

# Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 53(9) (2021) 1153-1156 DOI: 10.22060/mej.2021.18622.6868

# Numerical Simulation of Variable Conductance Heat Pipe with Cold Reservoir by Single Phase Flow Approach

M. M. Gorji<sup>1</sup>, M. Mosharaf-Dehkordi<sup>1\*</sup>, E. Afshari<sup>1</sup>, I. Dashti Gohari<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Deparament of Mechanical Engineering, University of Isfahan, Isfahan, Iran <sup>2</sup>Materials and Energy Research Institute, Isfahan, Iran

ABSTRACT: The heat pipes are usually simulated by using a two phase model and a model describing the phase-change process. The computational costs of the two-phase approaches are relatively high and the model generally needs small-size time steps, which leads to a long simulation run times in the order of several days. In the present study, a variable conductance heat pipe is simulated by using a set of single-phase fluid flow models. It is shown that the proposed approach needs to a simulation time in the order of minutes that considerably facilitates the parametric study process of the variable conductance heat pipe. The effect of heat rate, sink temperature, mass of non-condensable gas, vapor radius, and wick porosity on the performance of variable conductance heat pipe are investigated. For the considered variable conductance heat pipe, the obtained numerical results indicate that sink temperature has the greatest effect on distributions of average wall temperature, overall heat transfer coefficient, the active length of condenser, and its average temperature. By increasing the sink temperature of 10 K, the active length of condenser is increased about 48 mm and average wall temperature is increased about 6.4 K.

#### **Review History:**

Received: Jun. 26, 2020 Revised: Feb. 10, 2021 Accepted: Feb. 25, 2021 Available Online: Mar. 14, 2021

#### **Keywords:**

Variable conductance heat pipe Non-condensable gas Single-phase approach Condenser active length Wick porosity

#### **1-Introduction**

A typical heat pipe, as a device that can efficiently transfer heat, works based on the liquid-vapor phase change and the use of a porous medium, named wick, to provide capillary pressure as the driving force for the liquid phase flow. Conventional heat pipe consists of three main parts, including an evaporator, a condenser, and an adiabatic part. As a special type of heat pipes, a Variable Conductance Heat Pipe (VCHP) consists of the condenser, evaporator, adiabatic parts, as shown in Fig. 1. Compared to the conventional one, a variable conductance heat pipe has an extra part, which is a reservoir containing a Non-Condensable Gas (NCG). In some cases, the portion of one end part of the heat pipe (i.e. the condenser or evaporator) is occupied by the noncondensable gas, which plays the role of the NCG reservoir. In the present study, a cold type VCHP is numerically simulated in which the NCG reservoir is located beside the condenser part (Fig. 1). Whenever the sink temperature is reduced, the vapor pressure reduces and the non-condensable gas expands to occupy some portion of the condenser part. This avoids condensation of the working fluid in that part of the condenser occupied by the NCG. It means that this part of the condenser is deactivated, due to the presence of noncondensable gas. Whenever the vapor pressure is increased, the non-condensable gas is accumulated at the end part of the condenser. Thus, most portion of the condenser is activated and heat transfer via phase change takes place with the environment.



Fig. 1. Schematic of the variable conductance heat pipe

\*Corresponding author's email: m.mosharaf@eng.ui.ac.ir



Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.



Fig. 2. Effect of sink temperature on the wall temperature profile

Due to the existence of a vacuum environment, lack of gravity, and variable working temperature, experimental studies on the heat pipes used in space applications is very expensive. In addition, laboratory data can have errors, as the real working conditions cannot be exactly provided in the experimental setup. Therefore, numerical studies, in general, have received many attentions as their cost is cheaper than that of experimental ones and also numerical simulations can produce more accurate results by considering more realistic working conditions. However, the numerical simulation of mass transfer and heat transfer phenomena of a VCHP is complicated. There exist several factors, such as working fluid type and NCG and geometric and physical characteristics of the reservoir, affecting the VCHP

$$\nabla \cdot (\rho_{v} \vec{u}_{v}) = 0 \tag{1}$$

$$\rho_{\nu}(\overline{u_{\nu}}\cdot\nabla)\overline{u_{\nu}} = -\nabla p_{\nu} + \mu_{\nu}\nabla^{2}\overline{u_{\nu}}$$
<sup>(2)</sup>

$$\rho_{\nu}C_{p\nu}\overline{u_{\nu}}\cdot\nabla T = K\nabla^{2}T$$
<sup>(3)</sup>

$$-D_{vg}\nabla^2 c_v + \overline{u_v} \cdot \nabla c_v = 0 \tag{4}$$

Wick space:

$$\nabla \cdot (\rho_l \vec{u}_l) = 0 \tag{5}$$

$$\vec{u}_l = -\frac{k}{\mu_l} \nabla p_l \tag{6}$$

$$\rho_l C_{pl} \vec{u}_l \cdot \nabla T - K_{eff} \nabla^2 T = Q_0 \tag{7}$$

$$-D_{cap}\nabla^2 c_l + \vec{u}_l \cdot \nabla c_l = R_l \tag{8}$$

Wall space:

 $k_{w}\nabla^{2}T_{w} = Q \tag{9}$ 



Fig. 3. Changes in thermal resistance and overall heat transfer coefficient versus the sink temperature

performance [1-4]. One of the major problems of numerical simulations of heat pipes is the high computational costs of two-phase models, which leads to long simulation times. A two-phase flow model, such as the Volume of Fluid (VOF) or level set, is used to determine the liquid-vapor interface. This needs small time steps, which leads to a long run time.

It has been shown in various references [5-8] the simulation time of heat pipe based on the multi-phase flow models such as VOF, is extremely high in some cases in such a way that it needs several days of completion. In the present study, it is shown that by using the proposed single-phase flow approach the required simulation time on a system with a Core-i7 processor (3.2 GHz) and 8Gb memory reaches to a maximum of 20 minutes, which is a very reasonable time for the parametric study unlike those of simulation based on the multi-phase models.

#### 2- Methodology

In this section, the governing equations are written for three different sections consist of a vapor space, a wicked space, and a wall space (Fig. 1), as follows.

