



## Investigating and comparing the thermal performance of thermosyphon with different working fluids and filling ratios

Farzaneh Sadat Keshvari Tabatabaei <sup>a</sup>, Mohammad Khalili <sup>a\*,d</sup>, Seyed Alireza Mostafavi <sup>c,d</sup>

<sup>a</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Arak University, Arak, PO Box 38156-8-8349, Iran

<sup>c</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Arak University, Arak, PO Box 38156-8-8349, Iran

<sup>d</sup> Institute of Advanced Technology, Arak University, Arak, PO Box 38156-8-8349, Iran

### Original Article

Use your device to scan and read the article online



**Citation:** Keshvari Tabatabaei F S, Khalili M, Mostafavi S A. Investigating and comparing the thermal performance of thermosyphon with different working fluids and filling ratios. *Mechanics of Advanced and Smart Materials*. 2023;3(1):95-110.

 <https://10.52547/masm.3.1.95>

### KEYWORDS

Thermosyphon,  
Thermal performance,  
Working fluid,  
Filling ratio.

### ABSTRACT

In a variety of industries, thermosyphons are used to improve heat transfer. High reliability, easy maintenance and repairs, high thermal conductivity, and isothermal heat transfer are among its benefits. Thermosiphon is used for a variety of things, including cooling electronic components and air conditioning. In the studies conducted on the thermal performance of thermosyphons, it has been determined that the type of working fluid is very important. For this purpose, in this research, the thermal behavior of thermosyphons using two different working fluids has been investigated experimentally. A copper tube with a length of 1000 mm, an external diameter of 22 mm, and an internal diameter of 20 mm is used to construct the thermosyphon previously mentioned. The thermosyphon was tested with two working fluids—methyl acetate and deionized water—and three filling ratios—55%, 70%, and 85%—along with thermal loads ranging from 50 to 300 W and at a distance of 50 W. The results of the experiments revealed that this thermosyphon had a lower thermal resistance in the filling ratio of 70% of both fluids. Additionally, methyl acetate outperformed deionized water in terms of thermal performance by about 20–50%.

### Extended Abstract

#### 1. Introduction

A heat pipe is a simple device consisting of non-moving components that efficiently transfers large amounts of heat between two hot and cold sources, utilizing the evaporation and condensation cycles with minimal temperature difference. The applications of heat pipes are diverse, including environmental heating and cooling, cost-saving in heating and cooling systems, waste heat recovery from furnaces, flow revival in waste management, and heating, ventilation, and air conditioning systems, among others. The advantages of this device include high efficiency, compact size, and lack of pollution. A heat pipe comprises various components, such as a container, working fluid, and wick. In some aspects, a heat pipe resembles a thermosyphon. If a heat pipe lacks a wick and relies on gravity for the liquid to return from the condenser to the evaporator, it is referred to as a thermosyphon [1–2]. A conventional thermosyphon consists of a sealed cylindrical tube filled with an evaporation fluid. Figure 1 illustrates the structure of a thermosyphon [3–4].

The thermosyphon is comprised of three primary regions [5–6]. The evaporating region, located at the hot end of the pipe, is where the fluid undergoes boiling and transforms into steam. The condensing region, situated at the cold end of the pipe, is where the saturated vapor releases its latent heat, dissipating the heat in this area. Lastly, the adiabatic region exists between the evaporating and condensing regions, maintaining a consistent temperature throughout the pipe. Extensive research has been conducted on thermosyphons, and for this study, a copper thermosyphon is chosen. Experiments have been conducted with a 90° orientation, utilizing two different working fluids: deionized water and methyl acetate. The experiments encompass a range of thermal inputs, varying from 50 W to 300 W in increments of 50 W, while considering three different filling percentages of

\* Corresponding author. Tel.: 08632625330

E-mail address: [m-khalili@araku.ac.ir](mailto:m-khalili@araku.ac.ir)

DOI: <https://10.52547/masm.3.1.95>

Received: May 7, 2023; Received in revised form: June 1, 2023; Accepted: June 21, 2023.

© Author



55%, 70%, and 85%. The primary objective of this study is to compare the thermal performance of a thermosyphon filled with deionized water versus methyl acetate.

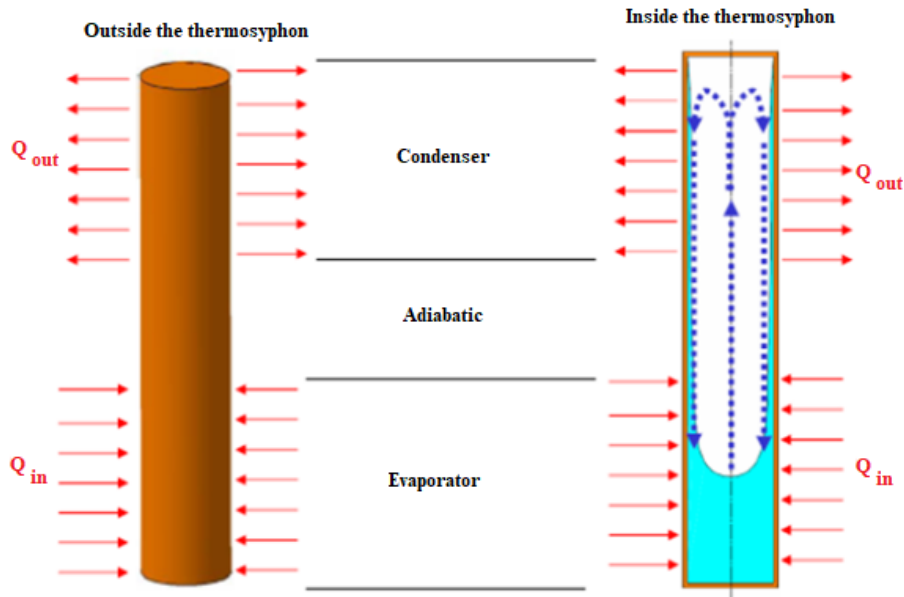


Figure 1. Thermosyphon structure [3].

## 2. Experimental method

The thermosyphon utilized in this study was constructed using a copper tube with an outer diameter of 22 mm, an inner diameter of 20 mm, and a length of 1000 mm. It consisted of three distinct zones: an evaporating zone measuring 156 mm in length, an adiabatic zone measuring 444 mm in length, and a condensing zone measuring 400 mm in length. The working fluids employed were deionized water and methyl acetate. Figure 2 depicts the laboratory setup and the placement of thermocouples. The evaporator section of the thermosyphon was heated using a power supply. The required heat supply was determined by two power sources, with uncertainties in thermocouples, voltage, and amperage readings of  $0.5^{\circ}\text{C}$ , 0.1 V, and 0.01 A, respectively. K-type thermocouples and a data logger system were employed to measure the temperatures of the thermosyphon. Thermocouples were affixed to the external surfaces of the evaporator, adiabatic section, and condenser. To accurately monitor the temperature, three thermocouples were placed in the evaporating section, one in the adiabatic section, and two in the cooling section. The adiabatic section was insulated using a fiberglass strip. Additionally, a cooling system, comprising a water tank with dimensions of an external diameter of 110 mm and a length of 444 mm, was positioned over the condensing area. This cooling system functioned as a water jacket to extract heat from the thermosyphon.

