط آزمایشگاهی بیان شد.

فوروکاوا<sup>[۷]</sup> پنج نمونه از رادیاتورهای فضایی با گردش مایع خنک کن را بررسی نمود. نوع اول یک رادیاتور صفحه‌ای بدون لوله حرارتی، نوع دوم یک رادیاتور با یک لوله حرارتی معمولی، نوع سوم یک رادیاتور با لوله حرارتی رسانایی متغیر، نوع چهارم یک رادیاتور مخروطی وابسته به یک رادیاتور هسته‌ای و نوع پنجم یک لوله همراه پره‌های تابشی V شکل است. او از یک روش متغیر برای حل تحلیلی مسائل معادلات دیفرانسیل غیرخطی استفاده کرده است. سپس از تئوری جبهه مسطح<sup>۴</sup> برای تخمین طول فعال لوله حرارتی رسانایی متغیر استفاده می‌کند. در این تحقیق فوروکاوا چندین نمودار برای طراحی نوع سوم رادیاتورها ارائه کرده است که می‌توان از آن‌ها برای تعیین حجم بهینه مخزن و دمای آن استفاده نمود.

پوناپان<sup>[۸]</sup> لوله حرارتی رسانایی متغیر دما بالا را به صورت تئوری و تجربی مطالعه کرد. در این کار بیان شده است که لوله‌های حرارتی دما بالا که از فلزات مایع مانند سدیم به عنوان سیال عامل استفاده می‌کنند با مشکل شروع از حالت انجماد روبرو هستند. سپس پر کردن لوله با یک گاز غیرقابل چگالش به عنوان یک راه حل برای این مشکل پیشنهاد شد. یک لوله حرارتی شیار محوری با سیال عامل سدیم و گاز غیرقابل چگالش آرگون ساخته و آزمایش شد. علاوه بر این، یک مدل یک بعدی گذرا برای

فعال می‌شود و انتقال حرارت با محیط اطراف به خوبی صورت می‌گیرد. به دلیل متغیر بودن طول مؤثر چگالنده برای دفع حرارت از سیال عامل، این نوع از لوله‌های حرارتی، لوله حرارتی رسانایی متغیر نام‌گذاری شده‌اند.

در محدوده تقریباً وسیعی و بدون وابستگی به میزان گرمای تولید شده، یک لوله حرارتی رسانایی متغیر می‌تواند دمای تجهیزاتی که قرار است خنک شود را ثابت نگه دارد. بنابراین، از لوله گرمایی رسانایی متغیر در قسمت‌های مختلفی از جمله در سیستم‌های شاتل‌های فضایی، کالیبره کردن دقیق دما و کنترل دمایی تجهیزات الکترونیکی استفاده می‌شود. برای استفاده از لوله‌های حرارتی رسانایی متغیر در کاربردهای فضایی، لازم است طراحی آن‌ها به منظور کاهش وزن و اندازه و همچنین افزایش قابلیت اطمینان و راندمان این نوع تجهیزات بهبود پیدا کند [۱]. در تحقیقات مختلف نشان داده شده است که عوامل متعددی (از جمله نوع سیال عامل و گاز غیرقابل چگالش و مشخصات هندسی فیزیکی لوله و مخزن) روی عملکرد لوله حرارتی رسانایی متغیر تأثیرگذار است [۲-۵].

ماک<sup>۱</sup> و همکاران [۶] برای تعیین توانایی لوله حرارتی رسانایی متغیری در یک سیستم فرستنده ماهواره یک مجموعه آزمایش تجربی انجام دادند. در این کار، یک لوله حرارتی رسانایی متغیر با جنس دیواره فولاد ضدزنگ، سیال عامل متانول و فویل شریانی<sup>۲</sup> طراحی و آزمایش شده است. این لوله حرارتی برای دفع گرمای ۱۹۶ W در دمای میانگین تبخیرکننده ۱۲۲ °F حدود ۲/۱۶ lb وزن دارد. لوله حرارتی ساخته شده در مرکز تحقیقاتی ناسا و در شرایط جاذبه صفر مورد آزمایش قرار گرفت. تغییرات دمای میانگین در بارهای حرارتی مختلف به هر دو روش تئوری و آزمایشگاهی به دست آمد،

3 Furukawa  
4 Flat Front  
5 Ponnappan

1 Mock  
2 Arterial

فتیله‌دار گرم شده و مخزن گرم شده بدون فتیله طراحی و بررسی شده است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که دمای تبخیرکننده لوله حرارتی رسانایی متغیر با مخزن فتیله‌دار گرم شده به شدت به تغییرات دمایی مخزن حساس است. علاوه بر این، لوله حرارتی رسانایی متغیر با مخزن گرم شده بدون فتیله نیاز به مخزنی بزرگتر از لوله حرارتی رسانایی متغیر با مخزن گرم شده فتیله‌دار برای کنترل دمای تبخیرکننده دارد.

محبوب و مهتاب‌روشن [۱۳] عملکرد لوله حرارتی معمولی را به صورت شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار دادند. معادلات حاکم بر لوله حرارتی با استفاده از روش سیمپل حل شدند. همچنین یک مطالعه پارامتری برای بررسی تأثیر عواملی همچون طول لوله، شعاع لوله، توان انتقال حرارت، تخلخل فتیله و رسانایی دیواره انجام شد. نتایج این کار نشان می‌دهد که مقاومت حرارتی با افزایش تخلخل فتیله افزایش و با افزایش رسانایی حرارتی دیواره و شعاع لوله کاهش می‌یابد.

آندرسون<sup>۶</sup> و همکاران [۱۴] به بررسی و طراحی رادیاتورهای کاوشگرهای فضایی که روی سطح ماه و مریخ فعالیت دارند، پرداختند. در این تحقیق بیان شده است که رادیاتورهایی با لوله حرارتی رسانایی متغیر قادر به حفظ افت دمای  $16\text{ K}$  می‌باشند؛ در صورتی که این رادیاتورها بدون لوله حرارتی رسانایی متغیر افت دمای  $43\text{ K}$  را تجربه می‌کنند. دو نوع رادیاتور با لوله حرارتی معمولی و لوله حرارتی رسانایی متغیر بهینه‌سازی و طراحی شده‌اند. بیان شده است که اگر چه رادیاتور با لوله حرارتی معمولی افت دمای کمی همانند لوله حرارتی رسانایی متغیر دارد اما در صورتی که انرژی سیستم قطع شود، رادیاتور با لوله حرارتی رسانایی متغیر برخلاف لوله حرارتی معمولی این امکان را دارد که به طور غیرفعال دمای سیستم را کنترل کند. همچنین وجود گاز غیرقابل چگالش موجب شروع به کار آسان‌تر سیستم از حالت انجماد می‌شود.

آندرسون و همکاران [۱۵] روی استفاده از پیوند دمایی رسانایی متغیر در کاوشگرهای فضایی مستقر در ماه تحقیق نمودند. سه پیوند دمایی رسانایی متغیر برای کاوشگرهای فضایی شامل لوله حرارتی رسانایی متغیر، لوله حرارتی حلقوی کوچک و لوله حرارتی حلقوی کوچک با شیر میان‌گذر پیشنهاد شده است. لوله حرارتی حلقوی کوچک برای فعالیت در طول دوره چهارده روزه مأموریت روی سطح ماه نیاز به انرژی الکتریکی در مواقع خاموشی سیستم دارد در حالی که لوله حرارتی حلقوی کوچک با شیر میان‌گذر و لوله حرارتی رسانایی متغیر بدون نیاز به انرژی الکتریکی دمای سیستم را تنظیم می‌کنند.

تحلیل حالت شروع در نظر گرفته شد و تطابق خوبی بین نتایج تجربی و تئوری مشاهده شد. به عنوان یک نتیجه مهم بیان شده است که لوله‌های حرارتی دما بالا با سیال عامل فلز مایع به همراه گاز غیرقابل چگالش به راحتی می‌تواند از حالت انجماد شروع به کار کنند.

هارلی و فقری<sup>[۹]</sup> یک لوله حرارتی دما بالا با سیال عامل سدیم و گاز غیرقابل چگالش آرگون را به صورت گذرا و دو بعدی مدل‌سازی کردند. آن‌ها از روش حل مزدوج برای کوپل کردن انتقال حرارت و جریان سیال گذرا و بر اساس شرط مرزی تشعشع برای قسمت چگالنده استفاده کردند. نشان داده شده است که با افزایش ضریب صدور در قسمت چگالنده دمای عملکرد و دوره زمانی گذرا کاهش می‌یابد و دمای عملکرد و طول فعال چگالنده به شدت به جرم گاز غیرقابل چگالش وابسته است.

پارک<sup>[۱۰]</sup> به منظور بهینه‌سازی توزیع گرمای تجهیزات ماهواره مطالعه عددی بر عملکرد لوله حرارتی همراه با دو منبع حرارتی انجام داد. او همچنین یک آزمایش تجربی با لوله حرارتی از جنس مس و سیال عامل آب ترتیب داد تا صحت نتایج حل عددی بررسی شود. نتایج این کار نشان می‌دهد که دمای دیواره بیرونی لوله حرارتی می‌تواند با توزیع مجدد منبع‌های حرارتی کنترل شود. همچنین، منبع حرارتی نزدیکتر به چگالنده با وجود این که در دمای پایین‌تری قرار دارد می‌تواند گرمای بیشتری را منتقل کند.

نوری بروجردی و لایقی [۱۱] جریان بخار در لوله‌های حرارتی حلقوی هم‌مرکز را شبیه‌سازی کردند. پاسخ حالت دائم لوله حرارتی تحت شارهای حرارتی متفاوت اعمال شده به تبخیرکننده و چگالنده مطالعه شد. معادلات حاکم به صورت عددی و با استفاده از دیدگاه حجم محدود حل شدند. مدل پیشنهادی تحت اعداد مختلف رینولدز و الگوریتم سیمپل<sup>۳</sup> و روش گسسته‌سازی دقت مرتبه بالای کوئیک<sup>۴</sup> آزمایش شد و این نتیجه مهم به دست آمد که روش گسسته‌سازی دقت مرتبه بالای کوئیک تنها در اعداد رینولدز متوسط عملکرد قابل قبولی دارد و الگوریتم سیمپل در اعداد رینولدز کم، متوسط و زیاد رفتار همگرایی خوبی را دارد.

کلیری<sup>۵</sup> و همکاران [۱۲] عملکرد یک لوله حرارتی رسانایی متغیر برای خنک‌کاری اجزاء نوری را بررسی کردند. در این کار، لوله حرارتی رسانایی متغیر با پیکربندی‌های مختلف مانند مخزن فتیله‌دار گرم نشده، مخزن

- 1 Harley & Faghri
- 2 Park
- 3 Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations (SIMPLE)
- 4 Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics (QUICK)
- 5 Cleary

6 Anderson

آن‌ها به منظور دستیابی به عملکرد حرارتی بیشینه لوله حرارتی، کسر حجمی و قطر ذرات را با استفاده از الگوریتم ژنتیک و شبکه عصبی<sup>۳</sup> بهینه‌سازی کردند.

نورالحسین و جنجره<sup>۴</sup> [۱۹] لوله حرارتی استوانه‌ای را با استفاده از نرم‌افزار کامسول شبیه‌سازی کردند. هدف از این تحقیق بررسی وابستگی مقاومت گرمایی مطلق لوله حرارتی به تخلخل فتیله، طول تبخیرکننده و چگالنده، شعاع لوله حرارتی و گرمای ورودی به لوله است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که مقاومت گرمایی مطلق با افزایش تخلخل فتیله یا با کاهش شعاع لوله افزایش می‌یابد.

کراوتس<sup>۵</sup> و همکاران [۱] آزمایش‌های مختلفی روی لوله‌های حرارتی رسانایی متغیر انجام دادند. لوله‌های حرارتی مسی با فتیله‌های فیبری فلزی به عنوان طرح پایه در مطالعه آن‌ها انتخاب شد و با بهینه کردن پارامترهای فتیله (قطر منافذ، نفوذپذیری و تخلخل) مدل اولیه، میزان انتقال حرارت لوله حرارتی را بهبود بخشیدند. برای این منظور آن‌ها از دو لوله حرارتی مسی با سیال عامل متانول استفاده کردند. با ثابت نگه‌داشتن قطر فیبر (۵۰ میکرون) و طول فیبر (۳ میلی‌متر) توانایی انتقال حرارت بیشینه در دمای اشباع بالای صفر درجه به‌وسیله فتیله‌ای با تخلخل ۸۲ تا ۸۵ درصد به دست آمد. همچنین با ثابت نگه‌داشتن تخلخل (۸۵ درصد) نشان داده شد که در لوله حرارتی مورد بررسی انتقال حرارت بیشینه به‌وسیله فتیله‌ای با قطر ۷۰ میکرون و طول فیبر ۷ میلی‌متری به دست می‌آید.

