

حل عددی اثر افزایش دمای دیواره بر جریان و انتقال حرارت در لوله حرارتی نوسانی

حبیب ا... سایه‌وند^{۱*} و رضا نعمتی^۲

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۷/۰۵/۱۸ پذیرش مقاله: ۱۳۹۸/۰۸/۲۱	در این مقاله اثرات افزایش اختلاف دمای دیواره‌ها (یا اختلاف دمای متوسط بین اواپراتور و کندانسور) و میزان شارژ مایع بر جریان نوسانی درون یک لوله مینیاتوری U شکل دو انتها بسته به قطر ۱/۵ میلی‌متر، بررسی شده است. معادلات حاکم با اعمال قوانین بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی برای راب مایع و توده‌های بخار به دست آمده‌اند. برای گسسته سازی معادلات و حل عددی آنها از روش تفاضل محدود صریح استفاده شده است. نتایج، نشان می‌دهند که با افزایش اختلاف دمای دیواره‌ها، دامنه نوسان راب مایع، انتقال حرارت محسوس و نهان افزایش می‌یابند، به گونه‌ای که با افزایش تنها ۲ درجه سانتیگراد اختلاف دما، دامنه نوسان راب مایع حدود ۸ میلی‌متر، انتقال حرارت محسوس ۴ وات و انتقال حرارت نهان ۰/۷ وات افزایش می‌یابند. به علاوه با افزایش میزان شارژ، دامنه نوسان و انتقال حرارت محسوس به میزان چشمگیری کاهش می‌یابند، مثلاً افزایش میزان شارژ از ۳۰ به ۵۰ درصد دامنه نوسان را حدود ۶۵ میلی‌متر و انتقال حرارت محسوس را ۸۷ وات کاهش می‌دهد. در نسبت شارژ ۹۰ درصد عملکرد لوله حرارتی متوقف می‌شود.
واژگان کلیدی: کندانسور، اواپراتور، لوله حرارتی پالسی، انتقال حرارت، حل عددی.	

۱-مقدمه

مهندسان و پژوهشگران روش‌های زیادی را در جهت افزایش انتقال حرارت پیشنهاد داده [۱] و همواره به دنبال روش‌های بهینه‌ای می‌باشند [۲]. از سوئی، یکی از مسائلی که امروزه در فرآیندهای انتقال حرارت مطرح می‌شود لزوم افزایش قابل توجه شار حرارتی و کوچک سازی تجهیزات انتقال حرارت است [۳].

لوله‌ی حرارتی وسیله‌ای است که مقادیر زیاد گرما با اختلاف دمای اندک را به سرعت میان منابع گرم و سرد منتقل می‌کند. طراحی لوله‌های حرارتی در سیستم‌های میکرو الکترونیک کوچک‌تر و با عملکرد سریع‌تر، تکامل یافته است. به عنوان مثال در طراحی‌های جدید چیپ‌های کامپیوتری اینتل، شار حرارتی موضعی بیش از ۱۰۰ وات بر

متر مربع و توان کل بیشتر از ۳۰۰ وات تولید می‌شود [۴]. لوله حرارتی نوسانی یا پالسی نوعی از لوله‌های حرارتی است که به علت ظرفیت بالای انتقال حرارت، پاسخ حرارتی سریع، ساختار ساده و هزینه پایین ساخت، نقش کلیدی در خنک‌کاری الکترونیکی ایفا می‌کند [۵]. در دهه‌ی گذشته، مطالعات تجربی و نظری زیادی برای درک بهتر لوله حرارتی پالسی صورت گرفته است. ونگ [۶] برای بررسی نحوه حرکت راب مایع^۳ درون لوله، از یک مدل سینماتیکی شامل جرم، فنر و دمپر چنگدانه استفاده نمود که در آن قسمت گازی به صورت فنر و بخش مایع به صورت جرم و دمپر مدل شده بود. دابسون و هارمز [۷] با استفاده از یک مدل ساده ریاضی به مطالعه رفتار لوله حرارتی پالسی با انتهای باز پرداختند. زانگ و فقری [۸] تبخیر و میعان فیلم نازک

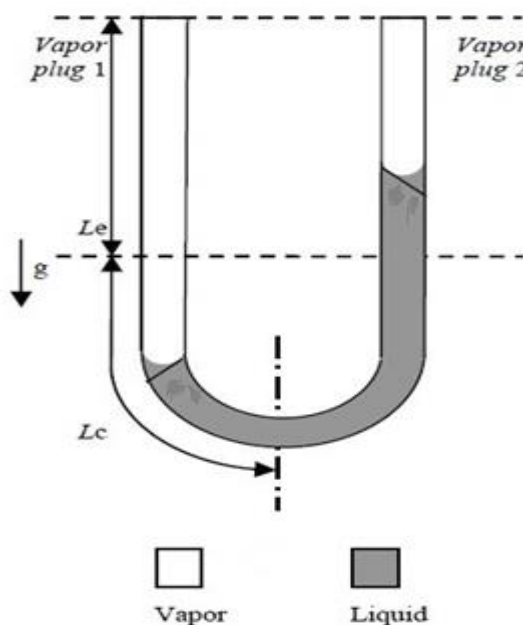
* پست الکترونیک نویسنده مسئول: hsayeh@basu.ac.ir

۱. دانشیار، دانشگاه بوعلی سینا، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک

۲. دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه بوعلی سینا، دانشکده مهندسی

^۳ liquid slug

لوله U شکل باشد، X برابر ۰/۱ لحاظ می‌شود. اگر راب مایع به سمت راست منتقل شود، جهت حرکت X مثبت و هنگامی که به سمت چپ برود منفی گرفته می‌شود. با شروع نوسان زوایای تماس در دو انتهای راب مایع بسته به جهت حرکت آن از هم متفاوت خواهند شد [۵].



شکل ۱- نمای یک مینی کانال U شکل.

دقت شود که لوله حرارتی نوسانی خود نیروی لازم برای حرکت سیال پایه و نوسان راب مایع را فراهم می‌آورد. هنگامی که فشار به اندازه کافی کم باشد مایع مجاور خم به سمت عقب و بخش گرمایشی حرکت کرده که طی آن دما و فشار توده بخار به علت فشرده‌سازی افزایش و مقداری مایع تقطیر می‌شود. از سوی دیگر هنگامی که انتهای سمت راست راب مایع به سمت بخش گرمایی حرکت می‌کند تبخیر صورت می‌گیرد. این روند ادامه یافته تا فشار توده بخار به اندازه کافی بالا رفته و به فشار لازم برای حرکت مایع به سمت بخش خنک‌کننده برسد. این تغییرات فشار به صورت متوالی در لوله حرارتی تکرار شده و نوسان مورد نیاز در راب مایع را فراهم می‌کند. با حرکت راب مایع علاوه بر انتقال حرارت نهان، انتقال حرارت محسوس در راب مایع نیز صورت می‌گیرد. این نوسانات در لوله که تابع اختلاف فشار اواپراتور و کندانسور بوده و تعیین کننده میزان تبخیر و تقطیر جرم مایع است به نوبه خود وابسته به ΔT ، اختلاف دمای متوسط در دیواره‌های اواپراتور و کندانسور، می‌باشند. اگر مقدار X_0 اولیه بزرگ‌تر از ۰/۱ باشد فشار توده بخار سمت چپ به علت تقطیر کاهش می‌یابد و در همین حال

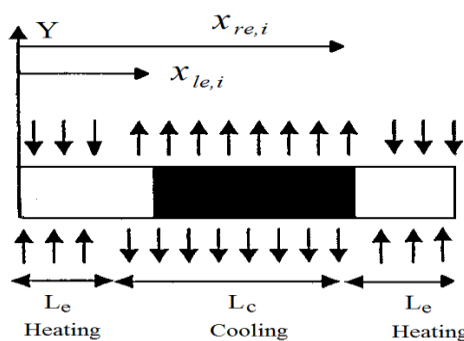
مایع در اواپراتور و کندانسور یک لوله حرارتی پالسی با انتهای باز را تجزیه و تحلیل و نشان دادند که انتقال حرارت در لوله حرارتی پالسی عمدتاً انتقال حرارت محسوس راب مایع است و گرمای نهان تبخیر و تقطیر نقش نیروی محرک برای حرکت راب مایع را ایفا می‌کنند. شفيعی و همکاران [۹] مدل‌های تحلیلی لوله‌های حرارتی نوسانی حلقه‌ای و بدون حلقه با چندین راب مایع و توده بخار را ارائه نمودند. ما و همکاران [۱۰] برای بررسی ویژگی‌های جریان نوسانی راب مایع در یک لوله موئین، مدلی ریاضی ارائه نمودند. نتایج تحقیق آن‌ها نشان داد که اندازه توده بخار، نیروی موئینگی، نیروی گرانشی و فشار اولیه سیال، اثرات قابل توجهی بر فرکانس و دامنه نوسان حرکت در لوله‌ی موئین دارند. کیسو و زولکین [۱۱] تاثیر شتاب و لرزش در عملکرد لوله حرارتی پالسی با انتهای باز را در محیط آزمایشگاه مطالعه و نشان دادند عملکرد آن در شتاب‌های مختلف متوقف نشده و با افزایش شتاب از $-6g$ به $+12g$ درجه حرارت به میزان ۳۰ درصد افزایش می‌یابد. اخیراً نیز تحقیقات زیادی در خصوص مدل سازی جریان، بررسی عوامل موثر در عملکرد و کاربرد لوله‌های حرارتی پالسی انجام شده است. [۱۲-۱۷]

در این تحقیق اثرات افزایش دمای دیواره و میزان شارژ مایع بر جریان و انتقال حرارت نوسانی مایع-بخار در یک لوله U شکل مینیاتوری با دو انتهای بسته و به قطر ۱/۵ میلی متر که به صورت عمودی قرار گرفته، بررسی شده است. مرور منابع فوق نشان می‌دهد که تاکنون در این خصوص تحقیق مستقلی انجام نشده است. شبیه سازی عددی با جزئیات کامل با استفاده از روش تفاضل محدود صریح صورت گرفته است.