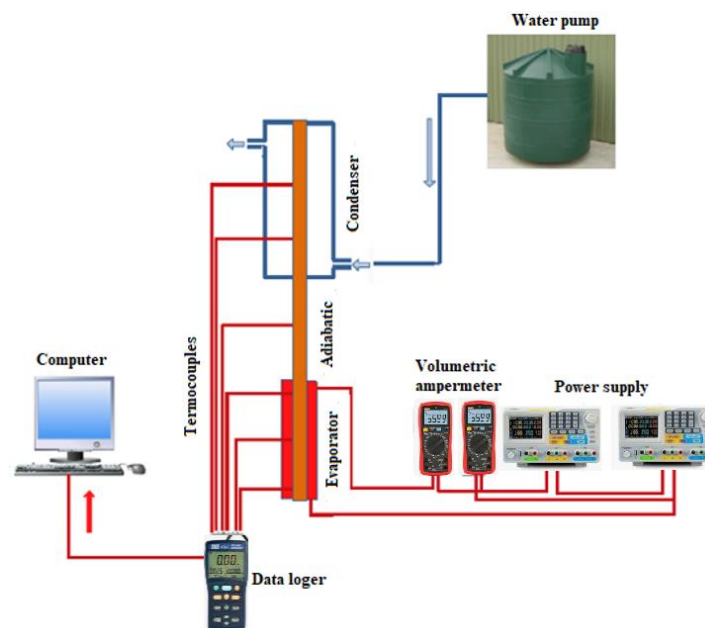


Figure 2. The pieces of equipment used to evaluate the performance of the thermosyphon in vertical mode.

### 3. Methods

A series of experiments were conducted in a laboratory to assess the thermal performance of the thermosyphon. The steady state, as defined in this research, refers to a condition where the thermal properties of the thermosyphon remain constant over the operating time under specific test conditions. These properties are maintained until temperature and heat flow reach equilibrium. The test conditions involved variations in several aspects: (1) thermal load ranging from 50 W to 300 W with 50 W increments; (2) two working fluids, namely deionized water and methyl acetate; (3) three filling percentages of 45%, 70%, and 85%, with the cooling fluid temperature within the range of 20°C to 22°C. The cooling flow rate was kept constant throughout the experiments. Initially, one parameter was modified while the others were held constant, enabling a comparison of the remaining thermosyphon conditions and associated operating parameters.

### 4. Discussion and results

The experimental results regarding the thermal performance of the thermosyphon using two different modes are presented herein. Each condition was repeated twice to ensure accuracy. Analysis of Figures 3 and 4 reveals a clear trend: as the input heat increases, the thermal resistance decreases across all working fluids. Notably, at lower input heat levels, the thermal resistance is higher for all fluids. However, with higher input heat, the thermal resistance experiences a significant decline. This phenomenon can likely be attributed to the lower viscosity and boiling temperature of methyl acetate compared to water. Consequently, the thermal resistance graph for methyl acetate is lower than that of water. Interestingly, both fluids demonstrate optimal thermal performance at a filling ratio of 70%, surpassing the other two filling ratios.

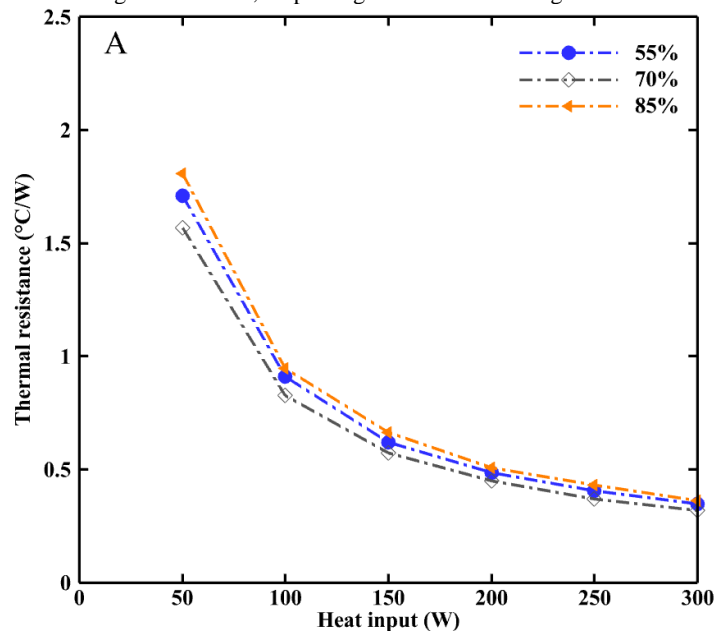


Figure 3. Thermal resistance of deionized water for different filling ratios.

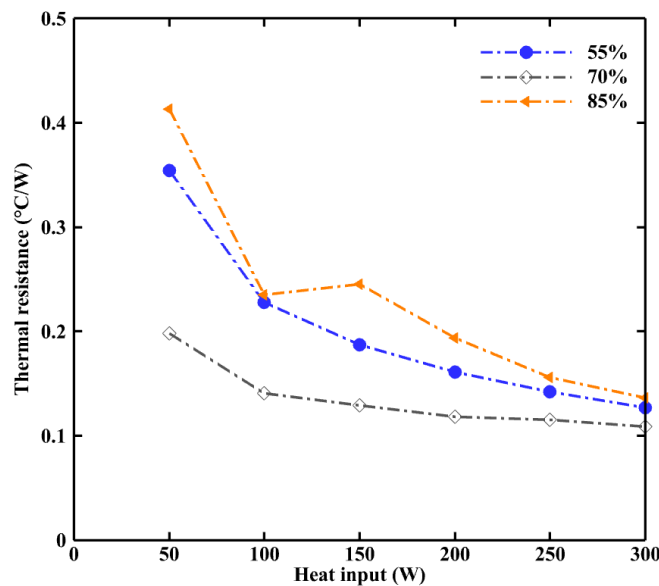


Figure 4. Thermal resistance of methyl acetate for different filling ratios.

## 5. Conclusion and summary

The thermal performance of the thermosyphon was experimentally examined using two different operating fluids: deionized water and methyl acetate. Three different filling percentages of 55%, 70%, and 85% were employed, and thermal loads ranging from 50 W to 300 W were applied in 50 W increments. The obtained results were subjected to analysis, yielding the following findings: For a 90° orientation, the thermal efficiency of the thermosyphon with methyl acetate as the working fluid was determined. It was observed that the thermal efficiency increased as the heat load grew, resulting in an augmented temperature gradient between the evaporator and the condensing section. At lower input heat levels, both working fluids exhibited higher thermal resistance, or, in general, a higher heat transfer coefficient for the thermosyphon. The optimal filling percentage was found to be 70%, and under this condition, the thermosyphon with methyl acetate as the working fluid demonstrated superior performance compared to deionized water.



## بررسی و مقایسه عملکرد حرارتی ترموسیفون با سیال‌های عامل و درصد پرشدگی مختلف

فرزانه سادات کشوری طباطبائی<sup>الف</sup>، محمد خلیلی<sup>ب\*</sup>، سید علیرضا مصطفوی<sup>ج، د</sup>

<sup>الف</sup> کارشناسی ارشد، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران، [keshvari161@gmail.com](mailto:keshvari161@gmail.com)

<sup>ب</sup> استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران، [m-khalili@araku.ac.ir](mailto:m-khalili@araku.ac.ir)

<sup>ج</sup> دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران، [a-mostafavi@araku.ac.ir](mailto:a-mostafavi@araku.ac.ir)

<sup>د</sup> پژوهشکده فناوری‌های نوین، دانشگاه اراک، اراک، ایران، صندوق پستی ۳۸۱۵۶-۸-۸۳۴۹

