ISSN: 2476-6909; Modares Mechanical Engineering. 2024;24(04):203-213.

# Construction of a Space Panel Radiator Equipped with a Heat Pipe Based on the Optimization of the Maximum Uniformity of Temperature Distribution Against the Minimum Mass

ARTICLE INFO

*Article Type*
Original Research

*Authors*
Fani Sani A.[1],
Dashti Gohari I.[1],
Berenjkoub M. S.[1],
Asghari Varzaneh S.[1*],
Amini Zazerani A.[1],

**How to cite this article**
Fani Sani A, Dashti Gohari I, Berenjkoub M. S, Asghari Varzaneh S, Amini Zazerani A. Construction of a Space Panel Radiator Equipped with a Heat Pipe Based on the Optimization of the Maximum Uniformity of Temperature Distribution Against the Minimum Mass. Modares Mechanical Engineering; *2024;24(04):203-213.*

ABSTRACT

Waste heat dissipation from spacecraft subsystems is crucial due to spatial limitations (no convective heat transfer, limited electrical power, lightweight, and high reliability). Radiators are often responsible for collecting and dissipating this waste heat into cold space. Panel radiators are widely used in various satellites, including scientific, communication, and remote sensing satellites. In scientific satellites, panel radiators are used to dissipate heat generated by scientific instruments such as cameras and spectrometers. In communication satellites, panel radiators are used to dissipate heat generated by power amplifiers. In remote sensing satellites, panel radiators are used to dissipate heat generated by sensors and processors. High efficiency, light weight, and high reliability are the advantages of using this equipment. The main challenge in using it is to provide sufficient heat dissipation area and uniformity of the surface temperature when radiating waste heat to the cold environment (space). The use of heat pipes in the panel radiator structure provides this uniformity. A heat pipe radiator consists of a sandwich panel with an embedded network of heat pipes. Increasing the number of heat pipes reduces the temperature gradient across the radiator surface but increases the radiator weight. Due to the importance of equipment lightness in space systems, optimization of the number of pipes and their geometric arrangement in the radiator should be such that maximum temperature uniformity on the surface and minimum radiator weight are achieved. The objective of this research is to optimize the performance of a radiator (maximum temperature uniformity on the surface) to achieve minimum weight while considering the weight and size constraints imposed by the system designer as requirements. Initially, a mathematical model is developed and solved numerically, and the effect of design parameters on the performance of a panel radiator, including face and core thickness, spacing between heat pipes, mass, and surface area, is comprehensively investigated. Based on the simulation results, considering the weight limitations and existing face and core thicknesses, the maximum allowable spacing between heat pipes is calculated to achieve maximum efficiency of the panel radiator. A network of heat pipes with this characteristic was produced and used in the panel sandwich. The results obtained from testing the manufactured panel radiator were compared with the design efficiency to validate the model. Based on the experimental results, an efficiency of 89% was obtained at a root temperature of 39°C. The error of this efficiency with the efficiency calculated from the theory is about 3%.

**Keywords** Heat Transfer, Space, Panel Radiator, Heat Pipe, Optimization

[1] Department of Heat Management, Isfahan Materials and Energy Research Institute, Iran Space Research Institute, Isfahan, Iran.

***Correspondence***
Address:
Department of Heat Management, Isfahan Materials and Energy Research Institute, Iran Space Research Institute, Isfahan, Iran.

