نشریه مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، شماره پیاپی ۱۱۷، جلد ۵۶، شماره ۴، زمستان ۱۴۰۵، صفحه ۹-۱۹ – پژوهشی کامل - DOI: 10.22034/jmeut.2026.70114.3625

بررسی تجربی و عددی عوامل مؤثر بر عملکرد لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته

کامران مبینی* دانشیار، گروه حرارت و سیالات، دانشکاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران، kmobini@sru.ac.ir

شعبان علیاری شوره‌دلی استادیار، گروه خودرو، دانشکاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران، s.a.shourehdeli@gmail.com

چکیده

با توجه به پیشرفت سریع ریزپردازنده‌ها و فشرده شدن آن‌ها، دفع سریع گرما از آنها ضروری است. لوله‌های گرمایی نوسانی یکی از وسایل موثر دفع گرما هستند. در این تحقیق دو عامل موثر بر عملکرد این لوله ها مورد بررسی قرار گرفته است. اولا به عنوان سیال عامل از مبرد R600a استفاده شده که نسبتاً جدید و سازگار با محیط زیست است. عامل دوم، زاویه لوله نسبت به افق است. این مطالعه به صورت تجربی و محاسباتی انجام شده است. بدین منظور یک لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته از جنس مس با سه دور گردش ساخته شد و مورد آزمایش قرار گرفت و سپس به صورت عددی نیز شبیه سازی شد. نسبت پرشوندگی ۶۱٪، دمای چگالنده ۱۵ درجه، دمای تبخیرکن ۵۰ درجه و فشارکاری ۴۵۰ کیلوپاسکال در نظر گرفته شد. پنج زاویه ۹۰، ۶۰، ۴۵، ۳۰ و ۰ درجه نسبت به افق مورد بررسی قرار گرفت. نتایج بدست آمده نشان داد که از میان زوایای بررسی شده، انتقال گرما در زاویه ۶۰ درجه بیشترین مقدار و در صفر درجه کمترین مقدار را دارد.

واژه‌های کلیدی: لوله گرمائی نوسانی، خنک‌کاری، مطالعه تجربی، شبیه‌سازی عددی، زاویه لوله گرمائی، لوله گرمائی حلقه بسته.

Experimental and numerical investigation of the effective parameters on closed-loop oscillating heat-pipe

K. Mobini Department. of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran

Sh. Alyari Shooredeli Department. of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran

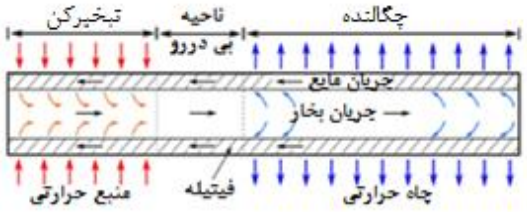
Abstract

With the rapid advancement and miniaturization of microprocessors, efficient heat dissipation is essential. Oscillating heat pipes are among the effective devices used for this purpose. In this research, two effective parameters on performance of these pipes have been investigated. Firstly, as the working fluid, R600a has been used which is a relatively new environmentally friendly refrigerant. The second parameter is the inclination angle of the pipe. Both experimental and numerical analyses were conducted. For this purpose, a copper closed-loop oscillating heat pipe with three turns was fabricated and tested, and subsequently simulated numerically. The filling ratio was set at 61%, the condenser temperature at 15°C, the evaporator temperature at 50°C and the operating pressure at 450 kPa. Five inclination angles of 90°, 60°, 45°, 30°, and 0° relative to the horizontal were examined. Results showed that the highest heat transfer rate occurred at 60°, while the lowest was observed at 0°.

Keywords: oscillating heat-pipe, cooling, empirical study, numerical simulation, heat-pipe angle, closed-loop heat pipe.

۱- مقدمه

لوله گرمائی یک مبادله‌کن گرمائی است که از تغییر فاز برای انتقال گرما استفاده می‌کند. در نتیجه لوله گرمائی می‌تواند مقدار زیادی از گرما را به سرعت از منبع گرم به منبع سرد انتقال دهد. به همین دلیل از لوله گرمائی به عنوان یک ابررسانا یاد می‌شود. ساختار یک لوله گرمائی ساده در شکل ۱ نمایش داده شده است.



شکل ۱- ساختار لوله گرمائی ساده

در یک طرف لوله، تبخیرکن قرار دارد که در آن گرما جذب و سیال تبخیر می‌شود. چگالنده در طرف دیگر لوله است که در آن گرما آزاد و سیال تقطیر می‌شود. در وسط لوله، قسمت آدیاباتیک قرار دارد که در آن تبادل گرما وجود ندارد. بر روی سطح داخلی لوله یک ساختار فیتیله مانند برای انتقال مایع از چگالنده به تبخیرکن وجود دارد. لوله گرمائی در مقایسه با سایر دستگاه‌های خنک‌کننده مزایایی دارد که می‌توان به عدم نیاز به پمپ، نداشتن قطعات متحرک، وزن و ابعاد کم، کار در همه زوایا، ساده بودن دستگاه و عدم نیاز به فن اشاره کرد [۱]. لوله‌های گرمائی دارای کاربردهای مختلفی مثل خنک‌کاری تجهییزات الکترونیکی، جذب گرما از گرداورهای خورشیدی، دفع گرما از سیستم‌های فتوولتائی و کنترل دمای بدن انسان هستند [۲].

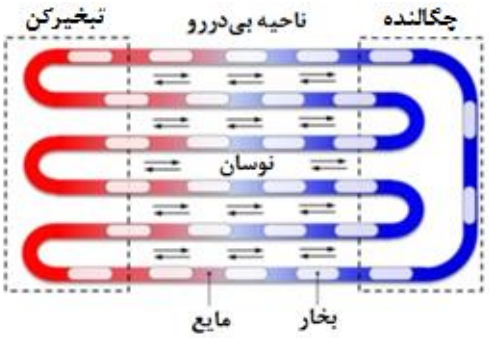
لوله‌های گرمائی در انواع مختلفی مثل لوله‌های استوانه‌ای، لوله‌های تخت، لوله‌های میکروگرما و لوله‌های نوسانی وجود دارند. لوله گرمائی نوسانی یا ضربانی نوعی لوله گرمائی است که در آن هیچ ساختار فیتیله‌ای برای بازگرداندن مایع به بخش تبخیرکن وجود ندارد و چنانکه در شکل ۲ مشاهده می‌شود، فقط از یک لوله باریک تشکیل

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: kmobini@sru.ac.ir

تاریخ دریافت: ۰۴/۰۸/۲۱

تاریخ پذیرش: ۰۵/۰۳/۱۱

شده که چند دور رفت و برگشت می‌کند. عامل حرکت مایع در این لوله، نوسانات فشار و اثر مویینگی است. در این لوله نیز یک سر لوله، تبخیرکن و سر دیگر آن چگالنده است و ناحیه بی‌دررو در وسط قرار دارد. در این لوله، سیال در هر لحظه فقط در یک جهت حرکت می کند، اما جهت جریان معمولا با زمان عوض می شود. به همین دلیل این لوله‌ها نوسانی نامیده می‌شوند. لوله گرمائی نوسانی در دو نوع حلقه باز و حلقه بسته وجود دارد. با قراردادن یک شیر یکطرفه در مسیر لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته می‌توان نوع سومی را بدست آورد که فقط اجازه حرکت سیال دریک جهت را می‌دهد [۳].



شکل ۲- لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته

مهم‌ترین مزیت لوله‌های گرمائی نوسانی نسبت به سایر لوله‌های حراتی نداشتن فتیله است. همچنین ساختار ساده، وزن کم، انعطاف‌پذیری و هزینه ساخت کم از دیگر مزایای این لوله‌ها است. از جمله معایب لوله‌های نوسانی آن است که برای شروع به کار نیاز به اختلاف دمای نسبتا زیادی دارند. در ضمن ظرفیت انتقال گرمای آنها با توجه به باریک بودن لوله کم است [۴].

مطالعات انجام شده بر روی لوله‌های گرمائی نوسانی نشان داده است که عملکرد آن وابسته به نوع سیال کاری، دمای عملیاتی، قطر لوله، نسبت پرشوندگی، تعداد دور لوله و زاویه لوله نسبت به افق است. در اینجا تعدادی از تحقیقات گذشته مورد بررسی قرار می‌گیرند.

کلمنت و وانگ [۵] در سال ۲۰۱۳ اثر توان گرمائی ورودی، نسبت پرشوندگی و نوع سیال را بر عملکرد یک لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته مورد بررسی قرار دادند. بررسی آنها نشان داد که از بین سه سیال متانول، استون و آب دیونیزه، متانول با نسبت پرشوندگی ۴۵ درصد و توان ورودی ۱۲۰ وات، کمترین زمان را برای رسیدن به حالت پایدار صرف می‌کند و با افزایش توان ورودی، مقاومت گرمائی کاهش می‌یابد.

