

## بررسی اثر قطر ناحیه فنیله در عملکرد حرارتی لوله گرمایی

زهرا فاضلی<sup>۱</sup>، محمدرضا جعفری نصر<sup>۲\*</sup>

۱- کارشناس ارشد مهندسی شیمی، دانشگاه آزاد اسلامی - واحد علوم و تحقیقات

۲- استاد مهندسی شیمی، پژوهشگاه صنعت نفت

تاریخ دریافت: ۹۳/۰۹/۰۱ تاریخ پذیرش: ۹۴/۰۱/۱۴

پیام‌نگار: nasrmrj@ripi.ir

### چکیده

در این مقاله لوله گرمایی در حالت دو بعدی، با جریان آرام، پایا، و تراکم ناپذیر شبیه‌سازی و تحلیل شده است. به منظور بررسی حرکت شار (سیال) در ناحیه فنیله، از قانون داریسی استفاده شده و در ناحیه بخار، معادلات انرژی، پیوستگی و ناویر استوکس حل شده است. نتایج نیمرخ دما بر روی دیواره لوله گرمایی و نیز اندازه فشار و سرعت در محور جریان بخار با درصد خطای ۰/۲ با نمونه‌های آزمایشگاهی اعتبار سنجی شده است. اثر تغییر قطر فنیله بر عملکرد حرارتی لوله گرمایی به طول (mm) ۹۶۶ و ضخامت دیواره (mm) ۰/۸۵، از جنس مس در شش نمونه، به ترتیب، با ضخامت فنیله (برحسب mm): ۰/۳۵۶، ۰/۱۷۸، ۰/۱۱۲، ۰/۷۱۲، ۱/۴۲۴، ۲/۱۳۶ و ۲/۸۴۸، و با ثابت نگه داشتن سایر متغیرها بررسی شده است. نتایج حاکی از آن است که با کاهش قطر ناحیه فنیله، شاهد افزایش ضریب جابه‌جایی خواهیم بود.

کلیدواژه‌ها: مبدل گرمایی، لوله گرمایی، انتقال گرما، شبیه‌سازی، فنیله، قانون داریسی، مکانیک شارهای محاسباتی

### ۱. مقدمه

وسایل و ماشین آلات انتقال گرما، طراحی و کاربرد آنها، از مهمترین مباحث در مهندسی شیمی به شمار می‌آید. یکی از این وسایل، مبدل‌های لوله‌های گرمایی است که از موارد کاربرد آن می‌توان به استفاده گسترده از آنها در صنایع شیمیایی، خودروسازی، هوافضا، الکترونیک، صنایع غذایی و دارویی اشاره کرد. در صورت شناخت صحیح و دقیق عوامل موثر بر بازده این دسته مبدل‌ها، می‌توان در راستای بازیابی انرژی گرمایی گام برداشت که سهم به‌سزایی در مصرف کلان انرژی و سوخت‌های فسیلی دارند. از موارد کاربرد عمده و مفید این نوع مبدل‌ها در بازیافت انرژی گرمایی،

دودکش‌های نیروگاه‌ها و پالایشگاه‌ها به کمک مجموعه لوله‌های گرمایی است. دستیابی به این مهم، نیازمند تحلیل صحیح، دقیق و همه‌جانبه است. در این مطالعه به بررسی تأثیر پارامترها و متغیرهای مؤثر بر عملکرد مبدل‌های لوله گرمایی می‌پردازیم. با مشخص شدن مزایای این نوع خاص مبدل‌های گرما، در مقایسه با سایر انواع متداول آنها، راهی برای کمتر کردن مصرف انرژی و هزینه‌های عملیات واحدها گشوده می‌شود.

### ۲. اصول عملکرد لوله گرمایی

مبدل لوله گرمایی، عبارت است از لوله‌ای که دو سر آن بسته و

\* تهران، پژوهشگاه صنعت نفت، ساختمان ستاد

گرمای وارد شده به تبخیرکننده که یک چشمه خارجی آن را تأمین می‌کند، از میان دیواره لوله و سازه فتیله‌ای هدایت و سبب تبخیر شاره<sup>۱</sup> عامل می‌شود. فشار بخار برقرار شده بخار را از میان قسمت بی‌دررو به چگالنده منتقل می‌کند و در همان جا بخار ایجاد شده چگالیده می‌شود و گرمای نهان تبخیر، گرمای چاه را تأمین می‌کند. فشار مویین برقرار شده در فتیله، سبب می‌شود که شاره<sup>۲</sup> چگالیده شده به تبخیرکننده تلمبه شود. بنابراین، لوله گرمایی می‌تواند به طور پیوسته گرمای نهان تبخیر را از تبخیرکننده به چگالنده انتقال دهد. این فرآیند تا وقتی فشار مویین کافی برای انتقال شاره<sup>۳</sup> چگالیده شده به تبخیرکننده برقرار باشد، ادامه خواهد یافت.

### ۳. مواد و روش‌ها

#### ۱.۳ شبیه سازی لوله گرمایی

در این مرحله، ابتدا نمونه آزمایشگاهی طراحی شده فقری و همکاران، شبیه‌سازی، و پس از اعتبار سنجی و بررسی شکل‌ها به تأثیر تغییر قطر ناحیه متخلخل در عملکرد گرمایی لوله گرمایی پرداخته می‌شود.

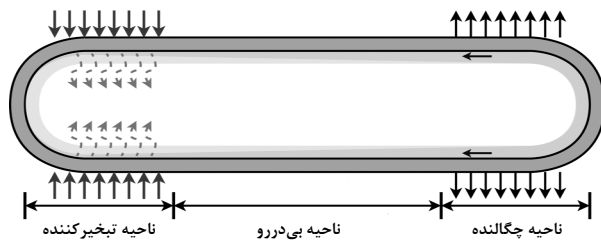
ابعاد فیزیکی لوله به کار گرفته برای شبیه‌سازی، با توجه به نمونه تجربی و عددی حاصل در پژوهش‌های پیشین و مشخصات هندسی ارائه شده در شکل (۲)، اختیار شده است [۲]. در شبیه‌سازی حاضر، طول ناحیه انتهایی تبخیرکننده و چگالنده صفر در نظر گرفته شده است.

ابعاد لوله گرمایی در نظر گرفته شده در جدول (۱) درج شده است.