Vapor space:

#### **3-** Results and Discussion

In the present study, the governing equations describing the VCHP are solved by using based on the finite element method. To discretize the governing equations, the linear first order shape functions are used for pressure and temperature variables and second order shape functions for velocity variable. Enthalpy of vaporization and vapor saturation pressure is represented as the linear functions of temperature. The variation of wall temperature associated with different sink temperatures is illustrated in Fig. 2. By an increase in sink temperature of 10 K, the wall temperature is increased by an average value of 6.4 K, while the temperature difference

between evaporator and condenser is decreased. In order to achieve the heat dissipation rate of 30 W from a condenser with a high sink temperature, the average temperature of the VCHP should be high enough to provide the required temperature difference for this specified heat transfer rate. Fig. 3 shows the variation of the thermal resistance and also overall heat transfer coefficient versus the sink temperatures. It can be observed that thermal resistance decreases by an average value of 0.028 K/W by an increase in the sink temperature. The overall heat transfer coefficient increased by an average value of 170.6  $W/(m^2 \cdot K)$  by increasing the sink temperature. In fact, the temperature difference between evaporator and condenser is decreased by increasing the sink temperature. This results in a decrease in the thermal resistance and an increase in the overall heat transfer coefficient. The variations of the active length of the condenser and its average temperature corresponding to the different sink temperature is shown in Fig. 5. As the sink temperature rises, the active length of the condenser and its temperature is increased respectively by an average value of 48 mm and 6.6 K. By an increment in the sink temperature (i.e. 10 K), the vapor pressure increases, which results in a decrease in the volume of non-condensable gas. By a reduction in the volume of NCG, the effective length of the condenser for heat dissipation is increased.

#### **4-** Conclusions

In the present study, the computational cost and simulation run time of a VCHP were significantly reduced by using the proposed single-phase approach instead of multiphase flow models. It was shown that the simulation time of VCHP reduced from the order of several days to the minutes with acceptable accuracy. This ability of the proposed approach, definitely, facilitates the procedure of parametric study on the VCHPs. Based on the numerical results for the considered VCHP, the following points can be highlighted; The sink temperature has the most effect on the condenser active length, its temperature, overall heat transfer coefficient, and also the wall temperature in such a way that the active length of condenser increases on average 48 and its temperature increases on average 6.6 Kby an increase of 10 K in sink temperature. By increasing sink temperature, the average wall temperature increases by an average value of 6.4 K, and the overall heat transfer coefficient increases by an average value of 170.6  $W/(m^2 \cdot K)$ .

#### References

- [1] T. Wyatt, A CONTROLLABLE HEAT PIPE EXPERIMENT FOR THE 5E-4 SATELLITE, JOHNS HOPKINS UNIV LAUREL MD APPLIED PHYSICS LAB, 1965.
- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] A. Faghri, Heat pipes: review, opportunities and challenges, Frontiers in Heat Pipes (FHP), 5(1) (2014).
- [5] 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.
- [6] B. Fadhl, L. Wrobel, H. Jouhara, Modelling of the thermal behaviour of heat pipes, WIT Transactions on Engineering Sciences, 83 (2014) 377-389.
- [7] 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.
- [8] 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.

#### HOW TO CITE THIS ARTICLE

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) 1153-1156.



DOI: 10.22060/mej.2021.18622.6868

This page intentionally left blank

نشريه مهندسي مكانيك اميركبير

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳، شماره ۹، سال ۱۴۰۰، صفحات ۴۹۰۵ تا ۴۹۲۴ DOI: 10.22060/mej.2021.18622.6868

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

محمدمهدی گرجی'، مهدی مشرف دهکردی "، ابراهیم افشاری ، ایثار دشتی ۲

۱ – دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران
 ۲ – پژوهشکده مواد و انرژی اصفهان، اصفهان، ایران.

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 می کند. 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 ۶/۶ ضریب انتقال حرارت کلی (۲۰ ۲ ۲)/ ۶ /۱۷۰، طول فعال چگالنده ۸۸ و دمای متوسط آن ۲/۶ افزایش میبابد. بالاترین میزان رشد مقاومت حرارتی با افزایش تخلخل حاصل میشود و در هر مرحله افزایش تخلخل به میزان

تاریخچه داوری: دریافت: ۱۳۹۹/۰۴/۰۶ بازنگری: ۱۳۹۹/۱۱/۲۲ پذیرش: ۱۳۹۹/۱۲/۲۷ ارائه آنلاین:۱۳۹۹/۱۲/۲۴

> **کلمات کلیدی:** لوله حرارتی رسانایی متغیر گاز غیرقابل چگالنده طول فعال چگالنده مدل تک فازی

نوع معمولی از سه قسمت اصلی تبخیر کننده، 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

غيرقابل چگالش نيز وجود دارد. بر اساس اين كه مخزن گاز غير 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 می شود. 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 محيط همراه با تغيير فاز سيال عامل در اين قسمت صورت

نمی گیرد. زمانی که فشار بخار سیال عامل افزایش می یابد، گاز غیرقابل

چگالش درون مخزن متراکم می شود به طوری که حتی تمام طول چگالنده

### 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 پرگالنده به سمت چگالنده جریان مییابد. سیال عامل در قسمت چگالنده با ز دست دادن گرمای نهان تبخیر چگالش پیدا می کند و از طریق فتیله در که اختلاف دما بین منبع و مدفن حرارتی وجود دارد. ادامه مییابد.

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

دون مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

<sup>\*</sup> 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

فعال می شود و انتقال حرارت با محیط اطراف به خوبی صورت می گیرد. به دلیل متغیر بودن طول مؤثر چگالنده برای دفع حرارت از سیال عامل، این نوع از لولههای حرارتی، لوله حرارتی رسانایی متغیر نام گذاری شدهاند.