شجاعی‌فرد و همکاران [۲۰] یک لوله حرارتی از جنس مس و سیال عامل آب را طراحی و آزمایش کردند. در این آزمایش از یک گرمکن الکتریکی برای حرارت ورودی به تبخیرکننده استفاده شده است که با تغییر ولتاژ توان‌های مختلفی به گرمکن وارد و نمودار توزیع دمای آن ترسیم شده است. نتایج به دست آمده حاکی از آن است که لوله حرارتی ساخته شده افت دمای کمی دارد، همچنین مقدار اندکی افت دما در ناحیه عایق دیده شده که ناشی از تلفات عایق‌کاری و رسانایی طولی دیواره مسی است.

ونگ<sup>۶</sup> و همکاران [۲۱] روی تأثیر شیب تبخیرکننده بر لوله حرارتی حلقوی با گاز غیرقابل چگالش به صورت تجربی و تحلیلی تحقیق کردند. آن‌ها از یک لوله حرارتی حلقوی از جنس فولاد ضدزنگ و سیال عامل آمونیاک و گاز غیرقابل چگالش نیتروژن استفاده کردند. این لوله حرارتی تحت سه شیب متفاوت تبخیرکننده آزمایش شد. نتایج تجربی به دست آمده

الشمخی<sup>۱</sup> [۱۶] عملکرد لوله حرارتی معمولی و رسانایی متغیر را به هر دو صورت عددی و تجربی بررسی نمود. در روش عددی معادلات حاکم بر هر یک از بخش‌های اصلی لوله به وسیله دیدگاه اختلاف محدود گسسته‌سازی و حل شدند. او همچنین از روش شبکه عصبی مصنوعی برای تحلیل عملکرد لوله حرارتی رسانایی متغیر بهره گرفت. نتایج کار تجربی نشان داد که کنترل غیرفعال<sup>۲</sup> با دمای مدفن حرارتی ثابت و نرخ حرارت ورودی متغیر قابل دستیابی است. همچنین با نرخ حرارت ورودی ثابت و دمای مدفن حرارتی متغیر کنترل غیرفعال در صورتی قابل دستیابی است که طول فعال چگالنده از طول تبخیرکننده بزرگتر باشد ( $l_e \geq 1/2 l_c$ ). نتایج تحلیل عددی، کار آزمایشگاهی و شبکه عصبی مصنوعی نشان داد که جرم گاز غیرقابل چگالش تأثیر به‌سزایی بر عملکرد لوله حرارتی دارد؛ به این صورت که برای حالتی که نرخ حرارت ورودی و دمای مدفن حرارتی ثابت باشد، با افزایش جرم گاز غیرقابل چگالش اختلاف دما بین تبخیرکننده و چگالنده، دمای طول فعال چگالنده و مقاومت گرمایی افزایش، ضریب انتقال حرارت کلی و طول فعال چگالنده کاهش می‌یابد.

آندرسون و همکاران [۱۷] تأثیر موقعیت مخزن گاز غیرقابل چگالش را روی عملکرد لوله حرارتی رسانایی متغیر را به صورت عددی و تجربی بررسی کردند. در آزمایش تجربی لوله حرارتی از جنس آلومینیوم با سیال عامل‌های آمونیاک، تولون، پنتان و متانول با دو پیکربندی متفاوت از نحوه قرارگیری مخزن گاز غیرقابل چگالش (مخزن گرم و مخزن سرد) بررسی شده است. در لوله حرارتی رسانایی متغیری که مخزن گاز غیرقابل چگالش در مجاورت تبخیرکننده باشد (مخزن گرم) علاوه بر این که در دماهای بسیار پایین مدفن حرارتی بدون نیاز به انرژی الکتریکی دمای سیستم را تنظیم می‌کند، جرم مخزن بسیار کمی دارد. در لوله حرارتی رسانایی متغیری که مخزن متصل به چگالنده است (مخزن سرد) برای تأمین اختلاف دمای طراحی (۳۰ درجه سانتیگراد) وزن مخزن بسیار بیشتر از مخزن گرم است.

شجاعی‌فرد و همکاران [۱۸] عملکرد گرمایی لوله حرارتی را با تغییر در قطر و کسر حجمی نانوذرات اکسید آلومینیوم بهینه‌سازی کردند. اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده و افت فشار سیال عامل به عنوان توابع هدف در نظر گرفته شد. افزایش کسر حجمی موجب کاهش اختلاف دمای تبخیرکننده و چگالنده و کاهش افت فشار سیال عامل تا مقداری از کسر حجمی و سپس افزایش آن می‌شود. افزایش قطر ذرات باعث کاهش اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده و افزایش افت فشار سیال عامل می‌شود.

3 Group Method of Data Handling (GMDH)

4 Noorul Hussain & Janajreh

Kravets 5

6 Wang

1 Al-Shamkhi

2 Passive Control

سیالات محاسباتی برپایه حجم سیال ساخته و شبیه‌سازی به کمک نرم‌افزار انسیس فلونت انجام شد که در آن از الگوریتم سیمپل برای حل همزمان سرعت و فشار استفاده گردید. گام زمانی  $0.001$  ثانیه و مدت زمان ۱۹ ثانیه برای این مسأله انتخاب شد. بیشینه خطای اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده بین نتایج شبیه‌سازی و تجربی به ترتیب  $0.53\%$  و  $1.02\%$  به دست آمد که این مقدار خطا به دلیل شرایط محیط آزمایشگاه قابل قبول است.

با توجه به هزینه‌های بالای آزمایش‌های تجربی برای شبیه‌سازی شرایط فضا (خلاء، فقدان جاذبه و شرایط متغیر دمایی)، در حالت کلی شبیه‌سازی عددی علاوه بر کاهش هزینه‌ها نتایج قابل قبولی را در اختیار محققان می‌گذارد. با این وجود، پدیده‌های انتقال جرم و حرارت لوله حرارتی رسانایی متغیر چه از نظر فیزیکی چه از نظر شبیه‌سازی عددی پیچیده هستند و عوامل متعددی از جمله (نوع سیال عامل و گاز غیرقابل چگالش و مشخصات هندسی فیزیکی لوله و مخزن) روی عملکرد لوله حرارتی تأثیرگذار است [۵-۲]. یکی از مشکلاتی که در فرآیند شبیه‌سازی لوله‌های حرارتی وجود دارد بالا بودن هزینه محاسباتی و زمان انجام شبیه‌سازی است. عمده این مشکل، استفاده از مدل‌های دو فاز برای تعیین وجه اشتراک فازهای مایع و بخار مانند روش حجم سیال یا روش تعیین سطح<sup>۱</sup> است. با توجه به کوچک بودن گام زمانی و زمان اجرای به نسبت بالا، زمان مورد نیاز برای شبیه‌سازی لوله‌های حرارتی بر اساس مدل‌های دو فاز در مواردی به قدری زیاد است که عملاً امکان مطالعه پارامتری در گستره وسیع برای پارامترهای مختلف وجود ندارد. در پژوهش حاضر عملکرد لوله حرارتی رسانایی متغیر با استفاده از نرم‌افزار کامسول با رویکرد جریان تک فاز شبیه‌سازی شده است تا بستر لازم برای مطالعه پارامتری این نوع از لوله‌های حرارتی در یک زمان محاسباتی بسیار معقول فراهم شود. تأثیر عوامل مختلفی همچون جرم گاز غیرقابل چگالش، نرخ حرارت ورودی، دمای مدفن حرارتی، تخلخل فیتله و قطر لوله بر عملکرد لوله حرارتی رسانایی متغیر بررسی شده است. در ادامه، ابتدا مسئله مورد نظر و جزئیات مربوط به آن تعریف می‌شود. پس از بیان فرضیات و معادلات حاکم، روش حل عددی تشریح و مدل پیشنهاد شده اعتبار بخشی می‌شود. در نهایت، پس از بیان نتایج مربوط به مطالعه پارامتری، نتایج حاصل از کار حاضر و بیان نتیجه‌گیری متن حاضر خاتمه پیدا می‌کند.

## ۲- تعریف مسأله

هدف از پژوهش حاضر شبیه‌سازی یک لوله حرارتی رسانایی متغیر به

از این کار حاکی از این است که بدون توجه به وجود گاز غیرقابل چگالش، دما در شیب مخالف بالاترین مقدار و در شیب مطلوب کمترین میزان را دارد. همچنین در اثر وجود گاز غیرقابل چگالش دما در هر سه شیب افزایش می‌یابد، اما این افزایش دما کمتر از موقعی است که تبخیرکننده شیب مخالف دارد.

لی<sup>۱</sup> و همکاران [۲۲] لوله حرارتی رسانایی متغیر مخزن گرم را به صورت عددی و تجربی بررسی کردند. آن‌ها به منظور رفع مشکل تصفیه آهسته مخزن گرم (خروج بخار سیال عامل از مخزن گاز) یک پیکربندی حلقوی جدید ایجاد کردند که با استفاده از یک لوله خارجی مخزن و چگالنده را به هم متصل می‌کند تا یک مسیر بسته برای جریان گاز جهت پُر کردن مجدد مخزن ایجاد کند. نتایج نشان داده است که اضافه کردن حلقه هیچ تأثیری بر کنترل گرمایی لوله حرارتی ندارد، همچنین جریان درون حلقه لوله حرارتی نوسانی است.

ونگ و همکاران [۲۳] برای بررسی تأثیر زاویه شیب و توان ورودی بر عملکرد راه‌اندازی لوله‌های حرارتی دما بالای قلیایی، یک مجموعه آزمایش‌های تجربی و تحلیل‌های عددی روی لوله حرارتی پتاسیمی انجام دادند. نتایج آزمایش‌ها و تحلیل‌های عددی نشان می‌دهد که عملکرد راه‌اندازی لوله حرارتی دما بالا عمدتاً تحت تأثیر محدودیت موئینگی و لزجت است. از نظر عملکرد راه‌اندازی، لوله‌های حرارتی افقی دارای بالاترین ظرفیت توان ورودی هستند؛ درحالی که به دلیل فقدان جریان سیال برگشتی بر اثر تبخیر زیاد، ظرفیت توان ورودی لوله‌های حرارتی شیب‌دار محدود است.

فدل و همکاران [۲۴] جریان سیال و انتقال حرارت یک لوله حرارتی بدون فیتله (ترموسیفون) را به صورت تجربی و عددی مدل‌سازی کردند. برای این منظور شبیه‌ساز دینامیک سیالات محاسباتی انسیس فلونت به کار گرفته و از مدل حجم سیال<sup>۲</sup> برای شبیه‌سازی فصل مشترک فازها استفاده شد. همچنین تابع تعریف شده کاربر<sup>۳</sup> برای شبیه‌سازی تغییر فاز و پدیده تبخیر و چگالش به نرم‌افزار اضافه شد. شبیه‌ساز گذرا با گام زمانی  $0.0005$  ثانیه برای مدت زمان ۶۰ ثانیه به اجرا گذاشته شد. آن‌ها دمای متوسط دیواره ترموسیفون با نتایج آزمایش مقایسه کردند و نشان دادند که تطابق خوبی بین نتایج تجربی و عددی وجود دارد.