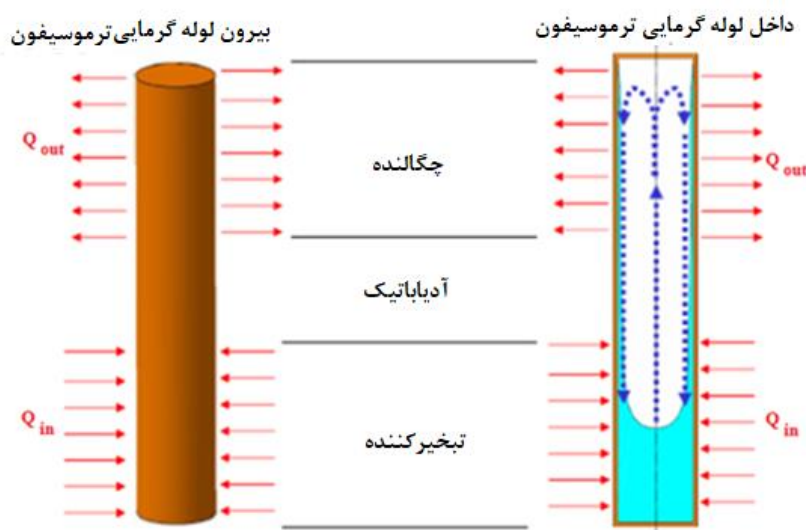
چکیده	واژگان کلیدی
<p>ترموسیفون‌ها برای بهبود انتقال حرارت در صنایع مختلف استفاده می‌شوند. از جمله مزیت‌های آن‌ها، قابلیت هدایت حرارتی بالا، انتقال حرارت هم دما، قابلیت اطمینان بالا، تعمیرات و نگهداری آسان و غیره است. از کاربردهای ترموسیفون می‌توان به تهویه مطبوع، خنک‌کاری قطعات الکترونیکی و غیره اشاره کرد. در بررسی‌های صورت گرفته بر روی عملکرد حرارتی ترموسیفون‌ها مشخص شده است که نوع سیال عامل از اهمیت زیادی برخوردار است. به همین منظور در این تحقیق، رفتار حرارتی ترموسیفون با استفاده از دو سیال عامل مختلف به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفته است. ترموسیفون مورد اشاره با استفاده از لوله مسی با قطر خارجی ۲۲ mm، قطر داخلی ۲۰ mm و طول ۱۰۰۰ mm ساخته شده است. آزمایش‌ها با استفاده از دو سیال عامل آب دیونیزه و متیل استات، با سه نسبت پرشدگی مختلف ۵۵٪، ۷۰٪ و ۸۵٪ و همچنین بارهای حرارتی متغیر از ۵۰ W تا ۳۰۰ W و به فاصله ۵۰ W صورت پذیرفته‌اند. نتایج تجربی آزمایش‌ها نشان داد که این ترموسیفون در نسبت پرشدگی ۷۰٪ از هر دو سیال عامل مقاومت حرارتی کمتری داشته است. همچنین مشخص گردید که متیل استات در حدود ۲۰ تا ۵۰ درصد نسبت به آب دیونیزه عملکرد حرارتی بهتری داشته است.</p>	<p>ترموسیفون عملکرد حرارتی سیال عامل نسبت پرشدگی</p> <p>تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۲/۱۷ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۲/۰۳/۱۱ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۳/۳۱</p>

### ۱- مقدمه

لوله حرارتی، دستگاهی ساده با اجزای غیر متحرک است که می‌تواند مقادیر زیادی از گرما را با اختلاف دمای اندک به سرعت میان دو منبع گرم و سرد از طریق چرخه تبخیر و تراکم انتقال دهد. این وسیله در بیشتر موارد، یکی از بهترین وسیله‌های انتقال گرما به شمار می‌آید و بیشتر به‌مثابه وسیله‌ای برای بازیافت انرژی گرمایی مطرح است. از کاربردهای لوله حرارتی می‌توان به فرایند گرمایش محیط، سرمایش محیط، صرفه‌جویی هزینه در سیستم گرمایش و سرمایش، بازیافت گرمای اتلافی از کوره‌ها، احیای جریان اتلافی، سیستم‌های گرمایش، تهویه و خنک‌سازی هوا و غیره اشاره کرد و از مزایای این دستگاه می‌توان به بازده بالا، حجم کم دستگاه و عدم آلودگی، اشاره کرد. درحالی‌که سازوکارهای مرسوم برای ایجاد سرمایش و گرمایش به کار می‌روند، از جمله؛ نیاز به حجم بالای دستگاه، توان خارجی، صرف هزینه جانبی علاوه بر هزینه ساخت اولیه و غیره را دارند و همچنین در

بسیاری از دستگاه‌های مهندسی، اغلب قطعات متحرک وجود دارند. در صورتی که لوله حرارتی وسیله ساده‌ای است که بدون هیچ قسمت متحرکی، قابلیت انتقال مقادیر زیادی گرما را در فواصل مختلف دارد [۱، ۲]. هر لوله حرارتی شامل قسمت‌های مختلفی از قبیل ظرف، سیال عامل و فیتیله است. لوله حرارتی از بعضی جهات، مشابه ترموسیفون است. اگر در لوله حرارتی فیتیله وجود نداشته باشد و عمل برگشت مایع از چگالنده به تبخیرکننده از طریق نیروی جاذبه صورت گیرد، این نوع از لوله حرارتی ترموسیفون نامیده می‌شود [۱، ۲].

یک ترموسیفون مرسوم از یک استوانه توخالی دو سر مسدودی تشکیل شده که درون آن از یک سیال تبخیرپذیر پر شده است. نمایی از ساختار ترموسیفون در شکل ۱ نشان داده شده است [۳، ۴]. ترموسیفون دارای سه ناحیه اصلی است: ناحیه تبخیرکننده (قسمت داغ لوله) که سیال در این قسمت جوش آمده و به بخار تبدیل می‌شود، ناحیه چگالنده (قسمت سرد لوله) که در این قسمت سیال بخار اشباع، گرمای نهان خود را از دست می‌دهد و گرما در این ناحیه دفع می‌شود و در آخر ناحیه آدیاباتیک (ناحیه همدمای لوله) که بین ناحیه تبخیرکننده و چگالنده است [۵، ۶].



شکل ۱- اجزای ترموسیفون [۳].

تحقیقات متعددی درباره ترموسیفون انجام شده است، برای مثال، دان و ری [۷] رسانایی گرمایی ترموسیفون را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها دریافتند که رسانایی ترموسیفون حدود ۲۰۰ تا ۵۰۰ برابر بیشتر از رسانایی گرمایی مس است. آن‌ها نشان دادند که ترموسیفون به طور گسترده در بسیاری از کاربردها مانند مبدل‌های حرارتی، خنک‌سازی اجزای الکترونیکی، سیستم‌های تبدیل انرژی خورشیدی، کنترل حرارتی فضاپیما، خنک‌سازی پره‌های روتور توربین گازی و غیره قابل استفاده است.

فقری و همکاران [۸] آزمایش‌هایی را بر روی لوله حرارتی فولاد ضدزنگ / سدیم تحت شرایط خلأ و هوا انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که رفتار لوله حرارتی با سیال عامل فلز مایع، تا حد زیادی به نرخ دفع حرارت از قسمت خنک‌کننده بستگی دارد. آن‌ها مشاهده کردند که در بخش خنک‌کننده سرعت‌های بخار مافوق صوت رخ داده و در بخش تبخیرکننده جریان بخار دوطرفه رخ داده است و همچنین برای یک یا چند بخش از تبخیرکننده، محدودیت صوتی در طی فرایندهای راه‌اندازی اتفاق افتاده است.

گراس [۹] به بررسی داده‌های منتشر شده توسط محققان مختلف در مورد انتقال حرارت دوفازی در داخل ترموسیفون برای پارامترهای مختلف مانند سیال عامل، قطر داخل لوله، دمای اشباع، فشار، زاویه انحراف پرداخته و رابطه‌ای را برای پیش‌بینی انتقال حرارت دوفازی پیشنهاد داده است. همچنین هارلی و فقری [۱۰] مدلی دوبعدی از یک ترموسیفون برای شبیه‌سازی انتقال حرارت از طریق دیوار و فیلم مایع در حال سقوط با استفاده از تحلیل شبه‌پایدار ناسلت ارائه دادند. این مدل کل ترموسیفون را در دمای پایین با داده‌های تجربی تحلیل می‌کند. هیروشیما و همکاران [۱۱] ویژگی‌های انتقال حرارت بخش تبخیرکننده را برای نوع دیگری از ترموسیفون با گرم‌کن داخلی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که ویژگی‌هایی مانند نوع هیتر، قطر لوله، بار حرارتی، سیال عامل و سطح آن بر عملکرد حرارتی ترموسیفون تأثیر می‌گذارند.