جدول ۱. ابعاد لوله گرمایی [۴].

مقدار (mm)	مورد
$L=966$	طول لوله گرمایی
$L_c=64$	طول تبخیرکننده
$L_a=606$	طول بی‌دررو
$L_c=296$	طول چگالنده
$R_o=12/70$	شعاع لوله گرمایی
$R_w=11/850$	شعاع داخلی دیواره
$R_v=11/494$	شعاع داخلی فتیله

داخلش فتیله<sup>۱</sup> قرار دارد. نحوه عملکرد لوله گرمایی با در نظر گرفتن یک لوله استوانه‌ای، مطابق شکل (۱)، به آسانی قابل درک است. اجزای هر لوله گرمایی، به ترتیب عبارتند از: محفظه آب‌بندی شده (دیواره لوله و کلاهک‌های انتهایی)، یک سازه فتیله‌ای و مقدار کمی شاره<sup>۲</sup> عامل<sup>۳</sup> که در تعادل با بخارش قرار دارد. لوله‌ها پس از تخلیه هوا، با مقدار کمی شاره<sup>۴</sup> عامل، پر می‌شوند. تفاوت لوله گرمایی و سیفون گرمایی<sup>۵</sup> از این قرار است که لوله گرمایی به علت وجود فتیله و نیروی مویینگی می‌تواند افقی باشد و یا حتی قسمت تبخیرکننده در بالا و قسمت چگالنده در پایین قرار گیرد. در سیفونهای گرمایی، چون عامل بازگشت مایع به قسمت تبخیرکننده، نیروی گرانش است، بنابراین جزء چگالنده باید بالاتر از قسمت تبخیرکننده قرار گیرد. بر لوله گرمایی، به طور کلی از سه جزء اصلی تشکیل شده است [۱].



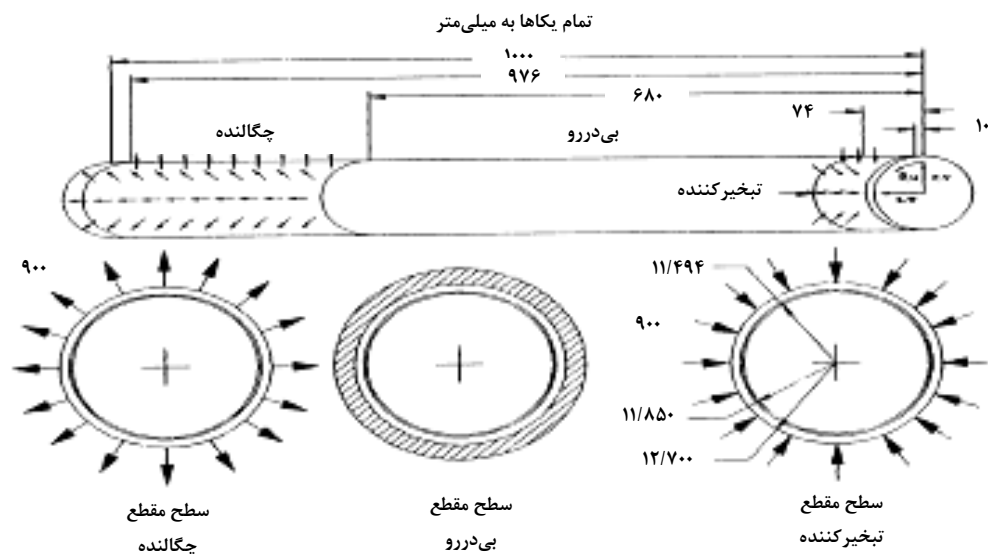
شکل ۱. عملکرد لوله گرمایی.

قسمت تبخیرکننده: این بخش از لوله گرمایی (قسمت پایین سیفون گرمایی) در چشمه گرمایی<sup>۴</sup> قرار می‌گیرد. گرما باعث تبخیر شاره<sup>۵</sup> عامل محتوای لوله می‌شود. بنابراین، در این بخش گرما دریافت می‌شود.

قسمت بی‌دررو<sup>۶</sup>: در این بخش از لوله گرمایی، انتقال گرما صورت نمی‌گیرد.

قسمت چگالنده: این بخش از لوله گرمایی (قسمت بالایی سیفون گرمایی) در چاه گرمایی<sup>۶</sup> (محل دریافت گرما) قرار دارد. در این قسمت بخار به مایع تبدیل و گرمای نهان تبخیر آزاد می‌شود [۱].

1. Wick
2. Working Fluid
3. Thermosyphon
4. Heat Source
5. Adiabatic
6. Heat Sink



شکل ۲. ابعاد فیزیکی لوله گرمایی در نمونه تجربی [۲].

هندسه تولید و سپس شبکه‌بندی شده است. در ابتدا، به منظور تأمین استقلال از شبکه، تغییرات فشار در قسمت فنیله در شش شبکه با تعداد گره‌های متفاوت بررسی شد، که نتایج خطا در جدول (۳) درج شده است. مطابق این ارزیابی، با ریزتر کردن شبکه‌بندی بعد از ۱۱۰۰۰۰ گره تغییر چندانی را مشاهده نمی‌شود. با در نظر گرفتن کاهش هزینه محاسباتی، شبکه‌بندی با ۱۱۲۰۰۰ نقطه و ریز تر کردن آن در ناحیه فنیله مناسب به نظر می‌رسد.

جدول ۳. تحلیل شبکه‌بندی.

	تعداد گره (هزار)	(%) خطا
۱	۷۰	-
۲	۸۵	۲
۳	۱۱۰-۱۱۵	۰/۵

### ۲.۳ معادلات حاکم

به منظور شبیه‌سازی عددی لوله گرمایی، جریان دویبعدی، پایا، غیرقابل تراکم، آرام و با چشم‌پوشی از نیروهای حجمی در نواحی بخار و مایع در نظر گرفته شده است. در ناحیه بخار، معادله ناوراستوکس به صورت آرام حل شده و در ناحیه فنیله با فرض

جنس لوله گرمایی به کار گرفته شده مس است و از توری مسی دو لایه به عنوان ساختار فنیله بهره گرفته می‌شود. مشخصات ساختار فنیله به کار رفته مطابق جدول (۲) است. باید گفت که پارامترهای زیر با توجه به روابط موجود از این قرار ارائه می‌شوند:

$$\varepsilon = 1 - \left( \frac{1.05\pi N d_w}{4} \right) \quad (1)$$

$$K = \frac{d_w^2 \varepsilon^3}{122 (1 - \varepsilon)^2} \quad (2)$$

جدول ۲. مشخصات ساختار فنیله [۴].