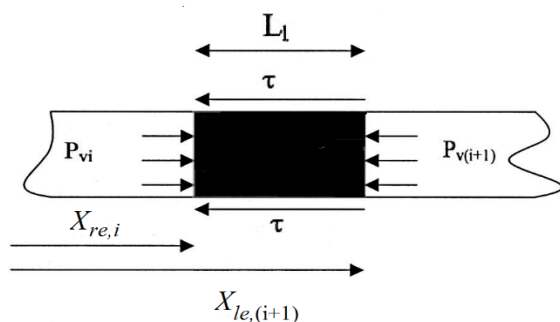
۲- مدل نظری

در شکل (۱) مدل فیزیکی یک مینی کانال U شکل با دو انتهای بسته نشان داده شده است. این مدل را می‌توان به عنوان قطعه سازنده لوله حرارتی نوسانی در نظر گرفت [۱۲]. طول هر قسمت اواپراتور که در دو انتهای لوله قرار گرفته L_e می‌باشد و دمای اواپراتور در T_e ثابت نگه داشته شده است. کندانسور در بین دو قسمت اواپراتور قرار گرفته و طول آن L_c است. طول راب مایع L_f است که بستگی به مقدار شارژ لوله حرارتی دارد. جابجایی راب مایع با X نشان داده می‌شود. هنگامی که راب مایع دقیقاً در وسط

است.



شکل ۲-الف- موقعیت راب مایع و توده بخار در لوله.



شکل ۲-ب- حجم معیار راب مایع در مجاورت توده‌های بخار.

در شکل (۲)، زیرنویس i نشان دهنده شماره توده بخار، $X_{re,i}$ مکان سمت راست توده بخار i ام و $X_{le,(i+1)}$ مکان سمت چپ توده بخار $(i+1)$ ام می‌باشند. معادله پیوستگی برای راب مایع از رابطه زیر بدست می‌آید [۹]:

$$\frac{dm_l}{dt} = \dot{m}_{in,l} - \dot{m}_{out,l} = \frac{1}{2} \left(\frac{dm_{v1}}{dt} + \frac{dm_{v2}}{dt} \right) \quad (1)$$

در معادله فوق m_l جرم راب مایع، $\dot{m}_{in,l}$ دبی جرمی ورودی به راب مایع و $\dot{m}_{out,l}$ دبی جرمی خروجی از آن می‌باشند. به علاوه، m_{v1} و m_{v2} به ترتیب جرم‌های توده بخار اول و دوم هستند. معادله بالا نشان می‌دهد نرخ تغییر جرم راب مایع با متوسط نرخ تغییر جرم توده‌های بخار مجاور آن برابر است. تغییر جرم توده بخار نیز از تبخیر و تقطیر فیلم باقی مانده در پشت راب مایع، حاصل می‌شود. معادله اندازه حرکت راب مایع با فرض آن که لوله عمودی عمل کند، عبارت است از [۹]:

$$\frac{dm_l v_l}{dt} = (P_{v1} - P_{v2})A - \pi d L_l \tau - (-1)^n m_l g, \quad (2)$$

که در این رابطه v_l سرعت راب مایع، P_{v1} و P_{v2} به ترتیب معرف فشار اولین و دومین توده بخار، A سطح مقطع لوله، d قطر لوله، τ تنش برشی و n نشان‌گر

فشار توده بخار سمت راست به علت تبخیر از فیلم مایع پشت آن، افزایش می‌یابد. اختلاف فشار ایجاد شده بین دو توده بخار به نوبه خود سبب حرکت راب مایع به سمت چپ می‌شود. بعد از آنکه جابجایی جهت خود را از مثبت به منفی تغییر داد، اختلاف فشار نیز جهت خود را به نحوی عوض می‌کند که سبب حرکت راب مایع از چپ به راست شود. با تبخیر و تقطیر تناوبی در دو توده بخار نوسان حرکتی راب مایع می‌تواند ادامه‌دار شود. برای مدل کردن انتقال حرارت و جریان سیال در لوله حرارتی نوسانی فرضیات زیر در نظر گرفته شده‌اند.

۱. مایع، تراکم‌ناپذیر است و بخار به صورت اشباع در نظر گرفته شده و مانند یک گاز ایده‌آل رفتار می‌کند.
۲. ضرایب انتقال حرارت تبخیر و تقطیر ثابت لحاظ می‌شوند.
۳. تنش برشی در فصل مشترک مایع-بخار قابل اغماض است.
۴. هدایت حرارت در راب مایع یک بعدی و در جهت محوری در نظر گرفته می‌شود و به‌علاوه تبادل حرارت بین مایع و دیوار با یک ضریب انتقال حرارت جابجایی لحاظ می‌شود.
۵. مینی کانال U شکل به صورت یک لوله مستقیم در نظر گرفته شده و افت فشار در خم لحاظ نشده است، این فرض برای لوله‌های حرارتی نوسانی با تعداد خم کم معتبر است [۱۲].
۶. از اثر کشش سطحی صرف نظر می‌شود. این فرض برای لوله حرارتی با قطر کوچک برقرار است [۵].
۷. برای آنکه در حل عددی، راب مایع با مرز ثابت در نظر گرفته شود، تغییر جرم مایع ناچیز لحاظ می‌شود.

۳- معادلات حاکم

پدیده نوسان در لوله‌های حرارتی پالسی را می‌توان با حل معادلات بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی برای راب مایع و هر توده بخار پیش‌بینی نمود. خم موجود در مینی کانال لحاظ نشده و لوله حرارتی به صورت یک لوله مستقیم در نظر گرفته شده است (شکل ۲-الف). در لوله حرارتی همان‌گونه که در شکل نشان داده شده، دو قسمت گرمایشی و یک قسمت سرمایشی با دماهای دیواره به ترتیب T_e و T_c وجود دارند. حجم کنترل راب مایع در مجاورت با دو توده بخار در شکل (۲-ب) نشان داده شده

$$\frac{dm_{vi}u_{vi}}{dt} = \dot{m}_{in,vi}h_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi}h_{out,vi} - P_{vi} \frac{dV_{vi}}{dt} \quad (۸)$$

در این معادله، V_{vi} حجم، P_{vi} فشار و u_{vi} انرژی داخلی ویژه مربوط به i امین توده بخار می‌باشند. بعلاوه، $h_{in,vi}$ و $h_{out,vi}$ به ترتیب آنتالپی‌های ورودی و خروجی به و از i امین توده بخار می‌باشند. با توجه به آن که برای انرژی داخلی و گرمای ویژه گاز ایده‌آل روابط $u = c_v T$ و $h = c_p T$ برقرارند، که c_p و c_v به ترتیب گرمای ویژه حجم ثابت و فشار ثابت می‌باشند، معادله (۸) را می‌توان به صورت زیر نوشت.

$$m_{vi}c_v \frac{dT_{vi}}{dt} = (\dot{m}_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi})RT_{vi} - P_{vi}A \frac{dx_{vi}}{dt} \quad (۹)$$

فشار توده بخار i ام، با استفاده از معادله حالت گاز ایده‌آل، محاسبه می‌شود.