ژاو و همکاران [۲۵] تغییر فاز و انتقال حرارت و جرم در یک ترموسیفون بسته را به صورت تجربی و عددی شبیه‌سازی کردند. یک مدل دینامیک

- 1 Lee
- 2 Volume of Fluid (VOF)
- 3 User-Defined Function (UDF)



جدول ۱. مشخصات هندسی و فیزیکی مربوط به لوله حرارتی رسانایی متغیر

Table 1. Geometric and physical properties of the VCHP

مقدار	نام کمیت یا پارامتر
۱۵۰ mm	طول تبخیرکننده، $l_e$
۶۰۰ mm	طول آدیاباتیک، $l_a$
۱۵۰ mm	طول چگالنده، $l_c$
۳/۱۵ mm	ضخامت فتیله
۴/۷ mm	ضخامت دیواره
۱۰/۱۵ mm	شعاع ناحیه بخار، $r_v$
۳۰ W	گرمای ورودی به تبخیرکننده، $Q_e$
۳۰ W	گرمای گرفته شده از چگالنده، $Q_c$
۲۹۳/۱۵ K	دمای اولیه
۲۹۳/۱۵ K	دمای مدفن حرارتی، $T_s$
۳۷۳/۱۵ K	دمای اشباع، $T_{sat}$

مجزایی در نظر گرفته نشده و در حقیقت بخش انتهایی چگالنده نقش مخزن را برای گاز غیرقابل چگالش را بازی می‌کند. حرارت مبادله شده با لوله حرارتی رسانایی متغیر در قسمت‌های تبخیرکننده و چگالنده در حالت کلی به صورت شار حرارتی اعمال می‌شود. فتیله لوله حرارتی به صورت یک محیط متخلخل با خواص (شامل تخلخل و تراوایی مطلق) همگن و ثابت در نظر گرفته شده است. در مورد جریان سیال و انتقال حرارت هم فرضیات زیر اعمال شده است:

- جریان بخار سیال عامل درون لوله آرام، تا حدودی تراکم‌پذیر و به صورت پایا در نظر گرفته شده است.
- با فرض اختلاف دمای کم بین منبع و مدفن حرارتی از تشعشع صرف‌نظر شده است. از پدیده جوشش سیال عامل در ناحیه تبخیرکننده و درون فتیله صرف‌نظر می‌شود.
- از اثرات گرانش صرف‌نظر می‌شود. به بیان دیگر، نیروی محرکه جریان فاز مایع درون فتیله لوله حرارتی، فشار موئینگی بین فازهای بخاری و مایع است.
- جریان فاز بخار درون لوله حرارتی به صورت آرام شبیه‌سازی می‌شود. چنین فرض می‌شود که سیال عامل در فاز بخاری و همچنین گاز غیر قابل چگالش به صورت گاز ایده‌آل رفتار می‌کنند.

صورت تک فازی است. همانطور که در شکل ۱ نمایش داده شده است، این لوله حرارتی بخشی از چگالنده نقش مخزن برای گاز غیرقابل چگالش را بازی می‌کند. مشخصات هندسی، خواص فیزیکی بدنه لوله حرارتی و سیالات موجود در آن همراه با شرایط اولیه و مرزی در بخش‌های مختلف این لوله حرارتی در جدول ۱ آورده شده است. جنس بدنه لوله حرارتی از مس، نوع سیال عامل آب و گاز غیرقابل چگالش هوا در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که ابعاد لوله شبیه‌سازی شده بر اساس داده‌های موجود در مرجع [۱۶] انتخاب شده است. جنس دیواره لوله از مس، سیال عامل آب، گاز غیرقابل چگالش هوا و فتیله شبکه‌بندی صفحه‌ای است. با توجه به اینکه لوله حرارتی رسانایی متغیر دارای هندسه و همچنین شرایط مرزی متقارن است، لوله به صورت به یک مسئله دو بُعدی با تقارن محوری مدل‌سازی شده است.

۲-۱- فرضیات

در کار حاضر برای شبیه‌سازی عددی لوله حرارتی رسانایی متغیر، یک سری فرضیات در نظر گرفته شده است که در ادامه توضیح آورده شده است. عملکرد لوله حرارتی رسانایی متغیر به صورت پایا بررسی می‌شود. هندسه لوله حرارتی به صورت یک لوله مستقیم در نظر گرفته شده است که متشکل از سه بخش اصلی مجزا شامل تبخیرکننده، قسمت میانی و چگالنده است (مدل پایه) است. در اینجا برای لوله حرارتی رسانایی متغیر مخزن گازی

۲-۲- معادلات حاکم

$$\bar{v}_v(x, r_v) = -\frac{Q_e}{2\pi r_v l_e \rho_v h_{fg}} \quad l_a \leq x \leq l_e \quad (۶)$$

$$\bar{v}_v(x, r_v) = -\frac{Q_c}{2\pi r_v l_{ca} \rho_v h_{fg}} \quad l_{cia} \leq x \leq l_{ca} \quad (۷)$$

$$\bar{v}_v(x, r_v) = 0 \quad 0 \leq x \leq l_{cia} \quad (۸)$$

$$T(x, r_v) = \left( \frac{1}{T_{sat}} - \frac{R_{gv}}{h_{fg}} \ln \left( \frac{p_v(T_{aa})}{p_{sat}(T_{sat})} \right) \right)^{-1} \quad l_{cia} \leq x \leq l_e \quad (۹)$$

در این بخش، معادلات حاکم مربوط به هر یک از قسمت‌های اصلی لوله حرارتی رسانایی متغیر (تبخیرکننده، آدیاباتیک و چگالنده) به صورت مجزا بیان می‌شود. در حقیقت برای هر یک از این قسمت‌های اصلی، معادلات حاکم برای سه ناحیه مختلف شامل ناحیه بخار (فضای داخلی لوله)، ناحیه فتیله (محیط متخلخل) و بدنه جامد لوله حرارتی نوشته می‌شود. برای ناحیه بخار و همچنین ناحیه فتیله، معادلات حاکم شامل بقای جرم سیال، مومنتوم و انرژی است. برای بدنه جامد، معادله بقای انرژی نوشته می‌شود. معادلات حاکم از طریق یک مجموعه شرط مرزی و شرط داخلی با یکدیگر کوپل شده و حل می‌شوند. جزئیات مربوط معادلات در ادامه آورده شده است.

۲-۳- ناحیه بخار

معادلات حاکم بر جریان آرام و دو بعدی بخار داخل یک لوله، شامل معادلات بقای جرم، بقای مومنتوم (ناویر-استوکس)، بقای انرژی و معادله غلظت است که به ترتیب به صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\nabla \cdot (\rho_v \bar{u}_v) = 0 \quad (۱)$$

$$\nabla \cdot (\rho_v \bar{u}_v) = 0 \quad (۲)$$

$$\nabla \cdot (\rho_v \bar{u}_v) = 0 \quad (۳)$$

$$\nabla \cdot (\rho_v \bar{u}_v) = 0 \quad (۴)$$

در این معادلات،  $\bar{u}_v$  بردار سرعت سیال،  $\rho_v$  چگالی فاز بخاری است. در معادله بقای مومنتوم (۲)، بیانگر فشار فاز بخاری سیال عامل و  $\mu_v$  لزجت دینامیکی است [۱۰]. در معادله بقای انرژی (۳)،  $C_{pv}$  ظرفیت گرمایی بخار،  $T$  دمای فاز بخاری،  $K$  ضریب رسانایی حرارتی است [۱۰]. در معادله غلظت (۴)،  $C_v$  غلظت بخار سیال عامل و  $D_{vg}$  ضریب نفوذ بخار- هوا است [۲۶].

۲-۳-۱- شرایط مرزی ناحیه بخار

برای ناحیه بخار شرایط مرزی به قرار زیر است:

$$\bar{u}_v(0, r) = 0 \quad \partial T(0, r) / \partial x = 0 \quad (۱۰)$$

$$\bar{v}_v(0, r) = 0 \quad x = 0$$

$$\bar{u}_v(l, r) = 0 \quad \partial T(l, r) / \partial x = 0$$

$$\bar{v}_v(l, r) = 0 \quad x = l \quad (۱۱)$$

$$\bar{v}_v(x, r_v) = -\frac{Q_e}{2\pi r_v l_e \rho_v h_{fg}} \quad l_a \leq x \leq l_e \quad (۵)$$

۲-۴- ناحیه فتیله

فتیله در یک لوله حرارتی یک محیط متخلخل است که در آن سیال عامل در فاز مایع از سمت چگالنده به سمت تبخیرکننده جریان پیدا می‌کند. عامل به وجود آمدن این جریان، فشار موئینگی بین فازها درون محیط فتیله است. با توجه به پایین بودن عدد رینولدز جریان درون فتیله، می‌توان فرض کرد که جریان سیال از قانون دارسی پیروی می‌کند و بر اساس این قانون میدان سرعت سیال را برحسب گرادیان میدان فشار سیال نوشت. در حقیقت، قانون دارسی نقش معادله مومنتوم سیال درون محیط متخلخل (در اینجا فتیله) را بازی می‌کند. همانند ناحیه بخار، معادلات بقا در ناحیه فتیله به صورت روابط (۱۲) تا (۱۴) نوشته می‌شوند:

$$\nabla \cdot (\rho_l \bar{u}_l) = 0 \quad (12)$$

$$\bar{u}_l = -\frac{k}{\mu_l} \nabla p_l \quad (13)$$

$$\rho_l C_{pl} \bar{u}_l \cdot \nabla T - K_{eff} \nabla^2 T = Q_0 \quad (14)$$

در رابطه (۱۲) که قانون بقای جرم سیال است،  $\rho_l$  و  $\bar{u}_l$  به ترتیب چگالی و بردار سرعت سیال عامل در فاز مایع است [۲۶]. رابطه (۱۳) قانون دارسی است که در واقع نقش قانون بقای مومنتوم را برای ناحیه فتیله بازی می‌کند. در این رابطه،  $k$  تراوایی مطلق محیط متخلخل (فتیله)،  $\mu_l$  لزجت دینامیکی سیال عامل در فاز مایع و  $p_l$  فشار سیال عامل در فاز مایع است [۲۶]. در معادله بقای انرژی (۱۴)،  $C_{pl}$  ظرفیت گرمایی سیال عامل و  $K_{eff}$  رسانایی حرارتی مؤثر محیط متخلخل (فتیله) است که با رابطه (۱۵) تعریف می‌شود:

$$K_{eff} = \frac{K_l [(K_l + K_s) - (1 - \varepsilon)(K_l - K_s)]}{[(K_l + K_s) + (1 - \varepsilon)(K_l - K_s)]} \quad (15)$$

در اینجا،  $K_l$  رسانایی حرارتی سیال عامل در فاز مایع،  $K_s$  رسانایی حرارتی ماتریس (قسمت جامد) فتیله و  $\varepsilon$  تخلخل فتیله است [۹].

۲-۴-۱- شرایط مرزی ناحیه فتیله

برای فصل مشترک بخار-فتیله شرط مرزی دمایی بیان شده با رابطه

(۹) و همچنین شرط مرزی سرعت در تبخیرکننده، آدیاباتیک و چگالنده یعنی روابط (۵) تا (۸) برای ناحیه فتیله نیز برقرار است، با این تفاوت که در ناحیه فتیله شرط مرزی سرعت برای تبخیرکننده خروجی و برای چگالنده ورودی خواهد بود. همانند ناحیه بخار در ابتدا و انتهای لوله شرط مرزی عدم لغزش و عایق حرارتی برای ناحیه فتیله نیز برقرار است. شرط مرزی برای فصل مشترک فتیله-دیواره با روابط (۱۶) و (۱۷) تعریف می‌شود:

$$k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = k_{eff} \frac{\partial T_{hw}}{\partial r} \quad r = r_w \quad (16)$$

$$T_w = T_{hw} \quad r = r_w \quad (17)$$

در اینجا،  $k_w$  رسانایی حرارتی دیواره،  $T_w$  دمای دیواره،  $k_{eff}$  رسانایی حرارتی مؤثر فتیله و  $T_{hw}$  دمای فتیله است [۱۶]. معادله غلظت مایع برای ناحیه فتیله با رابطه (۱۸) تعریف می‌شود:

$$-D_{cap} \nabla^2 c_l + \bar{u}_l \cdot \nabla c_l = R_l \quad (18)$$

که در آن،  $c_l$  غلظت مایع،  $R_l$  میزان جزء مصرفی یا تولید شده است. علاوه بر این،  $D_{cap}$  ضریب نفوذ موئینگی است که با رابطه (۱۹) تعریف می‌شود [۲۶]:

$$D_{cap} = 10^{-8} \times \exp(-2.8 + 2 \times x_m) \quad (19)$$

در اینجا،  $x_m$  مقدار بخار در گاز غیرقابل چگالش است که با رابطه (۲۰) محاسبه می‌شود:

$$x_m = \frac{(|c_l| + |c_v|) \times Mn_l}{(1 - \varepsilon) \times \rho_p} \quad (20)$$

در این رابطه،  $c_l$  غلظت سیال عامل در فاز مایع،  $c_v$  غلظت سیال عامل در فاز بخار،  $Mn_l$  جرم مولکولی سیال عامل،  $\varepsilon$  تخلخل فتیله و  $\rho_p$  چگالی فتیله است [۲۶].

