

شبیه‌سازی عددی و تحلیل پارامتری یک لوله حرارتی جهت کاربرد در سامانه‌های هوافضایی

نگار شاکرمی^۱، ابراهیم افشاری^۲، احسان بنی اسدی^۳، سعید اصغری^۳، سید علی اطیابی^۴

۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، اصفهان

۲ دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، اصفهان، e.afshari@eng.ui.ac.ir

۳ دانشیار، پژوهشکده مواد و انرژی، اصفهان

۴ دکتری مهندسی مکانیک، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، اصفهان

تاریخ دریافت: ۹۹/۰۱/۲۹

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۴/۰۹

چکیده

استفاده از لوله‌های حرارتی به عنوان راهکاری برای کنترل دمایی غیر فعال در تجهیزات الکترونیکی، مخصوصاً در ماهواره‌ها محسوب می‌شوند. قابلیت اعتماد بالا، هزینه پایین و عدم مصرف توان، عمر زیاد و هدایت گرمایی بالا از ویژگی‌های جذاب استفاده از این وسایل هستند. در این مقاله، هدف مطالعه عددی پارامترهای موثر بر عملکرد یک لوله حرارتی است که در زیر سیستم کنترل دمایی در کاربردهای فضایی، دما را در حین عملکرد ماهواره در محدوده مد نظر کنترل می‌کند. در این پژوهش ابتدا اعتبارسنجی نتایج عددی شبیه‌سازی یک لوله حرارتی سه بعدی استوانه‌ای با نتایج آزمایشگاهی موجود در مراجع انجام شده است. پس از اطمینان از حل عددی، اثر سیال کاری، ضریب تخلخل و طول کندانسور بر رفتار حرارتی لوله بررسی شده است. مدلسازی عددی به صورت گذرا، سه بعدی و با استفاده از روش حجم سیال انجام شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که رفتار دمایی لوله حرارتی پس از ۱۲۰ ثانیه پایا می‌شود. همچنین، با کاهش ضریب تخلخل ناحیه فتیله، مقاومت حرارتی در لوله حرارتی افزایش و میزان انتقال حرارت کاهش می‌یابد. با بررسی سه سیال کاری استون، آب و متانول، کمترین مقاومت حرارتی مربوط به سیال کاری متانول، استون و آب بوده است. همچنین کسر حجمی بخار آب و آب مایع با کاهش طول کندانسور به ترتیب بیشتر و کمتر بوده است.

واژگان کلیدی

لوله حرارتی، کنترل دمایی ماهواره، فتیله، جریان دو فاز، شبیه‌سازی عددی

۱. مقدمه

کندانسور انجام می‌شود. لوله‌های حرارتی می‌توانند به صورت افقی یا عمودی و با زاویه‌های دلخواه نصب شوند. همچنان که در

لوله حرارتی یک وسیله انتقال حرارت دو فازی است که در آن فرایندهای تبدیل مایع به بخار و بر عکس بین اواپراتور و

ماهواره‌ها با گرانش صفر به کار می‌روند. به دلیل توانایی انتقال گرما بدون اتلاف قابل توجه، این وسیله در محدوده وسیعی از کاربردها از جمله تهویه و دستگاه‌های تهویه، ذخیره انرژی گرمایی، میکروالکترونیک و صنایع فضایی به کار می‌رود. در این سیستم، نیاز به انرژی خارجی نیست و لوله حرارتی فقط با اعمال حرارت فعال می‌شود. از دیگر مزیت‌های این سیستم، هدایت حرارتی بالا، سهولت ساخت و نگهداری، وزن کم، عمر طولانی و نداشتن قطعات متحرک است. همچنین می‌تواند مقدار زیادی گرما را با اختلاف دمای کم در فواصل به نسبت طولانی منتقل کند. از مهمترین کاربردهای لوله حرارتی در ماهواره‌ها، انتقال گرما از نواحی همراه با اتلاف حرارت زیاد به رادیاتور در فواصل طولانی و پخش گرما در سطح پلن به منظور کاهش گرادیان حرارتی و توزیع یکنواخت دما است. سیستم به کار رفته در کاربرد فضایی انرژی گرمایی را در نرخ‌هایی چند صد برابر بیشتر از اکثر رساناهای جامد و با نسبت انرژی به وزن بیشتر انتقال می‌دهد [۱].

مطابق شکل ۱، لوله حرارتی شامل یک محفظه بسته، جداره لوله و کلاهک‌ها، فتیله و سیال کاری است که از سه بخش اوپراتور، آدیاباتیک و کندانسور تشکیل شده است. گرمای جذب شده در اوپراتور از طریق انتقال حرارت هدایتی به سیال کاری منتقل شده و باعث تبخیر سیال کاری در سطح ساختار فتیله و تبدیل آن به بخار اشباع می‌شود. بخار اشباع در اثر اختلاف فشار بین اوپراتور و کندانسور از طریق هسته توخالی لوله به کندانسور منتقل می‌شود. در این منطقه، بخار اشباع با از دست دادن گرمای خود به فاز مایع تبدیل می‌شود. مایع اشباع حاصل، از طریق ساختار فتیله‌ای، توسط نیروی موینگی به اوپراتور بازگردانده می‌شود. سپس مایع مجدداً در اوپراتور تبخیر شده و این فرایند تا زمانی که فشار موینگی کافی برای بازگرداندن مایع به اوپراتور وجود داشته باشد، ادامه می‌یابد. لوله‌های حرارتی در کاربرد فضایی، تحت تأثیر شرایط محیطی متفاوتی کار می‌کنند و از این‌رو دو موضوع باید در نظر گرفته شود:

۱. شرایط کاری سرمای شدید: در انقلاب زمستانی بیشتری اتلاف گرمایی برای تجهیزات وجود دارد. آزمایش‌هایی که در سطح زمین انجام می‌شود؛ نمی‌توانند شرایط عملکردی لوله حرارتی را در حالت شتاب گرانش صفر شبیه‌سازی نماید؛ بنابراین استفاده از مدل‌سازی عددی برای لوله‌های حرارتی اهمیت پیدا می‌کند.

۲. شرایط کاری گرمای شدید: در انقلاب تابستانی کمترین اتلاف گرمای برای تجهیزات وجود دارد.

تا کنون مطالعات عددی گسترده‌ای در زمینه عملکرد لوله‌های حرارتی انجام شده است. مطالعه‌ای عددی با فرض جریان آرام در لوله حرارتی حلقوی توسط فقری و پروانی [۲] انجام شده است. نتایج آنها نشان می‌دهد که جریان با نرخ بسیار بالای چگالش انجام می‌شود و تصویری دقیق را از تغییر فشار بخار در هر دو نرخ کم و زیاد چگالش نشان می‌دهد. چن و فقری [۳] مطالعه عددی عملکرد کلی لوله حرارتی را با یک یا چند منبع گرمایی ارائه داده‌اند. مدل آنها توانایی لازم برای پیش‌بینی عملکرد لوله حرارتی با یک یا چند منبع گرمایی را داشته است. مدل‌سازی عددی با فرض جریان یک بعدی، گذرا و تراکم‌پذیر بخار در یک لوله حرارتی توسط فقری و همکاران [۴] انجام شده است. برای لوله حرارتی شبیه‌سازی شده، جریان بخار به سرعت به حالت دائم می‌رسد. همچنین توزیع دما و فشار در شرایط گذرا بسیار متفاوت با حالت دائم است. ایزمیل و زرنیت [۵] مدل تحلیلی- عددی تعمیم یافته جریان داخلی در لوله حرارتی را ارائه دادند. مدل آنها تطابق خوبی با نتایج تجربی به دست آمده برای مقطع مستطیلی و دایروی داشته است. در مطالعه‌ای دیگر شبیه‌سازی لوله حرارتی توسط محبوب و مهتاب روشن [۶] انجام شده است. آنها دریافتند که مقاومت حرارتی لوله حرارتی با افزایش تخلخل فتیله افزایش و با افزایش هدایت حرارتی و شعاع لوله حرارتی کاهش می‌یابد. پژوهش‌های بسیاری نیز در زمینه استفاده از لوله حرارتی در سیستم کنترل دمای ماهواره انجام شده است. کزنتسوف و همکاران [۷] یک مدل ریاضی برای عملکرد لوله حرارتی در سیستم گرمایشی وسایل فضایی ارائه دادند. در این مدل‌سازی، تأثیر فرایندهای انتقال گرما و جرم در لوله حرارتی بر روش انتقال گرمای تجهیزات فضایی بررسی شد. سومان و کومار [۸] یک مدل تحلیلی برای جریان سیال و انتقال حرارت در لوله‌های حرارتی با هندسه‌های مثلثی و مستطیلی ارائه داده‌اند. آنها تأثیر پارامترهای سرعت مایع، شار حرارتی و موینگی را بررسی کرده‌اند. عملکرد انتقال حرارت در لوله حرارتی حلقوی به عنوان سیستم ضد یخ زدگی هواپیما توسط کیان و همکاران [۹] مورد بررسی قرار گرفت. مخلوط اتانول- آب با چهار غلظت مختلف به عنوان سیال کاری در نظر گرفته شد. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که غلظت ۶۰٪ بهترین عملکرد را دارد. یانگ و همکاران

نوع پودر فلزی با ضخامت ۰/۳۵۶ میلی‌متر است. ویژگی‌های سیال کاری و ساختار فتیله لوله حرارتی برای حل سه بعدی در جدول ۱ ارایه است.