بواکیتومجان و پارامتانوات [۶] در سال ۲۰۱۴ به بررسی اثر نوع سیال، نسبت پرشوندگی، زاویه لوله، طول تبخیرکن و دمای عملیاتی بر روی یک لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته پرداختند. داده‌های تجربی آنها نشان داد که لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته با طول تبخیرکن ۵۰ میلی‌متر، بیشترین شار گرمایی را با نسبت پرشوندگی ۵۰٪ در هنگام استفاده از مبرد R123 با دمای عملیاتی ۶۵ درجه سلسیوس و در شیب ۹۰ درجه دارد.

بورکار و پاچگار [۷] در سال ۲۰۱۵ اثر سیالات آب، اتانول، متانول و استون با نسبت‌های پرشوندگی ۳۰٪ ، ۵۰٪ و ۷۰٪ و تعداد دورهای لوله یک، دو و سه دور بر روی یک لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته به صورت تجربی بررسی کردند. در این مطالعه، استون که نقطه جوش پایین‌تری دارد عملکرد گرمائی بهتری داشت. همچنین لوله گرمائی با دو دور لوله و نسبت پرشوندگی ۳۰٪ عملکرد بهتری را نشان داد.

باگات و وات [۸] در سال ۲۰۱۵ آزمایشاتی را بر روی یک لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته با دو سیال استون و متانول با ورودی‌های گرمائی مختلف و با نسبت پرشوندگی ۶۰٪ انجام دادند. نتایج آزمایشات نشان داد که مقاومت گرمائی لوله گرمائی نوسانی با استون در مقایسه با متانول کمتر است.

اسلام و همکاران [۹] در سال ۲۰۱۷ اثر قطر لوله بر عملکرد لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته را با قطرهای داخلی ۱/۵، ۲، ۲/۵ و ۳/۵ میلی‌متر بررسی کردند. این بررسی نشان داد که لوله ۱/۵ میلی‌متری ضعیف‌ترین عملکرد و لوله ۲/۵ میلی‌متری بهترین عملکرد را ارائه می‌دهد. همچنین نسبت پرشوندگی ۵۰٪ نسبت به ۶۰٪ نتیجه بهتری داشت.

وو و همکاران [۱۰] در سال ۲۰۲۰ یک مطالعه تجربی و عددی بر روی لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته به منظور توسعه یک مدل شبیه‌سازی عددی قابل اعتماد انجام دادند. دستگاه آزمایشی آنها از ۸ دور لوله با قطر داخلی ۱/۸۵ میلی‌متر ساخته شد و سیال کاری R123 بود. مدل محاسباتی یک مدل سه بعدی با روش حجم سیال با چگالی متغیر و رابطه فشار بخار بود که با موفقیت، حرکات گردشی لوله گرمائی نوسانی را شبیه‌سازی کرد. آهنگ‌های انتقال گرمای پیش‌بینی شده به خوبی با داده‌های تجربی مطابقت داشت. این تحقیق نشان داد که مدل آشفتگی K-ε برای شبیه‌سازی لوله گرمائی نوسانی مناسب است و استفاده از چگالی متغیر برای مایع و بخار و معادله فشار بخار بسیار مهم است.

باگات و دشموک [۱۱] در سال ۲۰۲۲ به تحلیل عددی جریان بخار و مایع در یک لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته با سه دور لوله با قطر داخلی ۲ و قطر خارجی ۳ میلی‌متر و با سیال‌های کاری استون، اتانول، متانول و پنتان با نسبت پرشوندگی ۶۱٪ پرداختند. دمای اولیه تبخیرکن و چگالنده به ترتیب ۳۴۳ و ۲۹۸ کلوین در نظر گرفته شد. هدف از این تحلیل عددی، یافتن سیال کاری مناسب و مدل‌ها و تنظیمات مناسب برای شبیه‌سازی بود که بتواند به طور دقیق پدیده تغییر فاز را پیش‌بینی کند. نتایج این مطالعه نشان داد که استون و پنتان برای محدوده دمای عملیاتی پایین‌تر و اتانول و متانول برای محدوده دمای بالاتر مناسبند. همچنین مشخص شد که روش حجم سیال و مدل K-ε برای پیش‌بینی رفتار جریان بخار و مایع در امتداد دیواره لوله مویرگی مناسب‌ترند. زمان مناسب برای گام پیشروی نیز برابر با ۰/۰۰۰۵ بود.

میهن‌دوست و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۲۲ طی یک پژوهش تجربی، عملکرد یک لوله گرمائی نوسانی تک حلقه‌ای بسته را هنگام استفاده از آب حاوی میکروذرات مس مورد بررسی قرار دادند. نتایج بدست آمده نشان داد که جریان داخل لوله برای توان‌های گرمائی پایین به صورت اسلاگ- پلاگ و در توانهای بالا به صورت جریان حلقوی بوده است. همچنین مقاومت گرمایی لوله با افزایش توان و غلظت میکروذرات مس کاهش یافته است.

علیزاده جاجرم و همکاران [۱۳] در سال ۲۰۲۲ با انجام یک مطالعه تجربی، اثر نسبت پرشوندگی، میدان مغناطیسی و زاویه شیب را بر عملکرد یک لوله گرمایی نوسانی سه بعدی به صورت تجربی مورد

مطالعه قرار دادند. سیال عامل در این تحقیق، نانوسیال آب-Fe_2O_3 با غلظت ۰/۱ درصد بود. نتایج این تحقیق نشان داد که بهترین عملکرد در نسبت پرشوندگی ۵۰٪ و زاویه قائم وجود دارد. همچنین استفاده از یک میدان مغناطیسی اثر زیادی در بهبود عملکرد لوه دارد.

در تحقیق حاضر، از مبرد R600a به عنوان سیال عامل در لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته استفاده شده که قبلا به ندرت مورد استفاده قرار گرفته است. از آنجا که این مبرد به تازگی در صنایع برودتی محبوبیت پیدا کرده و اثرات زیست محیطی ناچیزی دارد، استفاده از آن در لوله‌های گرمائی نوسانی حلقه بسته می‌تواند مفید باشد. در ضمن در این پژوهش اثر تغییر زاویه لوله گرمائی با مبرد R600a بررسی شده است. جستجوی نویسندگان برای یافتن تحقیقات مشابه، به نتیجه نرسید و گویا قبلا کاری در این زمینه انجام نشده است. پس نوآوری این تحقیق، بررسی عملکرد مبرد R600a در لوله های گرمائی حلقه بسته در زوایای مختلف است.

۲- روابط و مدل‌ها

۲-۱- روش حجم سیال

روش حجم سیال یا VOF[1] می‌تواند دو یا چند سیال غیرقابل اختلاط را با حل یک سری معادلات تکانه با تشخیص کسر حجمی هر یک از سیالات در سراسر ناحیه مدل‌سازی کند. مدل VOF بر این واقعیت متکی است که دو یا چند سیال (یا فاز) در یکدیگر نفوذ نمی‌کنند. برای هر فاز اضافی که به مدل اضافه شود، یک متغیر کسر حجمی فاز در سلول محاسباتی معرفی می‌شود. در هر حجم کنترلی، کسرهای حجمی تمام فازها به یک واحد جمع می‌شوند. همه متغیرها و خصوصیات توسط فازها مشترک هستند و مقادیر میانگین حجمی را نشان می‌دهند، تا زمانی که کسر حجمی هر یک از فازها در هر مکان مشخص شود. اگر کسر حجمی سیال q^{th} در سلول به صورت α_q نشان داده شود، سه حالت ممکن زیر رخ دهد:

الف) $\alpha_q = 0$: سلول خالی ازسیال q^{th} است.

ب) $\alpha_q = 1$: سلول پر از سیال q^{th} است.

پ) $0 < \alpha_q < 1$: سلول شامل مقداری از سیال q^{th} و یک یا چند سیال دیگر است [۱۴].