بزروندیل و آلکسینکو [۱۱۲] به طور تجربی ظرفیت انتقال حرارت ترموسیفون‌های دوفازی بسته را برای ناحیه تبخیرکننده و آدیاباتیک توسط فشار داخلی، درصد پرشدن نسبی و سیال‌های عامل (آب، متانول، فرئون ۱۱، فرئون - ۱۱۳، فرئون - ۱۲) مورد بررسی قرار داده‌اند. آن‌ها یک گزارش کلی برای تعیین حداکثر بار حرارتی ترموسیفون ارائه کردند. همچنین نگیزی و همکاران [۱۱۳] به بررسی عملکرد انتقال حرارت یک ترموسیفون دوفازی بسته مایل با آب و اتانول به‌عنوان سیال عامل پرداخته‌اند. آن‌ها دریافتند که جریان آشفته مایع بوجود آمده از جوشش و پراکندگی قطرات مایع، مقدار انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. همچنین مشخصات دیود حرارتی به نسبت پرشدن سیال عامل بستگی دارد.

ایمورا و همکاران [۱۱۴] یک مطالعه تجربی بر روی اثرات قطر داخلی، طول ناحیه گرم، سیال عامل (آب، اتانول، فرئون ۱۱۳)، میزان پرشدگی و میزان دمای داخلی با توجه به بارحرارتی بحرانی در یک ترموسیفون دوفازی بسته انجام دادند و و همبستگی‌های به وجود آمده را بدست آوردند.

آبو-زبان و همکاران [۱۱۵] یک سیستم بسته دوفازی را برای پیش‌بینی مشخصه‌های عملکردی تحت شرایط ثابت و ارتعاشی طراحی کردند. آزمایش‌ها برای طیف وسیعی از نسبت‌های پرشدن (۰/۴، ۰/۵، ۰/۶ و ۰/۸)، طول‌های مختلف بخش آدیاباتیک (۳۵۰ mm، ۳۲۵ mm، ۲۷۵ mm)، فرکانس‌های مختلف ارتعاش (۴/۳۳ Hz - ۰/۱۰) و شارهای حرارتی ( $2800 \text{ KW/m}^2$  - ۱۶۰) برای سیال‌های عامل آب و  $R134a$  انجام شد. در نهایت مشاهدات نشان داد که عوامل فوق بر عملکرد ترموسیفون تأثیر دارند. همچنین ارتعاش باعث ضعیف‌شدن عملکرد ترموسیفون زیر حد مجاز شد.

آزونی و همکاران [۱۱۶] سرعت جریان‌های ناشی از کشش سطحی گرادیان‌های دمایی و غلظت را برای محلول‌های آب - n - هپتانول مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها در آزمایش خود نشان دادند که حتی زمانی که کشش سطحی با دما کاهش می‌یابد، جریان از ناحیه سرد به گرم هدایت می‌شود که اثر غالب گرادیان غلظت بر کشش سطحی را نشان می‌دهد.

ایب و همکاران [۱۱۷] عملکرد حرارتی لوله‌های حرارتی بدون فتیله را با استفاده از محلول‌های آبی رقیق و الکل‌های کربن درصد بالا به نام سیال‌های خودترمیم‌شونده که به صورت سیال‌های عامل تحت شرایط جاذبه کم ایجاد شده‌اند، مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که با افزایش دما کشش سطحی در سیال‌های خودترمیم‌شونده افزایش می‌یابد. این ویژگی خاص، امکان تولید خودبه‌خودی مایع را به ناحیه گرم‌تر با جریان ترمو مویرگی فراهم می‌کند. همچنین به دلیل گرادیان غلظت در محلول آبی، اثر اضافی مارانگونی زمانی رخ می‌دهد که تغییر فاز مایع / بخار رخ می‌دهد. علاوه بر این بازگشت خودبه‌خودی میعانات به بخش تبخیرکننده توسط اثر اضافی مارانگونی باعث می‌شود که کاربرد سیال‌های خودترمیم‌شونده در کاربردهای فضایی تضمین شود. نتیجه آن‌ها این ایده را مطرح کرد که لوله‌های حرارتی بدون فتیله مقاومت حرارتی بهتر و حد خشک‌شدن بالاتری نسبت به لوله‌های حرارتی معمولی با فتیله را دارند. همچنین رافائل ساوینو و همکاران [۱۱۸] آزمایش‌هایی با محلول‌های دوتایی آب و الکل‌های زنجیره بلند انجام دادند. در این آزمایش‌ها اثرات کشش سطحی ترموسیفون مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آن‌ها مشخص کرد که ناحیه تبخیرکننده از سیال خودترمیم‌شونده نسبت به آب دارای مایع بیشتری است که به این معنی است که در ناحیه دما بالاتر، مایع به‌صورت خودبه‌خودی تأمین می‌شود. همچنین بر اساس مطالعات آن‌ها، رفتار اسلگ بخار در نزدیکی ناحیه حرارت‌دهی مشاهده گردید که تنش برشی قوی بین بخار و فیلم مایع را نشان می‌دهد. بر اساس نتایج آن‌ها، ترموسیفون‌ها با سیال‌های خودترمیم‌شونده عملکرد حرارتی بهتری را نشان می‌دهند.

فقری و توماس [۱۱۹] طراحی، آزمایش و پیش‌بینی حد مویرگی لوله حرارتی حلقوی هم مرکز ساخته‌شده از دو لوله هم مرکز با اندازه نابرابر را توصیف کردند. آن‌ها به یک مدل فضای بخار حلقوی دست یافتند. همچنین سیفچی و همکاران [۱۲۰] میزان افزایش انتقال حرارت لوله حرارتی را با استفاده از نانوسیال‌های آبی در شرایط عملیاتی مختلف به‌صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار دادند. مطالعات تجربی آن‌ها تحت سه بار حرارتی و سرعت جریان جرمی مختلف در بخش‌های تبخیرکننده و چگالنده انجام گرفت. تغییرات در دمای دیواره، بازده و مقاومت حرارتی لوله حرارتی برای آب دیونیزه شده اندازه‌گیری شد و نتایج نشان داد که نانو سیالات بیشترین افزایش انتقال حرارت و بهبود در مقاومت حرارتی لوله حرارتی را دارند. با استفاده از روش دینامیک

سیالات محاسباتی یک سری مطالعه عددی با استفاده از نتایج آزمایشگاهی انجام شد و نتایج حاصل از هر دو روش با یکدیگر مقایسه شدند. نتایج عددی و آزمایشگاهی تطابق خوبی با یکدیگر داشتند.

ژو و همکاران [۲۱] از لوله حرارتی برای خنک‌کاری پردازنده کامپیوتر استفاده کردند و نتایج آن‌ها نشان داد که عملکرد خنک‌کاری با تکنولوژی خنک‌کننده جدید قابل بهبود است و مصرف انرژی با این فناوری کاهش می‌یابد. همچنین ففری [۲۲] محدودیت‌های انتقال حرارت در یک لوله حرارتی را مورد بررسی قرار داده است. نتایج آزمایش‌ها نشان داد که با افزایش سطح مقطع فتیله و مساحت سطح برای گرمایش و سرمایش، ظرفیت گرمایی در واحد طول نیز افزایش می‌یابد. همچنین از آنجایی که دما در دیواره‌ای داخلی و خارجی یکنواخت است، می‌توان از آن به‌عنوان ابزار ساده شده کنترل دما برای کاربردهای کوره استفاده کرد.