به منظور مدل‌سازی عددی لوله حرارتی، معادلات حاکم شامل معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی در حالت غیر دائم استفاده می‌شوند. فرضیات زیر در این مدل‌سازی به کار می‌رود.

۱. فتیله ایزوتروپ و همگن است.
۲. هر دو فاز بخار و مایع تراکم‌ناپذیرند.
۳. جریان آرام (ماکزیمم مقدار عدد رینولدز ۵۶۷) است.
۴. از اثر جاذبه به دلیل در نظر گرفتن لوله حرارتی به صورت افقی صرف‌نظر شده است.
۵. مایع و بخار آب هر دو در تعادل حرارتی هستند.
۶. از اثر تنش برشی در فصل مشترک بخار و مایع صرف‌نظر شده است.
۷. از اثر زاویه سطح تماس به دلیل تاثیر ناچیز این پارامتر صرف‌نظر شده است.

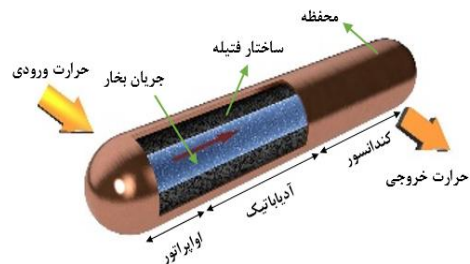
جدول ۱. خواص سیال کاری و ویژگی‌های ساختار فتیله

| پارامتر | نماد | واحد | مقدار |
|--------------------|------------|-------------------|----------|
| فشار اشباع | P_s | Pa | ۴۱۶۰۰ |
| دمای اشباع | T_s | K | ۳۴۹/۱۵ |
| گرمای نهان | h_{fg} | J/kg | ۲۳۴۱۰۰۰ |
| چگالی بخار | ρ_v | kg/m ³ | ۰/۲۵۸ |
| لزجت دینامیکی بخار | μ_v | Pa s | ۰/۰۰۰۰۱۱ |
| گرمای ویژه بخار | C_v | J/kg K | ۱۹۴۲ |
| هدایت حرارتی بخار | k_v | W/m K | ۰/۰۲۶۱ |
| چگالی مایع | ρ_l | kg/m ³ | ۹۷۵ |
| لزجت دینامیکی مایع | μ_l | Pa s | ۰/۰۰۰۳۷ |
| گرمای ویژه مایع | C_l | J/kg K | ۴۱۸۶ |
| هدایت حرارتی مایع | k_l | W/m K | ۰/۰۲۶۱ |
| ضریب تخلخل فتیله | ϵ | - | ۰/۷ |
| نفوذپذیری فتیله | k | m ² | ۱/۳×۹-۱۰ |
| هدایت گرمایی فتیله | k_{eff} | W/m K | ۱/۲ |

۲-۱. مدل حجم سیال

در جریان‌های چند فاز، فصل مشترک بین فازها ثابت نبوده و ویژگی‌های فیزیکی از جمله چگالی و ویسکوزیته در فصل مشترک، بین فازهای مختلف تغییر می‌کند. به همین دلیل شبیه‌سازی عددی جریان‌های چند فاز بر اساس روش حجم محدود مشکل و زمان‌بر است [۱۱]. عموماً سه مدل چند فاز با رویکرد اوپلری- اوپلری شامل مدل حجم سیال^۱ میکس^۲ و

[۱۰] سیستم کنترل حرارتی فضاپیما متشکل از ماده تغییر فاز دهنده و لوله حرارتی را به صورت عددی مورد مطالعه قرار دادند. مشکل استفاده از ماده تغییر فاز دهنده به دلیل هدایت حرارتی پایین، با استفاده از آرایش موازی کانال لوله حرارتی برطرف شده است. در این مطالعه ویژگی‌های استفاده از ماده تغییر فاز دهنده و لوله حرارتی بررسی شده است.



شکل ۱. شماتیک یک لوله حرارتی معمولی به همراه نواحی آن

استفاده از روش حجم سیال با توجه به دقت بالا، خصوصاً با توجه به این که هیدرودینامیک سیال دو فاز در لوله حرارتی اهمیت دارد و روشی مناسب برای شبیه‌سازی رفتار حرارتی لوله محسوب می‌شود؛ در این پژوهش نخستین بار برای لوله حرارتی مطابق با کاربرد فضایی مورد استفاده قرار گرفته است. همچنین، با توجه به پیشینه پژوهشی ارائه شده، مطالعه جامع پارامتری روی لوله‌های حرارتی با کاربرد فضایی خیلی محدود بوده است. از این رو در این مقاله، لوله حرارتی به روش حجم سیال برای رفتار جریان دو فاز بخار و مایع، مدل‌سازی شده است. برای تغییر فاز بین مایع و بخار، یک کد به زبان برنامه‌نویسی C نوشته شده و به نرم افزار فلوئنت الحاق شده تا جریان سیال و انتقال حرارتی دو فاز داخل لوله حرارتی را مدل‌سازی کند. مدل‌سازی عددی در این مقاله به صورت گذرا انجام شده است. از دیگر دستاوردهای این مقاله، بررسی پارامترهای موثری از قبیل ضریب تخلخل فتیله، جنس سیال کاری و طول کندانسور بر عملکرد حرارتی لوله حرارتی است.

۲-۲. مدل‌سازی عددی لوله حرارتی استوانه‌ای

لوله حرارتی با قطر خارجی ۲۵/۴ و ضخامت ۰/۸۵ میلی‌متر، از جنس مس است. لوله حرارتی شامل سه بخش، اوپراتور، آدیاباتیک و کندانسور با طول‌های ۶۴، ۶۰۶ و ۲۹۶ میلی‌متر است. آب به عنوان سیال کاری در نظر گرفته شده است. ساختار فتیله از

اویلرین^۳ وجود دارد. در مطالعه حاضر از روش حجم سیال استفاده شده است. مدل حجم سیال، برای دو یا چند سیال مخلوط نشدنی طراحی شده است که در آن موقعیت فصل مشترک بین فازها مهم است. در این مدل، مجموع کسر حجمی تمام فازها واحد است. مدل حجم سیال بر اساس این واقعیت است که هر سلول توسط یک فاز یا ترکیبی از دو فاز اشغال می‌شود. به عبارتی، اگر α_l کسر حجمی مایع و α_v کسر حجمی بخار باشد، سه شرط زیر امکان‌پذیر است [۱۲]:

$$\begin{aligned} \alpha_l &= 0 & \text{سلول توسط بخار اشغال شده است.} \\ \alpha_l &= 1 & \text{سلول توسط مایع اشغال شده است.} \\ 0 < \alpha_l < 1 & & \text{سلول در فصل مشترک فازهای مایع و بخار است.} \end{aligned}$$

۲-۲. معادله بقای جرم

در مدل حجم سیال، معادله بقای جرم سیال برای فاز بخار به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\frac{\partial(\alpha_v \rho_v \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{u}_v) = S_M \quad (۱)$$

در معادله بالا، ε ضریب تخلخل، ρ_v چگالی، \vec{u}_v بردار سرعت و S_M انتقال جرم ناشی از تغییر فاز است. کسر حجمی فاز غالب که در این مطالعه فاز مایع است؛ از معادله زیر به دست می‌آید [۱۳]:

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i = 1 \quad (۲)$$

۲-۳. معادله بقای مومنتوم

در معادله مومنتوم، خواص مورد استفاده نظیر چگالی و لزجت بر اساس میانگین حجمی فاز بخار و مایع بیان می‌شود.