لازم به ذکر است که روی مرزهای فتیله (یعنی مرز فتیله با قسمت بدنه جامد و همچنین مرز فتیله با قسمت بخار)، شرط مرزی بدون جریان برای معادله غلظت مایع (۱۸) اعمال شده است. از آنجا که پدیده‌های تبخیر و



$$D_{eff} \nabla^2 c_v + \bar{u}_l \cdot \nabla c_v = R_v \quad (26)$$

که در آن،  $c_v$  غلظت بخار،  $\bar{u}_l$  بردار سرعت سیال عامل و  $R_v$  میزان جزء مصرفی یا تولید شده است.  $D_{eff}$  ضریب نفوذ مؤثر است و با رابطه (۲۷) تعریف می‌شود:

$$D_{eff} = D_{vg} \times \varepsilon^3 \times S_{ma}^{\frac{10}{3}} \quad (27)$$

در اینجا،  $D_{vg}$  ضریب نفوذ بخار-گاز غیرقابل چگالش،  $\varepsilon$  تخلخل فتیله و  $S_{ma}$  درجه اشباع ترکیب بخار-گاز غیرقابل چگالش است و با رابطه (۲۸) تعریف می‌شود [۲۶]:

$$S_{ma} = \max \{1 - S_l, eps\} \quad (28)$$

که در آن،  $S_l$  درجه اشباع سیال عامل در فاز مایع است که بر حسب  $c_l$  غلظت سیال عامل در فاز مایع با رابطه (۲۹) محاسبه می‌شود [۲۶]:

$$S_l = \min \left\{ \frac{c_l \times Mn_l}{\varepsilon \times \rho_l}, 1 - eps \right\} \quad (29)$$

در این رابطه،  $\varepsilon$  تخلخل فتیله،  $\rho_l$  چگالی سیال عامل در فاز مایع و  $eps$  یک مقدار ثابت و بسیار کوچک در مرتبه  $10^{-6}$  است.

۲-۵- ناحیه دیواره

حرارت از طریق دیواره لوله حرارتی رسانایی متغیر به روش رسانایی (هدایت) منتقل می‌شود. بنابراین معادله حاکم بر ناحیه دیواره معادله انتقال حرارت هدایتی به صورت رابطه (۳۰) بیان می‌شود:

$$k_w \nabla^2 T_w = Q \quad (30)$$

در اینجا  $k_w$  رسانایی حرارتی دیواره،  $T_w$  دمای دیواره و  $Q$  منبع حرارتی است [۱۳].

۲-۵-۱- شرایط مرزی ناحیه دیواره

شرایط مرزی که در روابط (۱۶) و (۱۷) برای فصل مشترک فتیله-دیواره

چگالش در قسمت فتیله رخ می‌دهد، در قسمت تبخیرکننده و چگالنده میزان جزء مصرفی یا تولید شده که در رابطه (۱۸) معرفی شد، براساس میزان سیال عامل تبخیرشده یا میعان شده طبق رابطه (۲۱) بیان می‌شود [۲۶]:

$$m_{evap} = k_{evap} (a_w \times c_{vsat} - c_v) \quad (21)$$

در اینجا،  $m_{evap}$  میزان سیال تبخیر یا میعان شده،  $k_{evap}$  نرخ تبخیر،  $a_w$  فعالیت سیال عامل،  $c_v$  غلظت بخار سیال عامل و  $c_{vsat}$  غلظت بخار اشباع است. فعالیت سیال عامل و غلظت بخار اشباع در رابطه‌های (۲۲) و (۲۳) تعریف می‌شود [۲۶]:

$$a_w = \frac{p}{p_0} \quad (22)$$

$$c_{vsat} = p_{sat} / RT \quad (23)$$

در رابطه (۲۲) فشار بخار جزئی آب در یک محلول و  $p$  فشار بخار جزئی آب در شرایط استاندارد است. منظور از شرایط استاندارد فشار بخار جزئی آب خالص در همان دما است. در رابطه (۲۳) فشار اشباع سیال عامل،  $R$  ثابت جهانی گازها و  $T$  دما برحسب  $K$  است. از آنجا که فرآیند تبخیر و چگالش درون لوله حرارتی رسانایی متغیر درون تبخیرکننده و چگالنده اتفاق می‌افتد، این دو فرآیند به صورت منبع حرارتی با علامت منفی برای تبخیر و با علامت مثبت برای چگالش درون فتیله‌های تبخیرکننده و چگالنده مدل‌سازی می‌شود. رابطه‌های (۲۴) و (۲۵) بیانگر عبارت‌های منبع حرارتی هستند که به معادله بقای انرژی (رابطه (۱۴)) اضافه می‌شوند:

$$Q_o = -m_{evap} Mn_l H_{evap} \quad (24)$$

$$Q_o = +m_{evap} Mn_l H_{evap} \quad (25)$$

در اینجا،  $m_{evap}$  میزان سیال تبخیر یا میعان شده،  $Mn_l$  جرم مولکولی سیال عامل در فاز مایع،  $H_{evap}$  آنتالپی تبخیر و  $Q_o$  منبع حرارتی است [۲۶].

معادله غلظت بخار برای ناحیه فتیله با رابطه (۲۶) تعریف می‌شود [۲۶]:

بیان شد، در ناحیه دیواره نیز برقرار است. ابتدا و انتهای دیواره لوله حرارتی رسانایی متغیر عایق در نظر گرفته می‌شود و با روابط (۳۱) و (۳۲) بیان می‌شود:

$$\frac{\partial T(0,r)}{\partial x} = 0 \quad x = 0 \quad (31)$$

$$\frac{\partial T(l,r)}{\partial x} = 0 \quad x = l \quad (32)$$

برای دیواره بیرونی لوله حرارتی رسانایی متغیر شرایط مرزی طبق روابط (۳۳) تا (۳۶) است:

$$T_w = T_s \quad r = r_o \quad 0 \leq x \leq l_{cia} \quad (33)$$

$$k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = -\frac{Q_c}{A} \quad r = r_o \quad l_{cia} \leq x \leq l_{ca} \quad (34)$$

$$k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = 0 \quad r = r_o \quad l_{ca} \leq x \leq l_a \quad (35)$$

$$k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = +\frac{Q_e}{A} \quad r = r_o \quad l_a \leq x \leq l_e \quad (36)$$

در اینجا،  $T_s$  دمای مدفن حرارتی،  $Q_c$  گرمای دفع شده از چگالنده،  $Q_e$  گرمای ورودی به تبخیرکننده است [۱۶].

جرم گاز غیرقابل چگالش بر اساس قانون گاز ایده‌آل و به کمک رابطه (۳۷) محاسبه می‌شود [۱۲]:

$$M_{ncg} = [p_{sat}(T_{sat}) - p_{sat}(T_{s,max})] V_v / (R_{ga} T_{s,max}) \quad (37)$$

که در آن،  $V_v$  حجم گاز غیرقابل چگالش است که با رابطه (۳۸) محاسبه می‌شود:

$$V_v = l_{cia} A_v \quad (38)$$

در اینجا،  $l_{cia}$  طول غیرفعال چگالنده و  $A_v$  مساحت ناحیه بخار است. طول فعال چگالنده  $l_{ca}$  و طول غیرفعال آن  $l_{cia}$  با استفاده از روابط (۳۹) و (۴۰) محاسبه می‌شود [۱۶]:

$$l_{ca} = l_c - \frac{M_{ncg} R_{ga} T_s}{[p_{sat}(T_{aa}) - p_{sat}(T_s)] A_v} \quad (39)$$

$$l_{cia} = l_c - l_{ca} \quad (40)$$

که در آن،  $l_c$  طول کلی چگالنده،  $M_{ncg}$  جرم گاز غیرقابل چگالش،  $R_{ga}$  ثابت گاز هوا،  $T_s$  دمای مدفن حرارتی،  $p_{sat}(T_{aa})$  فشار اشباع در دمای طول فعال چگالنده،  $p_{sat}(T_s)$  فشار اشباع در دمای مدفن حرارتی و  $A_v$  مساحت ناحیه بخار در قسمت غیرفعال چگالنده است.

طبق تعریف، مقاومت گرمایی و ضریب انتقال حرارت کلی لوله حرارتی رسانایی متغیر با روابط (۴۱) و (۴۲) بیان می‌شوند:

$$R_{th} = 2(T_e - T_c) / (Q_e + Q_c) \quad (41)$$

$$U_o = \frac{Q_e + Q_c}{2A_{ev}(T_e - T_c)} \quad (42)$$

که در آن،  $T_e - T_c$  اختلاف دما بین تبخیرکننده و چگالنده،  $Q_e$  گرمای ورودی به تبخیرکننده و  $Q_c$  گرمای دفع شده از چگالنده و  $A_{ev}$  سطح تبخیرکننده است [۱۶].

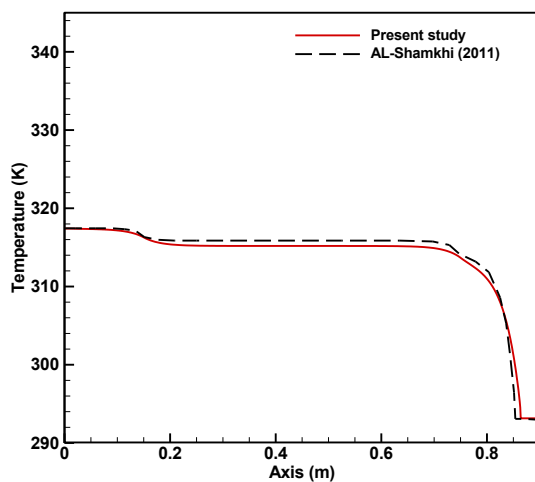
## ۲-۶- نتایج عددی و بحث

در کار حاضر، معادلات حاکم بر لوله حرارتی رسانایی متغیر (بخش ۲-۲) با استفاده از نرم‌افزار شبیه‌ساز کامسول و بر مبنای روش اجزاء محدود استاندارد حل شده‌اند. در گسسته‌سازی معادلات، برای متغیرهای فشار و دما توابع شکل مرتبه اول (خطی) و برای سرعت تابع شکل مرتبه دوم استفاده شده است. لازم به ذکر است که آنتالپی تبخیر و فشار اشباع به صورت توابع خطی از دما به نرم‌افزار کامسول داده شده است. برای تمامی موارد بررسی شده، ابتدا استقلال از شبکه محاسباتی برای سه شبکه با سازمان مختلف (شامل ۱۵۶۰۴، ۲۵۱۸۲ یا ۳۵۶۰۲ المان) بررسی شده و نتایج مستقل از شبکه محاسباتی گزارش شده‌اند. در مراجع مختلف نشان داده شده است که زمان اجرای شبیه‌سازی یک لوله حرارتی با مدل‌های جریان چند فازي بالا بوده و در مواردی نیازمند چندین روز اجرا است [۲۴، ۲۵، ۲۷، ۲۸]. در

جدول ۲. پارامترهای ورودی به شبیه‌ساز

Table 2. Input parameters of the simulator

مقدار پارامتر	نام پارامتر
$2/6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ۰/۵	ضریب نفوذ بخار-گاز غیرقابل چگالش تخلخل فتیله
$2/2 \times 10^{-1} \text{ m}^2$	تراوایی مطلق فتیله
$15 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ۰/۵	رسانایی حرارتی فتیله درجه اشباع اولیه مایع
$2453/2 \text{ kJ}/\text{kg}$	گرمای نهان تبخیر
$1000 \text{ 1}/\text{s}$	نرخ تبخیر



شکل ۲. اعتبارسنجی نتایج حاصل از کار حاضر

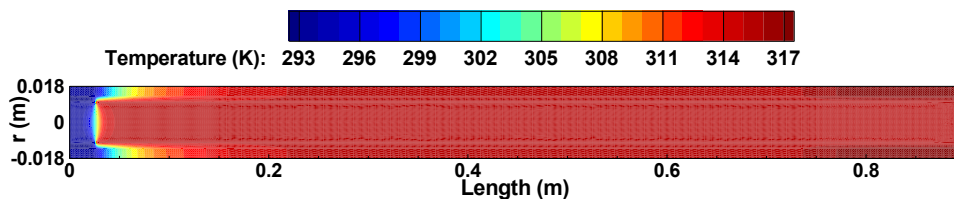
Fig. 2. Validation of the numerical results of the present study

تطابق قابل قبولی با نتایج حل عددی [۱۶] دارد به نحوی که حداکثر ۰/۲۶ درصد خطا بین این نتایج وجود دارد. بنابراین، مدل ریاضی و روش عددی بکار گرفته شده برای شبیه‌سازی لوله حرارتی رسانایی متغیر به درستی عمل می‌کند.