$$P_{vi}V_{vi} = m_{vi}RT_{vi} \quad (۱۰)$$

در معادله بالا R ثابت گاز می‌باشد. لازم به ذکر است که فشار محاسبه شده از معادله (۱۰) نایستی از فشار اشباع نظیر دمای محاسبه شده از رابطه (۹) تجاوز کند. اگر فشار محاسبه شده از معادله (۱۰) کمتر از فشار اشباع باشد، توده بخار فوق داغ بوده و قانون گاز ایده‌آل برقرار است. اما اگر فشار بخار محاسبه شده از معادله (۱۰) بیشتر از فشار اشباع باشد در آن صورت قانون گاز ایده‌آل برقرار نیست و با استفاده از جداول ترمودینامیکی فشار برابر با فشار اشباع P_{sat} نظیر دمای توده بخار قرار داده می‌شود، یعنی

$$P_{vi} = P_{sat}(T_{vi}) \quad (۱۱)$$

۴- معادلات انتقال حرارت

حرارت انتقال یافته توسط یک لوله حرارتی نوسانی به صورت کل حرارت انتقال یافته از قسمت‌های گرمایشی (اوپراتور) به قسمت سرمایشی (کندانسور) تعریف می‌گردد [۹]. بخشی از انتقال حرارت به علت تغییر فاز سیال (تبخیر و تقطیر در اوپراتور و کندانسور) و بخش دیگر آن ناشی از انتقال حرارت محسوس بین دیواره لوله و راب مایع در کندانسور است. انتقال حرارت تبخیری و تقطیری برای هر توده بخار را می‌توان با روابط زیر محاسبه نمود.

$$Q_{in,vi} = \dot{m}_{in,vi}h_{fg} \quad (۱۲)$$

$$Q_{out,vi} = \dot{m}_{out,vi}h_{fg} \quad (۱۳)$$

شماره لوله می‌باشند. چون لوله حرارتی مستقیم در نظر گرفته شده، نیروی جاذبه g در لوله‌های اول و دوم علامت‌های متفاوتی دارد. در معادله (۲) سرعت راب مایع از رابطه زیر محاسبه می‌شود

$$v_l = \frac{dx}{dt} \quad (۳)$$

τ تنش برشی بین راب مایع و جداره لوله است که از معادله

$$\tau = \frac{1}{2}C_l\rho_l v_l^2 \quad (۴)$$

تعیین می‌شود [۹]. در اینجا ρ_l به چگالی مایع اشاره دارد و C_l ضریب اصطکاک با فرض جریان آرام از معادله زیر بدست می‌آید

$$C_l = \frac{16}{Re} \quad (۵)$$

که در آن Re عدد رینولدز است.

معادله بقای جرم برای i امین توده بخار عبارت است از

$$\frac{dm_{vi}}{dt} = \dot{m}_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi} \quad (۶)$$

که $\dot{m}_{in,vi}$ نرخ انتقال جرم به توده بخار i ام ناشی از تبخیر و $\dot{m}_{out,vi}$ نرخ انتقال جرم از آن به علت تقطیر بوده و از معادلات زیر تعیین می‌شوند [۹].

$$\dot{m}_{in,vi} = \frac{(h_e + h_{vsen})\pi dL_{ei}(T_{vi} - T_e)}{h_{fg}} \quad (۷-الف)$$

$$\dot{m}_{out,vi} = \frac{(h_c + h_{vsen})\pi dL_{ci}(T_c - T_{vi})}{h_{fg}} \quad (۷-ب)$$

در معادلات بالا، L_{ei} طول i امین ناحیه گرمایشی، L_{ci} طول i امین ناحیه سرمایشی (در اینجا یکی است)، T_{vi} دمای i امین توده بخار، h_{fg} گرمای نهان و h_c ضریب انتقال حرارت جابجائی در کندانسور می‌باشند. فرض می‌شود مادامی که یک انتهای توده بخار در بخش گرمایشی باشد ضریب انتقال حرارت تبخیری h_e ثابت است. وقتی که دو انتهای توده بخار از بخش گرمایشی قرار می‌گیرند، لایه مایع در اوپراتور خشک شده و انتقال حرارت تبخیری صفر می‌شود. ضریب انتقال حرارت محسوس بخار h_{vsen} در قیاس با ضریب انتقال حرارت تبخیری قابل اغماض است. با اعمال قانون اول ترمودینامیک، معادله انرژی یک توده بخار به صورت زیر به دست می‌آید [۹].

در روابط فوق، زیرنویس iv شماره توده بخار، in ورودی و out خروجی می‌باشند.

۵- روش حل معادلات

مقادیر جدید در زمان $t + \Delta t$ را می‌توان به صورت صریح از مقادیر قدیم در زمان t با به کار بردن معادلات زیر یافت:

$$m_{vi}^{new} = m_{vi} + (\dot{m}_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi})\Delta t, \quad (21)$$

$$T_{vi}^{new} = T_{vi} + \frac{(\dot{m}_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi})RT_{vi}\Delta t - P_{vi}A\Delta x_{vi}}{m_{vi}c_v} \quad (22)$$

$$P_{vi}^{new} = \frac{m_{vi}RT_{vi}}{V_{vi}}, \quad (23)$$

$$m_l^{new} = m_l + \frac{1}{2}[(\dot{m}_{in,v1} - \dot{m}_{out,v1}) + (\dot{m}_{in,v2} - \dot{m}_{out,v2})]\Delta t, \quad (24)$$

$$m_l^{new}v_l^{new} = m_l v_l + [(P_{v1} - P_{v2})A - \pi d L_1 \tau + m_l g]\Delta t. \quad (25)$$

موقعیت هر توده بخار با تعیین مکان دو انتهای سمت چپ و راست آن مشخص می‌شود. برای اولین و آخرین توده بخار داریم:

$$x_{re,1}^{new} = x_{re,1} + v_l \Delta t, \quad (26)$$

$$x_{le,2}^{new} = x_{le,2} + v_l \Delta t. \quad (27)$$

بعلاوه،

$$x_{re,2} = L, \quad (28)$$

$$x_{le,1} = 0. \quad (29)$$

x از مبدا نشان داده شده در شکل ۲- الف اندازه گیری می‌شود. هم‌چنین می‌توان نوشت:

$$\Delta x_{re,1}^{new} = x_{re,1}^{new} - x_{re,1}, \quad (30)$$

$$\Delta x_{le,2}^{new} = x_{le,2}^{new} - x_{le,2}, \quad (31)$$

$$\Delta x_{re,2}^{new} = 0, \quad (32)$$

$$\Delta x_{le,1}^{new} = 0, \quad (33)$$

$$\Delta x_{vi}^{new} = \Delta x_{re,i}^{new} - \Delta x_{le,i}^{new}, \quad (34)$$

که در معادلات فوق Δx_{vi}^{new} عبارت از تغییر طول توده بخار i ام می‌باشد. $\Delta x_{re,i}$ و $\Delta x_{le,i}$ نیز تغییر مکان انتهای i امین توده بخار هستند.

انتقال حرارت محسوس بین دیواره لوله و راب مایع از حل معادله انرژی برای راب مایع

$$\frac{1}{\alpha_l} \frac{dT_l}{dt} = \frac{d^2 T_l}{dx^2} - \frac{h_{l,sen} \pi d}{k_l A} (T_l - T_w) \quad (14)$$

حاصل می‌شود. در رابطه فوق، به ترتیب T_l دما، α_l ضریب پخش حرارتی، $h_{l,sen}$ ضریب انتقال حرارت جابجائی محسوس و k_l ضریب هدایت حرارتی راب مایع و T_w دمای دیواره، می‌باشند. شرایط مرزی معادله فوق عبارت است از:

$$\begin{aligned} x = x_{re,1} & \quad T_l = T_{v1} \\ x = x_{le,2} & \quad T_l = T_{v2} \end{aligned} \quad (15)$$

که $x_{re,1}$ مکان سمت راست توده بخار اول و $x_{le,2}$ مکان سمت چپ توده بخار دوم می‌باشند.

از آنجا که عدد رینولدز راب مایع در محدوده جریان آرام تغییر می‌کند، برای جریان آرام هاگن-پویزل در حال توسعه حرارتی عدد ناسلت عبارت است از [۹]:

$$Nu = \frac{1}{4L_l^*} \ln\left(\frac{1}{\theta_m^*}\right), \quad (16)$$

که در آن

$$\theta_m^* = 8 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{G_n}{\lambda_n^2} \exp(-2\lambda_n^2 L_l^*). \quad (17)$$

مقادیر ویژه λ_n و ثابت‌های G_n در مرجع [۱۸] داده شده‌اند. پارامتر بی بعد L_l^* به صورت زیر تعریف می‌شود

$$L_l^* = \frac{L_l/d}{Re_{d,pr}}. \quad (18)$$

که در آن Pr عدد پرانتل است. حرارت انتقال یافته به و از راب مایع عبارت است از:

$$Q_{in,l} = \int_{x_{re,1}}^{x_{le,2}} \pi d h_x (T_{l,x} - T_w) dx, \quad T_l \geq T_w \quad (الف-۱۹)$$

$$Q_{out,l} = \int_{x_{re,1}}^{x_{le,2}} \pi d h_x (T_w - T_{l,x}) dx, \quad T_l \leq T_w \quad (ب-۱۹)$$

که $T_{l,x}$ نشان دهنده دمای راب مایع و h_x ضریب انتقال حرارت جابجائی در مکان x می‌باشند. حرارت کل انتقال یافته به و از لوله حرارتی عبارت است از:

$$Q_{total,in} = \sum_{i=1}^2 Q_{in,iv} + Q_{in,l}, \quad (الف-۲۰)$$

$$Q_{total,out} = \sum_{i=1}^2 Q_{out,iv} + Q_{out,l}. \quad (ب-۲۰)$$

محاسبات انتخاب گردید. به علاوه، با دو برابر کردن تعداد گره ها به ۸۰۰، تغییرات در نتایج خیلی کوچک و کمتر از ۰/۵ درصد بود در نتیجه، تعداد گره ۴۰۰ ملاک انجام محاسبات قرار گرفت. معادله (۱۴) با استفاده از روش صریح و با گام زمانی ۰/۰۰۰۱ ثانیه حل که پس از ۲۵۶ مرتبه تکرار همگرا شده است. شرط پایداری برای حل صریح نیز کنترل شده است. مقدار اولیه موقعیت راب مایع، در نحوه قرارگیری راب مایع در کندانسور و اوپراتور، بسیار حائز اهمیت است. جدول ۱ مقادیر اولیه کمیت‌ها برای شروع حل عددی را نشان می‌دهد.