مقدار	پارامتر
$\varepsilon = 0.7$	تخلخل فنیله
$k = 1/3 \times 10^{-9}$	نفوذ پذیری

در این بررسی، با توجه به وجود تقارن محوری در فیزیک مسئله، هندسه لوله گرمایی به صورت دویبعدی و متقارن محوری در نرم افزار تولید شده است. در تولید هندسه، سه ناحیه در نظر گرفته شده است. ناحیه اول، بخش بخار است. ناحیه دوم، ساختار متخلخل فنیله، و ناحیه سوم، ضخامت جداره لوله به شمار می‌آید که ابتدا

(۱۰) معادله انرژی:

$$\rho_1 c_p s \left\{ u_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} + v_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} \right\} = \frac{k_{eff}}{r} \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial T_1}{\partial r} \right\} + r \frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} \right] + v_1 \frac{\partial p_1}{\partial r} + u_1 \frac{\partial p_1}{\partial x} + s$$

با توجه به مدل در نظر گرفته شده، برای مدل‌سازی جریان نیز از مدل دارسی بهره گرفته شده است. در نتیجه، برای فتیل، ضریب نفوذپذیری و تخلخل در جهت‌های محوری و شعاعی برابر در نظر گرفته شده است.

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= \varepsilon_x = \varepsilon \\ k_r &= k_x = k \end{aligned} \quad (11)$$

محاسبه دما در قسمت فتیل-مایع، وابسته به رسانش گرمایی موثر است، که از رابطه زیر بدست می‌آید [۴]:

$$k_{eff} = \frac{k_f [(k_f + k_s) - (1 - \varepsilon)(k_f - k_s)]}{[(k_f + k_s) + (1 - \varepsilon)(k_f - k_s)]} \quad (12)$$

در معادله بالا،  $k_s$  ضریب رسانش گرمایی فتیل و  $k_f$  ضریب رسانش گرمایی شاره است. در ناحیه دیواره لوله گرمایی، از معادله انتقال رسانش گرمایی در مختصات استوانه‌ای به صورت رابطه انرژی در جسم جامد بدون چشمه گرمایی و به صورت زیر، سود جست شده است:

$$k_{solid} \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial T_{solid}}{\partial r} \right\} + \frac{\partial^2 T_{solid}}{\partial x^2} \right] = 0 \quad (13)$$

#### ۴.۳ شرایط مرزی

در این شبیه‌سازی، به منظور حل معادلات حاکم بر مسئله، باید شرایط مرزی متناسب با فیزیک مسئله را تعیین کرد. باید گفت که مسئله حاضر به سه بخش کلی تقسیم شده است. دامنه محاسباتی در این شبیه‌سازی شامل ناحیه بخار و ناحیه فتیل و دیواره است، که به صورت جداگانه در نرم افزار حل می‌شوند. بنابراین، شرایط مرزی باید به صورت جداگانه برای هر ناحیه در نظر گرفته شود. به این منظور، دو نوع شرط مرزی به دقت تعیین می‌شوند. این شرایط به شرایط مرزی مرتبط با حل معادلات جریان شاره و شرایط مرزی مرتبط با حل معادله انرژی و انتقال گرمایی درون سیستم مربوطاند که در ادامه آنها را تشریح خواهیم کرد. به منظور حل معادله ناویر-استوکس در ناحیه بخار، باید شرایط مرزی ورودی و خروجی

محیط متخلخل تحلیل شده است. مدل به کار رفته برای ناحیه فتیل، مدل دارسی<sup>۱</sup> در نظر گرفته شده است. در این نرم افزار از روش حجم محدود برای گسسته‌سازی و حل معادله‌های دیفرانسیلی حاکم بر جریان استفاده می‌شود. معادلات ناظر بر ناحیه بخار، معادلات بقای جرم، ناویر استوکس دو بعدی و انرژی اند [۲]:

$$\frac{\partial u_v}{\partial x} + \frac{\partial v_v}{\partial r} + \frac{v_v}{r} = 0 \quad (3) \text{ معادله پیوستگی:}$$

(۴) معادله تکانه در جهت x:

$$\rho_v \left\{ u_v \frac{\partial u_v}{\partial x} + v_v \frac{\partial u_v}{\partial r} \right\} = - \frac{\partial p_v}{\partial x} + \mu_v \left[ \frac{4}{3} \frac{\partial^2 u_v}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial v_v}{\partial r} \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial v_v}{\partial r} \right\} - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) \right\} \right]$$

(۵) معادله تکانه در جهت r:

$$\rho_t \left\{ u_v \frac{\partial v_v}{\partial x} + v_v \frac{\partial v_v}{\partial r} \right\} = - \frac{\partial p_v}{\partial r} + \mu_t \left[ \frac{\partial^2 v_v}{\partial x^2} + \frac{4}{3r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial v_v}{\partial r} \right\} - \frac{4}{3} \frac{\partial v_v}{\partial r^2} + \frac{1}{3} \frac{\partial^2 u_v}{\partial x \partial r} \right]$$

(۶) معادله انرژی:

$$\rho_v c_{pv} \left\{ u_v \frac{\partial T_v}{\partial x} + v_v \frac{\partial T_v}{\partial r} \right\} = \frac{k_v}{r} \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial T_v}{\partial r} \right\} + r \frac{\partial^2 T_v}{\partial x^2} \right] + v_v \frac{\partial p_v}{\partial r} + u_v \frac{\partial p_v}{\partial x}$$

معادلات به کار گرفته شده در ساختار فتیل از این روابط پیروی می‌کنند:

$$\frac{\partial u_t}{\partial x} + \frac{\partial v_t}{\partial r} + \frac{v_t}{r} = 0 \quad (7) \text{ معادله پیوستگی:}$$