۲-۲- معادله کسر حجمی

برای فاز q، معادله پیوستگی به شکل رابطه (۱) است:

$$\frac{1}{\rho_q}\left[\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q\rho_q) + \nabla.(\alpha_q\rho_q\overrightarrow{V_q})\right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^{n}(\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (۱)$$

که در آن $\dot{m}_{qp}$ انتقال جرم از فاز q به فاز p و $\dot{m}_{pq}$ انتقال جرم از فاز p به فاز q است. به‌طور پیش‌فرض، جمله منبع، یعنی S_{α_q}، صفر است، اما می‌توان برای هر فاز یک منبع جرمی ثابت یا تعریف شده توسط کاربر تعیین کرد. معادله کسر حجمی برای فاز اولیه حل نخواهد شد. کسر حجمی فاز اولیه بر اساس محدودیت زیر از رابطه (۲) محاسبه می‌شود [۱۴]:

$$\sum_{q=1}^{n}\alpha_q = 1 \quad (۲)$$

۲-۳- مدل لی

مدل لی[2] یک مدل مکانیکی با مبنای فیزیکی است که در مدل‌های چند فازی مخلوط و VOF استفاده می‌شود. در مدل لی، انتقال جرم مایع به بخار (تبخیر) توسط معادله (۳) کنترل می‌شود.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v\rho_v) + \nabla.(\alpha_v\rho_v\overrightarrow{V_v}) = \dot{m}_{lv} - \dot{m}_{vl} \quad (۳)$$

در این معادله v فاز بخار، l فاز مایع، α_v کسر حجمی بخار، ρ_v چگالی بخار، $\overrightarrow{V_v}$ سرعت فاز بخار و $\dot{m}_{lv}$ ، $\dot{m}_{vl}$ آهنگ انتقال جرم ناشی از تبخیر و میعان با واحد $\frac{kg}{s.m^3}$ است. همانطور که در سمت راست معادله نشان داده شده است، نرم افزار Ansys-Fluent انتقال جرم مثبت را به عنوان انتقال جرم از مایع به بخار برای مسائل تبخیر تعریف می‌کند. انتقال جرم را می‌توان به صورت زیر تعریف کرد:

اگر $T_l > T_{sat}$ (تبخیر) داریم:

$$\dot{m}_{lv} = coeff * \alpha_l\rho_l\frac{(T_l - T_{sat})}{T_{sat}} \quad (۴)$$

اگر $T_v < T_{sat}$ (میعان) داریم:

$$\dot{m}_{vl} = coeff * \alpha_v\rho_v\frac{(T_{sat} - T_v)}{T_{sat}} \quad (۵)$$

در این معادلات coeff ضریب اطمینان است تا دمای داخل سلول را نزدیک به دمای اشباع مبرد حفظ کند. این ضریب در نرم‌افزار بر روی $0.1s^{-1}$ تنظیم شده است [۱۴].

۲-۴- خواص مواد

خواص ظاهر شده در معادلات انتقال با حضور فازهای تشکیل‌دهنده در هر حجم کنترل تعیین می‌شود. به عنوان مثال، در یک سیستم دو فازی، اگر فازها با زیرنویس‌های ۱ و ۲ نشان داده شوند، چگالی در هر سلول با رابطه (۶) محاسبه می‌شود.

$$\rho = \alpha_2\rho_2 + (1 - \alpha_2)\rho_2 \quad (۶)$$

به طور کلی، برای یک سیستم فاز n، چگالی متوسط از رابطه (۷) بدست خواهد آمد.

$$\rho = \sum \alpha_q\rho_q \quad (۷)$$

تمام خصوصیات دیگر (مثلاً لزجت) نیز به همین ترتیب محاسبه می‌شوند[۱۴].

۲-۵- معادله اندازه حرکت

یک معادله اندازه حرکت واحد در سراسر ناحیه حل می‌شود و میدان سرعت حاصل در بین فازها به اشتراک گذاشته می‌شود. معادله اندازه حرکت، که در زیر نشان داده شده است، وابسته به کسر حجمی تمام فازها از طریق خصوصیات μ و ρ است.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v}) + \nabla.(\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla.\left(\mu[(\nabla\vec{v} + \nabla\vec{v}^T)\right) + \rho\vec{g} + \vec{F}_{vol} \quad (۸)$$

$\vec{F}_{vol}$ نیروی کشش سطحی است که به عنوان جمله منبع به معادله اندازه حرکت اضافه می‌شود. $\vec{F}_{vol}$ از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

[1] Volume of Fluid

[2] Lee Model

$$F_{vol} = \sum_{pairsi\,j,i<j} \sigma_{ij} \frac{\alpha_i \rho_i k_j \nabla\alpha_j + \alpha_j \rho_j k_i \nabla\alpha_i}{\frac{1}{2}(\rho_i + \rho_j)} \quad (۸)$$

اگر فقط دو فاز در یک سلول وجود داشته باشد، آنگاه $k_i = -k_j$ و $\nabla\alpha_i = -\nabla\alpha_j$ و رابطه (۸) تبدیل به رابطه (۹) می‌شود.

$$F_{vol} = \sigma_{ij} \frac{\rho k_i \nabla\alpha_i}{\frac{1}{2}(\rho_i + \rho_j)} \quad (۹)$$

در معادله (۹)، ρ چگالی متوسط حجم محاسبه شده با استفاده از معادله (۶) است. معادله (۹) نشان می‌دهد که عبارت منبع کشش سطحی برای یک سلول متناسب با چگالی متوسط سلول است [۱۴].

۲-۶- معادله انرژی

معادله انرژی مشترک بین فازها به شکل زیر است:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla.(\vec{v}(\rho E + P)) = \nabla.(K.\nabla T + (\bar{\bar{\tau}}.\vec{v})) + S_h \quad (۱۰)$$

در اینجا S_h منبع انرژی ناشی از تغییر فاز است و خواص ρ و Kبا میانگین حجمی در فازها محاسبه می‌شوند.

مدل VOF متغیر میانگین جرمی انرژی را در نظر می‌گیرد:

$$E = \frac{\sum_{q=1}^{n} \alpha_q \rho_q E_q}{\sum_{q=1}^{n} \alpha_q \rho_q} \quad (۱۱)$$

E_q در رابطه (۱۲) از رابطه (۱۲) بدست می‌آید:

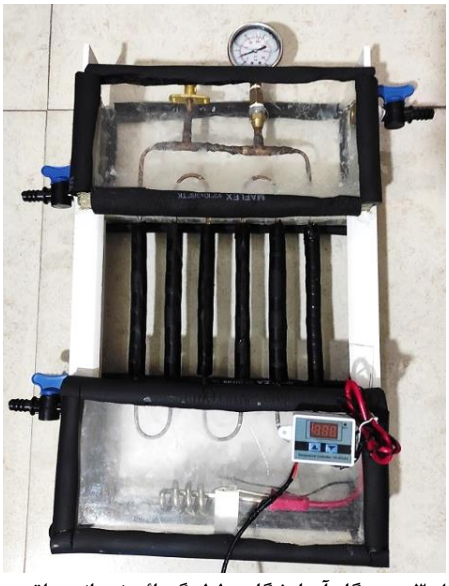
$$E_q = h_q - \frac{p}{\rho_q} + \frac{v^2}{2} \quad (۱۲)$$

در این معادله، h_q برای هر فاز بر اساس گرمای ویژه آن فاز و دما بدست می‌آید [۱۴].

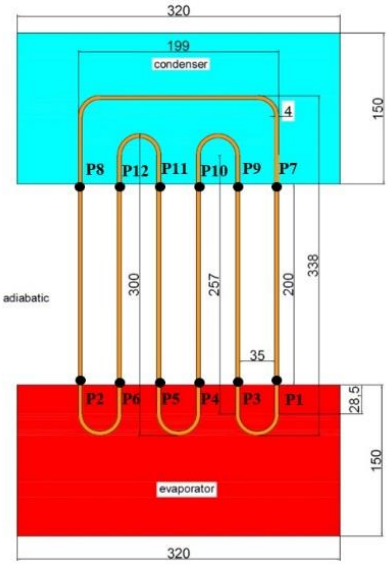
۳- روش تجربی

۳-۱- شرح دستگاه آزمایشی

دستگاه آزمایشی در شکل ۳ نمایش داده شده است. در شکل ۴ نیز ابعاد لوله گرمائی نوسانی و نقاطی که دمای آن به صورت عددی و تجربی بدست آمده، نمایش داده شده است. چنانکه مشاهده می‌شود، تبخیرکن در پایین و چگالنده در بالا قرار دارد. وزن کل دستگاه بدون آب و مبرد، ۲/۶۷ کیلوگرم است.



شکل ۳- دستگاه آزمایشگاهی لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته



شکل ۴- ابعاد لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته برحسب mm

ساختار لوله بعد از خم کردن در شکل ۵ قابل مشاهده است. جنس لوله از مس و قطر داخلی و خارجی آن به ترتیب ۲ و ۴ میلی‌متر است.

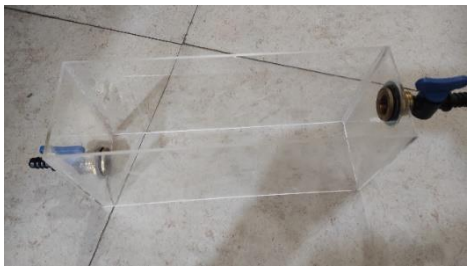


شکل ۵- ساختار لوله مسی ساخته شده مطابق اندازه طرح

حمام‌های آب تبخیرکن و چگالنده در شکل‌های ۶ و ۷ نشان داده شده اند. برای ساخت این حمام‌ها از ورق‌های پلکسی‌گلاس استفاده شده که با دستگاه لیزر برش داده شده اند. برای چسباندن ورق‌ها به یکدیگر از چسب کلروفرم و برای آب‌بندی اتصالات از چسب آکواریم استفاده شده است. ابعاد حمام‌ها ۳۲×۱۵×۱۰ سانتیمتر است. جرم آب داخل حمام چگالنده ۳/۱ و جرم آب داخل حمام تبخیرکن ۴/۱۵ کیلوگرم است.