asghari@fuelcell.ir, s.asghari@isrc.ac.ir

***Article History***
Received: February 18, 2024
Accepted: July 27, 2024
ePublished: August 2, 2024

CITATION LINKS

1 - Free vibration analysis of cylindrical honeycomb sandwich panels using .... 2 - An Experimental and numerical investigation on low velocity impact properties of .... 3 - Experimental investigation of foam filled sandwich panels in concentrated and .... 4 - Study of the heat transfer performance of .... 5 - Experimental, numerical and theoretical study on heat transfer in .... 6 - Research and development of honeycomb door of full-side open boxcar and .... 7 - Energy and exergy analysis and optimization of a novel heating, cooling, and electricity generation system composed of .... 8 - Influence of PV/T waste heat on water productivity and electricity generation of solar stills using heat pipes and .... 9 - Evaluation of thermal management of photovoltaic solar cell via hybrid cooling system of phase change material inclusion hybrid nanoparticles coupled with .... 10 - Multi-objective energy and exergy optimization of hybrid building-integrated heat pipe photovoltaic/thermal and earth air heat exchanger system using .... 11 - A comprehensive review on heat pipe based battery thermal management systems. 12 - Implementation of artificial intelligence in modeling and control of .... 13 - Basic principles of heat pipes and history. 14 - Numerical and experimental investigation on heat transfer of .... 15 - Experimental investigation on passive cooling, thermal storage and thermoelectric harvest with .... 16 - Heat transfer enhancement of a PCM-porous metal based heat pipe evacuated tube solar collector: An experimental study. 17 - Optimization of a heat pipe radiator design. 18 - Probabilistic Approach and Optimization for Spacecraft Heat Pipe Radiator Design. 19 - A design method of axially grooved heat pipes embedded in equipment panel for .... 20 - Nonfree space radiating fin optimum dimension and efficiency correlations. 21 - Satellite thermal control for systems engineers. 22 - Weight optimization for honeycomb radiators with embedded heat pipes. 23 - Optimization of micro heat pipe radiators in a radiation environment.

*Copyright© 2020, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.*

# ساخت یک صفحه رادیاتور فضایی مجهز به لوله حرارتی مبنی بر بهینه سازی حداکثر یکنواختی توزیع دما درمقابل حداقل جرم

**عبدالله فانی ثانی[۱]، ایثار دشتی گوهری[۱]، محمد صادق برنجکوب[۱]، سعید اصغری[۱]* ،امیر امینی زازرانی[۱]**

[۱] گروه حرارت، پژوهشکده مواد و انرژی اصفهان، پژوهشگاه فضایی ایران، اصفهان، ایران

## چکیده

دفع حرارت اتلافی تجهیزات موجود در زیر سیستم کنترل حرارت ماهواره‌ها به‌دلیل محدودیت های موجود در فضا (عدم وجود انتقال حرارت جابجایی، محدودیت توان الکتریکی، سبکی و قابلیت اطمینان بالا) از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. صفحه‌های رادیاتور غالبا وظیفه جمع آوری این حرارت های اتلافی و دفع آن را به فضای سرد به‌عهده دارند. صفحه‌های رادیاتور در طیف گسترده‌ای از ماهواره‌ها، از جمله ماهواره‌های علمی، ماهواره‌های مخابراتی و ماهواره‌های سنجش از دور، استفاده می‌شوند. در ماهواره‌های علمی، رادیاتورها برای دفع حرارت تولید شده توسط ابزارهای علمی مانند دوربین‌ها و طیف‌سنج‌ها استفاده می‌شوند. در ماهواره‌های مخابراتی و سنجش از دور ، رادیاتورها به ترتیب برای دفع حرارت تولید شده توسط تقویت‌کننده‌های توان و حسگرها و پردازنده‌ها استفاده می‌شوند. سبکی، راندمان و قابلیت اطمینان بالا بالای این تجهیز از مزایای استفاده از آن بوده و چالش اصلی استفاده از آن سطح کافی برای دفع حرارت و یکنواختی دمای صفحه رویی هنگام تابش حرارت اتلافی به محیط سرد (فضا) است. استفاده از لوله‌های حرارتی در ساختار سازه صفحه رادیاتور این یکنواختی را مهیا می‌سازد. رادیاتور مجهز به لوله حرارتی شامل یک صفحه ساندویچی است که در آن شبکه‌ای از لوله‌های حرارتی قرار گرفته است. افزایش تعداد لوله‌های حرارتی آن، گرادیان دما در سطح رادیاتور را کاهش و وزن رادیاتور را افزایش می‌دهد. با توجه به اهمیت سبکی تجهیزات در سامانه‌های فضایی، بهینه‌سازی تعداد لوله‌ها و نحوه چیدمان هندسی آنها در رادیاتور باید به گونه‌ای باشد که حداکثر یکنواختی دما در سطح و حداقلی وزن رادیاتور تامین گردد. هدف از پژوهش حاضر، بهینه‌سازی عملکرد یک رادیاتور مجهز به لوله حرارتی(حداکثر یکنواختی دما در سطح) برای دستیابی به حداکثر بازده با لحاظ محدودیت وزنی و ابعادی اعمالی از طرف طراح سیستم می‌باشد. ابتدا یک مدل ریاضی با حل عددی توسعه یافته و به کمک آن اثر پارامترهای طراحی شامل ضخامت رویه و هسته، فواصل بین لوله های حرارتی، جرم و سطح رادیاتور در راندمان صفحه رادیاتور به طور جامع بررسی شده است.. با استفاده از مدل ارائه شده و ملزومات کارفرما برای یک صفحه رادیاتور، فواصل بهینه لوله‌های حرارتی بدست آمده و یک صفحه رادیاتور ساخته شده است. نتایج به دست آمده از آزمون رادیاتور ساخته شده با راندمان پیش بینی شده از مدل مقایسه گردید تا صحه سنجی مدل انجام گیرد. با توجه به نتایج حاصل از آزمایش، راندمان رادیاتور ساخته شده ۸۹٪ در دمای ریشه ۳۹ درجه سانتی گراد به دست آمد. مقدار خطای این راندمان با راندمان محاسبه شده از تئوری در حدود ۳ درصد است.