(۸) معادله تکانه در جهت x:

$$\frac{\rho_t}{\varepsilon^2} \left\{ u_s \frac{\partial u_s}{\partial x} + v_t \frac{\partial u_t}{\partial r} \right\} = - \frac{\partial p_t}{\partial x} + \frac{\mu_t}{\varepsilon} \left[ \frac{4}{3} \frac{\partial^2 u_t}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial u_t}{\partial r} \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial v_t}{\partial r} \right\} - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_t) \right\} \right] - \left[ \frac{\mu}{k} + \frac{c}{\sqrt{k}} |pV|^2 \right] \mu_t$$

(۹) معادله تکانه در جهت r:

$$\frac{\rho_t}{\varepsilon^2} \left\{ u_t \frac{\partial v_t}{\partial x} + v_t \frac{\partial v_t}{\partial r} \right\} = \frac{\partial p_t}{\partial r} + \frac{\mu_t}{\varepsilon} \left[ \frac{\partial^2 v_t}{\partial x^2} + \frac{4}{3r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial v_t}{\partial r} \right\} - \frac{4}{3} \frac{v_t}{r^2} + \frac{1}{3} \frac{\partial^2 u_t}{\partial x \partial r} \right] - \left[ \frac{\mu}{k} + \frac{c}{\sqrt{k}} |pV|^2 \right] v_t$$

شرط مرزی گرمایی در بخش دیواره تبخیرکننده و چگالنده به صورت شار ثابت، مطابق با روابط زیر، در نظر گرفته می‌شود. در بخش بی‌دررو هم شرط مرزی گرمایی به صورت عایق در نظر گرفته می‌شود [۶]:

$$\frac{\partial T_{\text{solid}}}{\partial r} = + \frac{Q_e}{2 \pi R_p L_e} \quad (16)$$

$$\frac{\partial T_{\text{solid}}}{\partial r} = 0$$

$$\frac{\partial T_{\text{solid}}}{\partial r} = \frac{Q_c}{2 \pi R_o L_e}$$

در ناحیه بین فنیله و جداره لوله، شرط مرزی انتقال گرمای مزدوج به صورت رابطه زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$k_{\text{eff}} \frac{\partial T_l}{\partial r} = k_{\text{solid}} \frac{\partial T_{\text{solid}}}{\partial r} \quad (17)$$

در ناحیه بین ناحیه بخار و فنیله (در بخش عایق)، شرط مرزی دمای ثابت برای دیواره‌های فنیله و بخار در نظر گرفته شده است. به منظور شبیه‌سازی لوله گرمایی در این پژوهش حاضر، سه ماده مس، آب، و بخار در نظر گرفته می‌شود. در جدول (۴)، خواص فیزیکی مواد مورد نظر ارائه شده است، که به این خواص مطابق شرایط فیزیکی در پژوهش فقری و همکاران [۲] توجه شده است.

جدول ۴. مشخصه‌های مواد به‌کار رفته در شبیه‌سازی [۴]:

مقدار	پارامتر
۴۱۶۰۰ Pa	فشار اشباع
۷۶ °C	دمای اشباع
۹۷۵ kg/m <sup>3</sup>	چگالی آب
۰/۵۰۰۰ Pa.sec	گرانروی آب
۰/۶ W/m.K	رسانش گرمایی آب
۴۱۸۶ J/kg.K	ظرفیت گرمایی آب
۰/۱۱۰۰۰۰ Pa.sec	گرانروی بخار
۰/۰۲۶۱ W/m.K	رسانش گرمایی بخار
۱۹۴۲ J/kg.K	ظرفیت گرمایی بخار
۸۹۷۸ kg/m <sup>3</sup>	چگالی مس
۳۸۱ J/kg.K	ظرفیت گرمایی مس
۳۸۷ W/m.K	رسانش گرمایی مس

جریان و شرط مرزی دیواره‌های لوله را نیز به درستی و با دقت تعیین کرد [۳].

در لوله گرمایی، در ناحیه تبخیرکننده در فنیله، آب به بخار تبدیل می‌شود و بخار تولیدشده با دبی مشخصی به ناحیه بخار وارد می‌شود. همچنین در ناحیه چگالنده به دلیل تقطیر بخار در فنیله، بخار با همان دبی مشخص از ناحیه بخار خارج می‌شود. به این دو سرعت، سرعت‌های مکشی<sup>۱</sup> و دمشی<sup>۲</sup> می‌گویند. دبی دمشی و مکشی در قسمت‌های عملگر و چگالنده، با توجه به شار گرمایی ورودی به لوله گرمایی و سطح تبخیرکننده و چگالنده، و نیز آنتالپی تبخیر آب در دمای کاری مطابق با روابط زیر تعیین می‌شوند:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_c = \frac{Q_e = Q_c}{h_{fg}} \quad (14)$$

در مبحث حاضر، لوله گرمایی در شرایط خلا و در دمای اشباع ۷۶°C و فشار اشباع ۴۱۶۰۰ Pa عمل می‌کند. از این رو لازم است تا آنتالپی تبخیر در دما و فشار یادشده تعیین شود. دبی‌های یادشده در دو ناحیه تبخیرکننده و چگالنده به صورت شعاعی در نظر گرفته می‌شوند. در ناحیه بی‌دررو نیز، ناحیه بین بخار و فنیله به صورت دیواره (بی لغزش) در نظر گرفته می‌شود. همچنین، با توجه به مطالب منتشر شده در منابع مطالعاتی، دیواره انتهایی تبخیرکننده در بخش بخار به صورت فشار معلوم و دیواره انتهایی چگالنده به صورت بی لغزش در نظر گرفته می‌شود.