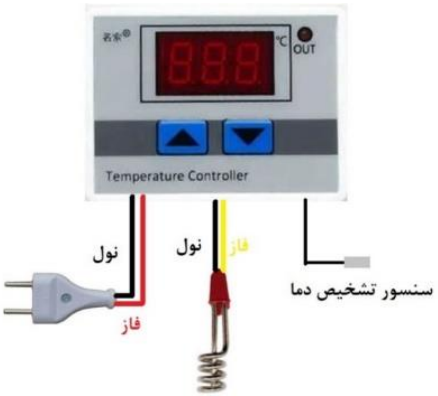


شکل ۶- حمام آب تبخیرکن



شکل ۷- حمام آب چگالنده

برای گرم کردن و ثابت نگه داشتن دمای آب حمام تبخیرکن از یک گرمکن برقی با یک ترموستات استفاده شده است. جریان برق ورودی به گرمکن برقی توسط یک ترموستات کنترل می‌شود تا دما در حدود۵۰ درجه سلسیوس ثابت نگه داشته شود. در شکل ۸ مدار برق‌رسانی گرمکن و کنترلگر و حسگر دما نمایش داده شده است. برای سرد کردن دمای آب در حد ۱۵ درجه از قطعات یخ در حمام چگالنده استفاده شد.



شکل ۸- مدار برق کنترلگر دما

بدلیل اینکه قطر لوله‌های مسی کم است، نمی‌توان از شیر شارژ مسی استفاده کرد. چون بلافاصله پس از جدا کردن شلنگ مانیفولد سرویس، تمامی گاز داخل لوله مسی تخلیه می‌شود. پس از شیر سرویس کله صاف چگالنده سردکن که قابلیت بسته شدن پس از شارژ گاز را دارد، مطابق شکل ۹ برای شارژ گاز و وکیوم استفاده شده است.



شکل ۹- شیر سرویس کله صاف چگالنده سردکن

برای متصل کردن فشارسنج و شیر سرویس کله صاف به لوله مسی از جوشکاری اکسی استیلن با سیم جوش استفاده شد. شکل ۱۰ لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته ساخته شده را پس از نصب اتصالات و فشارسنج نمایش می‌دهد.



شکل ۱۰- ساختار لوله گرمائی پس از جوشکاری اکسی استیلن

برای جلوگیری از انتقال گرما در ناحیه آدیاباتیک از عایق الاستومری مطابق شکل ۱۱ استفاده شد.



شکل ۱۱- عایق لوله مسی

برای اندازه‌گیری دما در نقاط مشخص شده، از دماسنج لیزری با دقت ۰/۱ درجه سلسیوس و برای اندازه‌گیری جرم گاز کپسول از ترازویی با دقت ۰/۱ گرم استفاده شد.

۳-۲- نحوه‌ی شارژ گاز با نسبت پرشوندگی معین

ابتدا هوای داخل لوله توسط پمپ وکیوم تخلیه شد. سپس شیر سرویس متصل به پمپ بسته و پمپ وکیوم از مدار خارج شد. آنگاه مقدار دقیق سیال کاری مایع برای رسیدن به ضریب پرشوندگی ۶۱٪ به داخل لوله تزریق شد. مراحل کار تزریق به شرح زیر انجام شد:

۱- وزن لوله گرمائی وکیوم شده با ترازوی دقیق اندازه‌گیری شد.

۲- حجم کل داخل لوله با داشتن قطر و طول، محاسبه شد و در چگالی سیال مایع R600a ضرب شد تا جرم سیالی که کل لوله را پر می‌کند، محاسبه شود. این مقدار در ۰/۶۱ ضرب شد تا جرم سیال مایعی که باید به داخل لوله تزریق شود، بدست آید.

۳- در حالی‌که لوله بر روی ترازو بود، به کپسول گاز R600a متصل شد و شیر سرویس باز شد. برای اینکه سیال به صورت مایع تزریق شود، کپسول به صورت وارونه قرار گرفت. شارژ لوله تا افزایش وزن لوله به اندازه سیال مورد نیاز ادامه یافت.

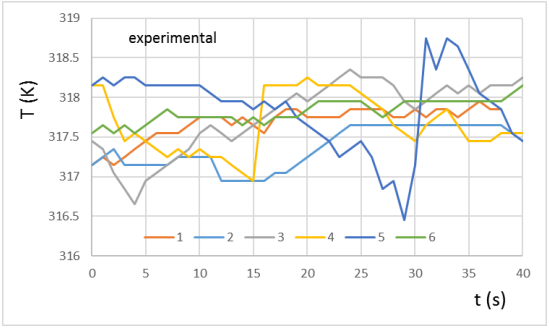
۳-۳- نحوه انجام آزمایش

ابتدا حمام‌های آب چگالنده و تبخیرکن به اندازه تعیین شده از آب پر شد. دمای آب چگالنده با استفاده از مقداری یخ تا حدود ۱۵ درجه پایین آمد. اما در حین آزمایشی، هیچ یخی در آب وجود نداشت. با روشن کردن گرمکن، دمای حمام آب تبخیرکن به ۵۰ درجه رسید و با کمک ترموستات، دما ثابت ماند. سپس کرونومتر به کار افتاد و دمای آب چگالنده توسط یک دماسنج الکلی اندازه‌گیری شد. این دما پس از گذشت ۱۲ دقیقه، مجددا خوانده شد. در بین این مدت، دمای لوله‌ها در نقاط تعیین شده در شکل ۴ با استفاده از دماسنج لیزری در فواصل زمانی معین چندین بار خوانده و ثبت شد. لازم به توضیح است که دمای نقاط خوانده شده توسط دماسنج لیزری تاثیری در محاسبه انتقال گرما ندارد و فقط برای رسم نمودارهای تغییر دما بر حسب زمان به‌کار می‌رود که در آنها دقت خیلی زیادی لازم نیست.

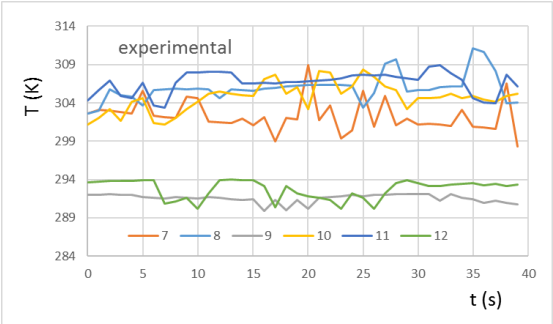
۴-۳- نتایج تجربی

۱-۴-۳- دمای نقاط تعیین شده

نمودارهای دما بر حسب زمان برای ۱۲ نقطه (نقاط ۱ تا ۶ در ناحیه تبخیرکن و نقاط ۷ تا ۱۲ در ناحیه چگالنده) در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ نمایش داده شده است. با انتقال گرما از گرمکن به تبخیرکن، فشار در ناحیه تبخیرکن زیاد می‌شود و مخلوطی از مایع و حباب بخار به سمت ناحیه چگالنده حرکت می‌کند. با خنک شدن مخلوط در چگالنده، بخار تقطیر شده و فشار کاهش می‌یابد. اختلاف فشار بین چگالنده و تبخیرکن نیروی رانشی لازم برای حرکت سیال در لوله را تامین می‌کند، که البته این حرکت، نوسانی است. در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود که نقاط p1 تا p6 که نزدیک به تبخیرکن هستند، دمای یکنواخت و یکسانی دارند و دمای آنها با دمای تبخیرکن تقریبا یکسان است. از طرفی طبق شکل ۱۳ دما در نقاط p7 تا p12 که نزدیک به چگالنده هستند، به شدت نوسانی است. این امر به دلیل تغییر فاز و نوسان زیاد فشار در این منطقه است.



شکل ۱۲- دمای نقاط ۱ تا ۶ برحسب زمان



شکل ۱۳- دمای نقاط ۷ تا ۱۲ برحسب زمان

۲-۴-۳- محاسبه آهنگ انتقال گرما

برای محاسبه آهنگ انتقال گرما از نتایج تجربی، گرمای منتقل شده از چگالنده به حمام آب با استفاده از رابطه (۱۴) محاسبه شد [۱۵].

$$q = (m \times C \times \Delta T)/t \qquad (۱۳)$$

در این رابطه m جرم آب در حمام چگالنده، C گرمای ویژه آب، ΔT تغییر دمای آب و t زمان تغییر دما است.