۶- بحث و ارائه نتایج

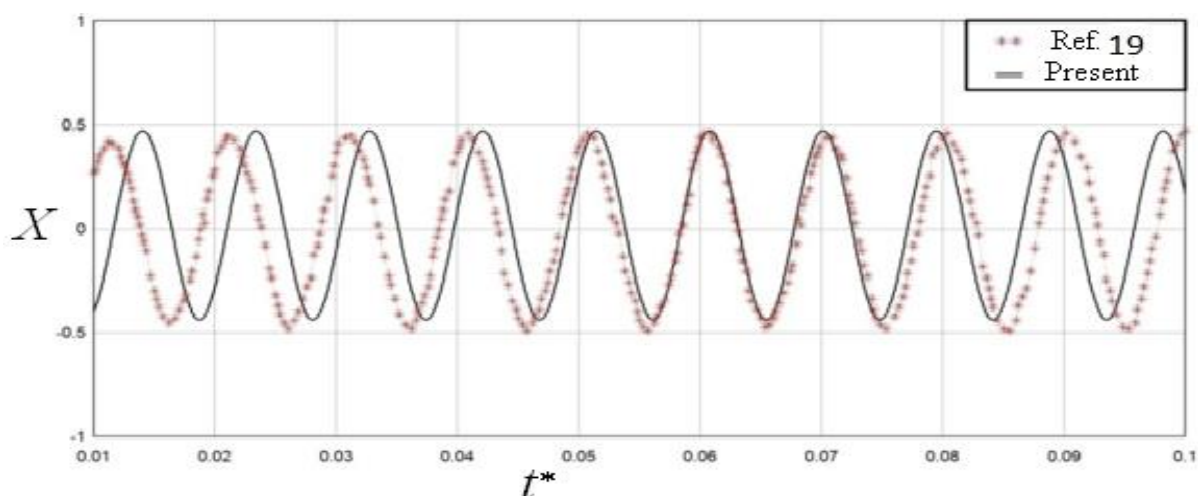
به منظور اعتبارسنجی و اطمینان از صحت نتایج، در ابتدا مسئله با شرایط اولیه زانگ و همکاران [۱۹] حل و مقایسه گردید. در [۱۹] مسئله با روش ضمنی حل و عمدتاً بر تاثیر پارامترهای پالس تمرکز شده است. نتایج مقایسه‌ای در شکل‌های (۳) تا (۵) نشان داده شده‌اند. همان‌گونه که از این شکل‌ها مشاهده می‌شود، نتایج کار حاضر تا حدود زیادی منطبق بر نتایج زانگ و همکاران [۱۹] است و در نتیجه می‌توان به نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی با اطمینان نگریست.

در شکل‌های (۶) تا (۸) روند همگرایی فشار، دما و انتقال حرارت نهان تبخیر توده بخار اول ناشی از حل عددی برای نسبت شارژ مایع $\phi = 50\%$ نشان داده شده‌اند. مشاهده می‌شود پس از گذشت زمان تقریباً ۴ ثانیه نوسانات میرا شده و نتایج به سوی مقدار مطلوب همگرا می‌شوند.

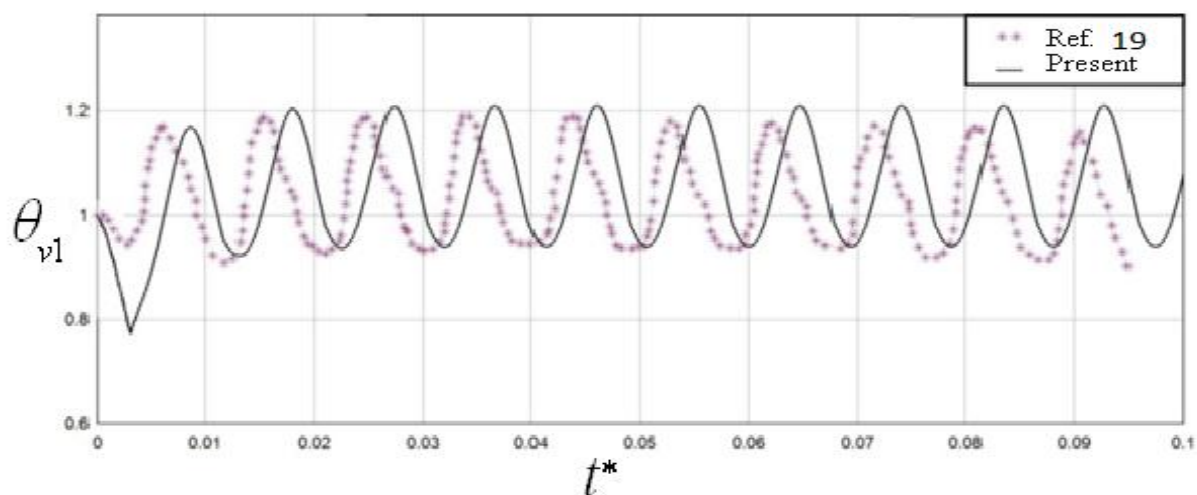
جدول ۱ - مقادیر اولیه پارامترهای مسئله

مقدار اولیه	(واحد) کمیت
۵۶۲۸	$P_{v1}(\text{Pa})$
۳۵	$T_{v1}(^{\circ}\text{C})$
۱۲۰	$T_e(^{\circ}\text{C})$
۲۰	$T_c(^{\circ}\text{C})$
۰/۱	$L_e(\text{m})$
۰/۲	$L_c(\text{m})$
۰/۲	$L_p(\text{m})$
۰/۴	$L(\text{m})$
۰/۰۰۱۵	$d(\text{m})$
۱۵۰	$h_e(\text{w/m}^2\text{K})$
۱۰۰	$h_c(\text{w/m}^2\text{K})$
۰/۱۱	$x_0(\text{m})$
$\bar{T}_e - \bar{T}$	$\Delta T(^{\circ}\text{C})$

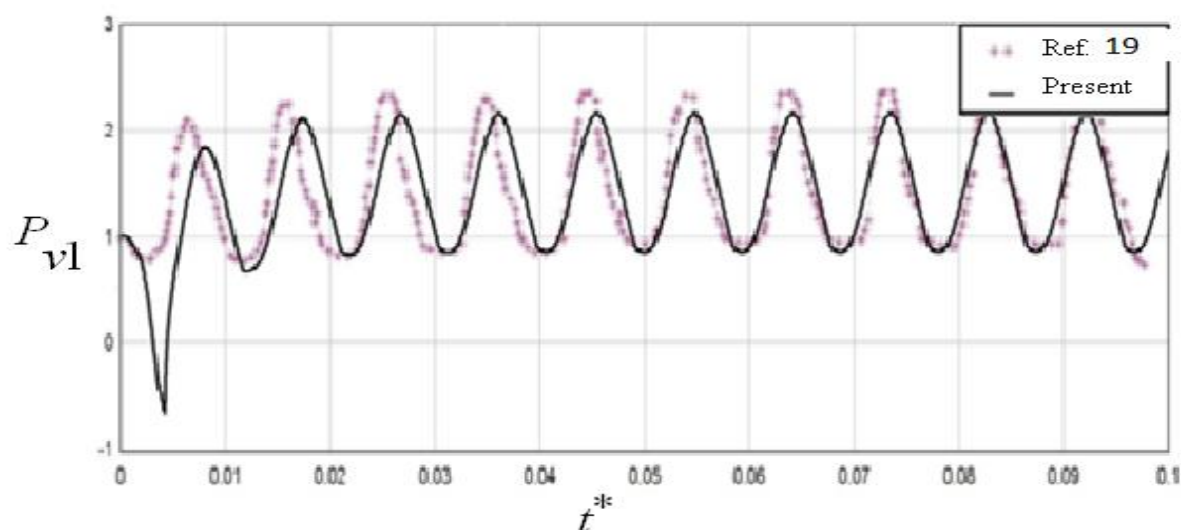
بررسی معادلات فوق نشان می‌دهد که معادلات مربوط به راب مایع و توده بخار به هم کوپل (لولا) شده‌اند. برای بدست آوردن توزیع دمای راب مایع از یک شبکه‌بندی یکنواخت ساده استفاده شده و محاسبات متعددی برای استقلال جواب از شبکه و گام زمانی انجام و بهترین مقادیر انتخاب شده‌اند. با تغییر گام زمانی از ۰/۰۰۰۱ ثانیه به ۰/۰۰۰۰۱ ثانیه نرخ انتقال حرارت تنها ۰/۲ درصد افزایش یافت، در نتیجه گام زمانی ۰/۰۰۰۱ ثانیه برای انجام