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \vec{u} \vec{u}) = -\varepsilon \nabla P + \nabla \cdot (\varepsilon \tau) - \quad (۳)$$

$$\frac{\mu \varepsilon^2 \vec{u}}{K_p} - \frac{\varepsilon^3 \rho C_F}{\sqrt{K_p}} |\vec{u}| \vec{u} + \rho \vec{g} + \vec{F}$$

$$\mu = \alpha_l \mu_l + \alpha_v \mu_v \quad (۴)$$

$$\rho = \alpha_l \rho_l + \alpha_v \rho_v \quad (۵)$$

در معادله بالا، \vec{g} شتاب گرانش، P فشار و \vec{F} نیروی خارجی اثر کننده بر سیال است. عبارتهای اول و دوم سمت راست نیروهای فشار و لزجت است و عبارات سوم و چهارم نشان دهنده نیروی درگ اضافی است که توسط دیواره‌های حفره بر سیال داخل حفره اعمال می‌شود. C_F فاکتور درگ درجه دوم است و از معادله زیر محاسبه می‌شود [۱۴]:

$$C_F = \frac{1.75}{\sqrt{150 \varepsilon^3}} \quad (۶)$$

نفوذپذیری ساختار متخلخل با استفاده از معادله بلک-کوزینی^۴ برای پودر فلز کروی سخت شده محاسبه می‌شود [۱۵].

$$K_p = \frac{d_{powder}^2 \varepsilon^3}{150(1-\varepsilon)^2} \quad (۷)$$

در این رابطه، K_p نفوذپذیری و d_{powder} قطر پودر فلز است. همچنین، نیروی سطحی پیوسته در معادله مومنتوم بر اساس مدل بلک بیل^۵ بیان می‌شود.

$$F_{cs} = \sum_{pairs\ i,j,i < j} \sigma_{ij} \frac{\alpha_i \rho_i C_i \nabla \alpha_i - \alpha_j \rho_j C_j \nabla \alpha_j}{\frac{1}{2}(\rho_i + \rho_j)} \quad (۸)$$

در معادله بالا، σ_{ij} ضریب تنش سطحی و C انحنا سطح بین فاز j و i است. چون در لوله حرارتی فقط مایع و بخار وجود دارد، $C_i = -C_j$ و $\nabla \alpha_i = -\nabla \alpha_j$ است و معادله (۸) به صورت زیر ساده می‌شود [۱۶].

$$F_{cs} = \sigma_{lv} \frac{\rho C_l \nabla \alpha_l}{\frac{1}{2}(\rho_l + \rho_v)} \quad (۹)$$

۲-۴. معادله بقای انرژی

معادله انرژی در محیط متخلخل همراه با جریان دو فازی به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\varepsilon \rho_f E_f + (1-\varepsilon) \rho_s E_s) + \nabla \cdot (\vec{u} (\rho_f E_f + p)) = \quad (۱۰)$$

$$\nabla \cdot [k_{eff} \nabla T - (\sum_i h_i J_i)] + S_f^h + S_E$$

در رابطه بالا، E_f انرژی کل سیال، E_s انرژی کل محیط متخلخل، ρ_f چگالی سیال، ρ_s چگالی محیط جامد، k_{eff} هدایت حرارتی مؤثر، T دما، J_j شار انتشار گونه j ، عبارت چشمه آنتالپی سیال و S_E عبارت چشمه ناشی از تغییر فاز سیال است.

هدایت حرارتی مؤثر برای فئیله نوع پودر فلزی از مدل چاوداری و بهاندیری^۶ محاسبه می‌شود.

$$k_w = (k_{max})^n \cdot (k_{min})^{1-n} \quad (۱۱)$$

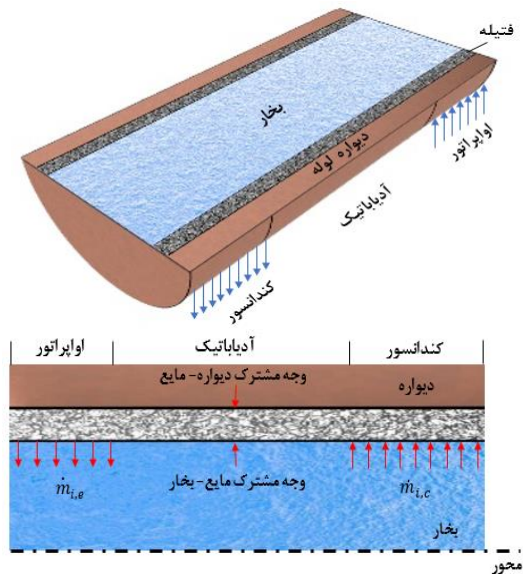
$$k_{max} = \varepsilon k_l + (1-\varepsilon) k_s \quad (۱۲)$$

$$k_{min} = \frac{(k_l k_s)}{[\varepsilon k_s + (1-\varepsilon) k_l]} \quad (۱۳)$$

در این رابطه، n برابر ۰/۴۲ است [۱۵].

۲-۵. مدل تبخیر-میعان

در این شبیه‌سازی به طور همزمان تبخیر و میعان در نظر گرفته می‌شود. نرم افزار فلوئنت می‌تواند فرایند تبخیر را به تنهایی شبیه‌سازی کند؛ اما توانایی شبیه‌سازی همزمان فرایند تبخیر با فرایند میعان را ندارد. برای حل این مشکل یک تابع تعریف شده توسط کاربر^۷ برای استفاده در معادلات حل شده توسط فلوئنت، استفاده می‌شود. این تابع، انتقال جرم و حرارت بین فازهای مایع و



شکل ۲. وضعیت قرارگیری مرزها در محدوده حل و شرایط مرزی

۲-۷. روش حل عددی

در این مقاله، یک مدل عددی و سه بعدی لوله حرارتی انتخاب شده و به منظور تحلیل عملکرد آن از نرم افزار آنسیس - فلونتت استفاده شده است. مدل محیط متخلخل و مدل چند فازی حجم سیال در محاسبات استفاده می‌شود. معادلات حاکم بر لوله حرارتی استوانه‌ای با روش حجم محدود حل شده است. در این روش، معادلات حاکم گسسته شده و به صورت معادلات جبری غیر خطی درآمده‌اند. شرایط مرزی با روش تکراری مجزا شده و الگوریتم سیمپل برای حل استفاده شده است. روش گسسته‌سازی مرتبه دو پیشرو با محدود کننده برای مقدار تخمینی مقادیر وجوه سلول در عبارت جابجایی به کار رفته است؛ به دلیل این که دقت عددی و پایداری مناسبی دارد. فاکتورهای زیر تخفیف^۸ برای سرعت ۰/۲، انرژی ۰/۰۲، برای فشار، چگالی و ویسکوزیته ۱ و برای دما ۰/۷ تنظیم شده است. معیار همگرایی مورد استفاده برای حل معادله پیوستگی و مومنتوم با دقت مرتبه دو، برابر 10^{-4} است؛ اما این مقدار برای معادله انرژی 10^{-8} در نظر گرفته شده است. برای به دست آوردن جواب دقیق، مقدار همگرایی به تنهایی کامل نیست؛ بلکه باید مقدار تمامی متغیرها ثابت شده باشد و جواب مسئله نیز از شبکه مستقل باشد. استقلال نتایج از شبکه بررسی شده است و نتایج عددی ارایه شده مستقل از تعداد شبکه است. برای بررسی استقلال از شبکه، چهار شبکه با تعداد ۴۰۴۸، ۷۷۳۵، ۱۲۵۰۰ و ۳۰۴۰۰ سلول محاسباتی تولید شد. دمای اوپراتور بر حسب تعداد شبکه محاسباتی در شکل ۳ نشان داده

بخار را در طی فرایندهای تبخیر و میعان محاسبه می‌کند. در جدول ۲، عبارتهای چشمه جرم و انرژی ارائه شده است. در این معادلات، T_{mix} دمای مخلوط فاز مایع و بخار، T_{sat} دمای اشباع و LH گرمای نهان تبخیر است [۱۳].

۲-۶. شرایط مرزی

در شکل ۲ هندسه لوله حرارتی، موقعیت قرارگیری مرزها و همچنین شرایط مرزی نشان داده شده است. در بخش اوپراتور، شار گرمایی مثبت و در بخش کندانسور شار منفی به عنوان شرایط مرزی در نظر گرفته شده است. شارهای گرمایی با توجه به مقدار گرمای ورودی ۱۰۰ وات و بر اساس اندازه سطوح مربوط به اوپراتور و کندانسور تعیین می‌شود. دیواره انتهایی اوپراتور دارای شرط مرزی فشار استاتیک صفر و در انتهای دیگر اوپراتور شرط مرزی آدیباتیک برقرار است.