وانگ و همکاران [۲۳] به صورت تجربی تاثیر زاویه شیب ترموسیفون را بر فرآیند انتقال حرارت و توزیع دمای داخل ترموسیفون مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که توزیع دما در راستای محور داخل ترموسیفون به طور منظم با زاویه شیب تغییر می‌کند. همچنین آن‌ها دریافتند که زاویه شیب بر مقاومت حرارتی در دو بخش تبخیر کننده و آدیاباتیک بیشتر از بخش چگالنده است. همچنین فاضل و همکاران [۲۴] جزئیات جریان دو فازی و پدیده انتقال حرارت را توسط نرم افزار Ansys fluent شبیه‌سازی نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که پروفیل‌های دمایی پیش‌بینی شده توسط CFD و نتایج تجربی تطابق خوبی دارند.

سیسترونا و همکاران [۲۵] تاثیر نسبت پرشدگی سیال حاوی سدیم بر چندین پدیده مانند خشک‌شدگی، نوک سرد، جوشش و داغ شدن دیواره تبخیرکننده را مورد بررسی قرار دادند. علاوه بر این، آن‌ها یک ضریب انتقال حرارت برای سدیم تحت رژیم جوشش هسته‌ای پیشنهاد دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که روابط پیشنهادی با دقت مناسبی، ضرایب انتقال حرارت در تبخیرکننده و چگالنده را با در نظر گرفتن اثرات نامطلوب نوک سرد و جوشش هسته‌ای تعیین می‌کند.

باتوجه به اهمیت نوع سیال عامل و کاربرد گسترده ترموسیفون، پژوهش حاضر در زمینه بررسی دو سیال عامل با نسبت‌های پرشدگی مختلف تحت بارهای حرارتی مختلف صورت پذیرفته است. به این منظور آزمایش‌ها بر روی یک ترموسیفون با جهت‌گیری  $90^\circ$  تحت بارهای حرارتی از ۵۰ W تا ۳۰۰ W با اختلاف ۵۰ W با استفاده از دو سیال عامل آب دیونیزه و متیل استات در سه درصد پرشدگی ۵۵، ۷۰ و ۸۵ درصد انجام شدند. هدف اصلی این مطالعه مقایسه عملکرد حرارتی ترموسیفون با آب دیونیزه و متیل استات بوده است.

## ۲- طراحی ترموسیفون

مراحل طراحی ترموسیفون در شکل ۲ نشان داده شده است. همانند هر فرایند طراحی، بسیاری از تصمیماتی که باید در نظر گرفته شوند، به هم مرتبط هستند. به‌عنوان مثال، انتخاب جنس لوله که بسیاری از سیال‌های عامل را به دلیل محدودیت‌های سازگاری حذف می‌کنند. در صورتی که طراحی با سیالات موجود کافی نباشد، لازم است که در انتخاب پیکربندی تجدیدنظر شود. دو جنبه از طراحی عملی که باید در نظر گرفته شود، قابل‌دسترس بودن سیال و راه‌اندازی ترموسیفون است. سیال انتخاب شده برای استفاده در ترموسیفون نباید به طور شیمیایی با بدنه لوله واکنش دهد و به نوبه خود، محیطی که در معرض آن قرار می‌گیرد نباید به بدنه آن آسیب برساند. به‌عنوان مثال، آب بهترین سیال عامل، از نظر عملکرد حرارتی و جنبه‌های عملیاتی در کاربردهای خنک‌کاری الکترونیکی در ترموسیفون است. آب ویژگی‌های عملکردی گرمایی غیر قابل مقایسه‌ای را نشان می‌دهد و مهم‌ترین سیال عامل ترموسیفون در جهان است.



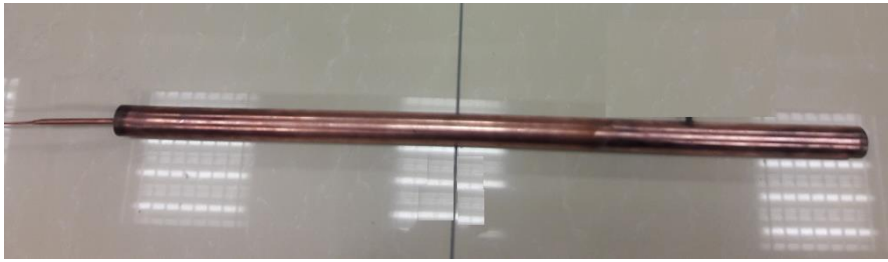
شکل ۲- مراحل طراحی ترموسیفون [۵].

### ۳- روش تجربی

#### ۳-۱- شرح دستگاه تجربی

آزمایش و آنالیز ترموسیفون بر اساس مرجع [۲۶] انجام شد. ترموسیفون توسط لوله مسی با قطر خارجی ۲۲ mm، قطر داخلی ۲۰ mm و طول ۱۰۰۰ mm استفاده شد. تصویری از ترموسیفون ساخته شده در شکل ۳ دیده می‌شود. این ترموسیفون دارای یک ناحیه تبخیرکننده به طول ۱۵۶ mm، یک ناحیه آدیاباتیک به طول ۴۴۴ mm و یک ناحیه چگالنده به طول mm

۴۰۰ می‌باشد. سیال عامل مورد استفاده آب دیونیزه و متیل استات بوده است.



شکل ۳- تصویری از ترموسیفون ساخته شده.

### ۳-۲- دستگاه شارژ

مقدار سیال عامل وارد شده در لوله برای سیستم بسیار مهم است؛ زیرا انتقال حرارت به آن بستگی دارد. اگر سیال کافی وجود نداشته باشد، سیستم پمپاژ و ترموسیفون از کار می‌افتد. در نتیجه، انتقال حرارت قطع می‌شود. قبل از پر کردن ترموسیفون با سیال، لازم است خلأ در داخل لوله مسی ایجاد شود. برای این کار مطابق با شکل ۴ از پمپ خلأ و متعلقات مربوطه استفاده شده است. در طول فرایند خلأ، فشار داخلی به ۱/۳ psi رسید. شکل ۳ دستگاه شارژ ترموسیفون را نشان می‌دهد. در لحظه پر شدن، لازم است بسیار مراقب بود تا خلأ موجود در داخل لوله از دست نرود. اگر این اتفاق بیفتد، کل فرایند خلأ باید تکرار شود. در ابتدا، لوله با حجم سیال عامل مورد نیاز پر شد.

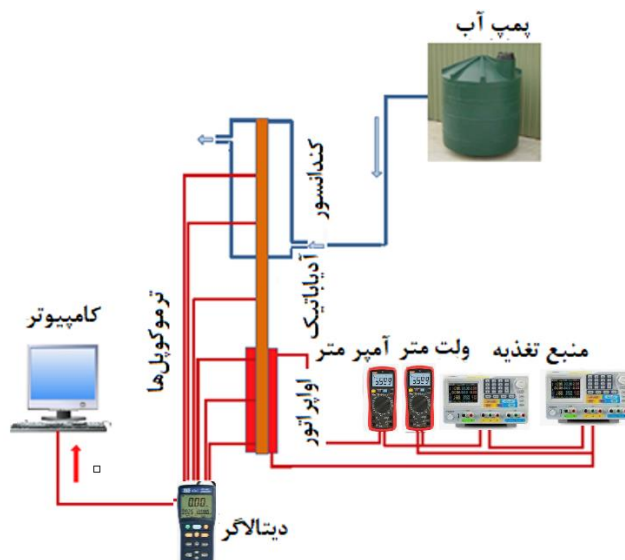


شکل ۴- دستگاه شارژ ترموسیفون.