در محدوده تقریباً وسیعی و بدون وابستگی به میزان گرمای تولید شده، یک لوله حرارتی رسانایی متغیر میتواند دمای تجهیزی 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 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 فتیله شریانی<sup>۲</sup> طراحی و آزمایش شده است. این لوله حرارتی برای دفع گرمای ۱۹۶ در دمای میانگین تبخیرکننده ۲<sup>° ۲</sup>۱۲ حدود ۲/۱۶ 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،

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

فوروكاوا<sup>٦</sup> [Y] پنج نمونه از رادیاتورهای فضایی با گردش مایع خنکكن 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>4</sup> برای تخمین طول فعال لوله حرارتی رسانایی متغیر استفاده می کند. 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>۵</sup>[۸] 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

<sup>1</sup> Mock

<sup>2</sup> Arterial

<sup>3</sup> Furukawa

<sup>4</sup> Flat Front

<sup>5</sup> Ponnappan

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>۲</sup> [۱۰] 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 پایین تری 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>ه</sup> و همکاران [۱۲] عمکلرد 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

فتیلهدار گرم شده و مخزن گرم شده بدون فتیله طراحی و بررسی شده است. نتایج این تحقیق نشان میدهد که دمای تبخیر کننده 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 فتیله نیاز به مخزنی بزرگتر از لوله حرارتی رسانایی متغیر با مخزن گرم شده فتیلهدار برای کنترل دمای تبخیرکننده دارد.

محجوب 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 حرارتی 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>2</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 X ۲ میباشند؛ در صورتی که این رادیاتورها بدون لوله حرارتی رسانایی متغیر افت دمای ۲۳ 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 برخلاف لوله حرارتی معمولی افت دمای کمی 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 میان گذر 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 میان گذر و لوله حرارتی رسانایی متغیر بدون نیاز به انرژی الکتریکی دمای سیستم را تنظیم میکنند.

<sup>1</sup> Harley & Faghri

Park

<sup>3</sup> Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations (SIMPLE)

<sup>4</sup> Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics (QUICK)

<sup>5</sup> Cleary

<sup>6</sup> Anderson

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 قابل ولول تبخیر کنترل غیرفعال در صورتی قابل دستیابی است که طول فعال چگالنده متغیر کنترل غیرفعال در صورتی قابل دستیابی است که طول فعال چگالنده از طول تبخیرکننده بزرگتر باشد ( $_{g}$ /1/1  $_{g}$ ). نتایج تحلیل عددی، مخیر کنترل غیرفعال در صورتی قابل دستیابی است که طول فعال چگالنده از طول تبخیرکننده بزرگتر باشد ( $_{g}/1/1 \leq _{g}/1$ ). نتایج تحلیل عددی، حدی، کار آزمایشگاهی و شبکه عصبی مصنوعی نشان داد که جرم گاز غیرقابل جگالش تأثیر به سزایی بر عملکرد لوله حرارتی دارد؛ به این صورت که برای جرای کار آزمایشگاهی و شبکه عصبی مصنوعی نشان داد که جرم گاز غیرقابل جراتی که نرازی ثابت و دمای مدفن حراری خرابل خروابل عددی، متغیر کنترل غیرقابل و شبکه عصبی مصنوعی نشان داد که جرم گاز غیرقابل جالتی که نرخ حرارت ورودی و دمای مدفن حرارتی و ورد که برای چگالش تأثیر به سزایی بر عملکرد لوله حرارتی دارد؛ به این صورت که برای خرای مخالی که نرخ حرارت ورودی و دمای مدفن حرارتی ثابت باشد، با افزایش خرایی خرانی گاز غیرقابل جراگاز غیرقابل جگالش اختلاف دما بین تبخیرکننده و چگالنده، دمای طول خرای خولی خالی خرایی و طول خرانده کاهش میابد.

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 می کند، 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 مقادیری 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 مام میشود.

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>ه</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 ۵۵ 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 ۲۰ میکرون و طول فیبر ۷ میلیمتری به دست میآید.

شجاعی فرد 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 تبخیر کننده 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 عایق کاری و رسانایی طولی دیواره مسی است.

ونگ<sup>2</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

<sup>1</sup> Al-Shamkhi

<sup>2</sup> Passive Control

<sup>3</sup> Group Method of Data Handling (GMDH)

<sup>4</sup> Noorul Hussain & Janajreh

Kravets 5

<sup>6</sup> Wang

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>۰</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 می کند تا یک مسیر بسته برای جریان گاز جهت پُرکردن 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 فتیله (ترموسیفون) را به صورت تجربی و عددی مدلسازی کردند. برای این منظور شبیهساز دینامیک سیالات محاسباتی انسیس فلوئنت به کار گرفته و از مدل حجم سیال<sup>۲</sup> برای شبیهسازی فصل مشترک فازها استفاده شد. همچنین تابع تعریف شده کاربر<sup>۲</sup> برای شبیهسازی تغییر فاز و پدیده تبخیر و چگالش به نرمافزار اضافه شد. شبیهساز گذرا با گام زمانی پدیده ترفی 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.

ژآو 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

سیالات محاسباتی برپایه حجم سیال ساخته و شبیهسازی به کمک نرمافزار انسیس فلوئنت انجام شد که در آن از الگوریتم سیمپل برای حل همزمان سرعت و فشار استفاده گردید. گام زمانی ۲۰۰۰۱ 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 ۲۰/۵۲٬۰ و ۲۰/۰۲ به دست آمد که این مقدار خطا به دلیل شرایط محیط آزمایشگاه قابل قبول است.

با توجه به هزینههای بالای ازمایشهای 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 می گذارد. 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 تأثیر گذار است [-۵ ۲]. یکی از مشکلاتی که در فرآیند شبیهسازی لولههای حرارتی وجود دارد بالابودن هزينه محاسباتي و زمان انجام شبيهسازي است. عمده اين مشكل، استفاده از مدل های دو فازی برای تعیین وجه اشتراک فازهای مایع و بخار مانند روش حجم سیال یا روش تعیین سطح<sup><sup>4</sup> است. با توجه به کوچک بودن</sup> گام زمانی و زمان اجرای به نسبت بالا، زمان مورد نیاز برای شبیهسازی لولههای حرارتی بر اساس مدلهای دو فازی در مواردی به قدری زیاد است که عملا 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 فازی 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 غيرقابل چگالش، نرخ حرارت ورودی، دمای مدفن حرارتی، تخلخل فتيله و قطر لوله بر عملکرد لوله حرارتی رسانایی متغیر بررسی شده است. در ادامه، ابتدا مسئله مورد نظر و جزئيات مربوط به أن تعريف مىشود. پس از بیان فرضیات و معادلات حاکم، روش حل عددی تشریح و مدل پیشنهاد شده اعتبار بخشی می شود. در نهایت، پس از بیان نتایج مربوط به مطالعه پارامتری، نتایج حاصل از کار حاضر و بیان نتیجه گیری متن حاضر خاتمه پيدا مي کند.