جدول ۲. عبارتهای چشمه جرم و انرژی

| معادله | فرایند | فاز | عبارت |
|--------|--------|------|--|
| (۱۴) | تبخیر | مایع | $S_M = -0.1\alpha_l\rho_l \frac{T_{sat} - T_{mix}}{T_{sat}}$ |
| (۱۵) | تبخیر | بخار | $S_M = 0.1\alpha_l\rho_l \frac{T_{sat} - T_{mix}}{T_{sat}}$ |
| (۱۶) | میعان | مایع | $S_M = 0.1\alpha_v\rho_v \frac{T_{sat} - T_{mix}}{T_{sat}}$ |
| (۱۷) | میعان | بخار | $S_M = -0.1\alpha_v\rho_v \frac{T_{sat} - T_{mix}}{T_{sat}}$ |
| (۱۸) | تبخیر | | $S_E = -0.1\alpha_l\rho_l \frac{T_{sat} - T_{mix}}{T_{sat}} LH$ $T_{mix} > T_{sat}$ |
| (۱۹) | میعان | | $S_E = 0.1\alpha_l\rho_l \frac{T_{sat} - T_{mix}}{T_{sat}} LH$ $T_{mix} < T_{sat}$ |

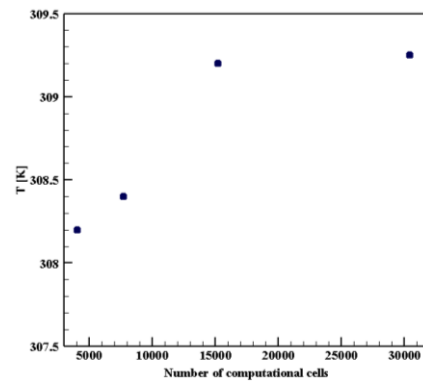
برای کاهش حجم محاسبات، شرط مرزی تقارن محوری برای نیمی از لوله استفاده می‌شود. انتقال حرارت با شرط عدم لغزش به فصل مشترک مایع - دیواره اعمال می‌شود. نرخ جریان خروجی $(-\dot{m}_{i,e})$ و جریان ورودی $(+\dot{m}_{i,c})$ همراه با شرط عدم لغزش به‌جای مسئله انتقال گرمای مشترک در فصل مشترک مایع - بخار حل می‌شود. این نرخها از سرعتهای دمشی و مکشی محاسبه می‌شود. مقدار فشار عملکردی برابر فشار بخار سیال و حدس اولیه برای دما برابر دمای عملکردی لوله حرارتی قرار داده می‌شود.

شده است. مطابق شکل، در دو شبکه ۱۲۵۰۰ و ۳۰۴۰۰ اختلاف کمی در دمای اواپراتور وجود دارد که نشان دهنده کافی بودن تعداد سلول‌های در نظر گرفته شده است. لذا تفاوتی در جواب‌های دو شبکه ۱۲۵۰۰ و ۳۰۴۰۰ وجود ندارد و به دلیل کاهش زمان حل، از شبکه با ۱۲۵۰۰ سلول محاسباتی استفاده شده است.

۳. نتایج

۳-۱. اعتبار سنجی بر اساس نتایج آزمایشگاهی

در این قسمت روند آزمایشگاهی مورد نیاز به منظور اعتبارسنجی شبیه‌سازی عددی لوله حرارتی ارائه می‌شود. برای این منظور لوله حرارتی با ابعاد مرجع [۱۷] و از جنس مس با سیال کاری آب مد نظر قرار می‌گیرد. پوسته و کلاهک‌های انتهایی با توجه به استاندارد ترکیبات مس (UNS-C12200) ساخته شده است. انتهای هر دو طرف پوسته لوله حرارتی ماشین‌کاری می‌شوند؛ تا به راحتی بتوان دو کلاهک را بر روی آن قرار داد. مشخصات لوله حرارتی مورد نظر در جدول ۳ ارائه شده است.



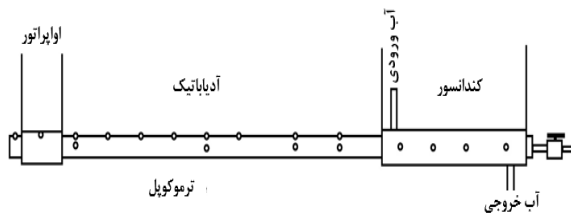
شکل ۳. بررسی استقلال نتایج از شبکه، دمای اواپراتور بر حسب تعداد سلول‌های محاسباتی

جدول ۳. مشخصات لوله حرارتی برای مقایسه با نتایج آزمایشگاهی [۱۷]

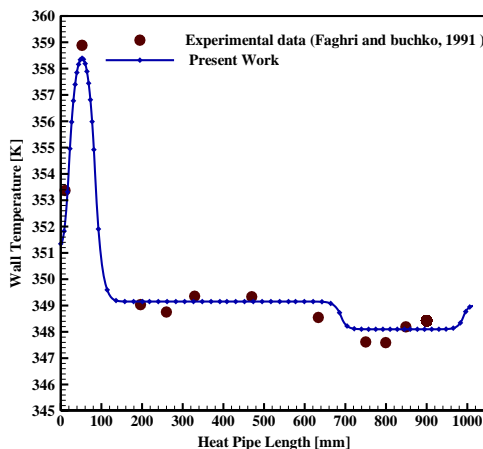
| پارامتر | مقدار (میلیمتر) |
|-----------------------|-----------------|
| طول لوله | ۱۰۰۰ |
| طول اواپراتور | ۶۳/۵ |
| طول آدیاباتیک | ۳۷۰/۵ |
| طول کندانسور | ۳۰۰ |
| قطر خارجی لوله حرارتی | ۲۵/۴ |
| قطر داخلی لوله حرارتی | ۲۲ |
| ضخامت کلاهک انتهایی | ۳/۱۷۵ |
| ضخامت قتیله | ۰/۷۱۲ |
| قطر هسته بخار | ۲۰/۵ |

در این آزمایش، اواپراتور شامل یک هیتر ترموفویل با طول ۶۳/۵ میلیمتر و توان ۲۵۷ وات، به پوسته لوله متصل می‌شود. گرما توسط کندانسور با طول ۳۰۰ میلیمتر که در منی‌فولد ورودی یک کالریمتر قرار گرفته است؛ از لوله حرارتی دفع می‌شود. در این جا ۱۳ ترموکوپل برای دیواره در نظر گرفته می‌شود. دماهای دیواره در قسمت آدیاباتیک با ترموکوپل‌های متصل به پوسته لوله حرارتی اندازه‌گیری می‌شوند. در شکل ۴ نمایی از محل قرارگیری ترموکوپل‌ها نشان داده شده است.

لوله حرارتی به صورت افقی روی یک استند اپتیکی قرار گرفته است. دمای بخار بین ۶۵ تا ۸۵ درجه سلسیوس نگه داشته می‌شود. آب خنک‌کاری برای کالریمتر توسط پمپ سانتریفیوژ متصل شده به یک مخزن ثابت تأمین می‌شود. طول لوله حرارتی با ۲ اینچ فایبر گلاس عایق می‌شود. آزمایش‌ها برای ماکزیمم ظرفیت لوله حرارتی با گرمای متغیر با نرخ‌های ورودی و موقعیت‌ها و با در نظر گرفتن موقعیت افقی لوله حرارتی تنظیم می‌شود. در شکل ۵ دمایی حاصل از مطالعه حاضر با داده‌های تجربی مرجع [۱۷] مقایسه شده است.



شکل ۴. نمایی از محل قرارگیری ترموکوپل‌های دیواره و هسته بخار



شکل ۵. مقایسه دمای دیواره لوله حرارتی در مدل عددی با داده‌های آزمایشگاهی [۱۷]

۱/۴ درجه کلون افزایش و در قسمت کندانسور تا ۱/۴ درجه کلون کاهش می‌یابد. با دریافت انرژی حرارتی در قسمت اوپراتور دمای نقطه اشباع افزایش می‌یابد.

تغییرات کسر حجمی بخار آب و آب مایع در لوله حرارتی، پس از ۱۲۰ ثانیه به ترتیب در شکل‌های ۷ و ۸ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۷ مشاهده می‌شود؛ کسر حجمی بخار آب در ناحیه هسته اوپراتور و آدیباتیک از ۱ به مقدار ۰/۸۲ و در قسمت کندانسور از ۱ به مقدار ۰/۷۹ رسیده است. تغییر کسر حجمی بخار آب ناشی از تغییر فاز بخار آب است.

همچنین با توجه به شکل ۸، تغییرات کسر حجمی آب که در بخش کندانسور از صفر به ۰/۲۲ و در بخش اوپراتور از صفر به ۰/۱۸ رسیده است. تغییر فاز ناشی از کاهش دما در کندانسور موجب افزایش کسر حجمی آب می‌شود که در ابتدا صفر بوده است. در واقع سیال در اوپراتور با جذب حرارت گرم شده و دما در این ناحیه افزایش می‌یابد. هنگامی که دمای سیال بالاتر از دمای اشباع شود؛ تغییر فاز در لوله حرارتی رخ می‌دهد. با گذشت زمان و با تغییر فاز پیوسته، از میزان آب مایع موجود در اوپراتور کاسته شده و بخار آب در این ناحیه افزایش می‌یابد. در بخش کندانسور با از دست دادن حرارت، میعان رخ می‌دهد و در نتیجه کسر حجمی بخار کاهش و کسر حجمی مایع افزایش می‌یابد. در واقع روند تغییر فاز در اوپراتور و کندانسور معکوس یکدیگر است. یعنی در ناحیه اوپراتور که تبخیر اتفاق می‌افتد در ناحیه کندانسور میعان اتفاق می‌افتد.