در شکل ۳ کانتور دمای لوله حرارتی رسانایی متغیر را نشان شده است. مشاهده می‌شود که دمای سیال در کل لوله به جز قسمت غیرفعال چگالنده تقریباً مقدار ثابتی در حدود  $310 \text{ K}$  دارد. در قسمت غیرفعال چگالنده، به دلیل وجود گاز غیرقابل چگالش هیچ عمل میعانی صورت نمی‌گیرد و دما برابر با دمای محیط  $15/293 \text{ K}$  است. در شکل ۴-الف کانتور سرعت سیال درون لوله حرارتی رسانایی متغیر نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که

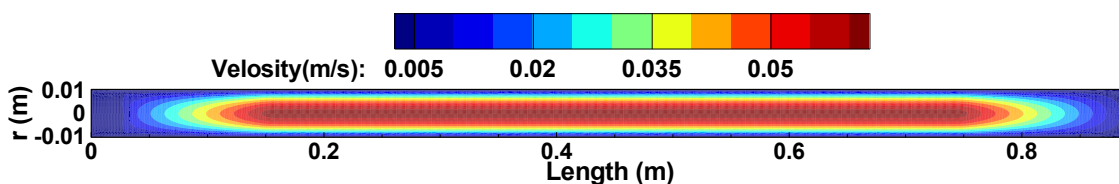
کار حاضر با استفاده از رویکرد جریان‌های تک فازی زمان مورد نیاز در هر شبیه‌سازی روی یک سیستم با پردازنده هشت هسته‌ای  $2/3 \text{ GHz}$  و حافظه  $8 \text{ Gb}$  در بیشترین حالت به ۲۰ دقیقه می‌رسد که برای مطالعه پارامتری زمان بسیار معقولی است.

به منظور اعتباربخشی مدل ریاضی ارائه شده در کار حاضر، از داده‌ها و نتایج ارائه شده توسط الشمخی [۱۶] استفاده شده است. مرجع [۱۶] معادلات حاکم بر لوله حرارتی را با استفاده از برنامه کدنویسی فرترن و بر مبنای روش اختلاف محدود گسسته‌سازی و حل کرده است. با اعمال شرایط گرمای ورودی به تبخیرکننده معادل  $30 \text{ W}$ ، گرمای خروجی از چگالنده  $30 \text{ W}$ ، دمای مدفن حرارتی  $15/293 \text{ K}$  و جرم گاز غیرقابل چگالش  $mg$   $5/1$  معادلات حاکم بر لوله حرارتی رسانایی متغیر حل شده است. در جدول ۲ مقادیر پارامترهای ورودی به شبیه‌ساز ارائه شده است. در شکل ۲ نحوه تغییرات دمای دیواره لوله حرارتی رسانایی متغیر در راستای طول لوله را در مقایسه با نتیجه ارائه شده در [۱۶] نشان داده شده است. با حرکت از سمت تبخیرکننده به سمت چگالنده لوله حرارتی در راستای لوله حرارتی، مشاهده می‌شود که دما در قسمت تبخیرکننده (محل دریافت گرما) بالا و در حدود  $4/317 \text{ K}$  است. پس از تبخیرکننده قسمت آدیاباتیک (عایق) قرار دارد و به همین دلیل دما با افتی در حدود  $2/2 \text{ K}$  به دمای در حدود  $18/315 \text{ K}$  می‌رسد و این دما در کل طول ناحیه آدیاباتیک تقریباً ثابت است. در قسمت فعال چگالنده به علت دفع گرما از لوله حرارتی به محیط بیرون دما به شدت کاهش می‌یابد. در قسمت غیرفعال چگالنده دمای دیواره تقریباً به دمای محیط  $15/293 \text{ K}$  می‌رسد. با توجه به شکل ۲ مشخص است که نتایج به دست آمده در کار حاضر هم از لحاظ روند تغییرات و هم از نظر مقداری

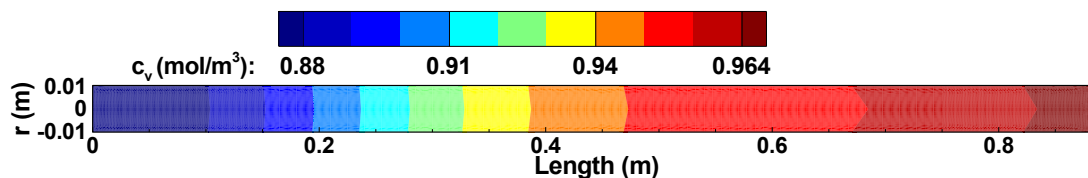


شکل ۳. کانتور دمای لوله حرارتی رسانایی متغیر (فضای بخار و بدنه)

Fig. 3. Temperature contour of the VCHP (vapor space and wall)



الف) کانتور سرعت سیال (ناحیه بخار)



ب) کانتور غلظت بخار

شکل ۴. کانتور سرعت سیال و غلظت بخار لوله حرارتی رسانایی متغیر ناحیه بخار)

Fig. 4. Velocity and vapor concentration contours of VCHP. a) velocity contour b) vapor concentration contour

مقایسه بودن کانتور سرعت نشان داده شده در شکل ۴-الف این است که قدر مطلق (بزرگی) سرعت ترسیم شده است. در شکل ۴-ب کانتور غلظت بخار سیال عامل نشان داده شده است. از آنجایی که فرآیند تبخیر شدن عملاً در قسمت تبخیرکننده اتفاق می‌افتد در این قسمت از لوله حداکثر غلظت بخار مشاهده می‌شود. در چگالنده بخار گرمای نهان خود را از دست می‌دهد و مقداری از آن به مایع تبدیل می‌شود، به همین دلیل در این قسمت از لوله حداقل غلظت بخار مشاهده می‌شود.

#### ۲-۷- مطالعه پارامتری

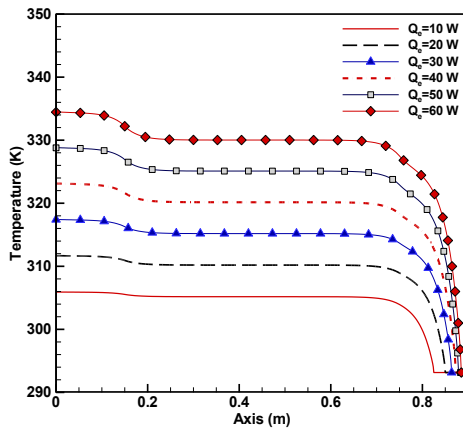
در این بخش تأثیر یک سری از پارامترهای مختلفی شامل تأثیر بزرگی نرخ حرارت ورودی، دمای مدفن حرارتی، جرم گاز غیرقابل چگالش، شعاع لوله حرارتی و تخلخل فیتیله بر عملکرد لوله حرارتی رسانایی متغیر بررسی می‌شود. برای انجام این کار، همه پارامترها به جز یکی ثابت نگه داشته

میدان سرعت سیال در قسمت مرکز لوله و در ناحیه آدیاباتیک ب‌بیشترین مقدار را دارد. سیال عامل پس از تبخیر شدن در قسمت تبخیرکننده بر اثر اختلاف فشاری که بین تبخیرکننده و چگالنده وجود دارد به سمت چگالنده جریان می‌یابد. در طول آدیاباتیک که هیچ انتقال حرارتی با محیط اتفاق نمی‌افتد بخار سیال عامل بر اثر فشار بالای تبخیرکننده در ناحیه آدیاباتیک به حداکثر سرعت خود می‌رسد و در قسمت چگالنده که کمترین فشار را دارد سرعت به حداقل مقدار خود می‌رسد. شرط مرزی سرعت ورودی و خروجی که در روابط (۵) و (۷) معرفی شد دلیل دیگری بر درست بودن کانتور سرعت نشان داده شده در شکل ۴-الف است. هنگامی که از فصل مشترک فیتیله-بخار دبی جرمی با سرعت داده شده از رابطه (۵) وارد ناحیه تبخیرکننده می‌شود و با همان دبی جرمی از فصل مشترک فیتیله-بخار در ناحیه چگالنده خارج می‌شود؛ یک جریان اجباری بین این دو ناحیه برقرار می‌شود که به پرخش جریان سیال عامل در کل لوله کمک می‌کند. علت

جدول ۳. محدوده تغییرات پارامترها

Table 3. Variation range of the input parameters

مقدار پارامتر	نام پارامتر
$2/6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ۰/۵	ضریب نفوذ بخار-گاز غیرقابل چگالش تخلخل فتيله
$2/2 \times 10^{-1} \text{ m}^2$	تراوایی مطلق فتيله
$15 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ۰/۵	رسانایی حرارتی فتيله درجه اشباع اولیه مایع
$2453/2 \text{ kJ/kg}$	گرمای نهان تبخیر
$1000 \text{ 1/s}$	نرخ تبخیر



شکل ۵. تأثیر نرخ حرارت ورودی روی توزیع دمای دیواره لوله حرارتی رسانایی متغیر

Fig. 5. Effect of input heat rate on the wall temperature profile of the VCHP

افزایش نرخ حرارت ورودی در هر مرحله به میزان  $10 \text{ W}$  مقاومت گرمایی (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین  $0.4/0 \text{ K/W}$ ) کاهش و ضریب انتقال حرارت کلی (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین  $45/139 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ) افزایش می‌یابد. طبق رابطه‌های (۴۱) و (۴۲)، دلیل کاهش مقاومت گرمایی و افزایش ضریب انتقال حرارت کلی کاهش اختلاف دمای بین قسمت‌های تبخیرکننده و چگالنده است. در شکل ۶-ب نحوه تغییرات طول فعال چگالنده و دمای این قسمت برحسب نرخ حرارت ورودی نمایش داده شده است. این نتایج نشان می‌دهد که با افزایش نرخ حرارت ورودی به لوله حرارتی به میزان  $10 \text{ W}$  طول فعال چگالنده (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین  $12 \text{ mm}$ ) و همچنین دمای متوسط آن (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین  $5 \text{ K}$ ) افزایش

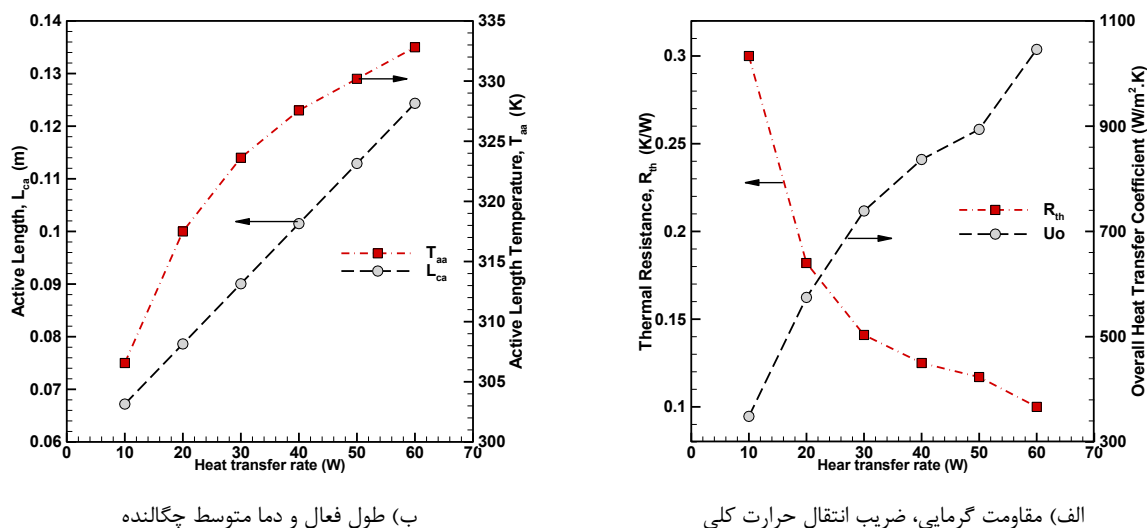
می‌شوند، تا تأثیر پارامتر مورد نظر بر عملکرد لوله حرارتی رسانایی متغیر به طور خاص مشخص شود. در اینجا، از مشخصات ارائه شده در جدول ۱ به عنوان مشخصات پایه لوله حرارتی و اطلاعات داده شده در جدول ۳ برای محدوده تغییرات پارامترها استفاده شده است.