۲- تعريف مسأله

هدف از پژوهش حاضر شبیهسازی یک لوله حرارتی رسانایی متغیر به

Lee

<sup>2</sup> Volume of Fluid (VOF)

<sup>3</sup> User-Defined Function (UDF)

<sup>4</sup> Level set

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳، شماره ۹، سال ۱۴۰۰، صفحه ۴۹۰۵ تا ۴۹۲۴

مقدار	نام کمیت یا پارامتر				
Na. mm	$l_e$ طول تبخیرکننده،				
۶۰۰ mm	$l_a$ ،طول آدیاباتیک				
۱۵۰ mm	$l_c$ طول چگالنده،				
۳/۱۵ mm	ضخامت فتيله				
۴/۷mm	ضخامت ديواره				
۱۰/۱۵ mm	$r_{_{V}}$ ، شعاع ناحیه بخار				
۳۰ W	$Q_e$ گرمای ورودی به تبخیرکننده،				
۳۰ W	$Q_c$ گرمای گرفته شده از چگالنده، $Q_c$				
293/10 K	دمای اولیه				
ram/10 ${ m K}$	$T_s$ دمای مدفن حرارتی،				
$\mathfrak{rrr}$ 10 K	$T_{sat}$ ، دمای اشباع				

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

Table 1.Geometric and physical properties of the VCHP

صورت تک فازی است. همانطور که در شکل ۱ نمایش داده شده است، در 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 تبخیر کننده، قسمت میانی و چگالنده است (مدل پایه) است. در اینجا برای لوله حرارتی رسانایی متغیر مخزن گازی

مجزایی در نظر گرفته نشده و در حقیقت بخش انتهایی چگالنده نقش مخزن را برای گاز غیرقابل چگالش را بازی می کند. حرارت مبادله شده با لوله حرارتی رسانایی متغیر در قسمتهای تبخیر کننده و چگالنده در حالت کلی به صورت شار حرارتی اعمال می شود. 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 تبخیر کننده و درون فتیله صرفنظر می شود.

 از اثرات گرانش صرفنظر می شود. 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 شبیه سازی می شود. چنین فرض می شود که سیال عامل در فاز بخاری و همچنین گاز غیر قابل چگالش به صورت گاز ایده آل رفتار می کنند.

#### ۲- ۲- معادلات حاکم

$$\overline{v_{v}}(x,r_{v}) = -\frac{Q_{e}}{2\pi r_{v}l_{e}\rho_{v}h_{fg}} \qquad l_{a} \leq x \leq l_{e} \quad (\mathcal{F})$$

$$\overline{v_v}(x,r_v) = -\frac{Q_c}{2\pi r_v l_{ca} \rho_v h_{fg}} \qquad l_{cia} \le x \le l_{ca}(\forall)$$

$$\overline{v_{v}}(x,r_{v}) = 0 \qquad \qquad 0 \le x \le l_{cia} (\lambda)$$

$$T(x, r_{v}) = \left(\frac{1}{T_{sat}} - \frac{R_{gv}}{h_{fg}} \ln\left(\frac{p_{v}(T_{aa})}{p_{sat}(T_{sat})}\right)\right)^{-1} \qquad l_{cia} \le x \le l_{e}(\mathfrak{A})$$

در رابطه (۵)،  $Q_e$  توان حرارتی داده شده به تبخیر کننده،  $T_v$  شعاع ناحیه بخار،  $I_e$  ملول تبخیر کننده،  $\rho_v$  چگالی بخار و  $h_{fg}$  آنتالپی تبخیر است. در رابطه (۲)،  $Q_c$  مقدار حرارت مبادله شده با محیط بیرون از طریق چگالنده و  $l_{ca}$  مقدار حرارت مبادله شده با محیط بیرون از طریق چگالنده و  $l_{ca}$  مقدار حرارت مبادله شده با محیط بیرون از طریق چگالنده و  $l_{ca}$  مقدار حرارت است و معیچ گونه گاز غیرقابل چگالشی وجود ندارد) است. در رابطه (۲)،  $l_{cia}$  (۲)،  $l_{cia}$  مول فعال چگالنده (جایی که بخار در حال تبادل حرارت است و میچگونه گاز غیرقابل چگالشی وجود ندارد) است. در رابطه (۲)،  $l_{cia}$  مول غیرفال و معال چگالشی وجود ندارد) است. در رابطه (۲)، میچگونه ای فیرفال و مال و مال

در دو انتهای لوله حرارتی رسانایی متغیر، برای معادله غلظت شرط مرزی بدون جریان و برای معادله مومنتوم و انرژی به ترتیب شرط مرزی عدم لغزش و عایق حرارتی برقرار است که به صورت زیر بیان می شوند [۱۰]:

$$\overrightarrow{u_{v}}(l,r) = 0 \qquad \partial T(l,r)/\partial x = 0$$
  
$$\overrightarrow{v_{v}}(l,r) = 0 \qquad x = l \qquad (11)$$

 $\overline{v_{v}}(0,r)=0$ 

در این بخش، معادلات حاکم مربوط به هر یک از قسمتهای اصلی لوله حرارتی رسانایی متغیر (تبخیرکننده، آدیاباتیک و چگالنده) به صورت مجزا بیان می شود. 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 می شود. برای ناحیه بخار و همچنین ناحیه فتیله، معادلات حاکم شامل بقای جرم سیال، مومنتوم و انرژی است. برای بدنه جامد، معادله بقای انرژی نوشته می شود. معادلات حاکم از طریق یک مجموعه شرط مرزی و شرط داخلی با یکدیگر کوپل شده و حل می شوند. 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 می شوند:

$$\nabla \cdot (\rho_v \vec{u}_v) = 0 \tag{(1)}$$

$$\nabla \cdot (\rho_v \vec{u}_v) = 0 \tag{(7)}$$

$$\nabla \cdot (\rho_v \vec{u}_v) = 0 \tag{(7)}$$

$$\nabla \cdot (\rho_v \vec{u}_v) = 0 \tag{(4)}$$

در این معادلات،  $\overline{u_v}$  بردار سرعت سیال،  $\rho_v \Rightarrow D_v \Rightarrow D_v$  هذر بخاری است. در معادله بقای مومنتوم (۲)،  $p_v$  بیانگر فشار فاز بخاری سیال عامل و  $\mu_v$  فرفیت لزجت دینامیکی است [۱۰]. در معادله بقای انرژی (۳)،  $p_v \to C$  فرفیت گرمایی بخار، T دمای فاز بخاری، K ضریب رسانایی حرارتی است [۱۰]. در معادله غلظت (۴)،  $c_v \to D_{vg}$  غلظت بخار سیال عامل و  $p_{vg}$  ضریب نفوذ بخار-هوا است [۲۶].

## ۲- ۳- ۱- شرایط مرزی ناحیه بخار

برای ناحیه بخار شرایط مرزی به قرار زیر است:

$$\overline{v_v}(x,r_v) = -\frac{Q_e}{2\pi r_v l_e \rho_v h_{fg}} \qquad l_a \le x \le l_e \quad (a)$$

<sup>1</sup> Vapor-Wick Interface

#### 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 می کند. 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 می کند 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 می کند. همانند ناحیه بخار، معادلات بقا در ناحیه فتیله به صورت روابط (۱۲) تا (۱۴) نوشته میشوند:

$$\nabla \cdot (\rho_l \vec{u}_l) = 0 \tag{17}$$

$$\vec{u}_{l} = -\frac{k}{\mu_{l}} \nabla p_{l} \tag{17}$$

$$\rho_l C_{pl} \vec{u}_l \cdot \nabla T - K_{eff} \nabla^2 T = Q_0 \tag{14}$$

در رابطه (۱۲) که قانون بقای جرم سیال است،  $\rho_{l} \rho_{l}$  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 می کند. 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 (۱۵)  $K_{eff}$ 

$$K_{eff} = \frac{K_{l} \left[ (K_{l} + K_{s}) - (1 - \varepsilon)(K_{l} - K_{s}) \right]}{\left[ (K_{l} + K_{s}) + (1 - \varepsilon)(K_{l} - K_{s}) \right]}$$
(10)

در اینجا،  $K_{_I}$ رسانایی حرارتی سیال عامل در فاز مایع،  $K_{_S}$ رسانایی حرارتی ماتریس (قسمت جامد) فتیله و  ${\cal E}$  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 تبخیر کننده، 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 تبخیر کننده 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:

$$k_{w} \partial T_{w} / \partial r = k_{eff} \partial T_{hw} / \partial r \qquad r = r_{w}$$
(19)

$$T_{w} = T_{hw} \qquad \qquad r = r_{w} \qquad (1Y)$$

در اینجا،  $k_{e\!f\!f}$  رسانایی حرارتی دیواره،  $T_w$  دمای دیواره،  $k_w$  رسانایی حرارتی مؤثر فتیله و  $T_{lw}$  دمای فتیله است [۱۶].

معادله غلظت مایع برای ناحیه فتیله با رابطه (۱۸) تعریف می شود:

$$-D_{cap}\nabla^2 c_l + \bar{u_l} \cdot \nabla c_l = R_l \tag{1A}$$

که در آن،  $c_1$  غلظت مایع،  $R_1$  میزان جزء مصرفی یا تولید شده است. علاوه بر این،  $D_{cap}$  ضریب نفوذ موئینگی است که با رابطه (۱۹) تعریف میشود [۲۶]:

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

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

$$x_{m} = \frac{\left(\left|c_{l}\right| + \left|c_{v}\right|\right) \times Mn_{l}}{(1 - \varepsilon) \times \rho_{p}} \tag{(7.)}$$

در این رابطه،  $c_{l}$  غلظت سیال عامل در فاز مایع،  $c_{v}$  غلظت سیال عامل  $ho_{p}$  در فاز بخار،  $Mn_{l}$  جرم مولکولی سیال عامل،  $\mathcal{F}$  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

$$D_{e\!f\!f} \nabla^2 c_v + \bar{u}_l \cdot \nabla c_v = R_v \tag{79}$$

که در آن،  $C_v$  غلظت بخار،  $\vec{u}_l$  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 می شود:

$$D_{e\!f\!f} = D_{vg} \times \varepsilon^{\frac{4}{3}} \times S_{ma}^{\frac{10}{3}} \tag{YY}$$

در اینجا،  $D_{vg}$  ضریب نفوذ بخار-گاز غیرقابل چگالش،  $\mathcal{F}$  تخلخل فتیله و  $D_{vg}$  ، اینجا،  $\mathcal{F}_{ma}$  و  $\mathcal{F}_{ma}$  و  $\mathcal{F}_{ma}$  بخار-گاز غیرقابل چگالش است و با رابطه (۲۸) تعریف می شود[۲۶]:

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

 ${\cal C}_{l}$  که در آن،  ${\cal S}_{l}$  درجه اشباع سیال عامل در فاز مایع است که بر حسب  ${\cal S}_{l}$  که در آن، علی عامل در فاز مایع با رابطه (۲۹) محاسبه می شود [۲۶]:

$$S_{l} = \min\{\frac{c_{l} \times Mn_{l}}{\varepsilon \times \rho_{l}}, 1 - eps\}$$
(79)

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:

$$k_{w}\nabla^{2}T_{w} = Q \tag{(7.)}$$

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

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 می شود [۲۶]:

$$m_{evap} = k_{evap} \left( a_w \times c_{vsat} - c_v \right) \tag{(71)}$$

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

$$a_{w} = \frac{p}{p_{0}} \tag{(TT)}$$

$$c_{vsat} = p_{sat} / RT \tag{(TT)}$$

در رابطه (۲۲) p 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)  $p_{sat}$  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 مدل سازی می شود. رابطههای (۲۴) و (۲۵) بیانگر عبارتهای منبع حرارتی هستند که به معادله بقای انرژی (رابطه (۱)) اضافه می شوند:

$$Q_o = -m_{evap} M n_l H_{evap} \tag{74}$$

$$Q_o = +m_{evap} M n_l H_{evap} \tag{7a}$$

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].