در شکل ۹ تغییرات دمای دیواره لوله حرارتی بر حسب زمان نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل نشان داده شده است؛ از ثانیه ۱۱۰ تا ۱۲۰ ثانیه اختلاف دمای اندکی وجود دارد و نزدیک به ۱۲۰ ثانیه دمای دیواره تقریباً پایا می‌شود. در ثانیه‌های اول، دما نسبت به زمان تغییر می‌کند و با گذشت زمان شرایط عملکردی لوله حرارتی پایا خواهد شد. در واقع در ناحیه اوپراتور با جذب گرما، افزایش دما دارد و در ناحیه کندانسور با دفع گرما، میعان اتفاق می‌افتد. مطابق این شکل مشاهده می‌شود که با گذشت زمان و وقتی که دما از دمای اشباع بالاتر رود؛ در اوپراتور تبخیر اتفاق می‌افتد. در زمان‌های اولیه تغییرات دمای اوپراتور کمتر است. با شروع تبخیر و ادامه این فرایند، تغییرات دما در ناحیه اوپراتور محسوس‌تر است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود؛ حل عددی حاضر تطابق خوبی با داده‌های تجربی به دست آمده توسط مرجع [۱۷] دارد. از آنجا که تنها در دو ناحیه اوپراتور و کندانسور انتقال گرما وجود دارد؛ تغییرات دما تنها در همین دو ناحیه خواهد بود و به دلیل بلند بودن طول ناحیه آدیباتیک، انتقال حرارت در این ناحیه بسیار ناچیز است و دما برابر دمای اشباع است.

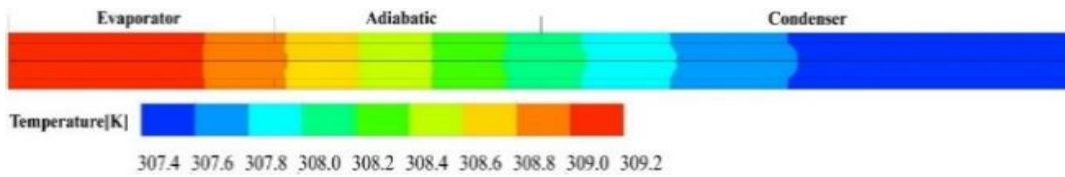
۳-۲. عملکرد لوله حرارتی

با توجه به ثابت بودن شار حرارتی ورودی، طول اوپراتور و ناحیه آدیباتیک لوله حرارتی، با تغییر ضریب تخلخل، جنس سیال و طول کندانسور به عنوان ورودی، شرط حداقلی قابلیت حذف گرما بررسی می‌شود. در این مطالعه، سه سطح تغییر برای پارامترهای ضریب تخلخل، طول کندانسور و همچنین سیال‌های آب و استون در نظر گرفته شده است. به منظور مطالعه پارامتری، لوله حرارتی مطابق با اطلاعات ورودی از پژوهشکده مواد و انرژی شبیه‌سازی شده است. مشخصات هندسی این مدل در جدول ۴ ارائه شده است.

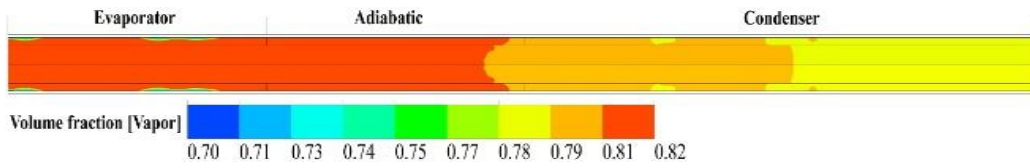
جدول ۴. مشخصات هندسی لوله حرارتی

| پارامتر | مقدار (میلیمتر) |
|---------------------|----------------------------|
| طول کلی لوله حرارتی | ۲۰۰ <math>< L < 400</math> |
| طول اوپراتور | ۵۰ |
| طول کندانسور | ۱۰۰ <math>< L < 300</math> |
| طول آدیباتیک | ۵۰ |
| قطر خارجی | ۹/۵ |
| ضخامت دیواره لوله | ۰/۵ |
| ضخامت فتیل | ۱/۲ |

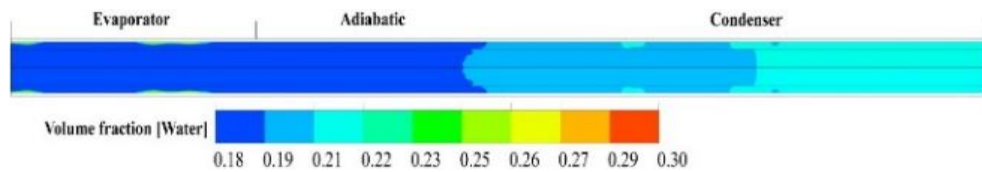
برای بررسی پارامتری عملکرد لوله حرارتی، شرایط مرزی حرارتی در قسمت اوپراتور ملاک بررسی قرار می‌گیرد. علت آن در دسترس بودن شرایط مرزی در این بخش از لوله حرارتی می‌باشد. طراحی آزمایشات به این صورت است که با توان حرارتی ۱۵ وات، ابتدا شرایط ساختاری لوله حرارتی برای سیال آب شبیه‌سازی عددی می‌شود. در این شبیه‌سازی، فرض بر این است که در قسمت کندانسور شار حرارتی منفی قابل تأمین است. بدین صورت که شاری معادل با شار گرمایی ورودی به بخش اوپراتور به این بخش اعمال می‌شود. همان‌طور که در شکل ۶ نشان داده شده است؛ پس از ۱۲۰ ثانیه دمای نقطه اشباع در ناحیه اوپراتور تا



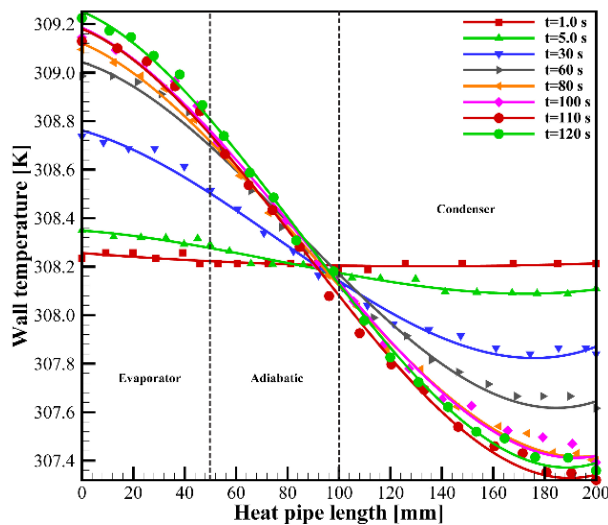
شکل ۶. تغییرات دما در لوله حرارتی با سیال کاری آب پس از ۱۲۰ ثانیه



شکل ۷. تغییرات کسر حجمی بخار آب با سیال آب پس از ۱۲۰ ثانیه



شکل ۸. تغییرات کسر حجمی آب مایع با سیال آب پس از ۱۲۰ ثانیه



شکل ۹. تغییرات دمای دیواره در طول لوله حرارتی در زمان‌های مختلف

۳-۳. تاثیر سیال کاری بر عملکرد لوله حرارتی

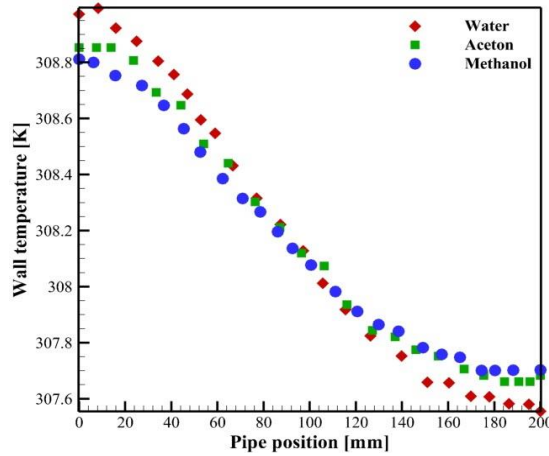
به منظور بررسی اثر سیال کاری بر عملکرد لوله حرارتی، سه سیال آب، استون و متانول در نظر گرفته شده است. سیالات انتخاب شده، سیالاتی بوده‌اند که در مطالعات گذشته بیشتر از آنها استفاده شده است و این سیالات متداول‌ترین سیالات کاری در لوله‌های حرارتی هستند. نتایج برای توان حرارتی ۱۵ وات، ضریب تخلخل ۰/۵ و طول کندانسور ۱۰۰ میلی‌متر به دست آمده است.