در ناحیه فنیله نیز، در بخش تبخیرکننده و چگالنده، دو دبی دمشی و مکشی مطابق با روابط بالا تعیین می‌شوند. همچنین، در بخش فنیله، در قسمت بی‌دررو شرط بی لغزشی و در بخش انتهایی تبخیرکننده، شرط فشار صفر، و در بخش چگالنده شرط دیواره در نظر گرفته شده است. به منظور تعیین شرایط مرزی گرمایی، در بخش تبخیرکننده و چگالنده که دبی مکشی و دمشی تنظیم شده بود، شرط مرزی دما ثابت در نظر گرفته شده است. دمای اشاره در آن نواحی با توجه به رابطه کلایزیوس کلاپیرون و بنابر رابطه ۱۵ تعیین می‌شود [۵]:

$$T_{\text{int}} = \frac{1}{\frac{1}{T_{v,sa}} - \frac{R}{h_{fg}} \ln \frac{p_v}{p_{v,sat}}} \quad (15)$$

1. Suction Velocity  
2. Blowing Velocity

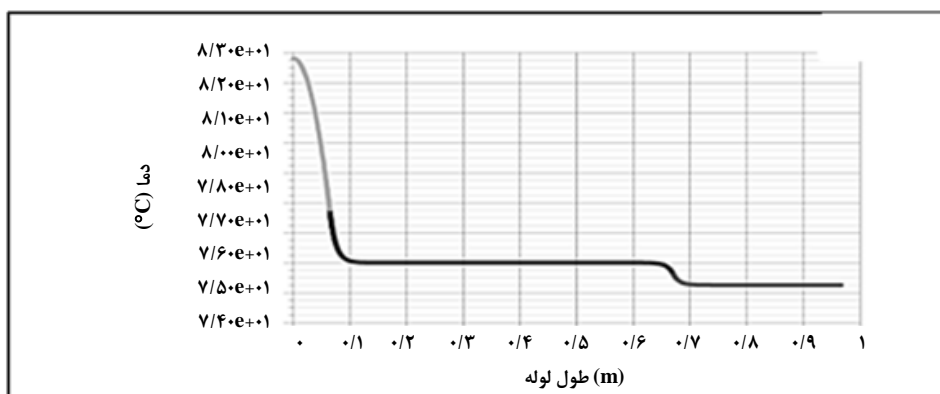
## ۴. نتایج و بحث

## ۴.۱ اعتبار سنجی

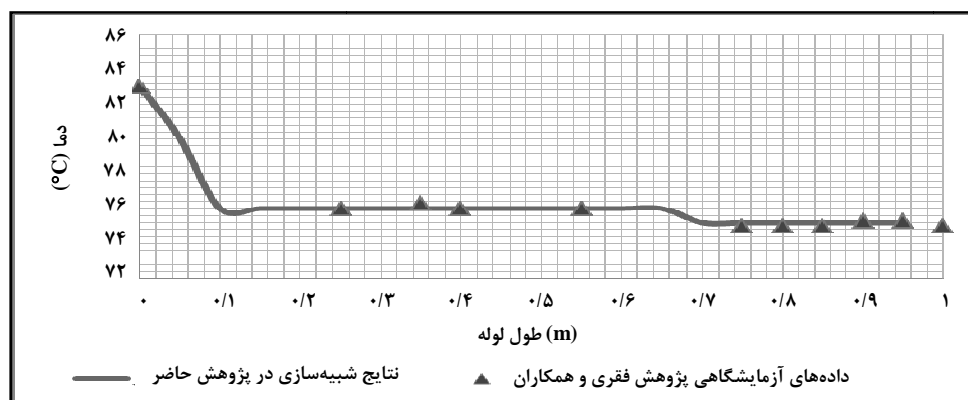
به منظور اعتبار بخشی به مدل عددی، منحنی نمایش تغییرات توزیع فشار بر روی خط مرکزی لوله و نیز توزیع دما در دیواره لوله ترسیم و با نتایج پژوهش فقری<sup>۱</sup> [۲] مقایسه شده است. در شکل (۳)، توزیع دما در سطح لوله گرمایی در پژوهش فقری را در مقایسه با مطالعه حاضر مشاهده می‌کنند.

در شکل (۴)، توزیع دما در سطح لوله گرمایی با توجه به شبیه‌سازی این مقاله مشاهده می‌شود. از مقایسه بین شکل‌های (۳) و (۴)، مشاهده می‌شود که روند توزیع دما و محدوده دمایی، با داده‌های آزمایشگاهی پژوهش فقری و همکاران منطبق است. شایان توجه است که در شبیه‌سازی حاضر، دو بخش انتهایی محدب لوله در تبخیر کننده و چگالنده در نظر گرفته نشده است، از این رو، در ناحیه ابتدایی و انتهایی لوله گرمایی، نتایج اندکی با نتایج تفاوت کرده است. در شکل (۴) مشاهده می‌شود که دمای دیواره خارجی

سطح لوله از بالاترین دما در قسمت میانی تبخیرکننده برخوردار است. افت زیاد دما ناشی از پیش آمدن پدیده تبخیر در بخش ابتدایی لوله است. روند تغییرات دما در بخش بی‌دررو به علت وجود اختلاف دمای اندک به صورت یکنواخت است. کمترین دما در قسمت چگالنده رخ می‌دهد. این افت دما ناشی از میعان بخار و اتلاف گرما از طریق دیواره خارجی چگالنده است. روند افت دما در قسمت چگالنده یکنواخت است، زیرا در تنظیمات مربوط به نرم‌افزار، روند گرمای خروجی یکنواخت انتخاب شده است. به کمک این دما، عملکرد لوله گرمایی را می‌توان در پارامتر مقاومت گرمایی سنجید که میزان  $0.90 (^{\circ}\text{C}/\text{W})$  در این پژوهش در مقایسه با پارامتر مشابه در پژوهش فقری با میزان  $0.188 (^{\circ}\text{C}/\text{W})$  میزان خطای  $0.2$  درصد را شاهد خواهیم بود. باید توجه کرد که این فرضها بر پایه یکنواخت بودن تغییرات دمای بخار در ناحیه بخار در طول لوله و در محدوده دمای اشباع استوار است [۷].



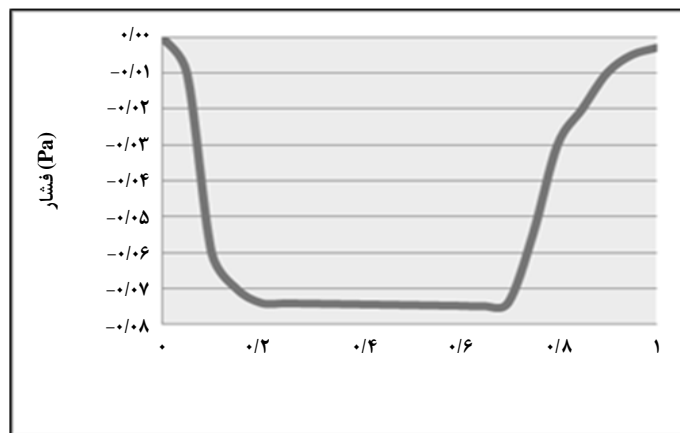
شکل ۳. توزیع دما در سطح لوله در مقایسه با پژوهش فقری و همکاران [۲].