مدت زمان تغییر دمای حمام آب چگالنده از ۱۵ به ۱۵/۲ درجه، حدود ۷۲۰ ثانیه بود که طبق محاسبه زیر، آهنگ گرمای انتقال یافته از چگالنده برابر با ۳/۶ وات بدست آمد:

$$q = [3.1\ \text{kg} \times 4187(\text{J/kg°C}) \times (15.2 - 15)\ \text{°C}]/720\ \text{s} = 3.6\ \text{W}$$

۳-۴-۳- محاسبه عدم قطعیت

عدم قطعیت به معنای اندازه‌گیری خطا یا انحراف در داده‌ها و اندازه‌گیری‌ها است. در آزمایشات یا محاسبات، برخی از خطاها می‌توانند تأثیر زیادی داشته باشند که ناشی از دقت ابزار اندازه‌گیری، شرایط محیطی و خطای انسانی است. هدف از محاسبه عدم قطعیت این است که میزان اطمینان به نتایج بدست آمده مشخص شود. در اینجا برای محاسبه عدم قطعیت، از روش انتشار خطا استفاده می‌شود [۱۶].

فرمول محاسبه عدم قطعیت از روش جذر جمع مربعات عدم قطعیت‌های نسبی به شکل رابطه (۱۵) به دست می‌آید.

$$U_q = \sqrt{(\frac{U_m}{m})^2 + (\frac{U_t}{t})^2 + (\frac{U_{\Delta T}}{\Delta T})^2} \times q \qquad (۱۵)$$

در این رابطه، U_q عدم قطعیت در آهنگ انتقال گرمای محاسبه شده، U_m عدم قطعیت در اندازه‌گیری جرم، U_t عدم قطعیت در اندازه‌گیری زمان و $U_{\Delta T}$ عدم قطعیت در اندازه‌گیری تغییر دما است. با جایگذاری مقادیر این پارامترها از جدول ۱ در رابطه (۱۵) مقدار عدم قطعیت انتقال گرما محاسبه می‌شود.

جدول ۱- پارامترهای تأثیرگذار در رابطه محاسبه عدم قطعیت آهنگ انتقال گرما از ناحیه چگالنده

پارامتر	مقدار پارامتر	عدم قطعیت پارامتر	مقدار عدم قطعیت
m	3.100 kg	U_m	0.001 kg
ΔT	0.2 °C	$U_{\Delta T}$	0.05 °C
t	720 s	U_t	1 s
q	3.60547 W		

مقدار عدم قطعیت آهنگ انتقال گرما از ناحیه چگالنده برابر است با:

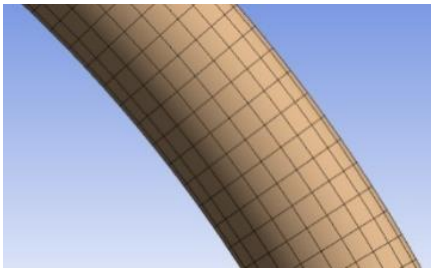
$$U_q = \sqrt{\left(\frac{0.001}{3.10}\right)^2 + \left(\frac{1}{720}\right)^2 + \left(\frac{0.05}{0.20}\right)^2} \times 3.6 = 0.9\ W$$

بنابراین مقدار انتقال گرما برابر است با: $3.6 \pm 0.9\ W$.

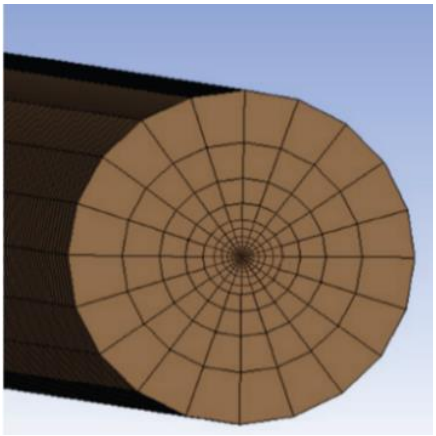
۴- روش عددی

۴-۱- شبکه‌بندی

برای شبکه‌بندی لوله از سلول‌های چهار ضلعی منتظم بر روی سطح لوله و سلولهای ذوزنقه ای در مقطع لوله مطابق شکل ۱۴ استفاده شده است. در این شبیه‌سازی تعداد سلول‌ها ۶۲۵۵۱۴ عدد و تعداد گره‌ها ۶۹۶۵۳۵ عدد می‌باشد که پس از آزمایش استقلال از شبکه بدست آمده است.



الف

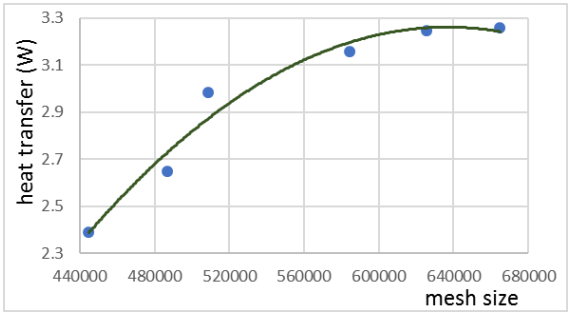


ب

شکل ۱۴- الف) سلول‌های چهارضلعی منتظم ب) سلول‌های ذوزنقه‌ای

۴-۲- آزمایش استقلال از شبکه

از شش شبکه‌بندی متفاوت برای بررسی استقلال از شبکه استفاده شد. از مقدار آهنگ انتقال گرما از چگالنده به عنوان پارامتر مورد مقایسه برای بررسی اختلاف نتایج بین شبکه‌بندی‌های مختلف استفاده شد. همان‌طور که در شکل ۱۵ مشخص است، پس از تعداد ۶۲۵۵۱۴ سلول شبکه، شیب نمودار تقریباً ثابت می‌شود که نشان دهنده استقلال از شبکه است. پس شبکه‌بندی با تعداد ۶۲۵۵۱۴ سلول مناسب برای شبیه‌سازی است.



شکل ۱۵- نمودار انتقال گرما برحسب تعداد سلول‌های شبکه

۴-۳- سیال کاری

سیال‌کاری مورد استفاده در این شبیه‌سازی R600a یا ایزوبوتان با فرمول شیمیایی C_4H_{10} است. این سیال بدلیل غیرسمی بودن، سازگاری با محیط زیست و بدون اثرات تخریبی بر روی لایه اوزون جایگزین بسیار مناسبی برای گازهای مبرد CFC است. گازهای مبرد هیدروکربنی همچنین از نظر اقتصادی و بهره‌وری انرژی از جایگاه بسیار خوبی برخوردارند. در **جدول** خواص فیزیکی مبرد R600a آمده است.

جدول ۲- خواص مبرد R600a [۱۵]

خواص سیال	نماد	واحد	مایع	بخار
چگالی	ρ	$\frac{kg}{m^3}$	550.65	9.1258
لزجت دینامیکی	μ	$\frac{kg}{m.s}$	1.511e-4	7.49e-6
گرمای ویژه	C_p	$\frac{J}{kg.K}$	2430	1795.5
ضریب رسانائی گرمائی	k	$\frac{W}{m.K}$	0.0893	0.0168
آنتالپی	h	$\frac{J}{kg}$	4.45e+6	10.1e+6
دمای مرجع	T	K	298.15	
جرم مولکولی	M	$\frac{kg}{kmol}$	58.1222	
دمای بحرانی	T_{cr}	℃	134.66	

جدول ۳ خواص مبرد R600a (ایزوبوتان) را در مقایسه با دو مبرد اتانول و استون که قبلا در لوله‌های گرمائی استفاده شده است، نمایش می‌دهد.

جدول ۳- مقایسه خواص ایزوبوتان با دو مبرد دیگر [۱۵,۷]

سیال	اتانول	استون	ایزوبوتان
چگالی $\frac{kg}{m^3}$	۷۸۳	۷۸۴/۵	۵۵۰/۷
نقطه ذوب ℃	-۱۱۴/۱	-۹۴/۹	-۱۶۰
نقطه جوش ℃	۷۸/۲۴	۵۶/۰۸	-۱۱/۰۷
گرمای ویژه $\frac{J}{kg.K}$	۲۴۶۰	۲۴۱۰	۲۴۳۰
جرم مولکولی $\frac{kg}{kmol}$	۴۶/۰۷	۵۸/۰۷۹	۵۸/۱۲
دمای بحرانی ℃	۵۱۳/۹	۲۳۴/۹	۱۳۴/۶۶

چنانکه مشاهده می‌شود، ایزوبوتان دارای کمترین چگالی و نقطه جوش است. بنابراین برای کار در دماهای پائین‌تر مناسب است.

۴-۴- شرایط مرزی

شرایط مرزی برای ناحیه چگالنده به صورت دیواره ثابت بدون لغزش و با دمای ثابت ۲۸۸/۱۵K و برای ناحیه تبخیرکن به صورت دیواره ثابت بدون لغزش با دمای ۳۲۳/۱۵K در نظر گرفته شده است. ولی ناحیه آدیاباتیک به صورت شار گرمائی صفر تعریف شده است. برای سیال عامل در بخش شرایط عملیاتی، فشار کاری ۴۵۰kPa و دمای اشباع ۳۰۶/۹K تعیین شده و نسبت پرشوندگی ۶۱٪ در نظر گرفته شده است.