**کلیدواژه‌ها:** انتقال حرارت، فضایی، صفحه رادیاتور ، لوله حرارتی، بهینه‌سازی

تاریخ دریافت: ۱٤۰۲/۱۱/۲۹

تاریخ پذیرش: ۱٤۰۳/۰۵/۰٦

*نویسنده مسئول: asghari@fuelcell.ir, s.asghari@isrc.ac.ir

## ۱- مقدمه

امروزه صفحات ساندویچی به دلیل دارا بودن نسبت استحکام به جرم بالا، در صنایع فضایی و سازه‌های ماهواره‌ای کاربردهای گسترده‌ای یافته‌اند[1-3]. یکی از مهم‌ترین مشخصه‌های طراحی ماهواره، کنترل دمای آن و جلوگیری از به وجود آمدن نقاط گرم در آن است. جهت رفع این مشکل باید در ماهواره‌ها از سازه‌هایی با هدایت گرمایی مناسب استفاده شود. علی‌رغم مزیت ذکر شده برای صفحات لانه‌زنبوری، این صفحات دارای هدایت گرمایی پایینی هستند و بنابراین نیاز به طراحی ساز و کار مناسبی جهت افزایش هدایت گرمایی در این سازه‌ها احساس می‌شود[4-6]. یکی از راهکارهای افزایش هدایت گرمایی، استفاده از لوله‌های حرارتی در صفحات ساندویچی است[7-10]. لوله حرارتی می‌تواند در یک حجم و وزن کم، گرمای زیادی با اختلاف دمای کم را انتقال دهد. لوله‌های حرارتی به علت وزن کم، هزینه نگهداری صفر و قابلیت اطمینان بالا جهت استفاده در سامانه‌های فضایی برای خنک‌سازی و تعدیل (پایداری) حرارتی بسیار مورد توجه قرارگرفته‌اند. وجود لوله‌های حرارتی با توجه به مدار چرخشی ماهواره‌ها به دور زمین و مواجهه مستقیم با تشعشعات خورشیدی بسیار ضروری است[11,12].

صفحه رادیاتور، صفحه لانه‌زنبوری است که به لوله‌های حرارتی مجهز شده و وظیفه آن بازتاب دادن تشعشعات ورودی از فضا و دفع گرمای تولیدی در ماهواره است. در این رادیاتور از تعدادی لوله حرارتی استفاده شده است که در وسط یک ساختار لانه‌زنبوری قرارگرفته‌اند، به نحوی که حرارت تولید شده درون ماهواره به لوله‌های حرارتی داخل صفحه منتقل شده و پس از توزیع یکنواخت حرارت در سطح رادیاتور، از طریق تشعشع به فضا دفع می‌شود. ایده لوله‌های حرارتی توسط گاگلر در ۱۹٤٤ به شکل مدرن بیان شد[13]. لوله‌های حرارتی به فرایند انتقال و دفع حرارت سرعت می‌بخشند و هدایت گرمایی صفحه را افزایش می‌دهد[14-16].