### ۳-۳- شرح تجهیزات آزمایش

تصویر چیدمان آزمایشگاهی و موقعیت ترموکوپل‌ها در شکل ۵ نشان داده شده است. بخش تبخیرکننده ترموسیفون توسط منبع تغذیه حرارت داده شد. گرمای لازم برای تأمین، توسط دو منبع تغذیه با عدم قطعیت برای ترموکوپل‌ها، ولتاژ و آمپر به ترتیب  $0.5^{\circ}\text{C}$ ،  $0.1\text{ V}$  و  $0.1\text{ A}$  محاسبه شد. دمای ترموسیفون با استفاده از ترموکوپل نوع K و یک سیستم جمع‌کننده داده (دیتالاگر) اندازه‌گیری شد. ترموکوپل‌ها به سطح خارجی تبخیرکننده، آدیاباتیک و چگالنده متصل شده‌اند. برای سنجش دمای ترموسیفون سه ترموکوپل در بخش تبخیرکننده، یک ترموکوپل در بخش آدیاباتیک و دو ترموکوپل در بخش خنک‌کننده قرار داده شد. یک نوار فایبرگلاس بر روی بخش آدیاباتیک به عنوان عایق حرارتی استفاده شد. همچنین سیستم خنک‌کننده متشکل

از مخزن آب با ابعاد، قطر خارجی ۱۱۰ میلی‌متر و طول ۴۴۴ میلی‌متر بر روی منطقه چگالنده قرار داده شد. سیستم خنک‌کننده به‌عنوان یک پوشش آب خنک‌کننده برای حذف گرما از ترموسیفون است. ترموسیفون قابلیت انتقال مقدار بیشتری گرما را دارد. در نتیجه، یک افزایش ناگهانی در دمای دیواره، زمانی که حرارت به‌درستی در بخش خنک‌کننده آزاد نشود به ترموسیفون آسیب خواهد رساند؛ بنابراین، آب خنک‌کننده قبل از تأمین گرما برای بخش تبخیرکننده، ابتدا در داخل پوشش خنک‌کننده پراکنده می‌شود. دبی جرمی جریان ورودی به مخزن ثابت نگه داشته می‌شود و دمای ورودی و خروجی آب خنک‌کننده با استفاده از یک ترموکوپل دیگر اندازه‌گیری می‌شود. ترموسیفون به طور کامل با پشم‌شیشه عایق شده است. میزان اتلاف حرارت از قسمت تبخیرکننده و قسمت خنک‌کننده قابل اغماض است. برای گردش آب از یک پمپ آب استفاده شد.



شکل ۵- تجهیزات مورداستفاده برای آزمایش عملکرد حرارتی ترموسیفون.

#### ۴- روش انجام آزمایش

مجموعه‌ای از آزمایش‌ها در حالت پایدار آزمایشگاهی انجام شد و نتایج آزمایش‌ها برای ارزیابی عملکرد حرارتی ترموسیفون مورداستفاده قرار گرفته شد. حالت پایدار تعریف‌شده در این پژوهش مواردی است که خواص حرارتی ترموسیفون در برابر زمان عملیاتی تحت حالت تست اختصاصی، بدون تغییر باقی می‌ماند. آن‌ها تا زمانی که دما و جریان گرما برابر شوند، حفظ می‌شوند. آزمایش‌ها تحت بارهای حرارتی در محدوده ۵۰ W تا ۳۰۰ W با گام ۵۰ W؛ با استفاده از دو سیال آب دیونیزه و متیل استات؛ با سه درصد پرشدگی ۴۵، ۷۰ و ۸۵٪؛ با دمای سیال خنک‌کننده در محدوده ۲۰ تا ۲۲ درجه سانتیگراد و با سرعت جریان خنک‌کاری ثابت انجام شدند. در آزمایش‌های مختلف تنها یک پارامتر تغییر داده شده است، درحالی‌که بقیه پارامترها ثابت ماندند، در نتیجه امکان مقایسه بقیه شرایط ترموسیفون و پارامترهای عملیاتی مربوطه فراهم گردید.

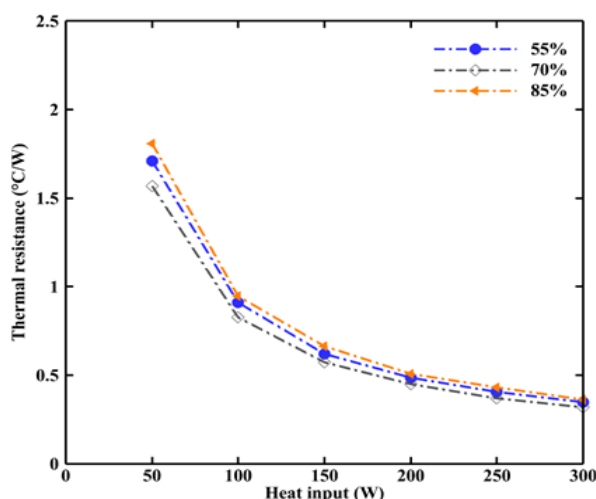
#### ۵- بحث و نتایج

نتایج تجربی مربوط به عملکرد حرارتی ترموسیفون با استفاده از دو حالت مختلف ارائه شده است. آزمایش‌ها دو بار برای هر حالت تکرار شدند و خطاهای مقایسه‌ای با در نظر گرفتن مقادیر میانگین کم‌تر از ۰/۵ درجه سانتی‌گراد بودند. آزمایش‌ها برای افزایش بارهای حرارتی متغیر از ۵۰ W تا ۳۰۰ W انجام شد. دمای محیط در دمای  $20 \pm 0.5$  درجه سانتی‌گراد توسط سیستم تهویه مطبوع نگهداری شد. به دلایل امنیتی، آزمایش‌ها زمانی متوقف شدند که بالاترین دما در طول ترموسیفون به حدود ۱۲۵ درجه سانتی‌گراد رسید. مقاومت حرارتی (TR) ترموسیفون به صورت زیر محاسبه می‌شود:

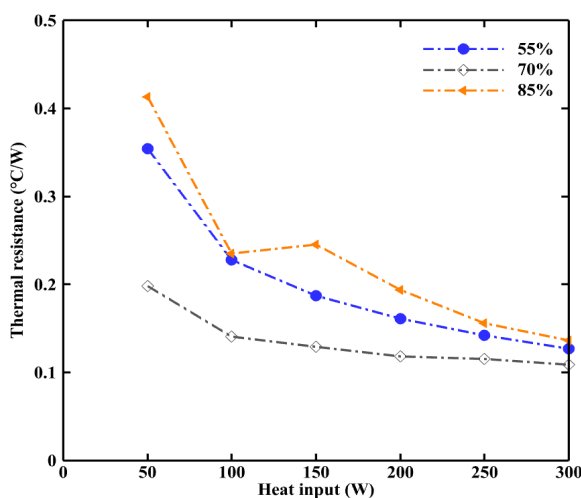
$$TR = \frac{(T_e - T_c)}{Q_1} \quad (1)$$

در رابطه (۱)  $T_c$  و  $T_e$  به ترتیب میانگین دمای سطح متوسط ترموسیفون در بخش تبخیرکننده و بخش چگالنده و  $Q_1$  حرارت ورودی اعمال شده به ترموسیفون هستند. ورودی‌های حرارتی مختلف مورد تحلیل قرار گرفته‌است.

عملکرد حرارتی ترموسیفون حاوی آب و متیل استات در نسبت‌های مختلف (۵۵، ۷۰ و ۸۵) به ترتیب در شکل‌های ۶ و ۷ مورد بررسی قرار گرفته است. مقاومت حرارتی به‌عنوان تابعی از توان ورودی تبخیرکننده، یک ویژگی معمول ترموسیفون است. همان‌طور که در شکل‌های ۶ و ۷ نشان داده شده است، مقاومت حرارتی ترموسیفون با آب و متیل استات در بارهای حرارتی پایین، بالا است که با افزایش بار حرارتی به سرعت به حداقل کاهش می‌یابد. مقاومت حرارتی بالا که برای بارهای حرارتی پایین مشاهده می‌شود، به دلیل تشکیل یک فیلم جامد بر روی بخش تبخیرکننده است. از سوی دیگر، جوش هسته‌ای که در بارهای حرارتی بالاتر اهمیت بیشتری دارد، باعث کاهش سریع مقاومت حرارتی می‌شود. شایان ذکر است که اختلاف میانگین دمای دیواره تبخیرکننده از چگالنده ترموسیفون در نسبت پرتشگگی ۷۰٪ برای آب و متیل استات به میزان قابل توجهی کم‌تر از نسبت‌های دیگر است. به‌عنوان مثال در شکل ۶، در توان ورودی ۱۰۰ W آب برای ۵۵، ۷۰ و ۸۵ درصد به ترتیب ۰/۸۲۶، ۰/۹۰۹ و ۰/۹۴۷ است و در شکل ۷ برای همین مقدار توان به ترتیب ۰/۲۲۸، ۰/۱۴۱ و ۰/۲۳۵ است. این موضوع نشان می‌دهد که مقدار پرتشگگی ۷۰٪ میزان پرتشگگی بهینه را خواهد داشت. همچنین مشخص است که استفاده از پرتشگگی ۷۰٪، عملکرد حرارتی ترموسیفون را افزایش می‌دهد.