۴-۵- جریان

نتایج تحقیق وو و همکاران [۱۰] نشان می دهد که برای یک لوله گرمائی نوسانی با قطر ۱/۸۵ میلیمتر، سرعت جریان لخته‌ای در خم لوله‌ها در محدوده ۰/۸ تا ۲ متر بر ثانیه نوسان می‌کند و در نتیجه عدد رینولدز برای مایع بین ۶۶۰۰ و ۱۶۰۰۰ است. لذا جریان آشفته در نظر گرفته شده است. در همین تحقیق نشان داده شده که مدل k-ε برای این جریان مناسب است و دقت قابل قبولی دارد. در بسیاری از تحقیقات دیگر نیز، مانند کار باگارت و دشموک [۱۱] از این مدل استفاده شده است. با توجه به اینکه قطر لوله در تحقیق حاضر در همین حدود است و خواص سیال نیز چندان متفاوت نیست، در اینجا نیز جریان آشفته فرض شده و از مدل k-ε استفاده شده است.

همچنین به علت تغییرات زمانی جریان، حالت گذرا و به علت وجود فازهای گاز و مایع، جریان دوفازی در نظر گرفته شده است. پس برای حل عددی از روش حجم سیال استفاده شده که برای جریان‌های غیرمخلوط‌شونده کاربرد دارد. در ضمن از نیروهای جسمی ضمنی[1] استفاده شده است.

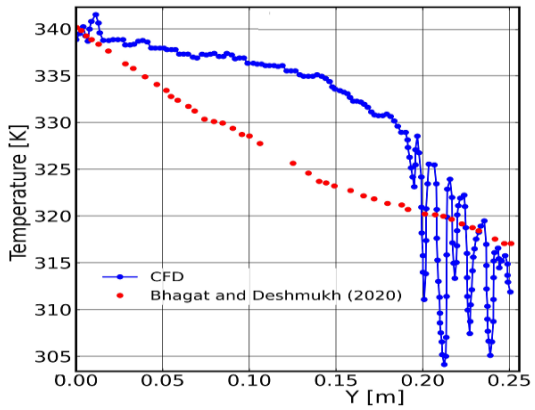
در تعیین فازها، فاز اولیه بخار و فاز ثانویه مایع در نظر گرفته شده است. از حالت تبخیر- میعان[2] و مدل بخار لی[3] برای انتقال جرم بین دوفاز استفاده شده است. دمای اشباع سیال ۳۰۶/۹K و ضریب فرکانس از فاز تبخیر به میعان ۰/۱s^{-1} در نظر گرفته شده است.

۴-۶- تنظیمات حل عددی

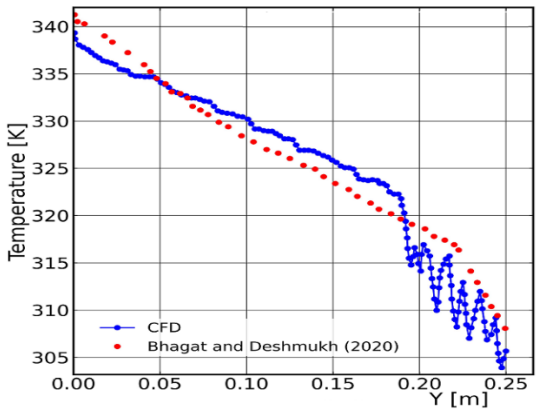
دمای اولیه برای شروع محاسبات ۳۰۰ کلوین و سایر پارامترها بر اساس پیش فرض‌های برنامه تنظیم گردید. گام زمانی برای اجرای برنامه ۰/۰۰۰۵ ثانیه در نظر گرفته شد. معیار همگرایی حل عددی ایجاد جریان مایع و بخار و گردش آن در لوله گرمائی بود و معیارهای سنجش باقیمانده غیرفعال بودند.

۵- اعتبارسنجی نتایج شبیه سازی با مقاله مرجع

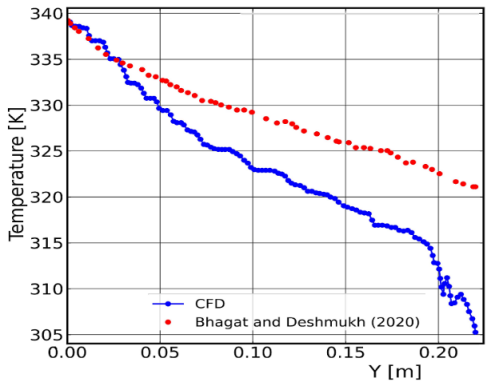
به‌منزله صحت‌سنجی شبیه‌سازی عددی، از نتایج تحقیق باگات و دشموک [۱۱] استفاده شده است. در این اعتبارسنجی، توزیع دمای سیال‌کاری استون در طول لوله‌های ۱، ۲ و ۵ در شکل‌های ۱۶ تا ۱۸ مورد مقایسه قرار گرفته است.



شکل ۱۶- نمودار توزیع دما در طول لوله ۱



شکل ۱۷- نمودار توزیع دما در طول لوله ۲



شکل ۱۸- نمودار توزیع دما در طول لوله ۵

با توجه به مقایسه داده‌های مقاله و داده‌های عددی محاسبه شده، بیشترین اختلاف خطا در توزیع دما در لوله ۱ برابر ۴/۸۷ درصد، در لوله ۲ برابر۲/۷۲ درصد و در لوله ۵ برابر ۵/۱۵ درصد می‌باشد که این اختلافات قابل قبول است و دقت شبیه‌سازی را اثبات می‌کند.

همچنین پس از شبیه‌سازی عددی دستگاه آزمایشی موجود، آهنگ انتقال گرما از چگالنده به حمام آب برای حالت عمودی لوله گرمائی برابر با ۳/۲۵ وات بدست آمد که با مقایسه با نتیجه تجربی که

[1] Implicit Body Force
[2] evaporation-condensation
[3] Lee vapor model

۳/۶ وات بود، اختلاف حدود ۱۰٪ را نشان می‌دهد که باز تاییدی است بر اعتبار روش محاسباتی.

علاوه بر آن، نمودارهای تغییرات دما بر حسب زمان برای دو نقطه نمونه و برای نتایج تجربی و عددی، در بخش ۶-۱-۲ با هم مقایسه شده‌اند که اختلاف حدود ۲٪ را نشان می‌دهند.

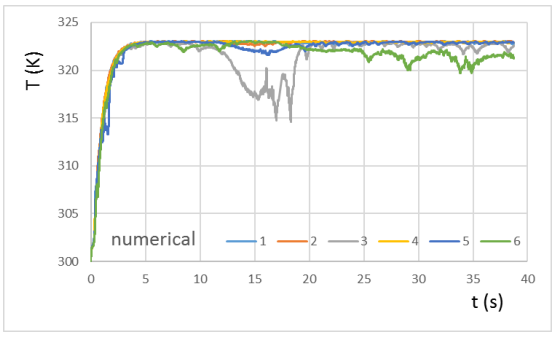
۶- بررسی و تحلیل نتایج عددی

شبیه‌سازی عددی در ۵ زاویه ۰، ۳۰، ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه لوله نسبت به سطح افق انجام شده و نمودار دمای نقاط ۱۲گانه بر حسب زمان، کانتورهای کسر حجمی مایع در طول لوله در زمانهای مختلف و کانتورهای دما در طول لوله در زمان‌های مختلف رسم شده و با هم مقایسه شده‌اند. در اینجا به علت تشابه رفتار نمودارها در زوایای مختلف، فقط برای حالت عمودی لوله گرمائی، نمودارها به نمایش در آمده و بر روی آن بحث شده است.

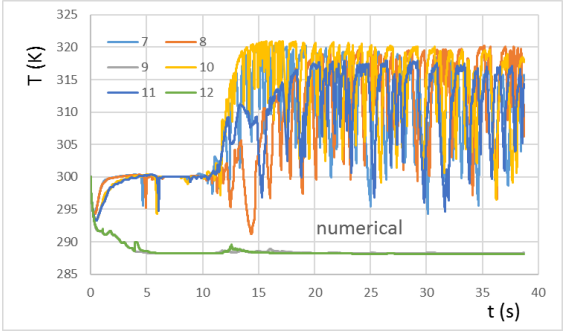
۶-۱- نتایج حالت عمودی لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته

۶-۱-۱- نمودارهای دما در نقاط تعیین شده

نمودارهای دما بر حسب زمان برای ۱۲ نقطه (نقاط ۱تا ۶ در ناحیه تبخیرکن و نقاط ۷ تا ۱۲ در ناحیه چگالنده) در شکل‌های ۱۹ و ۲۰ نمایش داده شده است. نمودارهای دمایی نقاط ۱ تا ۶ نشان می‌دهند که پس از گذشت مدت کمی، دمای نقاط از مقدار اولیه ۳۰۰ کلوین به دمای ۳۲۳/۱۵ کلوین تبخیرکن نزدیک شده و در همان محدوده با نوسان کمی ثابت می‌ماند. درحالی‌که نقاط ۷، ۸، ۱۰ و ۱۱ به‌دلیل نوسان فشار و تغییر فاز از بخار به مایع نوسان دمایی دارند. دمای نقاط ۹ و ۱۲ نوسان کمی دارد و تقریباً ثابت هستند. این نتایج با نتایج تجربی شکل‌های ۱۲ و ۱۳ تطابق خوبی دارد.