در بررسی کارهای انجام شده در طراحی رادیاتورهای مجهز به لوله‌های حرارتی، چانگ و همکاران یک مدل کامپیوتری از رادیاتور مجهز شده به لوله‌های حرارتی را توسعه داده که بر پایه دو رابطه برای راندمان تشعشعی یک پره رادیاتور مستطیل شکل است. آنها از این روابط جهت تخمین پارامترهای طراحی رادیاتور و ارزیابی عملکرد آن در محیط‌های مختلف استفاده کردند[17]. بوسولینو و همکاران از تکنیک مونته کارلو و روش‌های آماری برای بررسی اثر پارامترهای مختلف در رادیاتور استفاده کردند[18]. میازاکا و ناکاجیما با استفاده از یک مدل ریاضی برای صفحه، حرارت خالص ورودی به لوله‌های حرارتی را تخمین زدند[19]. کریشنا و همکارش در ادامه کار چانگ مدلی تحلیلی ارائه کرده که مبنای تابش آن به محیط فضای بدون تشعشع نیست بلکه بارهای حرارتی مانند تشعشعات خورشیدی، ضریب بازتاب و تشعشع زمین در محدوده مدار پایینی زمین هستند[20].

هدف پژوهش حاضر بهینه‌سازی عملکرد یک رادیاتور با توجه به الزامات مشخص در کمترین وزن ممکن است. این بهینه سازی در مستندات و مقالات ارائه شده قبلی به کمک تقریب خطی سازی انجام شده است که در این جا با استفاده از تکنیک های عددی معادلات دیفرانسیلی غیر خطی توسعه یافته است.

برای این منظور ابتدا یک پره مستطیل شکل به عنوان رویه رادیاتور به همراه دو لوله حرارتی در دو سوی پره مدل‌سازی شده است. در این مدل متغیرهای دمای ریشه (دمای لوله‌های حرارتی)، فاصله لوله‌های حرارتی، ضریب نشر سطح و ضخامت پره از پارامترهای مهم بر عملکرد رادیاتور (گرادیان دما در پره) هستند. به کمک روش‌های عددی معادلات غیرخطی مدل حل گردیده و متغیرهای بهینه استخراج شده‌اند. در گام بعدی نمودارهای نسبت سطح رادیاتور به توان دفع حرارت در مقابل نسبت وزن رادیاتور به توان دفع حرارت آن محاسبه شده و بر این اساس یک رادیاتور مجهز به لوله حرارتی طراحی و ساخته شده است. سپس آزمون‌های حرارتی این رادیاتور تحت خلا انجام گردیده و نسبت سطح رادیاتور به توان دفع حرارت آن و همچنین نسبت وزن رادیاتور به توان دفع حرارت آن به دست آمده و با نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی مقایسه گردیده‌اند.

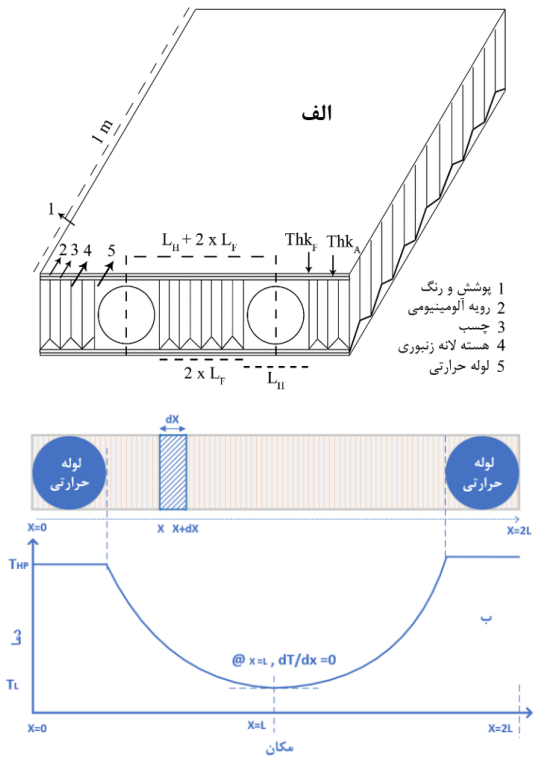
## ۲- مدل سازی ریاضی رادیاتور مجهز به لوله حرارتی بر اساس پارامترهای طراحی