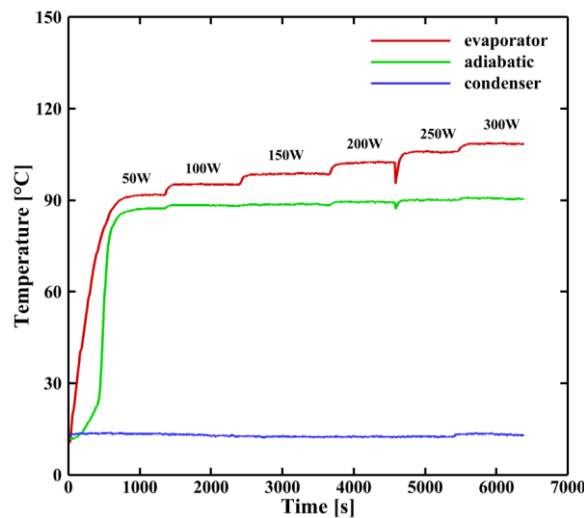


شکل ۶- مقاومت حرارتی آب دیونیزه برای پرتشگگی‌های مختلف.



شکل ۷- مقاومت حرارتی متیل استات برای پرتشگگی‌های مختلف.

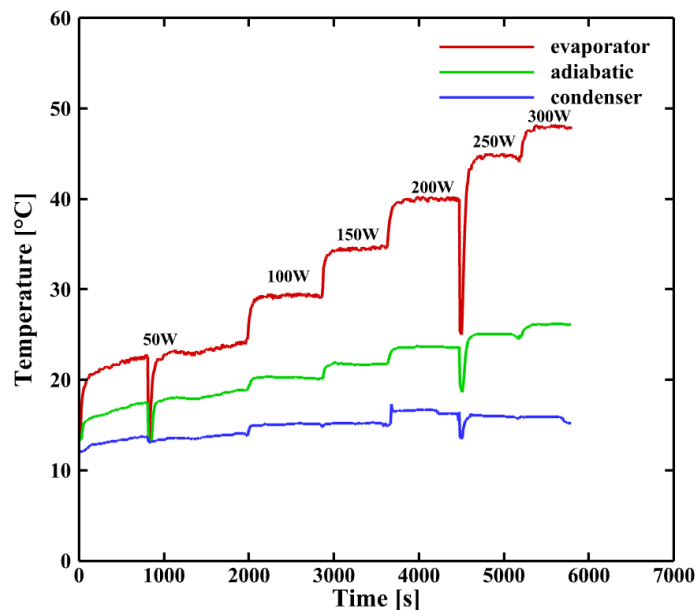
تأثیر حرارت ورودی بر عملکرد حرارتی ترموسیفون به طور جداگانه با شارژ کردن سیستم توسط  $95/41$  میلی لیتر آب و متیل استات به صورت افزایش تدریجی حرارت ورودی مورد بررسی قرار گرفت. این مربوط به تقریباً  $70\%$  از حجم کل بخش تبخیرکننده است. پاسخ گذرای دمای سطح برای مقطع تبخیرکننده، آدیاباتیک و چگالنده ترموسیفون پُر شده با سیال آب و متیل استات به ترتیب در شکل‌های ۸ و ۹ نشان داده شده است. ابتدا یک بار حرارتی  $50$  وات به بخش تبخیرکننده اعمال شد و مشاهده شد که تمام دماها در امتداد سطح خارجی ترموسیفون افزایش می‌یابد. پس از تقریباً  $30$  دقیقه، رفتار حرارتی این دماها به حالت پایدار رسید و داده‌ها ثابت شدند. بعد از ثبت داده‌ها توسط دیتالاگر بار حرارتی به  $100$  W افزایش یافت این مراحل تا رسیدن به بار حرارتی  $300$  W تکرار شد. برای تمام بارهای حرارتی اعمال شده، ترموسیفون به حالت پایدار رسیده است. حداکثر دمای اندازه‌گیری شده حدود  $125$  درجه سانتی‌گراد در ناحیه تبخیرکننده،  $14$  درجه سانتی‌گراد در ناحیه چگالنده و  $98$  درجه سانتی‌گراد در ناحیه آدیاباتیک برای بار حرارتی  $300$  W حاصل شد. در شکل‌های ۸ و ۹ به ترتیب مشاهده می‌شود که با افزایش حرارت ورودی، زمان مورد نیاز برای رسیدن به شرایط پایدار بعدی آب در حدود  $25$  تا  $30$  دقیقه و برای متیل استات در حدود  $35$  تا  $40$  دقیقه است. همان‌طور که قبلاً توضیح داده شد، مایع اضافی در تبخیرکننده باعث افزایش مقاومت حرارتی و کمبود سیال عامل در تبخیرکننده باعث خشک شدن سریع آن در ترموسیفون خواهد شد. باتوجه به شکل ۸ افزایش حرارت ورودی باعث کاهش مقاومت حرارتی ترموسیفون شده است و همان‌طور که در شکل مشخص است اختلاف دما بین تبخیرکننده و چگالنده افزایش یافته است. علاوه بر این زمان بیشتری طول می‌کشد تا ترموسیفون به حالت پایدار برسد، موارد مطرح شده برای سیال عامل متیل استات نیز صادق است با این تفاوت که با افزایش حرارت ورودی اختلاف بین تبخیرکننده و چگالنده بسیار بیشتر از سیال عامل آب بوده و همچنین زمان لازم برای رسیدن به پایداری کمتر شده است؛ بنابراین، ترموسیفون پر شده با آب نسبت به متیل استات، حداکثر نرخ انتقال حرارت کمتری دارد.



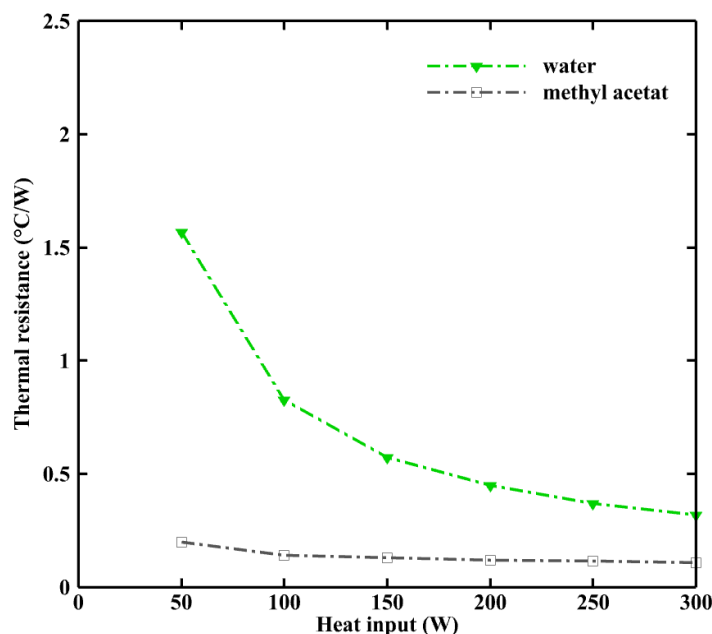
شکل ۸- دما در امتداد ترموسیفون به‌عنوان تابعی از بار حرارتی اعمال شده و زمان برای آب دی‌یونیزه با  $70\%$  پرشدگی.