در شکل ۱۰ مقایسه دمای دیواره لوله حرارتی برای سیال کاری آب، استون و متانول پس از ۶۰ ثانیه نشان داده شده است. در هر سه سیال، دمای ناحیه آدیاباتیک تغییر چندانی نکرده است

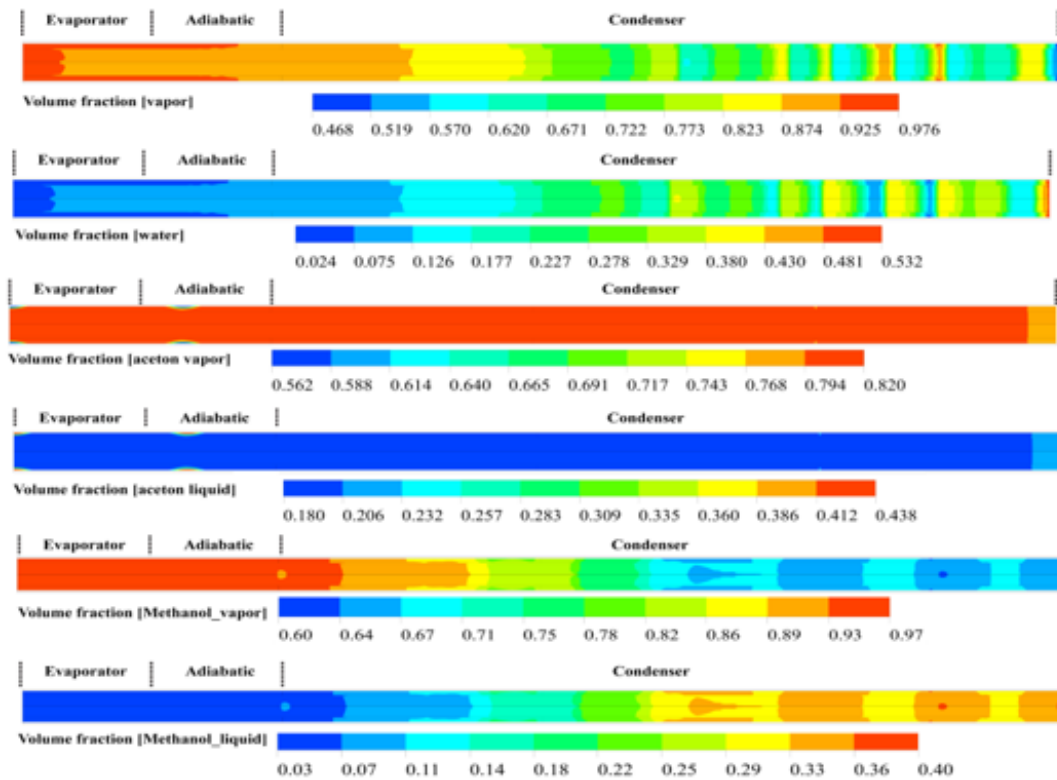
و بیشترین تغییرات دما با تغییر سیال کاری مربوط به نواحی اوپراتور و کندانسور است. با مقایسه دماهای مربوط به نواحی کندانسور و ناحیه آدیاباتیک مربوط به سه سیال انتخابی، مشاهده می‌شود که بیشترین تغییرات دما در اوپراتور و کندانسور مربوط به سیال کاری آب است. شکل ۱۱ تغییرات کسر حجمی بخار و مایع برای سه سیال کاری در لوله حرارتی را پس از ۶۰ ثانیه نشان می‌دهد. ماکزیمم کسر حجمی بخار برای سه سیال آب، استون و متانول به ترتیب ۰/۹۷۶، ۰/۸۲ و ۰/۹۷ است. همچنین ماکزیمم کسر حجمی مایع برای سه سیال آب، استون و متانول به ترتیب ۰/۵۳۲، ۰/۴۲۸ و ۰/۴۰ است. بیشترین تغییر فاز از حالت اولیه

مربوط به استون بوده است. به دلیل این که گرمای نهان استون نسبت به متانول و آب پایین تر است؛ برای تغییر فاز به انرژی حرارتی کمتری نیاز دارد. همان طور که در شکل ۱۲ نشان داده شده است؛ با گذشت ۶۰ ثانیه، دمای نقطه اشباع برای آب، استون و متانول به ترتیب

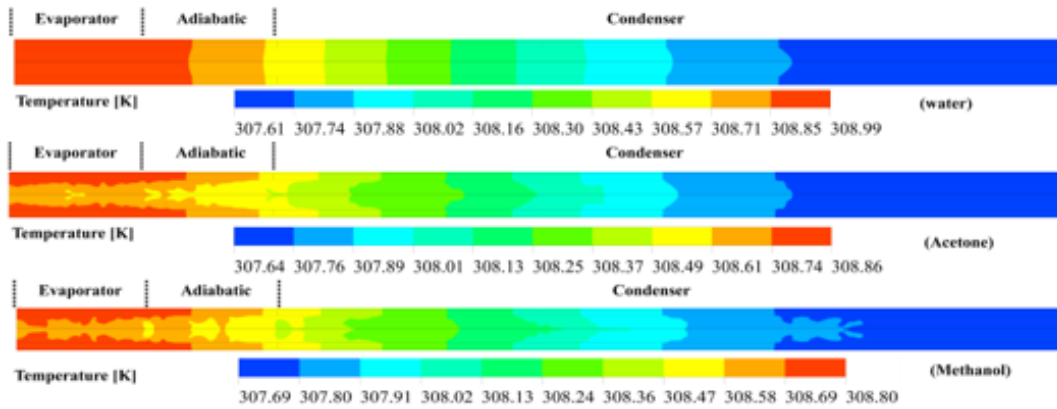
۰/۷، ۰/۶۶ و ۰/۶ و کلوین افزایش یافته است. با توجه به این که مقاومت حرارتی لوله حرارتی برای آب، استون و متانول به ترتیب ۰/۰۹۳، ۰/۰۸ و ۰/۰۷۳ است، کمترین مقاومت حرارتی مربوط به سیال کاری متانول است. این اختلاف مربوط به هدایت پذیری حرارتی سیال نیست و مربوط به لزجت پایین سیالها است.



شکل ۱۰. مقایسه دمای دیواره تا زمان ۶۰ ثانیه برای سه سیال مختلف

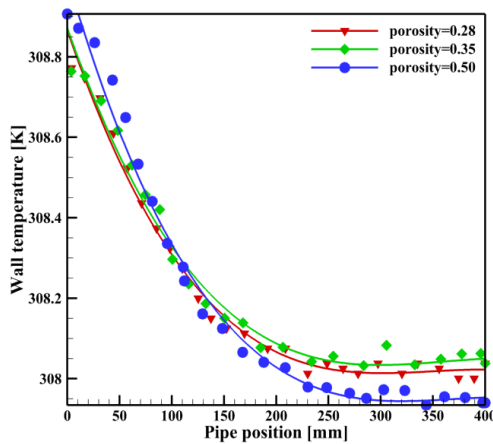


شکل ۱۱. تغییرات کسر حجمی بخار و مایع در لوله حرارتی برای سه سیال مختلف



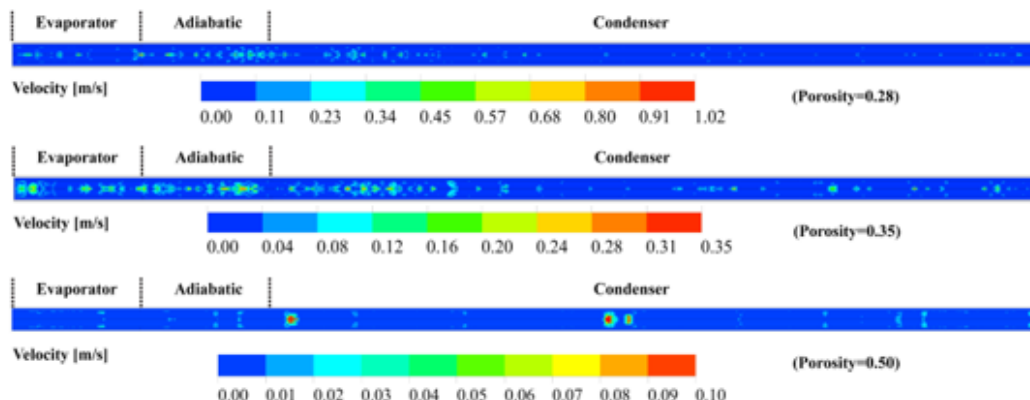
شکل ۱۲. تغییرات دما برای لوله حرارتی برای سه سیال مختلف

۰/۲۸، ۰/۳۵ و ۰/۵ ارائه شده است. ماکزیمم کسر حجمی بخار آب برای لوله حرارتی با ضریب تخلخل ۰/۳۵ به ۰/۹۶ رسیده است. این در حالی است که برای لوله حرارتی با ضریب تخلخل ۰/۲۸ به ۰/۹۱ رسیده است و برای کسر حجمی آب مایع، ماکزیمم مقدار برای لوله حرارتی با ضریب تخلخل ۰/۲۸ است.