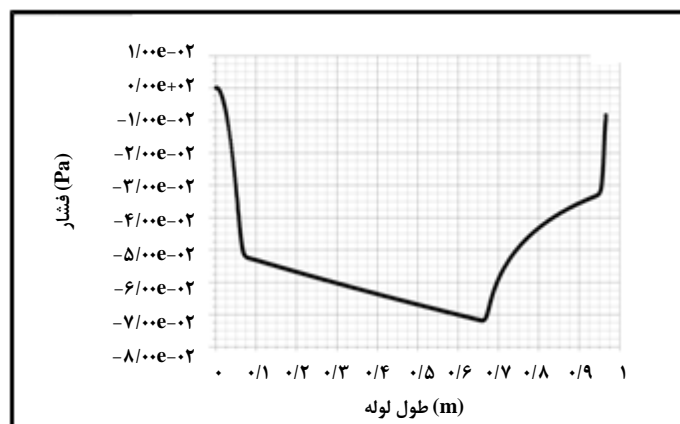
شکل ۴. توزیع دما در سطح لوله در پژوهش حاضر.

بنابراین شاهد افت فشار چشمگیری نخواهیم بود. این در حالی است که در این تحقیق از عدد رینولدز متوسطی در راستای شعاع استفاده شده است که در نتیجه در ناحیه چگالنده شاهد بازیابی فشار هستیم. در شکل (۷)، توزیع سرعت در خط مرکزی جریان بخار، با توجه به شبیه‌سازی ارائه شده است. مقدار سرعت با شیب زیادی در قسمت تبخیر کننده افزایش می‌یابد. در قسمت بی‌دررو با حالتی تقریباً یکنواخت افزایش سرعت مشاهده می‌شود که ناشی از اختلاف اندک دما در این قسمت است. به علت رخ دادن پدیده میعان نیز شاهد افت مقدار سرعت در قسمت چگالنده هستیم. از شکل (۷) و مقایسه آن با شکل (۴) مشاهده می‌شود که افزایش سرعت در مقطعی رخ می‌دهد که با کاهش فشار مواجه است و برعکس؛ این پدیده ناشی از تبدیل انرژی پتانسیل به انرژی جنبشی است.

در شکل (۵)، منحنی نمایش تغییرات توزیع فشار در مقطع لوله گرمایی را مشاهده می‌کنیم که در مقایسه با شکل (۶) که حاصل پژوهش حاضر است، از روندی مشابه و محدوده فشار یکسان برخوردار است. در شکل (۶)، مشاهده می‌شود که در قسمت تبخیرکننده فشار استاتیکی کاهش می‌یابد که ناشی از سرعت دمشی و پدیده تبخیر در مرز مایع-بخار است. فشار استاتیکی در قسمت بی‌دررو با افت اندکی مواجه است که ناشی از اختلاف دمای جزئی در بخار است. با وجودی که این اختلاف فشار جزئی است، اما برای به حرکت در آوردن بخار و انتقال آن به قسمت چگالنده کافی است. افزایش فشار با شیبی تند را در قسمت چگالنده مشاهده می‌کنید. این بازیابی فشار ناشی از سرعت دمشی و رخ دادن پدیده میعان مایع در این قسمت است. با توجه به این که عدد رینولدز در نظر گرفته شده در پژوهش فقری و همکاران [۴] بسیار پایین است که در نتیجه آن سرعت در ناحیه چگالنده تقریباً ثابت خواهد بود،



شکل ۵. توزیع فشار در مقطع لوله گرمایی در پژوهش حاضر.



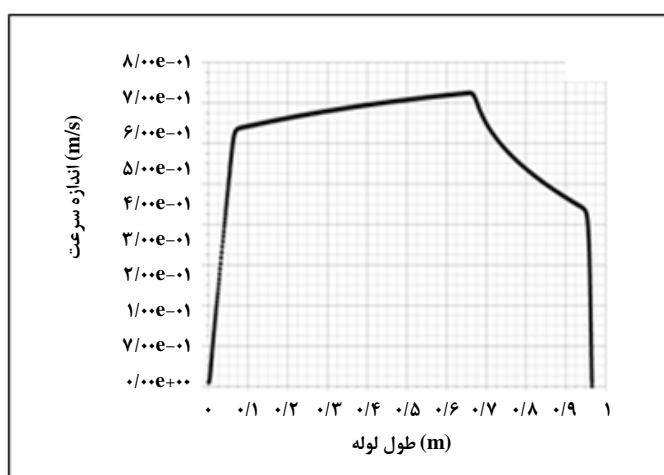
شکل ۶. توزیع فشار در مقطع لوله گرمایی در پژوهش فقری و همکاران [۲].

ارزیابی، باید سایر پارامترهای ثابت نگه داشته می‌شدند. از این رو، با ثابت نگه داشتن طول لوله، قطر ناحیه بخار و ضخامت دیواره لوله، صرفاً با تغییر ضخامت فتیله، نسبت طول به قطرهای مختلف محاسبه و بررسی شد. در جدول (۵)، جمع‌بندی مختصات نمونه‌های مختلف ارائه شده‌اند. همانطور که مشاهده می‌شود، لوله گرمایی با شش نسبت طول به قطر متفاوت ارزیابی شده است. مشخصات هندسی شش نمونه بررسی شده در جدول (۴)، اطلاعات مربوط به نمونه‌ها درج شده است. باید گفت که ضخامت دیواره ۰/۸۵ میلی‌متر، شعاع ناحیه بخار ۱۱/۴۹۴ میلی‌متر، و طول لوله گرمایی ۹۶۶ میلی‌متر است.