۲-۷-۱- نرخ حرارت ورودی

با ثابت نگه داشتن دمای مدفن حرارتی  $15/293 \text{ K}$  و جرم گاز غیرقابل چگالش  $5/1 \text{ mg}$ ، تأثیر نرخ انتقال حرارت ورودی به تبخیرکننده در محدوده  $10 \text{ W}$  الی  $60 \text{ W}$  روی شرایط جریان سیال و عملکرد لوله حرارتی بررسی می‌شود. مطابق شکل ۵ توزیع دمای دیواره در راستای طول لوله حرارتی برای هر یک از نرخ‌های حرارت ورودی نمایش داده شده است. مشخص است که با افزایش نرخ حرارت ورودی در هر مرحله به میزان  $10 \text{ W}$  دمای دیواره افزایش (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین  $8/5 \text{ K}$ ) و اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده کاهش (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین  $3 \text{ K}$ ) می‌یابد. علاوه بر این، با افزایش نرخ حرارت ورودی طول ناحیه فعال چگالنده نیز زیاد می‌شود، این در حالی است که طول ناحیه تحت تأثیر قسمت تبخیرکننده (و همچنین قسمت آدیاباتیک) برای تمامی موارد تقریباً ثابت و نزدیک به طول فیزیکی تبخیرکننده و آدیاباتیک است. به بیانی دیگر، حتی با بالا بودن میزان رسانایی حرارتی دیواره لوله حرارتی، افزایش نرخ حرارت ورودی باعث نمی‌شود که طول مؤثر ناحیه تبخیرکننده (و همچنین قسمت آدیاباتیک) تحت تأثیر قرار بگیرد.

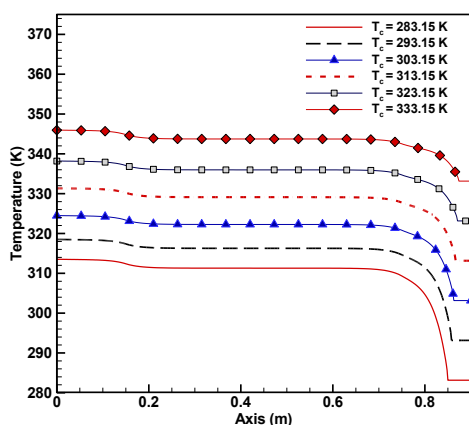
در شکل ۶-الف نحوه تغییرات مقاومت گرمایی لوله حرارتی و ضریب انتقال حرارت کلی برحسب نرخ حرارت ورودی نشان داده شده است. با





شکل ۶. تغییرات پارامترهای مختلف برحسب نرخ حرارت ورودی به تبخیرکننده لوله حرارتی

Fig. 6. Variation of different parameters versus input heat rate to evaporator, a) thermal resistance and overall heat transfer coefficient and b) active length of condenser and its average temperature



شکل ۷. تأثیر دمای مدفن حرارتی روی توزیع دمای دیواره لوله حرارتی رسانایی متغیر

Fig. 7. Effect of sink temperature on the wall temperature profile of the VCHP

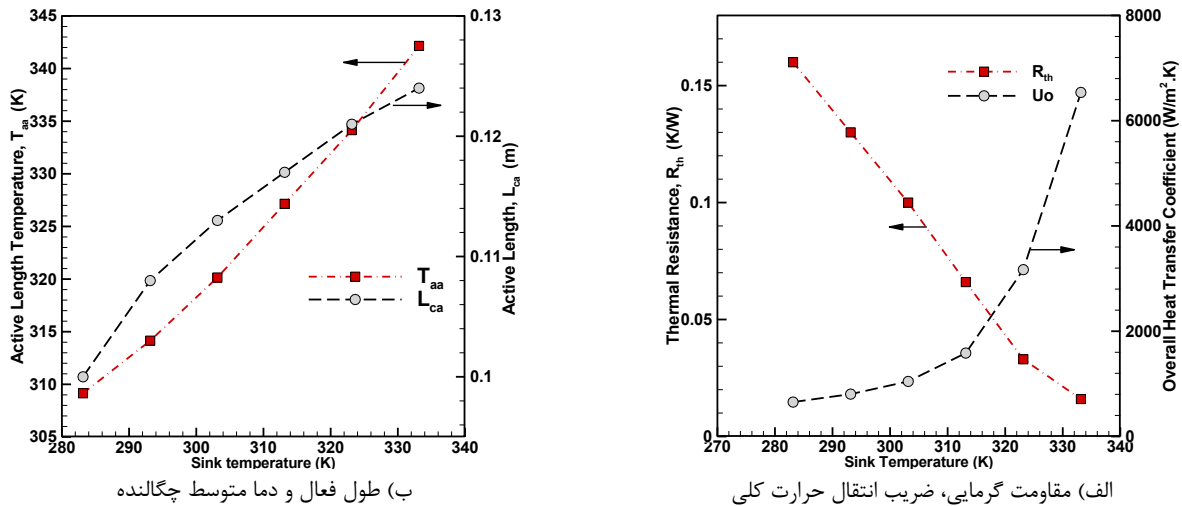
می‌یابد. در شکل ۸-ب نحوه تغییرات دما و طول فعال قسمت چگالنده برحسب دماهای مختلف مدفن حرارتی نشان داده شده است. با توجه به این نتایج، مشخص است که با افزایش دمای مدفن حرارتی در هر مرحله به میزان  $10$  K، میزان طول فعال چگالنده (در هر مرحله افزایش دمای مدفن حرارتی به طور متوسط به میزان  $48$  mm) و دمای آن (در هر مرحله افزایش دمای مدفن حرارتی به طور میانگین  $6/6$  K) افزایش می‌یابد. با افزایش دمای طول فعال فشار اشباع فاز بخاری افزایش یافته و حجم گاز غیرقابل چگالش کاهش می‌یابد. با کاهش یافتن حجم گاز غیرقابل چگالش، طول فعال و در حقیقت سطح مؤثر چگالنده برای دفع حرارت افزایش می‌یابد.

یافته است. زمانی که حرارت ورودی افزایش می‌یابد، فشار بخار سیال عامل نیز افزایش یافته و گاز غیرقابل چگالش در انتهای قسمت چگالنده متراکم می‌شود و به این ترتیب طول ناحیه فعال و متعاقباً سطح مؤثر برای دفع حرارت افزایش می‌یابد.

#### ۲-۷-۲ دمای مدفن حرارتی

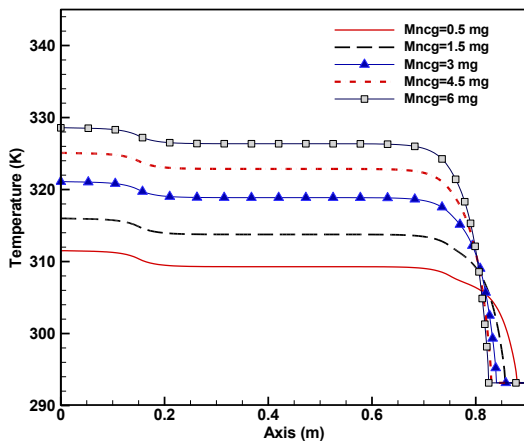
در این بخش، با در نظر گرفتن نرخ حرارت ورودی  $30$  W و جرم گاز غیرقابل چگالش  $5/1$  mg تأثیر دمای مدفن حرارتی (در محدوده  $283$  تا  $333$  کلوین) روی عملکرد لوله حرارتی بررسی می‌شود. در شکل ۷ توزیع دمای دیواره لوله حرارتی به ازای دماهای مختلف مدفن حرارتی نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش دمای مدفن حرارتی در هر مرحله به میزان  $10$  K، متوسط دمای دیواره لوله حرارتی در هر مرحله افزایش دمای مدفن حرارتی به طور میانگین  $4/6$  K افزایش و اختلاف دمای بین دو قسمت تبخیرکننده و چگالنده کاهش می‌یابد. به منظور دفع حرارت  $W$  از قسمت چگالنده، با بالا بودن دمای مدفن حرارتی باید متوسط دمای لوله حرارتی در قسمت چگالنده نیز بالا باشد تا اختلاف دمای مورد نیاز برای تبادل حرارت با این نرخ مشخص ایجاد شود.

با توجه به شکل ۸-الف با افزایش دمای مدفن حرارتی در هر مرحله به میزان  $10$  K (به دلیل کاهش اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده) مقاومت گرمایی (در هر مرحله افزایش دمای مدفن حرارتی به طور میانگین  $0.28/0$  K/W) کاهش و ضریب انتقال حرارت کلی (در هر مرحله افزایش دمای مدفن حرارتی به طور میانگین  $6/170$   $W/(m^2 \cdot K)$ ) افزایش



شکل ۸. تغییرات پارامترهای مختلف برحسب دمای مدفن حرارتی

Fig. 8. Variation of different parameters versus sink temperature a) thermal resistance and overall heat transfer coefficient and b) active length of condenser and its average temperature



شکل ۹. تأثیر میزان جرم گاز غیرقابل چگالش روی توزیع دمای دیواره لوله حرارتی رسانایی متغیر

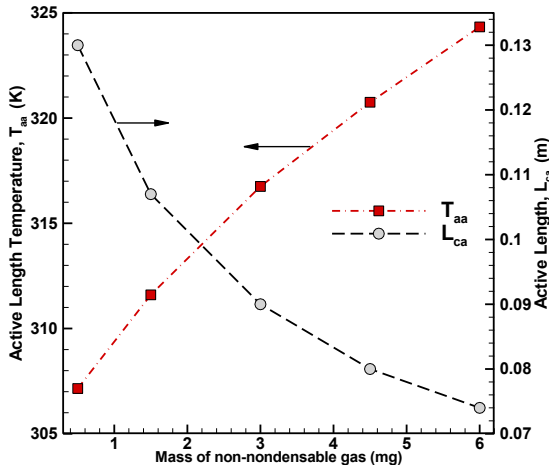
Fig. 9. Effect of mass of NCG on the wall temperature profile

#### ۲-۷-۴ شعاع لوله حرارتی

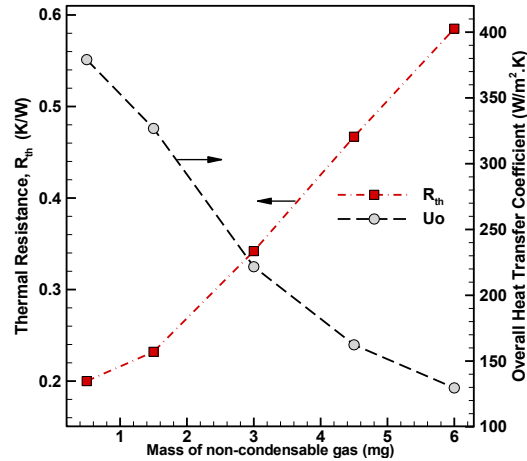
در این بخش تأثیر شعاع داخلی (قطر) لوله حرارتی رسانایی متغیر روی عملکرد آن بررسی می‌شود. برای این منظور، با در نظر گرفتن نرخ حرارت ورودی ۳۰ W، دمای مدفن حرارتی ۱۵/۲۹۳ K و جرم گاز غیرقابل چگالش ۵/۱ mg و شعاع‌های مختلف لوله در محدوده ۹ mm الی ۴۵/۱۵ mm، لوله حرارتی شبیه‌سازی و نتایج حالت مختلف با هم مقایسه می‌شوند. در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود که با افزایش شعاع لوله حرارتی دمای متوسط دیواره (در هر مرحله افزایش شعاع به طور میانگین ۳/۴ K) کاهش پیدا می‌کند. در حقیقت، هنگامی که شعاع ناحیه بخار افزایش یابد با توجه به