 $l_{ca} = l_{c} - \frac{M_{ncg} R_{ga} T_{s}}{[p_{sat}(T_{aa}) - p_{sat}(T_{s})]A_{v}}$ (٣٩)

$$l_{cia} = l_c - l_{ca} \tag{(f.)}$$

که در آن،  $l_c$  طول کلی چگالنده،  $M_{ncg}$  جرم گاز غیرقابل چگالش، که در آن،  $l_c$  طول کلی چگالنده،  $p_{sat}(T_{aa})$  جرارتی،  $p_{sat}(T_{aa})$  فشار اشباع در دمای طول فعال چگالنده،  $p_{sat}(T_s)$  فشار اشباع در دمای مدفن حرارتی و دمای طول فعال چگالنده،  $p_{sat}(T_s)$  فشار اشباع در دمای مدفن حرارتی و مساحت ناحیه بخار در قسمت غیرفعال چگالنده است. طبق تعریف، مقاومت گرمایی و ضریب انتقال حرارت کلی لوله حرارتی طبق تعریف، مقاومت گرمایی و ضریب انتقال حرارت کلی لوله حرارتی

طبق تعریف، مفاومت کرمایی و صریب انتقال حرارت کلی لوله حرارتی رسانایی متغیر با روابط (۴۱) و (۴۲) بیان می شوند:

$$R_{th} = 2(T_e - T_c) / (Q_e + Q_c) \tag{(51)}$$

$$U_{o} = \frac{Q_{e} + Q_{c}}{2A_{ev}\left(T_{e} - T_{c}\right)} \tag{FT}$$

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 ۲۵۶۰۴، ۲۵۱۸۲ یا ۲۵۶۰۲ 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 فازی 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:

$$\partial T(0,r)/\partial x = 0$$
  $x = 0$  (71)

$$\partial T(l,r)/\partial x = 0$$
  $x = l$  (TT)

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

$$T_w = T_s \qquad r = r_o \quad 0 \le x \le l_{cia} \tag{97}$$

$$k_{w} \frac{\partial T_{w}}{\partial r} = -\frac{Q_{c}}{A} \quad r = r_{o} \quad l_{cia} \le x \le l_{ca} \quad (\texttt{TF})$$

$$k_{w} \frac{\partial T_{w}}{\partial r} = 0 \qquad r = r_{o} \quad l_{ca} \le x \le l_{a} \quad (\text{Ta})$$

$$k_{w} \frac{\partial T_{w}}{\partial r} = + \frac{Q_{e}}{A} \quad r = r_{o} \quad l_{a} \le x \le l_{e} \tag{(37)}$$

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

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

$$M_{ncg} = \left[ p_{sat}(T_{sat}) - p_{sat}(T_{s,\max}) \right] V_{v} / \left( R_{ga} T_{s,\max} \right)$$
(YY)

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

$$V_{v} = l_{cia}A_{v} \tag{(TA)}$$

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 محاسبه می شود [۱۶]: جدول ۲. پارامترهای ورودی به شبیهساز

Table 2. Input parameters of the simulator

مقدار پارامتر	نام پارامتر		
$r/r \sim r \sim m^r/s$	ضريب نفوذ بخار-گاز غيرقابل چگالش		
• / ۵	تخلخل فتيله		
$r/r \times r$ , $m$	تراوايي مطلق فتيله		
NA $W/(m \cdot K)$	رسانایی حرارتی فتیله		
• / ۵	درجه اشباع اوليه مايع		
tfat/t kJ/kg	گرمای نهان تبخیر		
1 1/s	نرخ تبخير		



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

تطابق قابل قبولی با نتایج حل عددی [۱۶] دارد به نحوی که حداکثر ۲۶/۰ 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 می شود که دمای سیال در کل لوله به جز قسمت غیرفعال چگالنده، به تقریباً مقدار ثابتی در حدود ۲۱۰ دارد. در قسمت غیرفعال چگالنده، به دلیل وجود گاز غیرقابل چگالش هیچ عمل میعانی صورت نمی گیرد و دما برابر با دمای محیط ۱۵/۲۹۳ است. در شکل ۴-الف کانتور سرعت سیال درون لوله حرارتی رسانایی متغیر نشان داده شده است. مشاهده می شود که کار حاضر با استفاده از رویکرد جریانهای تک فازی زمان مورد نیاز در هر شبیهسازی روی یک سیستم با پردازنده هشت هستهای ۲/۳ GHz و حافظه Gb ۸ 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 نتايج ارائه شده توسط الشمخي [١۶] استفاده شده است. مرجع [١۶] معادلات حاکم بر لوله حرارتی را با استفاده از برنامه کدنویسی فرترن و بر مبنای روش اختلاف محدود گسسته سازی و حل کرده است. با اعمال شرایط گرمای ورودی به تبخیرکننده معادل W ۳۰، گرمای خروجی از چگالنده mg دمای مدفن حرارتی ۱۵/۲۹۳ و جرم گاز غیرقابل چگالش mg ۵/۱ 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 می شود که دما در قسمت تبخیر کننده (محل دریافت گرما) بالا و در حدود ۴/۳۱۷ لست. پس از تبخیرکننده قسمت آدیاباتیک (عایق) قرار دارد و به همین دلیل دما با افتی در حدود ۲/۲K به دمای در حدود ۱۸/۳۱۵ K می رسد 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 می یابد. در قسمت غیرفعال چگالنده دمای دیواره تقریباً به دمای محيط K ۱۵/۲۹۳ می رسد. با توجه به شکل ۲ مشخص است که نتايج به دست آمده در کار حاضر هم از لحاظ روند تغییرات و هم از نظر مقداری





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

متقارن 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 تبخیر کننده اتفاق میافتد در این قسمت از لوله حداکثر غلظت بخار مشاهده می شود. در چگالنده بخار گرمای نهان خود را از دست می دهد و مقداری از آن به مایع تبدیل می شود، به همین دلیل در این قسمت از لوله حداقل غلظت بخار مشاهده می شود.