در قسمت‌های قبل تأثیر ورودی‌های توان و سیال‌های عامل بر عملکرد ترموسیفون به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفته است. حال مقایسه مقاومت حرارتی بین دو سیال عامل آب و متیل استات در شکل ۱۰ نشان داده شده است. نتایج نشان داد که در توان حرارتی کم‌تر آب نسبت به متیل استات مقاومت حرارتی بیشتر دارد و با افزایش توان حرارتی با اختلاف کمتری نسبت به متیل استات کاهش می‌یابد. می‌توان علت این رفتار آب را در این مورد بررسی کرد که در توان حرارتی پایین، آب در مدت زمان طولانی‌تری به جوش آمده و در قسمت تبخیرکننده مقاومت بیشتری به دلیل وجود چسبندگی بالاتر نسبت به متیل استات نشان می‌دهد. با افزایش توان حرارتی اختلاف دمای بین تبخیرکننده و چگالنده کم‌تر شده و باعث کاهش مقاومت آن می‌شود. درعین حال متیل استات به دلیل نقطه‌جوش پایین‌تر در همان ابتدا مقاومت کم‌تری نشان می‌دهد و با همان حرارت کم ورودی

تغییر فاز داده و به بخار تبدیل شده است. همچنین با افزایش توان ورودی به تبخیرکننده اختلاف بین تبخیرکننده و چگالنده کم‌تر شده و مقاومت نیز کاهش یافته است.



شکل ۹- دما در امتداد ترموسیفون به‌عنوان تابعی از بار حرارتی اعمال شده و زمان برای متیل استات با ۷۰٪ پرشدگی.



شکل ۱۰- مقایسه مقاومت حرارتی آب دیونیزه و متیل استات برای ورودی‌های حرارتی مختلف.

## ۶- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

عملکرد حرارتی ترموسیفون به طور تجربی برای ورودی‌های حرارتی مختلف برای دو سیال عامل مختلف به نام‌های آب دیونیزه و متیل استات با سه درصد پرشدگی مختلف ۵۵٪، ۷۰٪ و ۸۵٪ با اعمال بار حرارتی از ۵۰ W تا ۳۰۰ W با اختلاف ۵۰ مورد آزمایش و تجزیه و تحلیل قرار گرفت. نتایج زیر از این مطالعه به‌دست آمده است. راندمان حرارتی ترموسیفون با سیال عامل متیل استات برای جهت‌گیری ۹۰ درجه به دست می‌آید. افزایش بار حرارتی باعث راندمان حرارتی بالاتری در ترموسیفون شده

است، به طوری که گرادیان دمایی بین تبخیرکننده و چگالنده افزایش پیدا کرده است. مقاومت حرارتی برای حرارت ورودی پایین برای هر دو سیال عامل و یا به طور کلی ضریب انتقال حرارت ترموسیفون با افزایش حرارت ورودی افزایش داشته است. بهترین درصد پرشدگی برای نسبت پرشدگی ۷۰٪ شد و ترموسیفون در حالت بهینه با سیال عامل متیل استات عملکرد بهتری نسبت به آب دیونیزه داشت.

## ۷- سپاسگزاری

این تحقیق با حمایت معاونت پژوهشی دانشگاه اراک و در قالب طرح پژوهشی به شماره قرارداد ۹۹/۲۹۲۴ مورخ ۱۳۹۹/۰۶/۲۴ صورت پذیرفته است.

## ۸- مراجع

- [1] Bejan A, Kraus AD. Heat transfer handbook: John Wiley & Sons, 2003.
- [2] Zohuri B. Heat pipe design and technology: Modern applications for practical thermal management: Springer, 2016.
- [3] Dickson PF. Heat transfer, JP Holman, McGraw Hill Book Company, 530 pages, price: \$17.00. Wiley Online Library; 1977.
- [4] com A. Isobar Heat Pipe Transfer System | Electronic Heating & Cooling Operations. [online] Available at. acrolab com/isobar-heat-pipes. 2019.
- [5] Reay D, McGlen R, Kew P. Heat pipes: theory, design and applications: Butterworth-Heinemann, 2013.
- [6] Lee H. Thermal design: heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells: John Wiley & Sons, 2022.
- [7] Noie S. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. Applied Thermal Engineering. 2005;25:495-506.
- [8] Faghri A, Buchko M, Cao Y. A study of high-temperature heat pipes with multiple heat sources and sinks: Part I—Experimental methodology and frozen startup profiles. 1991.
- [9] Gross U. Reflux condensation heat transfer inside a closed thermosyphon. International journal of heat and mass transfer. 1992;35:279-94.
- [10] Harley C, Faghri A. Complete transient two-dimensional analysis of two-phase closed thermosyphons including the falling condensate film. 1994.
- [11] Hirashima M, Kawabata K, Negishi K. Experimental study on a separate type thermosyphon. Wärme-und Stoffübertragung. 1994;29:479-86.
- [12] Bezrodnyi M, Alekseenko D. Investigation of the critical region of heat and mass transfer in low-temperature wickless heat pipes. Teplofizika Vysokikh Temperatur. 1977;15:370-6.
- [13] Negishi K, Sawada T. Heat transfer performance of an inclined two-phase closed thermosyphon. International journal of heat and mass transfer. 1983;26:1207-13.
- [14] Imura H, Sasaguchi K, Kozai H, Numata S. Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon. International journal of heat and mass transfer. 1983;26:1181-8.
- [15] Abou-Ziyan H, Helali A, Fatouh M, El-Nasr MA. Performance of stationary and vibrated thermosyphon working with water and R134a. Applied Thermal Engineering. 2001;21:813-30.

- [16] Azouni MA, Normand C, Pétré G. Surface-Tension-Driven Flows in a Thin Layer of a Water–n-Heptanol Solution. *Journal of colloid and interface science*. 2001;239:509-16.
- [17] Abe Y, Iwaski A, Tanaka K. Thermal management with self-rewetting fluids. *Microgravity-Science and Technology*. 2005;16:148-52.
- [18] Ma X. Investigation of novel thermoelectric refrigeration systems: University of Nottingham, 2004.
- [19] Faghri A, Thomas S. Performance characteristics of a concentric annular heat pipe: Part I—Experimental prediction and analysis of the capillary limit. 1989.
- [20] Çiftçi E, Sözen A. Heat transfer enhancement in pool boiling and condensation using h-BN/DCM and SiO<sub>2</sub>/DCM nanofluids: experimental and numerical comparison. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*. 2021;31:26-52.
- [21] Zhu K, Zheng M, Wang B, Dai B, Wang Y, Wei J, et al. Experimental study of energy saving performances in chip cooling by using heat sink with embedded heat pipe. *Energy Procedia*. 2017;105:5160-5.
- [22] Faghri A. Heat pipe science and technology: Global Digital Press, 1995.
- [23] Wang Y, Wang X, Wang J, Liu Y, Chen J. Heat transfer performance of a two-phase closed thermosyphon with different inclination angles based on the core-tube monitoring. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2023:102738.
- [24] Fadhl B, Wrobel LC, Jouhara H. Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*. 2013;60:122-31.
- [25] Cisterna LH, Cardoso MC, Fronza EL, Milanez FH, Mantelli MB. Operation regimes and heat transfer coefficients in sodium two-phase thermosyphons. *International journal of heat and mass transfer*. 2020;152:119555.
- [26] Santos Pd, Krambeck L, Santos Dd, Alves TA. Analysis of a stainless steel heat pipe based on operation limits. *International Review of Mechanical Engineering*. 2014;8:599-608.