#### ۲-۷-۳ جرم گاز غیرقابل چگالش

برای بررسی تأثیر جرم گاز غیرقابل چگالش، نرخ حرارت ورودی ۳۰ W و دمای مدفن حرارتی ۱۵/۲۹۳ K را ثابت در نظر گرفته و لوله حرارتی به ازای جرم‌های این گاز در محدوده ۵/۰ mg الی ۶ mg تغییرات شبیه‌سازی شده است. با توجه به شکل ۹، مشخص است که با افزایش جرم گاز غیرقابل چگالش به میزان ۵/۱ mg دمای دیواره (در هر مرحله افزایش جرم گاز غیرقابل چگالش به طور میانگین ۵/۴ K) و اختلاف دما بین تبخیرکننده و چگالنده افزایش می‌یابد. بر اساس روابط (۴۱) و (۴۲) زمانی که اختلاف دما بین تبخیرکننده و چگالنده افزایش یابد، در هر مرحله افزایش جرم گاز غیرقابل چگالش، مقاومت گرمایی به طور میانگین به میزان ۰/۰۹۶ K/W افزایش و ضریب انتقال حرارت کلی به مقدار ۵/۶۲  $W/(m^2 \cdot K)$  کاهش می‌یابد (شکل ۱۰-الف). با توجه به شکل ۱۰-ب، زمانی که جرم گاز غیرقابل چگالش افزایش یابد طول فعال چگالنده کاهش (در هر مرحله افزایش جرم گاز غیرقابل چگالش به طور میانگین ۴۷/۳ K) افزایش می‌یابد. علت کاهش طول فعال چگالنده در حقیقت افزایش فشار گاز غیرقابل چگالش به دلیل موجود بودن جرم بیشتری از آن گاز در لوله حرارتی است. بنابراین، گاز غیرقابل چگالش می‌تواند قسمت بیشتری از چگالنده را اشغال کند و به بخار سیال عامل اجازه می‌بازد شدن را ندهد. به دلیل ثابت بودن دمای مدفن حرارتی و کاهش سطح مؤثر چگالنده متوسط دمای طول قسمت فعال چگالنده نیز افزایش می‌یابد.



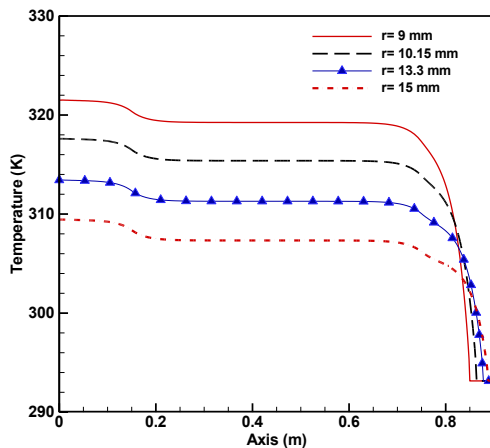
ب) طول فعال و دما متوسط چگالنده



الف) مقاومت گرمایی، ضریب انتقال حرارت کلی

شکل ۱۰. تغییرات پارامترهای مختلف برحسب جرم گاز غیرقابل چگالش

Fig. 10. Variation of different parameters versus mass of NCG a) thermal resistance and overall heat transfer coefficient and b) active length of the condenser and its average temperature



شکل ۱۱. تأثیر شعاع لوله حرارتی روی توزیع دمای دیواره لوله حرارتی رسانایی متغیر

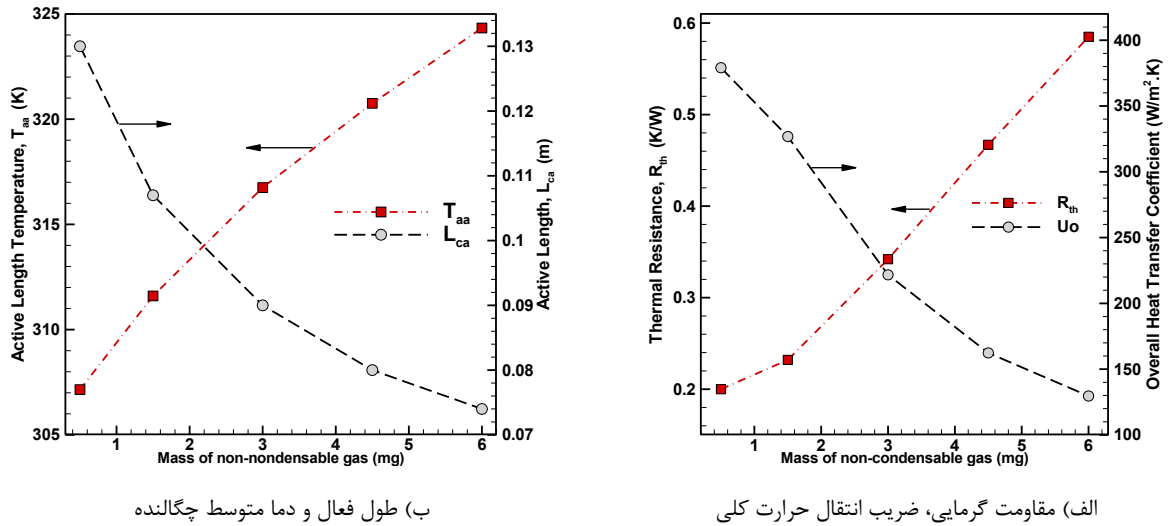
Fig. 11. Effect of vapor radius on the wall temperature profile of the VCHP

### ۲-۷-۵- تخلخل فتیله

در این بخش، لوله حرارتی رسانایی متغیر با در نظر گرفتن نرخ حرارت ورودی  $30 \text{ W}$ ، دمای مدفن حرارتی  $15/293 \text{ K}$  و جرم گاز غیرقابل چگالش  $5/1 \text{ mg}$  و به ازای تخلخل‌های مختلف فتیله شبیه‌سازی شده و نتایج حالت‌های مختلف مقایسه شده است. به عنوان اولین نتیجه، توزیع دما روی دیواره لوله حرارتی به ازای مقادیر مختلف تخلخل فتیله در شکل ۱۳-الف ترسیم شده است. با افزایش تخلخل فتیله دمای دیواره (در هر مرحله افزایش تخلخل به طور میانگین  $2 \text{ K}$ ) و همچنین اختلاف دمای

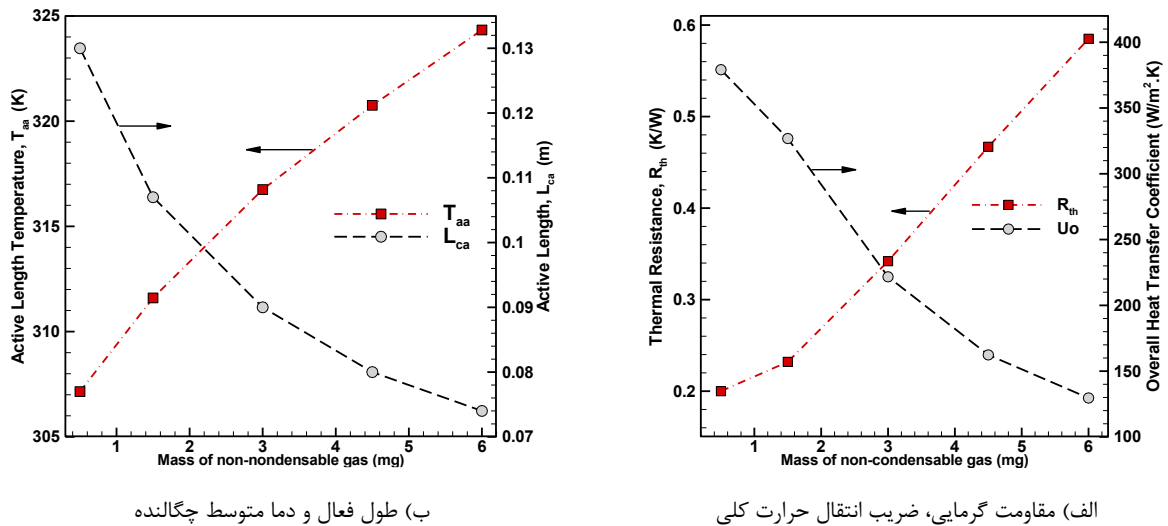
ثابت بودن جرم سیال عامل درون لوله، به دلیل افزایش حجم ناحیه بخار فشار بخار اشباع کاهش می‌یابد و این کاهش فشار در مجموع باعث کاهش دمای متوسط دیواره لوله می‌شود.

در شکل ۱۲-الف نحوه تغییرات مقاومت گرمایی و ضریب انتقال حرارت کلی نمایش داده شده است. در هر مرحله افزایش شعاع ناحیه بخار و به دلیل کاهش اختلاف دما بین دو قسمت تبخیرکننده و چگالنده، مقاومت گرمایی به طور میانگین به میزان  $0/049 \text{ K/W}$  کاهش و ضریب انتقال حرارت کلی به طور میانگین به میزان  $3/29 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$  افزایش می‌یابد. با توجه به شکل ۱۲-ب، می‌توان گفت که با افزایش شعاع ناحیه بخار میزان طول فعال چگالنده (در هر مرحله افزایش شعاع به طور میانگین  $6/12 \text{ mm}$ ) افزایش و دمای آن (در هر مرحله افزایش شعاع به طور میانگین  $19/2 \text{ K}$ ) کاهش می‌یابد. با توجه به این که جرم گاز غیرقابل چگالش ثابت است، بنابراین طبق رابطه (۳۷) حجم گاز غیرقابل چگالش نیز باید ثابت بماند. از طرفی طبق رابطه (۳۸) برای ثابت ماندن حجم باید حاصلضرب مساحت ناحیه بخار در طول غیرفعال چگالنده ثابت باشد که در این مورد با افزایش شعاع ناحیه بخار و در نتیجه افزایش مساحت آن، طول غیرفعال چگالنده کاهش می‌یابد. مشخص است که با کاهش طول غیرفعال چگالنده، طول قسمت فعال آن به منظور دفع حرارت از لوله حرارتی افزایش می‌یابد.



شکل ۱۲. تغییرات پارامترهای مختلف برحسب شعاع ناحیه بخار لوله حرارتی

Fig. 12. Variation of different parameters versus vapor radius, a) thermal resistance and overall heat transfer coefficient and b) active length of condenser and its average temperature



شکل ۱۳. تأثیر تخلخل فتیله روی عملکرد لوله حرارتی رسانایی متغیر

Fig. 13. Effect of wick porosity on the performance of the VCHP, a) wall temperature profile and b) thermal resistance and overall heat transfer coefficient

مختلف بر مشخصه‌های لوله حرارتی به طور خلاصه در جدول ۴ آورده شده است.