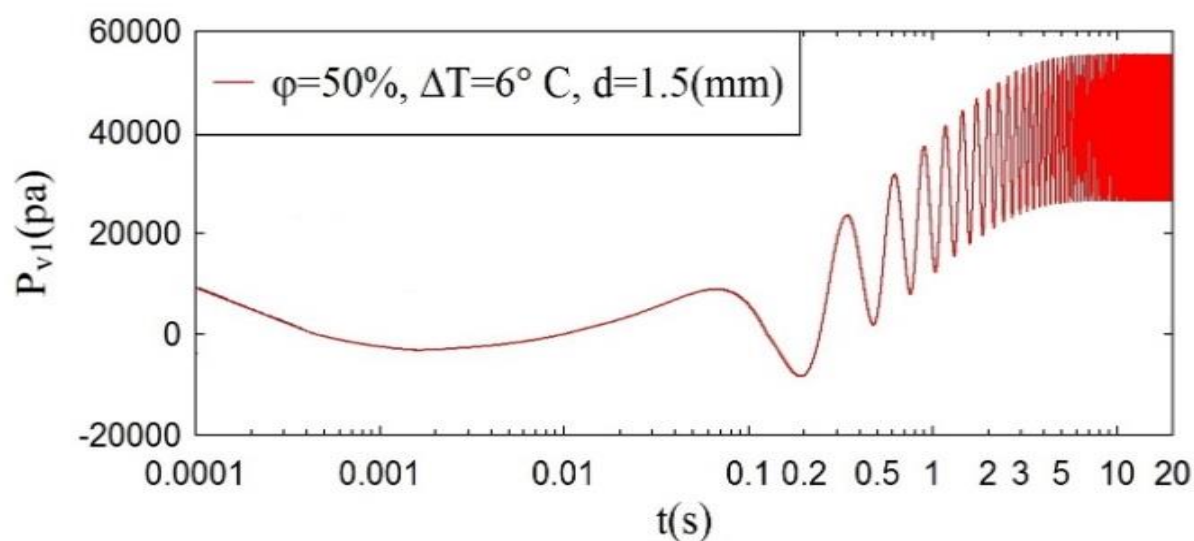
شکل ۳- تغییر مکان بی بعد راب مایع بر حسب زمان بی بعد، مقایسه با نتایج زانگ و همکاران [۱۹].



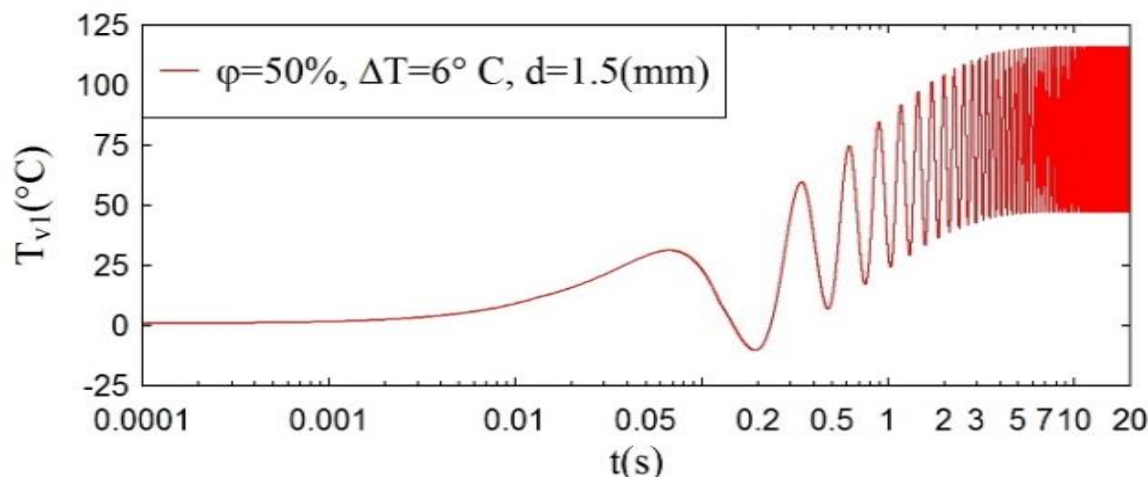
شکل ۴- تغییرات دمای بی‌بعد توده بخار اول بر حسب زمان بی‌بعد، مقایسه با نتایج زانگ و همکاران [۱۹].



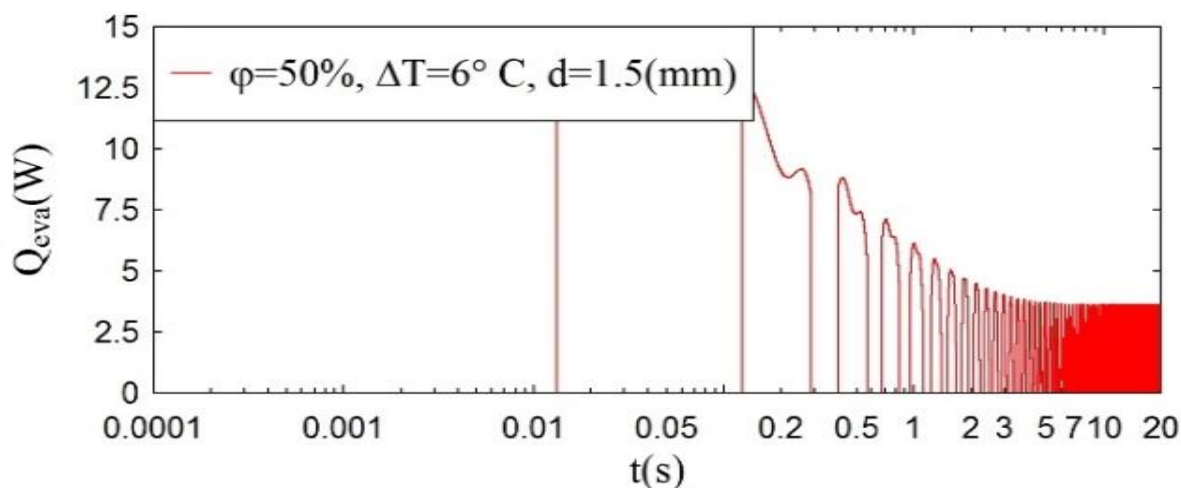
شکل ۵- تغییرات فشار بی‌بعد توده بخار اول بر حسب زمان بی‌بعد، مقایسه با نتایج زانگ و همکاران [۱۹].



شکل ۶- روند همگرایی فشار توده بخار اول با زمان.



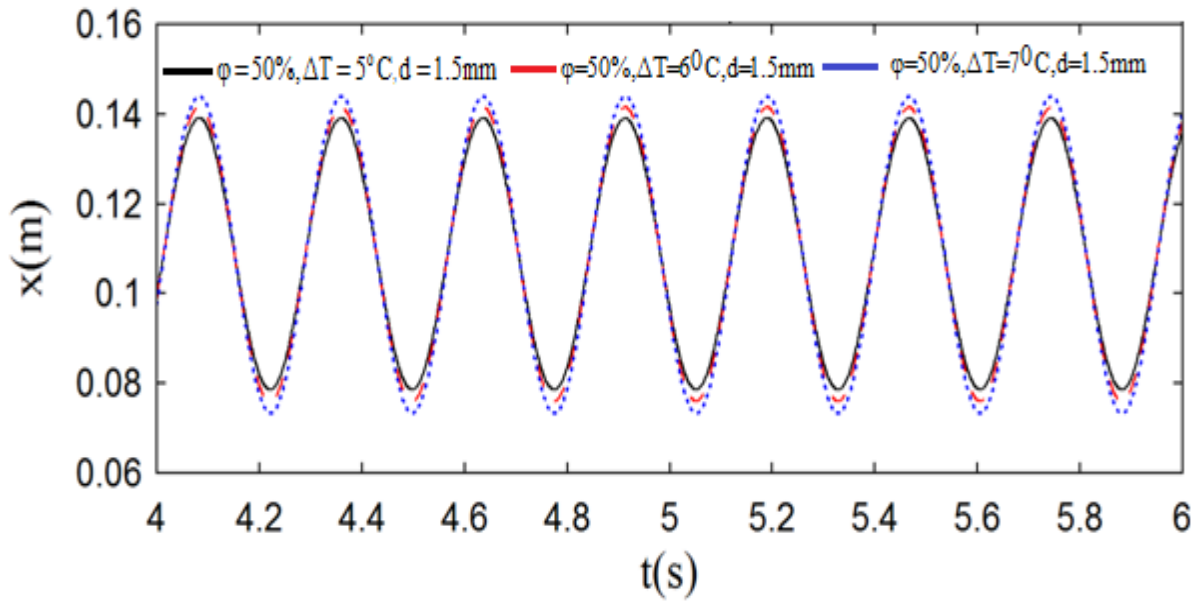
شکل ۷- روند همگرایی دمای توده بخار اول با زمان.