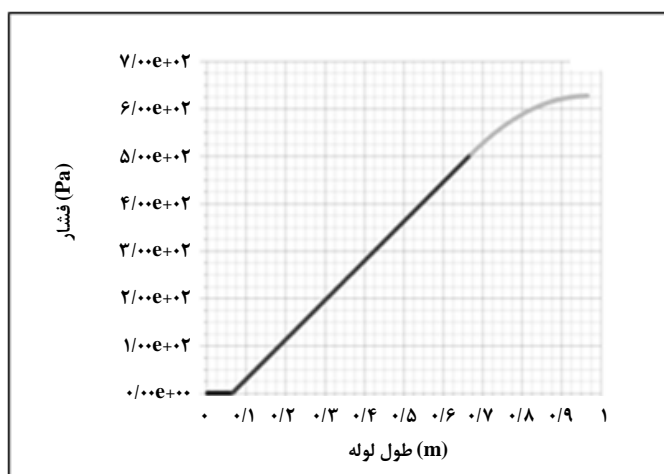
در شکل (۸)، توزیع فشار در ناحیه فتیله با توجه به مقالات و شبیه‌سازی مقاله حاضر ارائه شده است. مشاهده می‌شود که افت فشار مایع در ناحیه مایع-فتیله از ناحیه چگالنده به سمت ناحیه‌های بی‌دررو و تبخیرکننده، با شیب تندی کاهش می‌یابد. افت فشار مایع بسیار بیشتر از افت فشار بخار خواهد بود که ناشی از حرکت در محیط متخلخل و اختلاف بیشتر دما در این ناحیه است.

#### ۲.۴ بررسی اثر قطر بر عملکرد گرمایی

پس از اطمینان از صحت نتایج شبیه‌سازی عددی، اثر پارامتر نسبت طول به قطر لوله گرمایی بر عملکرد آن ارزیابی شد. برای این



شکل ۷. توزیع سرعت در خط مرکزی در پژوهش حاضر.



شکل ۸. توزیع فشار در ناحیه فتیله در پژوهش حاضر.

می شود که به این معناست که دمای چشمه گرم و سرد که قرار است لوله گرمایی بین آن‌ها تبادل گرما انجام دهد، به یکدیگر نزدیک می شود. به منظور مشاهده بهتر عملکرد گرمایی لوله گرمایی با تغییر نسبت طول به قطر (ضخامت فنیله)، در شکل (۹)، توزیع دمای سطح لوله گرمایی با تغییر ضخامت فنیله نمایش داده شده است.

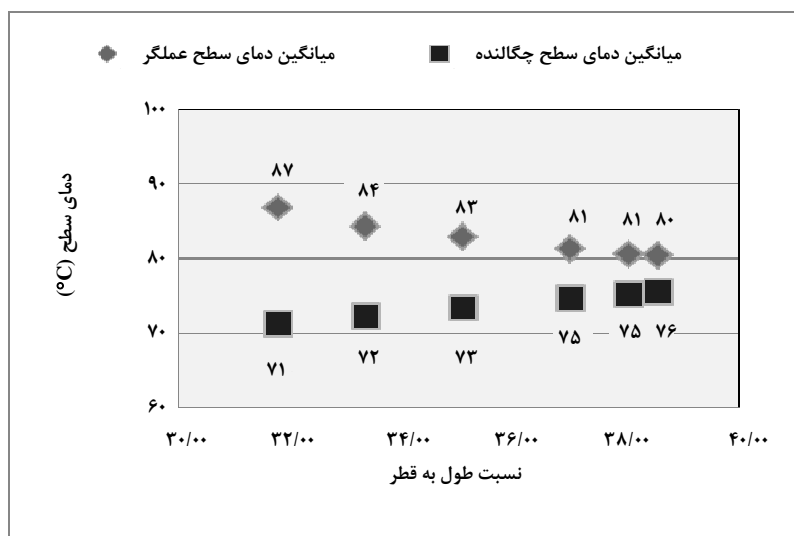
مطابق شکل (۱۰)، با کاهش نسبت طول به قطر، دمای تبخیرکننده افزایش و دمای چگالنده کاهش می یابد. همچنین، با کاهش طول به قطر دمای ثابت، قسمت بی دررو کوچکتر می شود و منحنی بخش داغ و سرد لوله گرمایی به یکدیگر نزدیک می شوند. دما و ضریب انتقال گرمای جابه جایی در تحلیل گرمایی از اهمیت ویژه ای برخوردارند. پیش تر تغییرات دما را بررسی کردیم، و هم اکنون به بررسی تغییرات عدد ناسلت در مرز بین دیواره و فنیله می پردازیم. در این ناحیه، هر دو پدیده رسانش و جابه جایی را شاهدیم؛ از این رو، بررسی عدد بدون بعد ناسلت معنا دار خواهد بود. در جدولهای (۶) و (۷)، میزان متوسط عدد ناسلت را در دو سر لوله در بخش های تبخیرکننده و چگالنده درج کرده ایم و با توجه به سایر اطلاعات، میزان ضریب انتقال گرمای جابه جایی (h) محاسبه شده است. میزان عددی بالای ضریب جابه جایی مربوط به رخ دادن پدیده تبخیر و میعان است.

جدول ۵. مشخصه های هندسی نمونه های مختلف

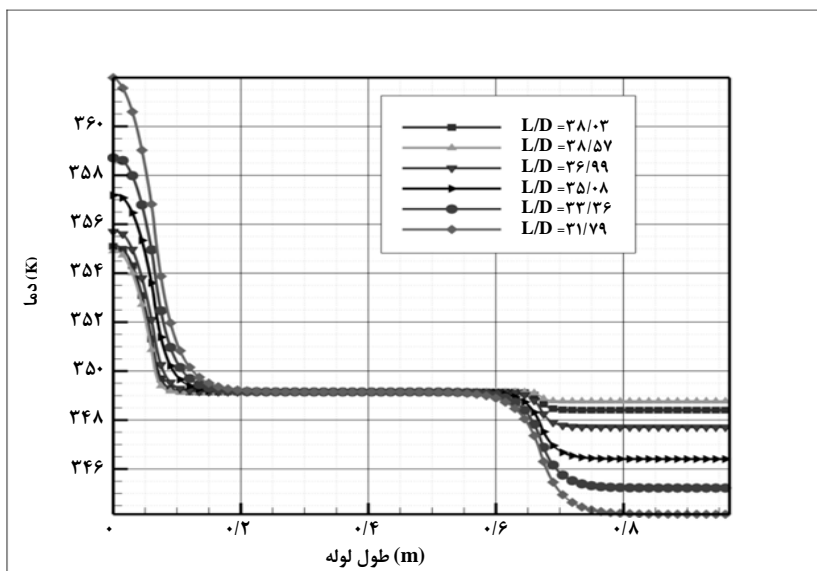
برای انجام مطالعه پارامتریک.