#### ۲-۸- نتیجه‌گیری

در کار حاضر، به منظور کاهش هزینه محاسباتی و زمان اجرای شبیه‌سازی لوله حرارتی رسانایی متغیر، از چند جریان تک فازی کوپل شده به عنوان جایگزین مدل‌های چند فازی استفاده شد. با استفاده از این رویکرد

بین دو قسمت تبخیرکننده و چگالنده افزایش می‌یابد. بر اساس رابطه (۱۵) با افزایش تخلخل رسانایی مؤثر فتیله کاهش می‌یابد. در شکل ۱۳-ب با افزایش تخلخل فتیله و به دلیل افزایش اختلاف دما بین تبخیرکننده و چگالنده، مقاومت گرمایی افزایش (در هر مرحله افزایش تخلخل به طور میانگین  $6/15 \text{ K/W}$ ) و ضریب انتقال حرارت کلی کاهش (در هر مرحله افزایش شعاع به طور میانگین  $6/110 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ ) می‌یابد. بر اساس نتایج ارائه شده در بخش‌های قبل، میزان تأثیر پارامترهای

جدول ۴. میزان تأثیر پارامترهای مختلف بر مشخصه‌های فیزیکی و هندسی لوله حرارتی رسانایی متغیر

Table 4. Effect of different parameters on the geometric and physical properties of the VCHP

پارامترهای بررسی شده به ترتیب میزان تأثیر			مشخصه فیزیکی و هندسی		
شعاع لوله حرارتی، ۴/۳ K کاهش	تخلخل فتیله، ۲ K افزایش	جرم گاز غیرقابل چگالش، ۴/۵ K افزایش	نرخ حرارت ورودی، ۵/۸ K افزایش	دمای مدفن حرارتی، ۶/۴ K افزایش	دمای متوسط دیواره
شعاع لوله حرارتی، ۰/۰۴۹ K/W کاهش	نرخ حرارت ورودی، ۰/۰۴ K/W کاهش	دمای مدفن حرارتی، K/W ۰/۰۲۸ کاهش	جرم گاز غیرقابل چگالش، K/W افزایش ۰/۰۹۶	تخلخل فتیله، ۱۵/۶ K/W افزایش	مقاومت حرارتی
تخلخل فتیله، W/(m <sup>۲</sup> · K) ۱۱۰/۶ کاهش	جرم گاز غیرقابل چگالش، ۶۲/۵ W/(m <sup>۲</sup> · K) کاهش	شعاع لوله حرارتی، ۲۹/۳ W/(m <sup>۲</sup> · K) افزایش	نرخ حرارت ورودی، W/(m <sup>۲</sup> · K) افزایش ۱۳۹/۵	دمای مدفن حرارتی، W/(m <sup>۲</sup> · K) افزایش ۱۷۰/۶	ضریب انتقال حرارت کلی
—	جرم گاز غیرقابل چگالش، ۲۸ mm کاهش	نرخ حرارت ورودی، ۱۲ mm افزایش	شعاع لوله حرارتی، ۶ mm افزایش ۱۲/	دمای مدفن حرارتی، ۴۸ mm افزایش	طول فعال چگالنده
—	شعاع لوله حرارتی، ۲/۱۹ K کاهش	جرم گاز غیرقابل چگالش، ۳/۴۷ K افزایش	نرخ حرارت ورودی، ۵ K افزایش	دمای مدفن حرارتی، ۶/۶ K افزایش	دمای طول فعال چگالنده

است؛ به این صورت که در هر مرحله افزایش دمای مدفن حرارتی به میزان ۱۰ K، دمای دیواره ۴/۶ K و ضریب انتقال حرارت کلی (W/(m<sup>۲</sup> · K)) ۶/۱۷۰ افزایش داشته است.

• بالاترین میزان رشد مقاومت حرارتی با افزایش تخلخل به دست می‌آید؛ در هر مرحله افزایش تخلخل به میزان ۰/۲۵، مقاومت حرارتی به میزان ۶/۱۵ K/W افزایش داشته است. این تأثیر به دلیل کاهش رسانایی حرارتی مؤثر فتیله در اثر افزایش تخلخل آن است.

• استفاده از فتیله‌هایی با تخلخل پایین و رسانایی حرارتی بالا همچون فتیله‌های تفجوشی در کاربردهایی که شار حرارتی بالا یا تغییرات گسترده در دمای مدفن حرارتی وجود دارد (مانند کاربردهای فضایی) توصیه می‌شود.

• طول قسمت فعال چگالنده با افزایش نرخ حرارت ورودی، دمای

زمان اجرای شبیه‌سازی لوله حرارتی از مرتبه بزرگی روز به چند دقیقه کاهش پیدا کرد و بستر لازم برای مطالعه پارامتری لوله حرارتی رسانایی متغیر فراهم شد. علاوه بر کاهش زمان مورد نیاز برای انجام شبیه‌سازی، نشان داده شده که مدل پیشنهادی می‌تواند نتایج قابل قبولی را پیش‌بینی کند. نتایج مهم حاصل از مطالعات انجام شده روی لوله حرارتی رسانایی متغیر بررسی شده را می‌توان در موارد زیر خلاصه نمود:

• دمای مدفن حرارتی بیشترین تأثیر را بر طول فعال چگالنده و دمای متوسط آن دارد؛ به طوری که در هر مرحله افزایش دمای مدفن حرارتی به میزان ۱۰ K، طول فعال چگالنده به میزان ۴۸ mm و دمای متوسط آن ۶/۶ K افزایش داشته است.

• در بین پارامترهای بررسی شده دمای مدفن حرارتی بیشترین تأثیر را بر توزیع دمای متوسط دیواره و ضریب انتقال حرارت کلی داشته



## منابع

- [1] V. Kravets, Y. Aleksei, O. Aleksei, S. Khairnasov, V. Baturkin, T. Ho, L. Celotti, Heat pipes with variable thermal conductance property for space applications, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31(6) (2017) 2613-2620.
- [2] T. Wyatt, A CONTROLLABLE HEAT PIPE EXPERIMENT FOR THE 5E-4 SATELLITE, JOHNS HOPKINS UNIV LAUREL MD APPLIED PHYSICS LAB, 1965.
- [3] X. Chen, H. Ye, X. Fan, T. Ren, G. Zhang, A review of small heat pipes for electronics, *Applied Thermal Engineering*, 96 (2016) 1-17.
- [4] H.N. Chaudhry, B.R. Hughes, S.A. Ghani, A review of heat pipe systems for heat recovery and renewable energy applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(4) (2012) 2249-2259.
- [5] A. Faghri, Heat pipes: review, opportunities and challenges, *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*, 5(1) (2014).
- [6] P. Mock, D. Marcus, E. Edelman, Communications technology satellite: a variable conductance heat pipe application, *Journal of Spacecraft and Rockets*, 12(12) (1975) 750-753.
- [7] M. Furukawa, Design and off-design performance calculations of space radiators, *Journal of Spacecraft and Rockets*, 18(6) (1981) 515-526.
- [8] R. Ponnappan, Studies on the startup transients and performance of a gas loaded sodium heat pipe, UNIVERSAL ENERGY SYSTEMS INC DAYTON OH, 1989.
- [9] C. Harley, A. Faghri, Transient two-dimensional gas-loaded heat pipe analysis, (1994).
- [10] J.H. Park, A study on thermal performance of heat pipe for optimum placement of satellite equipment, *ETRI journal*, 19(2) (1997) 59-70.
- [11] A. Nouri-Borujerdi, M. Layeghi, A numerical analysis of vapor flow in concentric annular heat pipes, *J. Fluids Eng.*, 126(3) (2004) 442-448.

مدفن حرارتی و قطر لوله افزایش پیدا می کند.

در راستای تکمیل موارد مطرح شده برای لوله حرارتی رسانایی متغیر با مخزن سرد، می توان اثر وجود و مشخصات (هندسی و فیزیکی) یک مخزن مجزا برای گاز غیرقابل چگالش و همچنین جنس و ساختار ناهمگن فتیه روی عملکرد این تجهیز را بررسی نمود.

## ۳- فهرست علائم

### علائم انگلیسی

$A$	مساحت، $m^2$
$c$	غلظت سیال، $mol/m^3$
$D_{cap}$	ضریب نفوذ موئینگی، $m^2/s$
$D_{eff}$	ضریب نفوذ مؤثر، $m^2/s$
$D_{vg}$	ضریب نفوذ بخار-گاز، $m^2/s$
$k_{eff}$	رسانایی حرارتی مؤثر فتیه، $W/(m \cdot K)$
$l_a$	طول آدیاباتیک، $m$
$l_e$	طول تبخیرکننده، $m$
$l_{ca}$	طول فعال چگالنده، $m$
$l_{cia}$	طول غیرفعال چگالنده، $m$
$Mn_l$	جرم مولکولی سیال عامل، $kg/mol$
$M_{ncg}$	جرم گاز غیرقابل چگالش، $kg$
$p_{sat}$	فشار اشباع، $Pa$
$Q_0$	منبع حرارتی، $W/m^2$
$r_v$	شعاع ناحیه بخار، $m$
$S_l$	درجه اشباع سیال عامل
$T$	دما، $K$
$u$	سرعت سیال عامل، $m/s$

### علائم یونانی

$\varepsilon$	تخلخل فتیه
$\mu$	لزجت دینامیکی سیال، $Pa \cdot s$
$\rho$	چگالی سیال، $kg/m^3$

### زیرنویس

$l$	مایع
$v$	بخار
$w$	دیواره
$wl$	فتیه
$s$	بدنه جامد (ماتریس) فتیه

- Design, Construction and Empirical Investigation of Thermal Performance of A Heat Pipe, journal of selected topics in energy, 1(2) (2018) 31-38.
- [21] H. Wang, G. Lin, X. Shen, L. Bai, D. Wen, Effect of evaporator tilt on a loop heat pipe with non-condensable gas, International Journal of Heat and Mass Transfer, 128 (2019) 1072-1080.
- [22] K.-L. Lee, C. Tarau, A. Lutz, W.G. Anderson, C.-N. Huang, C. Kharangate, Y. Kamotani, Advanced Hot Reservoir Variable Conductance Heat Pipes for Planetary Landers, (2020).
- [23] C. Wang, L. Zhang, X. Liu, S. Tang, S. Qiu, G. Su, Experimental study on startup performance of high temperature potassium heat pipe at different inclination angles and input powers for nuclear reactor application, Annals of Nuclear Energy, 136 (2020) 107051.
- [24] B. Fadhl, L.C. Wrobel, H. Jouhara, Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon, Applied Thermal Engineering, 60(1-2) (2013) 122-131.
- [25] Z. Zhao, Y. Zhang, Y. Zhang, Y. Zhou, H. Hu, Numerical Study on the Transient Thermal Performance of a Two-Phase Closed Thermosyphon, Energies, 11(6) (2018) 1433.
- [26] Evaporation in porous media with large rate, in, Comsol, 2017.
- [27] B. Fadhl, L. Wrobel, H. Jouhara, Modelling of the thermal behaviour of heat pipes, WIT Transactions on Engineering Sciences, 83 (2014) 377-389.
- [28] S. Ali, Modeling of Heat Transfer and Flow Patterns in a Porous Wick of a Mechanically Pumped Loop Heat Pipe: Parametric Study Using ANSYS Fluent, 2017.
- [12] M. Cleary, R. Grimes, M. Hodes, M.T. North, Design of a variable conductance heat pipe for a photonic component, in: ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2006, pp. 143-152.
- [13] S. Mahjoub, A. Mahtabroshan, Numerical Simulation of a conventional heat pipe, World Academy of Science, Engineering and Technology, 39 (2008) 117-122.
- [14] W.G. Anderson, M.C. Ellis, K.L. Walker, Variable conductance heat pipe radiators for lunar and Martian environments, in: AIP Conference Proceedings, American Institute of Physics, 2009, pp. 57-66.
- [15] W. Anderson, J. Hartenstine, K. Walker, J. Farmer, Variable thermal conductance link for lunar landers and rovers, in: 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 2010, pp. 6852.
- [16] D.M.H. AL-Shamkhi, THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF PERFORMANCE OF CONSTANT AND VARIABLE CONDUCTANCE HEAT PIPE, BASRAH UNIVERSITY, 2011.
- [17] W. Anderson, M. Ellis, J. Hartenstine, C. Peters, C. Tarau, K. Walker, Variable conductance heat pipes for variable thermal links, in: 42nd International Conference on Environmental Systems, 2012, pp. 3541.
- [18] M.H. SHOJAEEFARD, A. KHALKHALI, J. ZARE, M. TAHANI, Multi objective optimization of heat pipe thermal performance while using aluminium oxide nanofluid, (2015).
- [19] M.N. Hussain, I. Janajreh, Numerical simulation of a cylindrical heat pipe and performance study, Int. J. of Thermal & Environmental Engineering, 12(2) (2016) 135-141.
- [20] M.H. Shojaei Fard, M. Tahani, A. Mahtab, J. Zare,

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. M. Gorji, M. Mosharaf-Dehkordi, E. Afshari, I. Dashti Gohari, Numerical Simulation of Variable Conductance Heat Pipe with Cold Reservoir by Single Phase Flow Approach, Amirkabir J. Mech Eng., 53(9) (2021) 4905-4924.

DOI: 10.22060/mej.2021.18622.6868