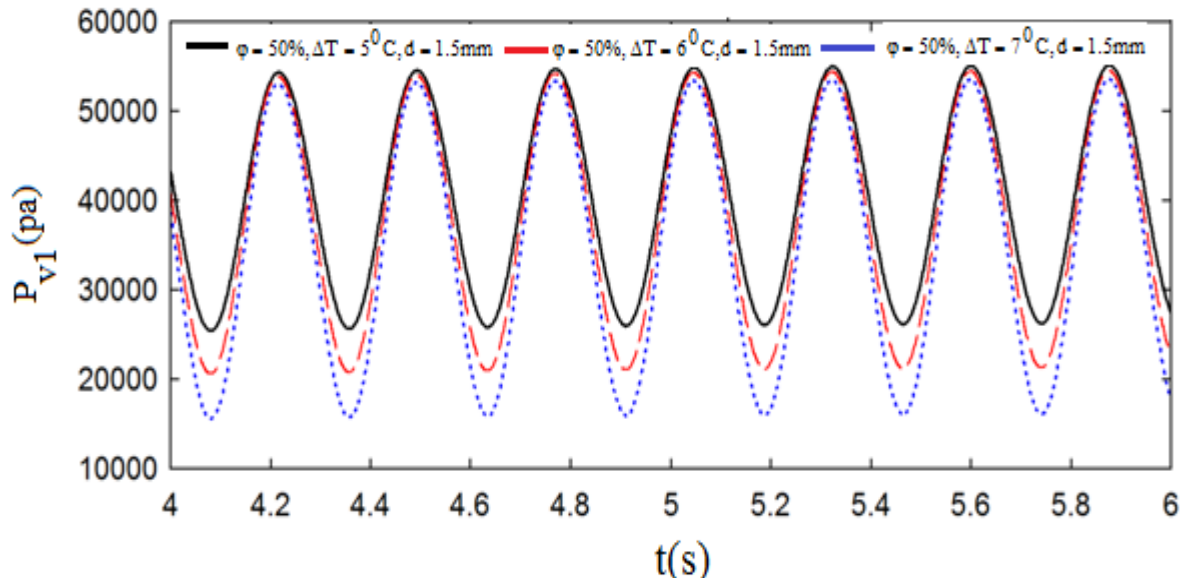
شکل ۸- روند همگرایی گرمای نهان تبخیر توده بخار اول با زمان.

روند نوسان موقعیت نهایی، فشار و دمای توده بخار دوم با اول به اندازه ۱۸۰ درجه اختلاف فاز خواهند داشت. دو سر انتهایی راب مایع همیشه در خلاف جهت هم رفته و به هر دو بخش گرمایش و سرمایشی حرکت می‌کنند. در معادله‌ی دبی جرمی بخار (معادله ۹)، T_{vi} ، L_{ei} و L_c متغیر می‌باشند. با توجه به اینکه تغییرات L_{ei} و L_c به موقعیت راب مایع وابسته‌اند، نوسانات نقش تعیین کننده‌ای در انتقال حرارت نهان خواهند داشت. با افزایش اختلاف دمای متوسط میزان تبخیر در اواپراتور افزایش یافته و طبق رابطه ۱۲، همان گونه که در شکل (۱۲) نشان داده شده، دامنه نوسان گرمای نهان تبخیر نیز افزایش می‌یابد. با استدلال مشابهی می‌توان گفت با افزایش اختلاف دمای متوسط میزان تقطیر در کندانسور افزایش و طبق رابطه ۱۳ دامنه نوسان گرمای نهان تقطیری نیز افزایش می‌یابد (شکل ۱۳).

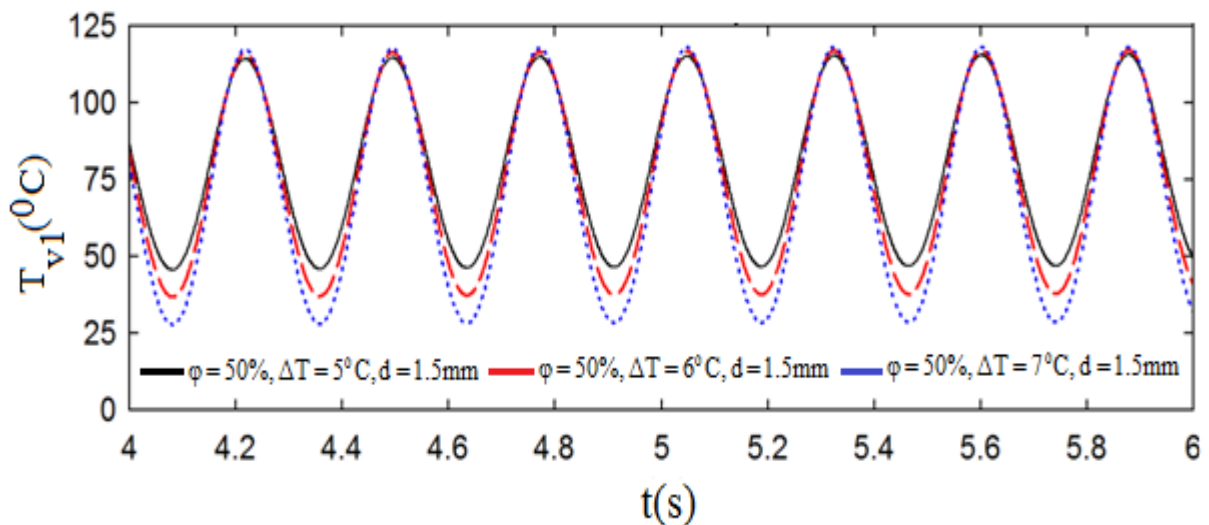
با افزایش دمای متوسط دیواره همان طور که در شکل (۹) مشاهده می‌شود، دامنه نوسان راب مایع افزایش می‌یابد. با افزایش اختلاف دمای دیواره، دمای دیواره در اواپراتور افزایش و در کندانسور کاهش می‌یابد. این تغییرات موجب افزایش میزان تبخیر و تقطیر در اواپراتور و کندانسور شده و اختلاف فشار طرفین راب مایع را افزایش می‌دهد. با افزایش اختلاف فشار و با توجه به معادله حرکت راب مایع، دامنه نوسان راب مایع افزایش می‌یابد. در شکل (۱۰) تغییرات فشار توده بخار اول نشان داده شده است. با افزایش اختلاف دمای متوسط، میزان تقطیر در کندانسور افزایش یافته که این پدیده منجر به کاهش فشار توده بخار اول می‌گردد، این بیان به خوبی در شکل (۱۰) قابل مشاهده است. با توجه به وابستگی فشار و دما، تغییرات این دو پارامتر مشابه هم است. تغییرات دمای توده بخار اول نیز در شکل (۱۱) آمده است.



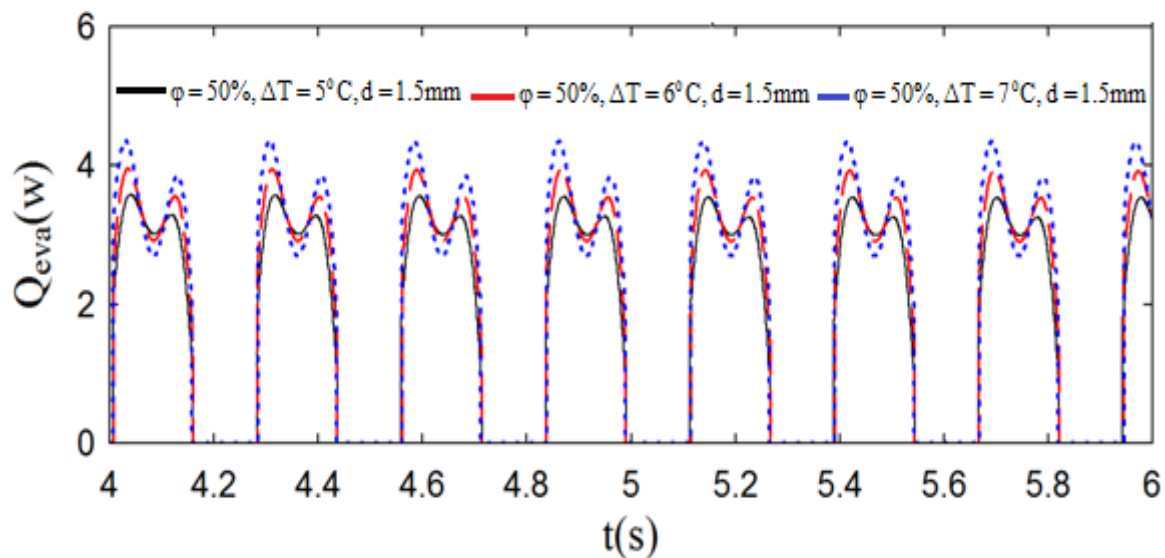
شکل ۹- تغییرات موقعیت راب مایع.