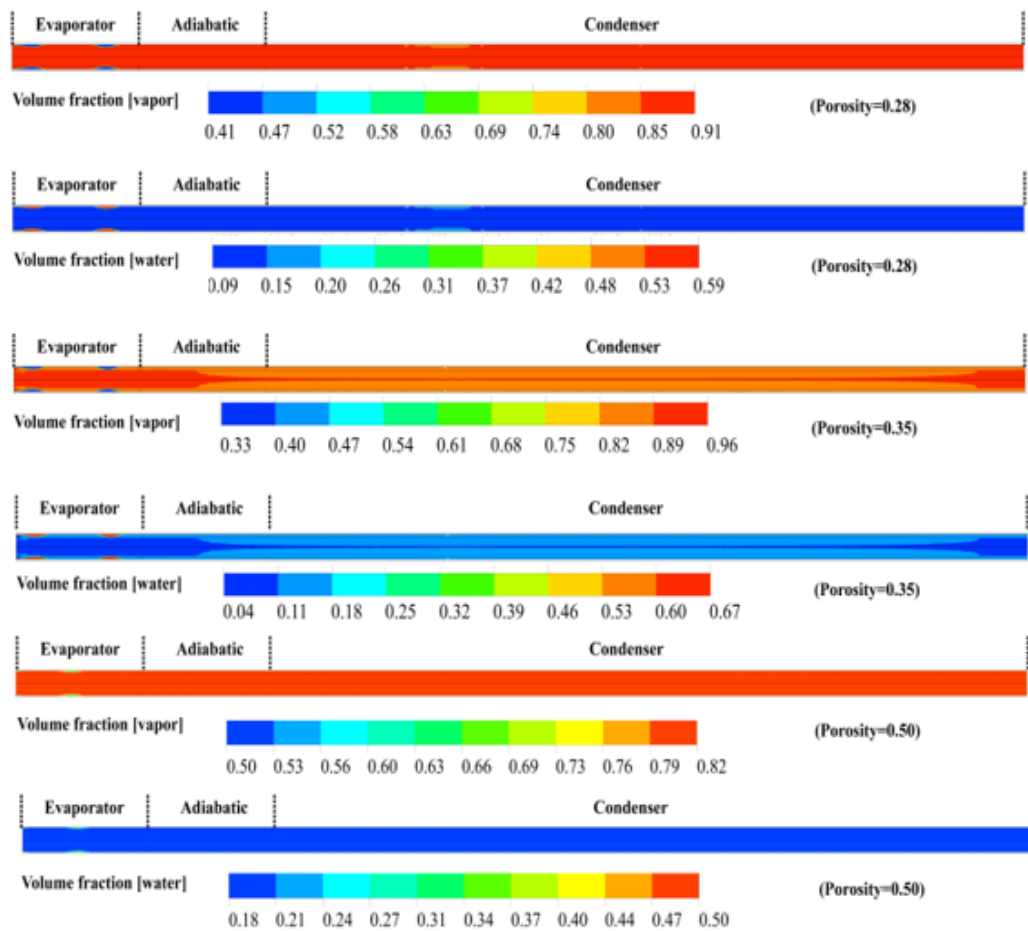


شکل ۱۳. دمای دیواره برای ضرایب تخلخل مختلف فیتله در پایان ۶۰ ثانیه

۳-۴. تاثیر ضریب تخلخل بر عملکرد لوله حرارتی
 به منظور بررسی اثر ضریب تخلخل فیتله بر عملکرد لوله حرارتی، برای توان حرارتی ۱۲ وات و طول کندانسور ۳۰۰ میلی‌متر، سه ضریب تخلخل ۰/۲۸، ۰/۳۵ و ۰/۵ مورد بررسی قرار گرفته است. در شکل ۱۳ دمای دیواره لوله حرارتی برای سه ضریب تخلخل مقایسه شده است. همان طور که مشاهده می‌شود، با کاهش ضریب تخلخل در ناحیه آدیاباتیک و کندانسور، دمای دیواره لوله حرارتی افت بیشتری پیدا می‌کند. کاهش ضریب تخلخل نیروی موینگی را برای انتقال بهتر آب مایع شده به قسمت اوپراتور فراهم می‌کند. در شکل ۱۴ توزیع سرعت در ناحیه بخار برای لوله‌های حرارتی با ضرایب تخلخل ناحیه فیتله ۰/۲۸، ۰/۳۵ و ۰/۵ نشان داده شده است. ماکزیمم سرعت در لوله با ضریب تخلخل ۰/۲۸ به ۱ متر بر ثانیه رسیده است و در مورد لوله با ضریب تخلخل ۰/۳۵ به ۰/۳۵ رسیده است. با توجه به ایجاد نیروی موینه بیشتر و سرعت بخشیدن به انتقال آب به ناحیه اوپراتور، سرعت افزایش می‌یابد. در شکل ۱۵ توزیع کسر حجمی بخار آب و آب مایع برای لوله‌های حرارتی با ضرایب تخلخل ناحیه فیتله



شکل ۱۴. مقایسه تغییرات سرعت سیال برای ضرایب تخلخل ۰/۲۸، ۰/۳۵ و ۰/۵ در لوله حرارتی در پایان ۶۰ ثانیه



شکل ۱۵. تغییرات کسر حجمی بخار آب و آب مایع برای ضرایب تخلخل ۰/۲۸، ۰/۳۵ و ۰/۵ در لوله حرارتی در پایان ۶۰ ثانیه

۳-۵. تأثیر طول کندانسور بر عملکرد لوله حرارتی

به منظور بررسی اثر طول کندانسور بر عملکرد لوله حرارتی، برای توان حرارتی ۱۰ وات و ضریب تخلخل ۰/۳۵، طول کندانسور ۱۰۰، ۲۰۰ و ۳۰۰ میلی‌متر مورد بررسی قرار می‌گیرد. در شکل ۱۶ دمای دیواره لوله حرارتی برای طول‌های مختلف کندانسور نشان داده شده است. با مقایسه طول کندانسور، می‌توان دریافت که شیب کاهش دما برای طول کندانسور کوچکتر، کمتر است. با افزایش طول کندانسور، عملکرد انتقال حرارت لوله افزایش می‌یابد. زیرا با افزایش طول کندانسور لوله حرارتی، شار حرارتی بالاتری از لوله حرارتی دفع خواهد شد. همچنین، با افزایش طول کندانسور، به دلیل تبادل حرارت بهتر با محیط، دمای بخشی از کندانسور تقریباً ثابت شده است. این امر بدین معنی است که این بخش از کندانسور نیز مشابه بخش آدیاباتیک لوله حرارتی است و در واقع به طول این بخش آدیاباتیک اضافه شده است.

در شکل ۱۷ کسر حجمی بخار و مایع برای طول‌های مختلف کندانسور مقایسه شده است. کسر حجمی بخار آب و آب مایع در

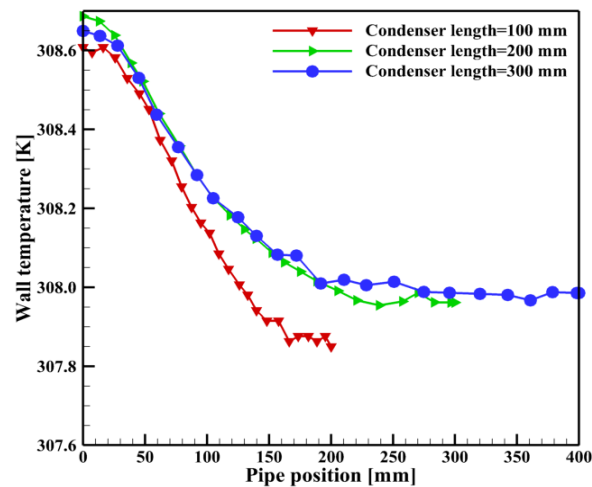
لوله‌ای با طول کندانسور کوتاه‌تر به ترتیب بیشتر و کمتر بوده است.