## 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 فتیله بر عملکرد لوله حرارتی رسانایی متغیر بررسی می شود. برای انجام این کار، همه پارامترها به جز یکی ثابت نگه داشته میدان سرعت سیال در قسمت مرکز لوله و در ناحیه آدیاباتیک بیشترین 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 فتیله-بخار دبی جرمی با سرعت داده شده از رابطه (۵) وارد ناحیه ناحیه چگالنده میشود و با همان دبی جرمی از فصل مشترک فتیله-بخار در مشتود که به چرخش جریان سیال عامل در کل لوله کمک میکند. علت

جدول ۳. محدوده تغييرات پارامترها

Table 3. Variation range of the input parameters

مقدار پارامتر	نام پارامتر		
$r/s \times r$ , $m^r/s$	ضريب نفوذ بخار-گاز غيرقابل چگالش		
•/۵	تخلخل فتيله		
$r/r \times r$ , $m$	تراوايي مطلق فتيله		
10 W/(m·K)	رسانایی حرارتی فتیله		
• / ۵	درجه اشباع اوليه مايع		
tfat/kg	گرمای نهان تبخیر		
1 1/s	نرخ تبخير		

می شوند، 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 K و جرم گاز غیرقابل چگالش ۵/۱ mg ما/۵، تأثیر نرخ انتقال حرارت ورودی به تبخیر کننده در محدوه ۷ ۱۰ الی ۷ ۶ 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 ۷ ۱۰ دمای دیواره افزایش (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین ۸ ۸۸) و اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده کاهش (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین ۳K) 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 ناحیه موارد تقریباً ثابت و نزدیک به طول فیزیکی تبخیر کننده و آدیاباتیک است. به بیانی دیگر، حتی با بالا بودن میزان رسانایی حرارتی دیواره لوله است. به بیانی دیگر، حتی با بالا بودن میزان رسانایی حرارتی دیواره لوله حرارتی، افزایش نرخ حرارت ورودی باعث نمیشود که طول مؤثر ناحیه

در شکل۶ –الف نحوه تغییرات مقاومت گرمایی لوله حرارتی و ضریب انتقال حرارت کلی برحسب نرخ حرارت ورودی نشان داده شده است. با



شكل ۵. تأثير نرخ حرارت ورودى روى توزيع دماى ديواره لوله حرارتى رسانايى متغير Fig. 5. Effect of input heat rate on the wall temperature profile of the VCHP

افزایش نرخ حرارت ورودی در هر مرحله به میزان W ۱۰ مقاومت گرمایی (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین K/W کاهش و ضریب انتقال حرارت کلی (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین ضریب انتقال حرارت کلی ( $(\kappa (K)) e (\gamma (K)) e (\gamma (K)))$  افزایش می یابد. طبق رابطههای (۴۱) و (۴۲)، دلیل کاهش مقاومت گرمایی و افزایش ضریب انتقال حرارت کلی کاهش اختلاف دمای بین قسمت گرمایی و افزایش ضریب انتقال حرارت کلی کاهش در اختلاف دمای بین قسمت گرمایی و افزایش ضریب انتقال حرارت کلی کاهش مقاومت گرمایی و افزایش ضریب انتقال حرارت کلی کاهش می در مرحله افزایش می در مرحله افزایش می در مرحله افزایش می در مرحله مرارت کلی کاهش مریب مرحله مای (۴۱) و (۴۲)، و (۲۳)، در شکل ۶–ب اختلاف دمای بین قسمت مرحسب نرخ حرارت موردی نمایش داده شده است. این نتایج نشان می دهد که با افزایش نرخ حرارت ورودی نمایش داده شده است. این نتایج نشان می دهد که با افزایش نرخ حرارت ورودی نمایش نرخ حرارت به میزان W ۱۰ طول فعال چگالنده (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین ۲۳ () و همچنین دمای مروسط آن (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین ۵ () و مراد کرایش مروسط آن (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین ۵ () و می مروسط آن (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین ۵ () و مراد کر در ای مروسط آن (در هر مرحله افزایش نرخ حرارت به طور میانگین ۵ () و () و ()



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

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 W ۳۰ و جرم گاز غیرقابل چگالش MT/۱۳g ثیر دمای مدفن حرارتی (در محدوده ۲۸۳ تا دمای دیواره لوله حرارتی به ازای دماهای مختلف مدفن حرارتی نشان داده 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 شده است. مشاهده میشود که با افزایش دمای مدفن حرارتی در هر مرحله دمای مدفن حرارتی به طور میانگین K۶۴ افزایش و اختلاف دمای بین دو قسمت تبخیرکننده و چگالنده کاهش مییابد. به منظور دفع حرارت W دوای حرارتی در قسمت چگالنده نیز بالا باشد تا اختلاف دمای مورد نیاز برای 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 K (به دلیل کاهش اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده) مقاومت گرمایی (در هر مرحله افزایش دمای مدفن حرارتی به طور میانگین (۲۸/۰ K/W) کاهش و ضریب انتقال حرارت کلی(در هر مرحله افزایش دمای مدفن حرارتی به طور میانگین (۶/۱۷۰ W/(m<sup>۲</sup>۰K) افزایش



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 ۲۰ ۸، میزان طول فعال چگالنده (در هر مرحله افزایش دمای مدفن حرارتی به طور متوسط به میزان ۳M ۴۸) و دمای آن (در هر مرحله افزایش دمای مدفن حرارتی به طور میانگین ۶/۶ ۸) 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.