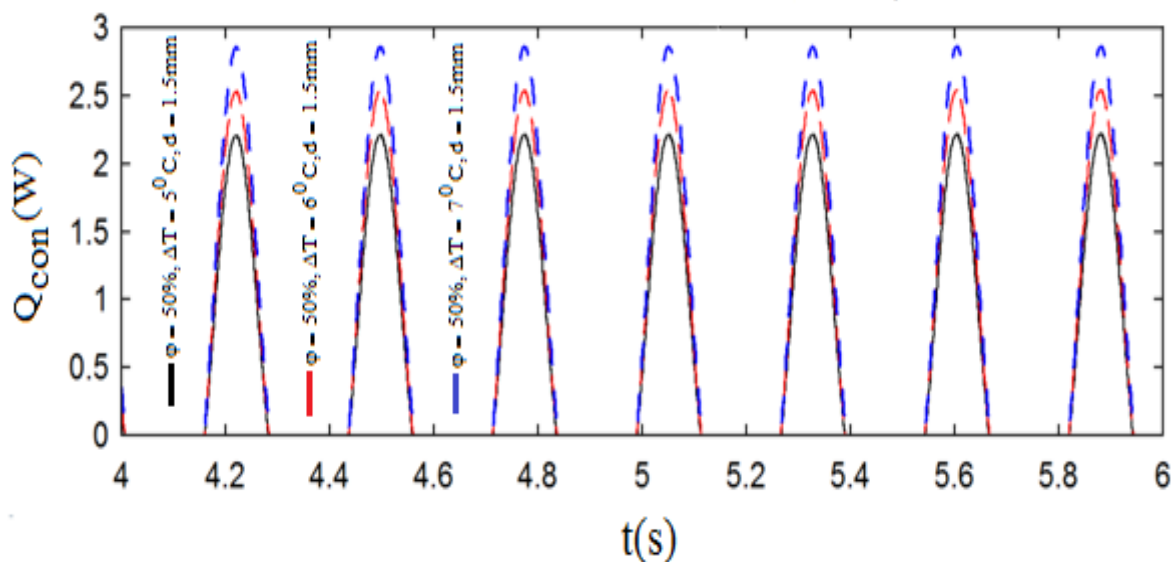
شکل ۱۰- تغییرات فشار توده بخار اول.



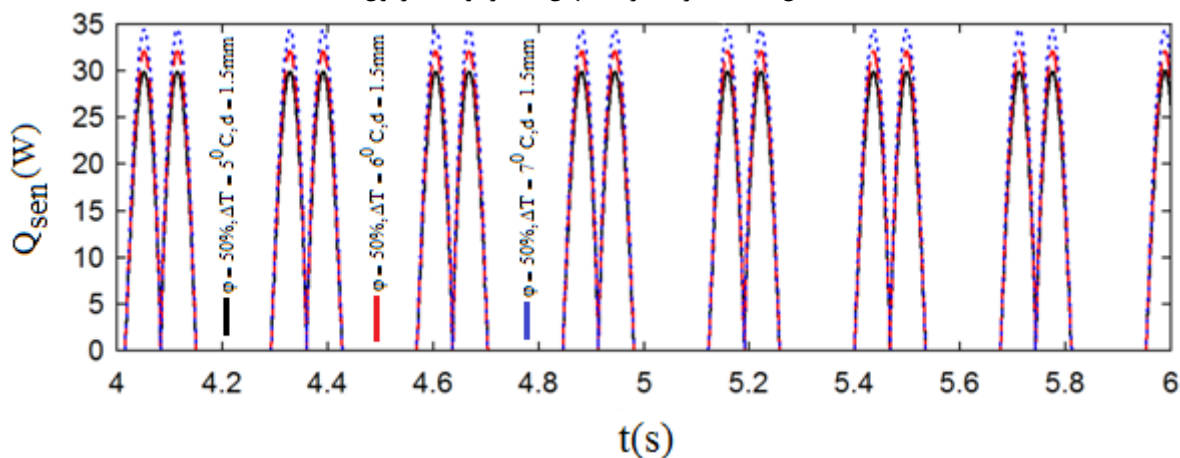
شکل ۱۱- تغییرات دمای توده بخار اول.



شکل ۱۲- تغییرات گرمای نهان تبخیر توده بخار اول.



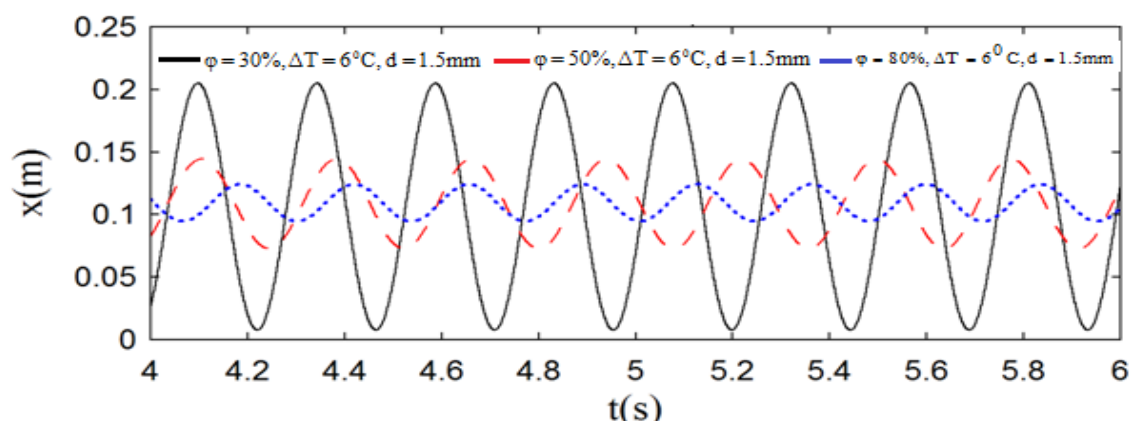
شکل ۱۳- تغییرات گرمای نهان تقطیر توده بخار اول.



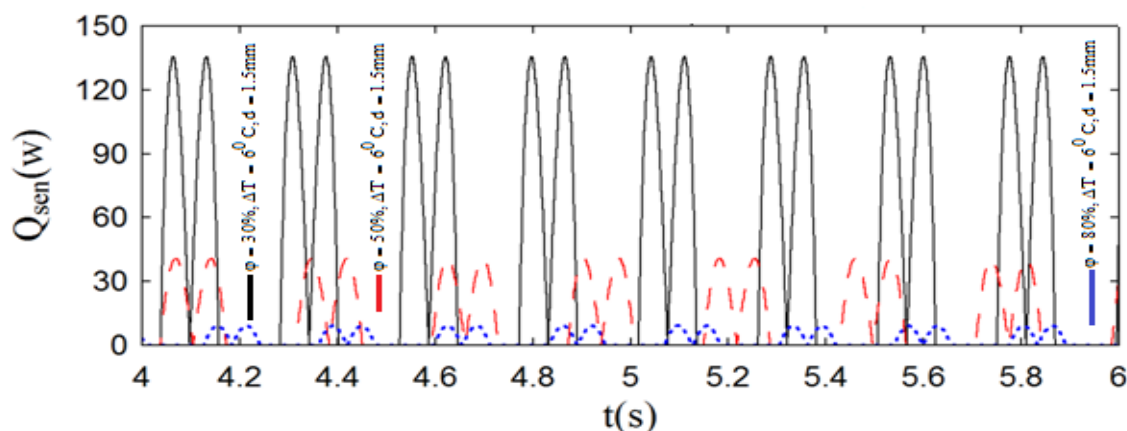
شکل ۱۴- تغییرات انتقال حرارت محسوس راب مایع.

حرارت محسوس را نیز افزایش داده است. نتایج گویای این مطلب است که بیش از ۹۰ درصد انتقال حرارت در لوله حرارتی نوسانی ناشی از انتقال حرارت محسوس راب مایع با دیواره لوله می‌باشد و نقش انتقال حرارت نهان تبخیر و تقطیر بیشتر در ایجاد نوسان راب مایع درون لوله می‌باشد. یکی از محدودیت‌هایی که در لوله حرارتی با افزایش شار حرارتی به وجود می‌آید پدیده خشک شدگی است. در این حالت اواپراتور از بخار اشباع شده و مایع در کندانسور باقی می‌ماند و عملکرد لوله حرارتی متوقف می‌شود.