۴. نتیجه‌گیری

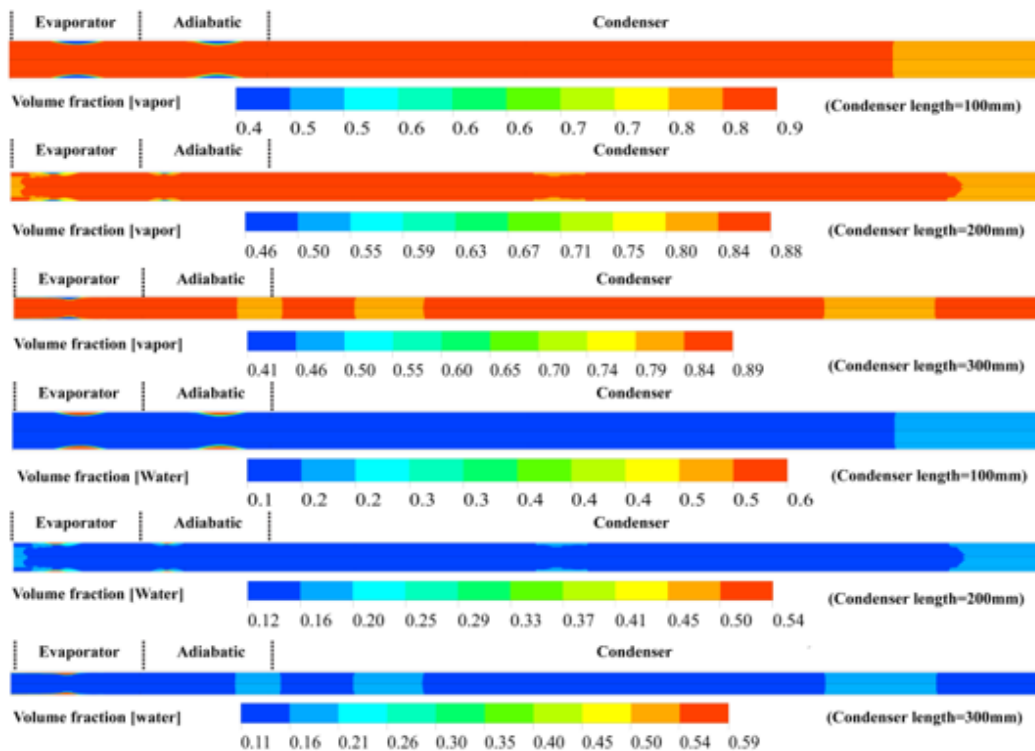
در این مقاله یک مدل عددی و گذرا به منظور بررسی عملکرد لوله حرارتی شبیه‌سازی شد. مدل حجم سیال و مدل محیط متخلخل برای شبیه‌سازی لوله حرارتی در محاسبات استفاده شد. نتایج نشان می‌دهد که مدل حجم سیال می‌تواند مدل مناسبی برای شبیه‌سازی فرایندهای تبخیر و میعان داخل لوله حرارتی باشد. بررسی پارامترهای مهمی شامل ضریب تخلخل فتیله، جنس سیال کاری و طول کندانسور بر عملکرد حرارتی لوله حرارتی از دیگر اهداف این مقاله بوده است. تطابق خوبی بین داده‌های تجربی و مدل حاضر وجود دارد. نتایج نشان می‌دهند که پس از ۱۲۰ ثانیه، شرایط عملکردی لوله حرارتی پایا می‌شود. پس از ۱۲۰ ثانیه، کسر حجمی بخار آب در ناحیه هسته اواپراتور و آدیاباتیک از ۱ به مقدار ۰/۸۲ و در قسمت کندانسور از ۱ به مقدار

آب، استون و متانول به ترتیب ۰/۰۹۳، ۰/۰۸ و ۰/۰۷۳ است. کمترین مقاومت حرارتی مربوط به سیال کاری متانول است. با کاهش ضریب تخلخل، مقاومت حرارتی در لوله حرارتی نیز افزایش و انتقال حرارت کاهش می‌یابد. در نهایت نیز با افزایش طول کندانسور، عملکرد لوله حرارتی افزایش می‌یابد.

۰/۷۹ رسیده است که تغییر کسر حجمی بخار آب ناشی از تغییر فاز بخار آب است. همچنین، تغییرات کسر حجمی آب که در بخش کندانسور از صفر به ۰/۲۲ و در بخش اواپراتور از صفر به ۰/۱۸ می‌رسد. با بررسی تاثیر نوع سیال کاری بر عملکرد لوله حرارتی مشاهده می‌شود که مقاومت حرارتی لوله حرارتی برای



شکل ۱۶. دمای دیواره برای طول‌های مختلف کندانسور در پایان ۶۰ ثانیه



شکل ۱۷. مقایسه تغییرات کسر حجمی بخار آب و آب مایع برای طول کندانسور ۱۰۰، ۲۰۰ و ۳۰۰ میلی‌متر در پایان ۶۰ ثانیه

فهرست علائم

| | | | |
|---------------|--|---------------------|---|
| α | کسر حجمی | c | انحنای سطح (m) |
| ε | ضریب تخلخل | C_F | فاکتور درگ درجه دوم |
| ρ | چگالی (kgm^{-3}) | d_{powder} | قطر پودر فلز (m) |
| μ | لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$) | E | انرژی کل (J) |
| σ | ضریب کشش سطحی (Nm^{-1}) | F_{CS} | نیروی سطح پیوسته |
| τ | تانسور تنش | g | شتاب گرانش (ms^{-2}) |
| زیرنویس‌ها | | J_j | شار انتشار |
| f | سیال | K_p | نفوذپذیری (m^{-2}) |
| l | مایع | k_{eff} | هدایت حرارتی مؤثر ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) |
| mix | مخلوط | LH | گرمای نهان تبخیر ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) |
| s | جامد | P | فشار استاتیک (Pa) |
| sat | اشباع | S | عبارت چشمه |
| v | بخار | T | دما ($^{\circ}\text{C}$) |
| w | فتیله | t | زمان (s) |
| | | u_v | سرعت (ms^{-1}) |

علائم یونانی

۵. مأخذ

- [1] C. L. Tien, A. R. Rohani, Analysis of the effect of vapor-pressure drop on heat pipe performance, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 17, pp. 61-67, 1974.
- [2] A. Faghri, S. Parvani, Numerical analysis of laminar flow in a double-walled annular heat pipe, Journal of Thermophys Heat Transfer, Vol. 2, No. 2, pp. 165-174, 1988.
- [3] M. M. Chen, A. Faghri, An analysis of the vapor flow and the heat conduction through the liquid-wick and pipe wall in a heat pipe with single or multiple heat sources, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 33. No. 9, pp. 1945-1955, 1990.
- [4] J. Hoon Jang, A. Faghri, W. Soon Chang, Analysis of the one-dimensional transient compressible vapor flow in heat pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34, No. 8, pp. 2029-2037, 1991.
- [5] K. A. R. Ismail, M. A. Zanardit, A steady-state model for heat pipes of cross-sections, Applied Thermal Engineering, Vol. 16, No. 8, pp. 753-763, 1996.
- [6] S. Mahjoub, A. Mahtabroshan, Numerical simulation of a conventional heat pipe, International Journal of Mechanical, Industrial and Aerospace Sciences, Vol. 2, No. 3, pp. 117-122, 2008.
- [7] G. V. Kuznetsov, A. E. Sitnikov, Numerical modeling of heat and mass transfer in a low-temperature heat pipe, Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Vol. 75, pp. 840-848, 2002.
- [8] B. Suman, P. Kumar, An analytical model for fluid flow and heat transfer in a micro-heat pipe of polygonal shape, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, No. 21, pp. 4498-4509, 2005.
- [9] Q. Su, S. Chang, M. Song, Y. Zhao, C. Dang, An experimental study on the heat transfer performance of a loop heat pipe system with ethanol-water mixture as working fluid for aircraft anti-icing, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 139, pp. 280-292, 2019.
- [10] T. Young, B. Hyun, J. Lee, J. Rhee, Numerical study of the spacecraft thermal control hardware combining solid-liquid phase change material and a heat pipe, Aerospace Science and Technology, Vol. 27, No. 1, pp. 10-16, 2013.
- [11] B. Fadhl, L. C. Wrobel, H. Jouhara, Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon, Applied Thermal Engineering, Vol. 60, No. 1-2, pp. 122-131, 2013.
- [12] Ansys, Ansys flent tutorial guide, Ansys. pp. 475, 2009.
- [13] M. 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.
- [14] N. Pooyoo, S. Kumar, J. Charoensuk, A. Suksangpanomrung, Numerical simulation of cylindrical heat pipe considering non-darcian transport for liquid flow inside wick and mass flow rate at liquid-vapor interface, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 70, pp. 965-978, 2014.
- [15] J. Li, G. P. Peterson, 3D heat transfer analysis in a loop heat pipe evaporator with a fully saturated wick, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 54, pp. 564-574, 2011.

[16] C. Yue, Q. Zhang, Z. Zhai, L. Ling, CFD simulation on the heat transfer and flow characteristics of a microchannel separate heat pipe under different filling ratios, Applied Thermal Engineering, Vol. 139, pp. 25-34, 2018.

[17] A. Faghri, M. Buchko, Experimental and umerical analysis of low-temperture heat pipes with multiple heatsouces, Journal Heat Transfer, Vol. 113, pp. 728-734, 1991.

پی‌نوشت

-
1. VOF
 2. Mixture
 3. Eulerian
 4. Blake-Kozeny
 5. Brackbill
 6. Chaudary and Bhandari's model
 7. UDF (User Defined Function)
 8. Under relax factor