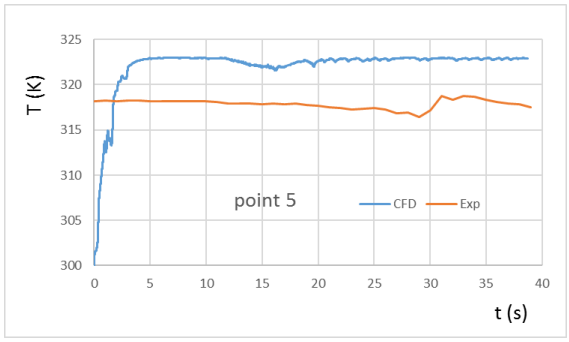
شکل ۱۹- دمای نقطه‌های ۱ تا ۶ برحسب زمان



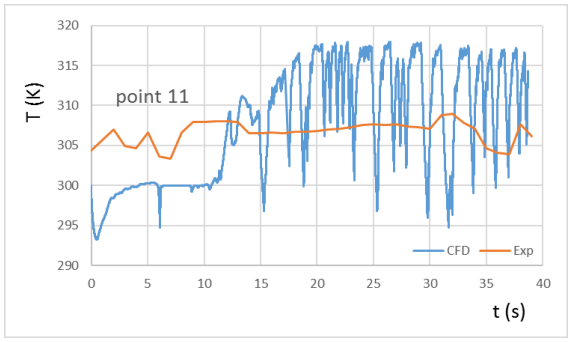
شکل ۲۰- دمای نقطه‌های ۷ تا ۱۲ برحسب زمان

۶-۱-۲- مقایسه نمودارهای دما برای نتایج تجربی و عملی

نمودارهای دما بر حسب زمان برای نقاط ۵ و ۱۱ برای نتایج تجربی و عددی در شکل‌های ۲۱ و ۲۲ با هم مقایسه شده‌اند. لازم به ذکر است که نتایج مربوط به نقاط ۱ تا ۶ مشابه نقطه ۵ و نتایج نقاط ۷ تا ۱۲ مشابه نقطه ۱۱ است و نیازی به نمایش همه نمودارها وجود ندارد.



شکل ۲۱- دمای نقطه ۵ بر حسب زمان برای نتایج تجربی و عملی

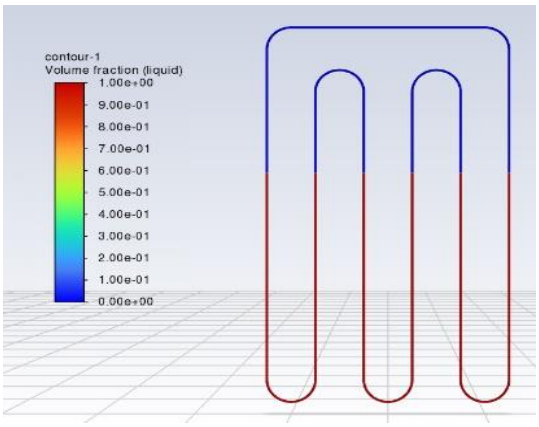


شکل ۲۲- دمای نقطه ۱۱ بر حسب زمان برای نتایج تجربی و عملی

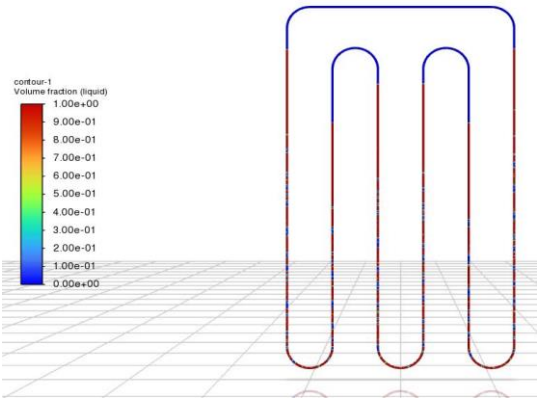
مقایسه دمای میانگین دو نقطه ۵ و ۱۱ بر اساس نتیجه تجربی با دمای میانگین بدست آمده بر اساس نتیجه عددی بعد از رسیدن به حالت پایدار، خطایی در حدود ۲٪ را نمایش می‌دهد.

۶-۱-۳- کانتورهای کسر حجمی فاز مایع

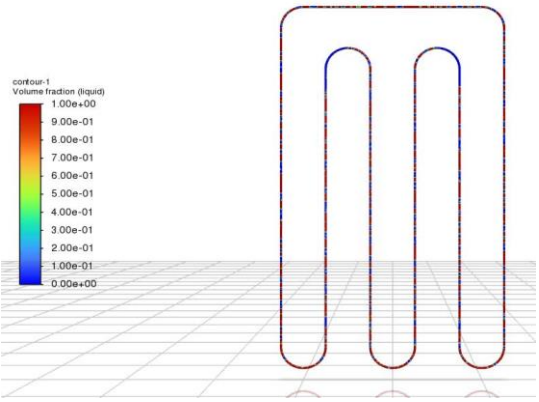
همانطور که در کانتور کسر حجمی فاز مایع برای حالت عمودی لوله گرمائی در شکل‌های ۲۳ تا ۲۵ مشخص است، جریان دوفازی پس از زمان کوتاهی تشکیل می‌شود و در لوله به گردش در می‌آید. حرکت سیال در لوله در ابتدا به کندی رخ می‌دهد، ولی با گذشت زمان، سرعت افزایش می یابد.



شکل ۲۳- کانتورکسر حجمی فاز مایع در زمان ۰ ثانیه



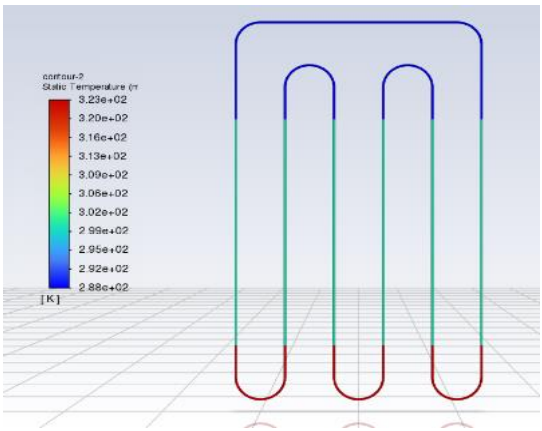
شکل ۲۴- کانتورکسر حجمی فاز مایع در زمان ۲۵/۹۱۵ ثانیه



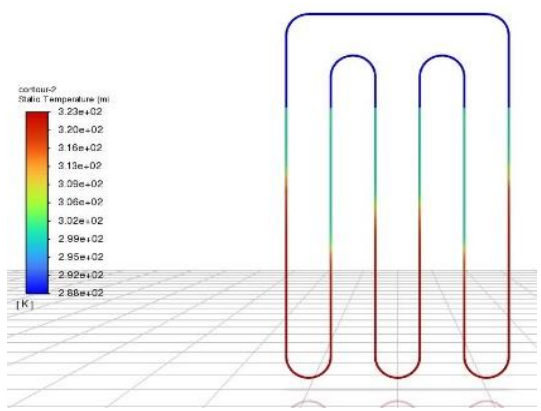
شکل ۲۵- کانتورکسر حجمی فاز مایع در زمان ۳۸/۷۱۳۵ ثانیه

۶-۱-۴- کانتورهای دما

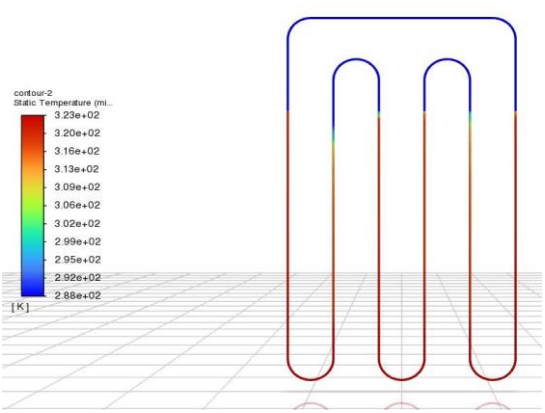
کانتورهای دما در طول لوله در زمان‌های مختلف برای لوله عمودی در شکل‌های ۲۶ تا ۲۸ نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، در دو ناحیه تبخیرکن و چگالنده، دما ثابت است و با گذشت زمان نیز تغییری نمی‌کند و فقط در ناحیه آدیاباتیک تغییرات دما وجود دارد. کانتورهای دما نشان می‌دهند که سیستم به‌طور موثر گرما را از تبخیرکن به چگالنده منتقل کرده و در زمان مناسب به تعادل گرمائی می‌رسد.