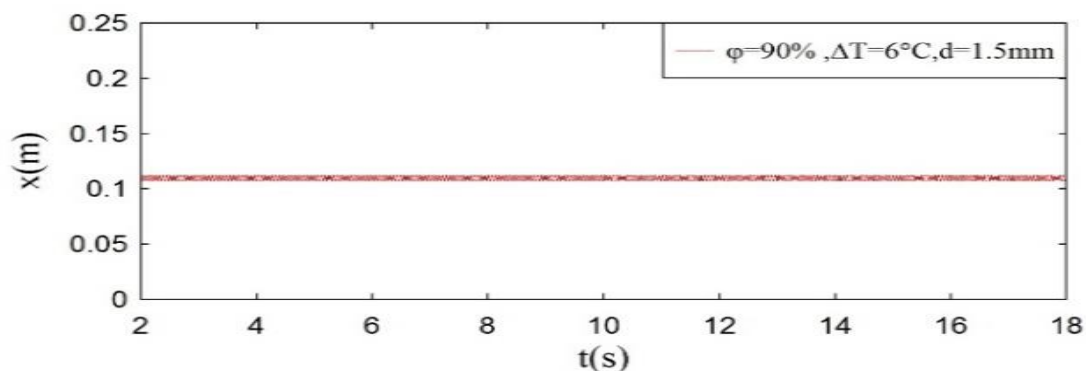
با افزایش اختلاف درجه حرارت دیواره‌ها سرعت حرکت سیال افزایش یافته که به نوبه خود افزایش عدد رینولدز را در پی دارد. با توجه به وابستگی عدد ناسلت به رینولدز انتقال حرارت محسوس راب مایع افزایش می‌یابد. میزان انتقال حرارت محسوس راب مایع در اختلاف دماهای متفاوت در شکل (۱۴) نشان داده شده است. افزایش اختلاف دما هم‌چنین سبب افزایش دامنه نوسان سیال شده و این نیز موجب ترشدگی بیشتر اواپراتور می‌شود که علاوه بر افزایش میزان انتقال حرارت نهان تبخیر و تقطیر، انتقال



شکل ۱۵- تغییر مکان راب مایع با میزان شارژ.



شکل ۱۶- تغییر گرمای محسوس راب مایع با میزان شارژ.



شکل ۱۷- تغییرات موقعیت راب مایع در میزان شارژ ۹۰٪.

بررسی و نتایجی به شرح زیر حاصل شد. با افزایش ۲ درجه سانتی‌گراد اختلاف دمای دیواره‌ها، دامنه نوسان راب مایع حدود ۸ میلی‌متر و بخش عمده انتقال حرارت که مربوط به انتقال حرارت محسوس از راب مایع است، حدود ۴ وات افزایش می‌یابند. با افزایش میزان شارژ دامنه نوسان راب مایع کاهش و مایع با سرعت کمتری در لوله حرکت می‌کند. این امر موجب کاهش ضریب جابجایی راب مایع شده و انتقال حرارت به میزان چشم‌گیری کاهش می‌یابد. مثلاً افزایش میزان شارژ از ۳۰ به ۵۰ درصد دامنه نوسان را حدود ۶۵ میلی‌متر و انتقال حرارت محسوس را ۸۷ وات کاهش می‌دهد. با افزایش میزان شارژ به ۹۰ درصد، نوسان راب مایع در لوله حرارتی تقریباً از بین رفته و انتقال حرارت به شدت افت می‌کند.

برای ارزیابی تأثیر میزان شارژ، تغییر مکان و انتقال حرارت محسوس راب مایع در نسبت شارژهای مختلف در شکل‌های ۱۵ و ۱۶ نشان داده شده‌اند. نتایج نشان دهنده کاهش دامنه نوسان راب مایع و کاهش شدید انتقال حرارت محسوس با افزایش میزان شارژ می‌باشند. با افزایش میزان شارژ، طول راب مایع افزایش یافته و اختلاف فشار بزرگتری برای حرکت مقدار بیشتر مایع مورد نیاز است، چون این اختلاف فشار قابل حصول نیست دمای مایع به دمای جداره افزایش یافته و لوله حرارتی نوسانی به خوبی کار نمی‌کند. با افزایش میزان شارژ به ۹۰ درصد، نوسان راب مایع تقریباً متوقف می‌شود، در این حالت لوله حرارتی عملکرد مناسبی نخواهد داشت و کارایی خود را از دست خواهد داد (شکل ۱۷).

۷- نتیجه گیری

عملکرد لوله حرارتی نوسانی با استفاده از حل عددی مورد

مراجع

- [۱] مسعود ضیائی راد، مریم بیگی هرچگانی، " مطالعه عددی انتقال حرارت و افت فشار در جریان اجباری نانوسیال داخل لوله دنداندار "، نشریه مدل‌سازی در مهندسی، دوره ۱۵، شماره ۴۹، تابستان ۱۳۹۶، صفحه ۶۵-۷۶.
- [۲] قنبر علی شیخ زاده، سید پیام غفاری، " مدل‌سازی عددی اثر انتقال نانو ذرات در جریان جابه‌جایی ترکیبی نانوسیال با خواص متغیر در محفظه مربعی با درگاه ورود و خروج جریان "، نشریه مدل‌سازی در مهندسی، دوره ۱۲، شماره ۳۸، پاییز ۱۳۹۳، صفحه ۱۰۲-۸۳.
- [۳] مسعود ضیائی راد، پیمان الیاسی، " بررسی عددی جریان نوسانی نانوسیال در کانال مستطیلی شکل در حالت غیردائم "، نشریه مدل‌سازی در مهندسی، دوره ۱۴، شماره ۴۴، بهار ۱۳۹۵، صفحه ۳۴-۲۱.
- [4] Y. Zhang, A. Faghri, "Advances and unsolved Issues in pulsating heat pipes", Heat Transfer Engineering, Vol. 29, No. 1, 2008, pp. 20-44.
- [5] W. Shao, Y. Zhang, "Effects of capillary and gravitational forces on performance of an oscillating heat pipe", Frontiers in Heat Pipes (FHP), Vol. 2, No. 2, 2011, pp.1-7.
- [6] T. N. Wong, B. Y. Tong, S. M. Lim, and K.T. Ooi, "Theoretical modeling of pulsating heat pipe", Proceeding of 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, Japan, 1999, pp. 159- 163.
- [7] R. Dobson, T. Harms, "Lumped parameter analysis of closed and open oscillatory heat pipe", Proceeding of 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, Japan, 1999, pp. 137-142.
- [8] Y. Zhang, A. Faghri, "Heat transfer in a pulsating heat pipe with open end", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, No. 4, 2002, pp. 755-764.
- [9] M. Shaffi, A. Faghri, and Y. Zhang, "Thermal modeling of unlooped and looped pulsating heat pipes", Journal of Heat Transfer, Vol. 123, No. 6, 2001, pp. 1159-1172.
- [10] H. B. Ma, M. A. Hanlon, and C. L. Chen, "An Investigation of oscillating motions in a miniature pulsating heat Pipe", Microfluidics and Nanofluidics, Vol. 2, No. 2, 2006, pp. 171-179.
- [11] V. M. Kiseev, K. A. Zolkin, "The influence of acceleration on the performance of oscillating heat pipe", Proceeding of 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, Japan, 1999, pp. 154-158.

- [12] W. Shao, Y. Zhang, "Thermally- induced oscillatory flow and heat transfer in an oscillating heat pipe", *Journal of Enhanced Heat Transfer*, Vol. 18, No. 3, 2011, pp. 177-190.
- [13] K. R. Narasimha, S. N. Sridhara, M. S. Rajagopal and K. N. Seetharamu, "Influence of heat input, working fluid and evacuation level on the performance of pulsating heat pipe", *Journal do Applied Fluid Mechanics*, Vol. 5, No. 2, 2012, pp. 33-42.
- [14] M. Mameli, M. Marengo, and S. Khandekar, "Local heat transfer and thermo- fluid characterization of pulsating heat pipe" *International Journal of Thermal Science*, Vol. 75, 2014, pp.140-152.
- [15] H. Alizadeh, R. Ghasempour, M. B. Shafii and M. H. Ahmadi, "Numerical simulation of PV cooling by using turn pulsating heat pipe" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 27, 2018, pp. 203-208.
- [16] R. Nemati, M. B. Shafii, "Advanced heat transfer analysis of a U- shaped pulsating heat pipe considering evaporative liquid film trailing from its liquid slug" *Applied Thermal Engineering*, Vol. 138, 2018, pp. 475-489.
- [17] M. Mobadersani, S. Jafarmadar and R. Rezavand "Modeling of a single turn pulsating heat pipe based on flow boiling and condensation phenomena" *International Journal of Engineering*, Vol. 32, No. 4, 2019, pp. 569-579.
- [18] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, 2nd edition, John Wiley & Sons, Incorporated, New York, 1995.
- [19] Y. Zhang, A. Faghri, and M. B. Shafii, "Analysis of liquid-vapor pulsating flow in a U-shaped miniature tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, No. 12, 2002, pp. 2501-2508.