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

340 340 ---- Mncg=0.5 mg ---- Mncg=1.5 mg ---- Mncg=3 mg ---- Mncg=4.5 mg ----

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 W ۳۰، دمای مدفن حرارتی ۱۵/۲۹۳ و جرم گاز غیرقابل چگالش ۵/۱ mg و شعاعهای مختلف لوله در محدوه mm ۹ 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 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 ۵/۴K) و اختلاف دما بین تبخیرکننده و چگالنده افزایش می یابد. 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 K/W ۰/۰۹۶ افزایش و ضریب انتقال حرارت کلی به مقدار ( ۵/۶۲ W/(m<sup>۲</sup> · K کاهش می یابد (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 ۲۸ mm) و متوسط دمای این قسمت (به طور میانگین به میزان K ۴۷/۳ K) افزایش می یابد. 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 می تواند قسمت بیشتری از چگالنده را اشغال کند و به بخار سیال عامل اجازه میعان شدن را ندهد. به دلیل ثابت بودن دمای مدفن حرارتی و کاهش سطح مؤثر چگالنده متوسط دماي طول قسمت فعال چگالنده نيز افزايش مي يابد.





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

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 می شود.

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 ۲۹ ۲/۹۹ / ۷/۳۹ افزایش مییابد. با توجه به به طور میانگین به میزان (۳۰ K) ۳۷/۳۹ 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 ۶/۱۲ افزایش و دمای آن (در هر مرحله افزایش شعاع به طور میانگین ۲۹ ۲/۱۲) افزایش 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



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 W ۳۰، دمای مدفن حرارتی ۱۵/۲۹۳K و جرم گاز غیرقابل چگالش ۵/۱ 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 ۲K) و همچنین اختلاف دمای



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





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

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 K/W (۸ میایی افزایش (در هر مرحله افزایش تخلخل به طور افزایش شعاع به طور میانگین  $(r \cdot K)/(m^{r} \cdot K)$ ) مییابد.

بر اساس نتایج ارائه شده در بخشهای قبل، میزان تأثیر پارامترهای

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

## ۲– ۸– نتیجه گیری

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

پارامترهای بررسی شده به ترتیب میزان تأثیر					مشخصه فيزيكى و
					هندسی
شعاع لوله حرارتي،	تخلخل فتيله،	جرم گاز غیرقابل	نرخ حرارت	دمای مدفن	دمای متوسط دیواره
۴/۳ K کاهش	۲ K افزایش	چگالش، ۴/۵ K افزایش	ورودی، ۵/۸ K افزایش	حرارتی، ۶/۴K افزایش	
شعاع لوله حرارتی،	نرخ حرارت ورودی،	دمای مدفن	جرم گاز غیرقابل	تخلخل فتيله،	مقاومت حرارتى
۰/۰۴۹ K/W کاهش	۰/۰۴ K/W کاهشی	حرارتی، K/W ۲/۰۲۸ کاهش	چگالش، K/W ۰/۰۹۶ افزایش	۱۵/۶ K/W افزایش	
تخلخل فتيله،	جرم گاز غیرقابل	شعاع لوله حرارتي،	نرخ حرارت	دمای مدفن	ضريب انتقال حرارت
$W/(m^{\gamma} \cdot K)$	چگالش،	$\texttt{Y9/W}(\texttt{m}^{\texttt{Y}} \cdot \texttt{K})$	ورودى،	حرارتي،	كلى
۱۱۰/۶ کاهش	۶۲/۵ W/(m <sup>۲</sup> · K) کاهش	افزايش	W/(m <sup>۲</sup> · K) ۱۳۹/۵ افزایش	W/(m <sup>۲</sup> · K) ۱۷۰/۶ افزایش	
	جرم گاز غیرقابل چگالش، ۳۸ mm کاهش	نرخ حرارت ورودی، mm ۱۲ افزایش	شعاع لوله حرارتی، ۶ mm /۱۲ افزایش	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، K افزایش	دمای مدفن حرارتی، ۶/۶ K افزایش	دمای طول فعال چگالنده

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

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 ۲۸ «۱۰ 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

است؛ به این صورت که در هر مرحله افزایش دمای مدفن حرارتی به میزان  $W/(m^r \cdot K)$  دمای دیواره  $K/(m^r \cdot K)$  و ضریب انتقال حرارت کلی  $N \cdot K$ 

 بالاترین میزان رشد مقاومت حرارتی با افزایش تخلخل به دست میآید؛ در هر مرحله افزایش تخلخل به میزان ۲۵/۰۰، 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 می شود.

طول قسمت فعال چگالنده با افزایش نرخ حرارت ورودی، دمای

مدفن حرارتی و قطر لوله افزایش پیدا می کند.

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

# ۳- فهرست علائم

علائم انگلیسی مساحت، m A غلظت سيال ، mol/m<sup>°</sup> С  $D_{cap}$  $m^{r}/s$  ضریب نفوذ موئینگی،  $m^{r}/s$  ضريب نفوذ مؤثر،  $D_{eff}$ ضریب نفوذ بخار –گاز، m<sup>۲</sup>/s  $D_{va}$ رسانایی حرارتی مؤثر فتیله، (m·K) k<sub>eff</sub> طول آدیاباتیک، m  $l_a$ طول تبخير كننده، m l طول فعال چگالنده، m  $l_{ca}$ طول غيرفعال چگالنده، m  $l_{cia}$ جرم مولکولی سیال عامل، kg/mol  $Mn_{i}$  $\, \mathrm{kg} \,$  جرم گاز غیرقابل چگالش،  $\, M_{ncg} \,$ فشار اشباع، Pa  $p_{sat}$  $W/m^{r}$  ، منبع حرارتی  $Q_0$ شعاع ناحيه بخار، m  $r_{v}$ درجه اشباع سيال عامل  $S_{l}$ دما، K Tسرعت سيال عامل، m/s и علائم يوناني تخلخل فتيله Е لزجت دینامیکی سیال، Pa·s μ چگالی سیال ، kg/m<sup>۳</sup> ρ زيرنويس مايع l بخار v ديواره w فتيله wl بدنه جامد (ماتریس) فتیله S

## منابع

- [1] V. Kravets, Y. Alekseik, O. Alekseik, 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 gasloaded 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.

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