شکل ۲۶- کانتور توزیع دما در طول لوله در زمان ۰ ثانیه



شکل ۲۷- کانتور توزیع دما در طول لوله در زمان ۲۵/۹۱۵ ثانیه



شکل ۲۸- کانتور توزیع دما در طول لوله در زمان ۳۸/۷۱۳۵ ثانیه

۶-۲- آهنگ انتقال گرما در زوایای مختلف قرارگیری لوله

شکل ۲۹ نشان‌دهنده نمودار آهنگ انتقال گرما از ناحیه چگالنده در زاویه‌های مختلف قرارگیری لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته نسبت به افق است. تحلیل نتایج به شرح زیر است:

• بیشترین آهنگ انتقال گرما در بین زوایای بررسی شده مربوط به زاویه ۶۰ درجه با مقدار ۵/۴۳ وات است. در این زاویه تعادل بین نیروی مویینگی و گرانشی به خوبی برقرار است به طوری‌که گردش سیال در طول لوله به راحتی انجام می‌پذیرد.

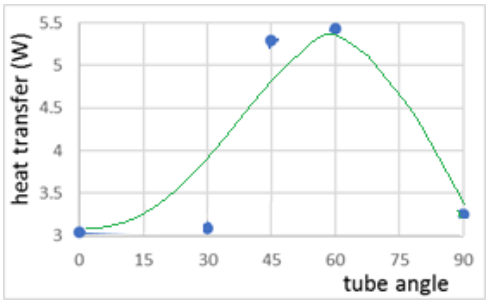
• پس از زاویه ۶۰ درجه، زاویه ۴۵ درجه با مقدار ۵/۲۹ وات بیشترین آهنگ انتقال گرما را دارد. این زاویه نیز عملکرد خوبی داشته

و مثل زاویه ۶۰ درجه تعادل خوبی بین گرانش و نیروی مویینگی برقرار می‌کند.

• در زاویه ۹۰ درجه (حالت عمودی) آهنگ انتقال گرما ۳/۲۵ وات است. در این حالت، نیروی گرانش بیشترین تاثیر را دارد و باعث برگشت سریع مایع به تبخیرکن می‌شود. اما جریان بخار به چگالنده به سختی صورت می‌گیرد و انتقال گرما کاهش پیدا می‌کند.

• در زاویه ۳۰ درجه آهنگ انتقال گرما ۳/۰۹ وات است. در این زاویه تأثیر نیروی گرانش کم است و حرکت مایع و بخار کمی کند می‌شود که باعث کاهش انتقال گرما می‌گردد.

• در زاویه ۰ درجه (حالت افقی) آهنگ انتقال گرما ۳/۰۴ وات است. اثر جاذبه در این حالت صفر است و تنها نیروی مویینگی مسئول حرکت مایع به سمت تبخیرکن است که این موجب کاهش انتقال گرما می‌شود.



شکل ۲۹- نمودار آهنگ انتقال گرما برحسب زاویه لوله گرمائی

۷-نتیجه‌گیری

در این تحقیق یک لوله گرمائی نوسانی حلقه بسته با سه دور رفت و برگشت به صورت تجربی و عددی بررسی شده است. سیال عامل استفاده شده، R600a است که اثرات زیست محیطی آن ناچیز و دسترسی به آن آسان است. اندازه‌گیری دما در نقاط مختلف و در زمان‌های مختلف نشان داد که دمای نقاط نزدیک به تبخیرکن ثابت است و بازمان تغییری نمی‌کند، اما دمای نقاط نزدیک به چگالنده دارای نوسانات زیادی است. این نواسانات نشان دهنده جریان نوسانی سیال و وجود مخلوط مایع و بخار در آن منطقه است. محاسبه گرمای منتقل شده از تبخیرکن به چگالنده نشان داد که اگرچه سرعت انتقال گرما بالاست، اما به علت ابعاد کوچک دستگاه، مقدار انتقال گرما اندک است و دستگاهی با این ابعاد برای خنک‌سازی مکان‌هائی که تولید گرمای زیادی دارند مناسب نیست. بررسی کانتورهای کسر حجمی مایع و توزیع دما در طول لوله نشان می دهد که از همان ثانیه‌های اول، جوشش و چگالش سیال و در نتیجه گردش آن در داخل لوله آغاز می‌شود. این موضوع نشان می‌دهد که ابعاد انتخاب شده برای لوله مناسب است و در ضمن سیال انتخاب شده برای کار در محدوده دمایی ۱۵ تا ۵۰ درجه سلسیوس مناسب است. محاسبات انجام شده در زوایای مختلف لوله نسبت به افق نشان داد که مقدار انتقال گرما در زاویه ۶۰ درجه نسبت به افق از حالات دیگر بررسی شده بیشتر است و کمترین انتقال گرما در حالت افقی رخ می‌دهد. انتقال گرما در حالت ۶۰ درجه نسبت به حالت افقی نسبت به حالت افقی ۷۹ ٪ بیشتر است. از طرفی در حالت‌های شیبدار، زمان شروع جریان و تشکیل حباب بخار نسبت به دو حالت عمودی و افقی کمتر است. یعنی زمان لازم برای شروع انتقال گرما در حالت شیبدار کوچکتر است.

۸- مراجع

[1] Yeh LT, Chu RC. Thermal management of microelectronic equipment. heat transfer theory analysis methods and design practices. 2002.

[2] Faghri A. Heat Pipes: Review, Opportunities and Challenges. Front. Heat Pipes. 2014:5:1.

[3] Mochizuki M, Saito Y, Kiyooka F, Nguyen T. High Power Cooling Chips by Heat Pipes and Advanced Heat Spreader. In 8th International Heat Pipe Symposium, Japan 2006.

[4] Elnaggar MHA, Edwan E. Heat Pipes for Computer Cooling Applications. Electronics Cooling: InTech; 2016.

[5] Clement J, Wang X. Experimental Investigation of Pulsating Heat Pipe performance with regard to fuel cell cooling application. Applied Thermal Engineering. 2013;50:268-274.

[6] Bhuwakietkumjohn N, Parametthanuwat T. The top heat mode of closed loop oscillating heat pipe with check valves at the top heat mode (THMCLOHP/CV): A thermodynamic study. Int. J. Mech. Mater. Eng. 2014;9:5.

[7] Borkar RS, Pachghare PR. Effect of Working Fluid, Filling Ratio and Number of Turns on Pulsating Heat Pipe Thermal Performance. Frontiers in Heat Pipes. 2015;6.

[8] Bhagat RD, Watt KM. an Experimental Investigation of Heat Transfer Capability and Thermal Performance of Closed Loop Pulsating Heat Pipe With a Hydrocarbon As Working Fluid. Frontiers Heat Pipes. 2016;6.

[9] Islam F, Akhter F, Haider SBIN, Ali M. Effect of Inner Diameter on the Thermal Performance. 2017 May:5–8.

[10] Vo DT, Kim HT, Ko J, Bang KH. An experiment and three-dimensional numerical simulation of pulsating heat pipes. Int. J. Heat Mass Transf. 2020;150.

[11] Bhagat RD, Deshmukh SJ. Numerical Analysis To Predict the Behavior of Liquid Vapor Slug Flow in Vertically Placed U-Shaped Closed Capillary Tube. Frontiers in Heat and Mass Transfer. 2020;19.

[۱۲] میهن‌دوست ا. زارع م. شفیعی م ب. خیاط م.، بهبود عملکرد لوله گرمایی نوسانی تک‌لوپ بسته با تزریق میکروذرات مس، نشریه مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، ج. ۵۲، ش. ۲، ۱۴۰۱، ص. ۳۲۹-۳۳۴.

[۱۳] علیزاده جاجرم ع. گشایشی ح. بشیرنژاد ک. زحمتکش ا.، مطالعه تجربی تاثیر نسبت پرشدگی، میدان مغناطیسی و زاویه شیب بر عملکرد گرمائی در یک لوله گرمایی نوسانی سه بعدی، نشریه مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، ج. ۵۲ ، ش. ۴، ۱۴۰۱، ص. ۱۵۳-۱۶۲.

[14] ANSYS Inc. CFD EXPERTS Simulate the Future. ANSYS; 2021.

[15] Çengel YA. Heat Transfer: A Practical Approach. McGraw Hill; 2002.

[16] Dieck RH, Measurement uncertainty: methods and applications. ISA; 2006.