نام	تغییر ضخامت فنیله	ضخامت فنیله	شعاع لوله گرمایی	نسبت طول به قطر
نمونه ۱	٪۱۰۰	۰/۳۵۶	۱۲/۷	۳۸/۰۳
نمونه ۲	٪۵۰	۰/۱۷۸	۱۲/۵۲۲	۳۸/۰۵۷
نمونه ۳	٪۲۰۰	۰/۷۱۲	۱۳/۰۵۶	۳۶/۹۹
نمونه ۴	٪۴۰۰	۱/۴۲۴	۱۳/۷۶۸	۳۵/۰۸
نمونه ۵	٪۶۰۰	۲/۱۳۶	۱۴/۴۸	۳۳/۳۶
نمونه ۶	٪۸۰۰	۲/۸۴۸	۱۵/۱۹۲	۳۱/۷۹

به منظور تعیین نحوه عملکرد گرمایی نمونه های مختلف لوله گرمایی در شکل (۸)، میانگین دمای تبخیرکننده و چگالنده بر اساس نسبت طول به قطر نمایش داده شده است. همچنان که در شکل (۹) مشاهده می شود، با افزایش نسبت طول به قطر لوله گرمایی دمای تبخیرکننده کاهش و دمای چگالنده افزایش می یابد. به بیان دیگر، هر چه نسبت طول به قطر لوله گرمایی (ضخامت فنیله) بیشتر باشد، فاصله دمایی بین تبخیرکننده و چگالنده کاسته



شکل ۹. میانگین دمای تبخیرکننده و چگالنده در شش نمونه مورد بررسی.



شکل ۱۰. روند تغییرات دما در طول لوله در شش نمونه مورد بررسی.

جدول ۶. مقدار متوسط عدد ناسلت و ضریب جا به جایی در قسمت تبخیر کننده.

شرح	$Nu$	$d$ (m)	$h$ ( $\frac{W}{K.m^2}$ )
نمونه ۱	۵۵۲	۰.۳۵۶	۶۰۰۸۵۴
نمونه ۲	۵۴۳	۰.۱۷۸	۱۱۸۲۳۵۰
نمونه ۳	۵۰۹	۰.۷۱۲	۲۷۷۰۲۷
نمونه ۴	۴۶۶	۱.۴۲۴	۱۲۶۷۶۷
نمونه ۵	۴۲۹	۲.۱۳۶	۷۷۷۲۹
نمونه ۶	۳۸۸	۲.۸۴۸	۵۲۷۲۴

جدول ۷. مقدار متوسط عدد ناسلت و ضریب جا به جایی در قسمت چگالنده.

شرح	$Nu$	$d$ (m)	$h$ ( $\frac{W}{K.m^2}$ )
نمونه ۱	۱۳۲/۵	۰/۳۵۶	۱۴۴۰۳۸
نمونه ۲	۱۳۰/۴۹	۰/۱۷۸	۲۸۳۷۱۰
نمونه ۳	۱۲۶/۲۲	۰/۷۱۲	۶۸۶۰۸
نمونه ۴	۱۲۱.۱۵	۱/۴۲۴	۳۲۹۲۵
نمونه ۵	۱۱۶.۶۱	۲/۱۳۶	۲۱۱۲۷
نمونه ۶	۱۱۲.۴۱	۲/۸۴۸	۱۵۲۷۵

## ۵. نتیجه گیری کلی

در این پژوهش به شبیه سازی دو بعدی لوله گرمایی با فرض صادق بودن مدل داری در حرکت شاره در ناحیه فنیله پرداختیم. لوله گرمایی در سه ناحیه دیواره، ناحیه متخلخل و ناحیه بخار به صورت تقارن محوری بررسی شد. معادلات بقای جرم، تکانه، و انرژی برای بررسی عملکرد گرمایی به روش حجم محدود حل شده اند. با بررسی عملکرد لوله گرمایی شبیه سازی شده و مقایسه پارامتر مقاومت گرمایی با نمونه آزمایشگاهی، خطای این شبیه سازی ۰/۲ درصد گزارش شد. پس از اعتبار سنجی شبیه سازی، در شش نمونه مختلف، اثر تغییر قطر ناحیه فنیله را بررسی کردیم و از آن رو که از عمده ترین کاربردهای لوله های گرمایی بازیافت گرما بوده، هدف از این بررسی بهینه سازی و نزدیک کردن دمای دو سر لوله گرمایی است که در نتیجه آن، نزدیک کردن دمای چاه گرمایی به چشمه گرمایی خواهد بود. نتایج حاکی از آن اند که با کاهش قطر ناحیه فنیله، شاهد افزایش ضریب جابه جایی و نزدیک تر شدن دمای دو سر لوله خواهیم بود.

## مراجع

- [1] فاضلی، زهرا، «آنالیز حرارتی لوله های گرمایی کارآمد به روش دینامیک سیالات محاسباتی»، کارشناسی ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات تهران، (۱۳۹۳).
- [2] Faghri, A., Thomas, S., "Performance Characteristics of a Concentric Annular Heat Pipe: Part I- Experimental Prediction and Analysis of the Capillary Limit", Transaction of ASME: Journal of Heat Transfer, Vol. 111, pp. 844-850, (1989).
- [3] Shoieb, M., Mahtabroshan, A., "Numerical simulation of a conventional heat pipe", World academy of science and technology, Vol. 2, No.3, (2008).
- [4] Pooyoo, N., Kumar, S., "Numerical simulation of cylindrical heat pipe considering non-Darcian transport for liquid flow inside wick and mass flow rate ant liquid-vapor interface", International journal of heat and mass transfer, 965-978, October (2014).
- [5] Chan, M. M., Faghri, A., "An Analysis of The Vapor Flow and Heat Conduction Through The Liquid Wick and Pipe Wall in a Heat Pipe With Single or Multiple Heat Sources", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 33, No. 9, pp. 194, (1995).
- [6] Tournier, J. M., El-Genk, M. S., "A Heat Pipe Transient Analysis Model", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 37, No. 5, pp. 753-762, (1994).
- [7] Nouri-Borujerdi, A., Layeghi, M., "Numerical Analysis of Vapor Flow in Concentric Annular Heat Pipes", Transaction of ASME: Journal of Heat Transfer, Vol. 126, pp. 442-448, (2004).