### ۲-۱- مدل سازی رادیاتور مجهز به لوله حرارتی

صفحه رادیاتور شامل یک صفحه ساندویچی است که در فواصل معین لوله‌های حرارتی درون آن قرار گرفته‌اند (شکل ۱، الف). مقدار فاصله بین لوله ها بایستی به‌گونه‌ای باشد که ضمن حداقل نمودن گرادیان دما در این فاصله، حداقل لوله حرارتی نیز به‌کار گرفته شود. جهت ایجاد یک مدل ریاضی فرض شده است که در یک بلوک آلومینیومی دو لوله حرارتی در فاصله‌ای به طول 2L از یکدیگر قرار گرفته‌اند.

همچنین فرض گردیده که از دو سوی رویه آلومینیومی صفحه رادیاتور، جذب و نشر حرارت انجام شده و دیگر سطوح جانبی صفحه رادیاتور، عایق در نظر گرفته شده اند. در شکل ۱ چگونگی فرض قرارگیری دو لوله حرارتی در فاصله معین در یک صفحه ساندویچی نمایش داده شده است.

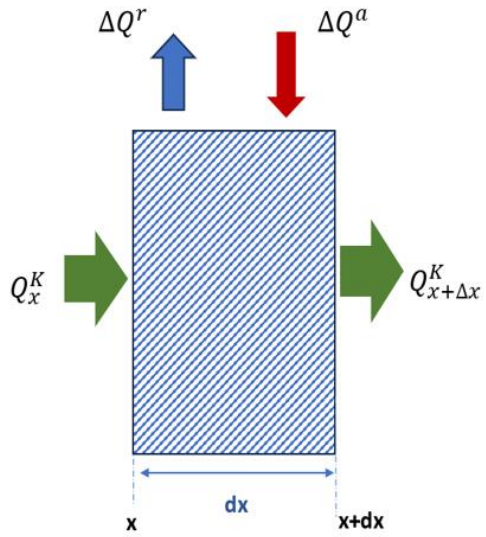
دمای لوله‌های حرارتی $T_{HP}$ و دمای بین دو لوله حرارتی $T_L$ در نظر گرفته شده است. در جزء نمایش داده شده در شکل ۱ که به طول dx مشخص گردیده یک موازنه انرژی نوشته می‌شود. جزئیات مربوط به انرژی‌های ورودی و خروجی به این جزء در شکل ۲ آورده شده است.




**شکل۱) (الف)** شکل شماتیک از نحوه قرارگیری لوله‌های حرارتی در صفحه لانه‌زنبوری (تصویر ازبالا)، **(ب)** شکل شماتیک برای مدل‌سازی اثر فاصله بین لوله‌های حرارتی در صفحه لانه‌زنبوری (تصویر از روبرو)

یک موازنه انرژی در حالت پایدار برای جزء نمایش داده شده در شکل ۲ به صورت معادله (۱) نمایش داده می‌شود. در این رابطه $\Delta Q^a$ شار حرارتی جذب شده از محیط فضا بوده و $\Delta Q^r$ شار حرارتی تشعشعی از سطح رادیاتور می‌باشد. $Q_x^k$ نیز میزان حرارت هدایتی انتقال یافته در مکان x است.

$$Q_x^k - Q_{x+\Delta x}^k = \Delta Q^r - \Delta Q^a \qquad (۱)$$




**شکل ۲)** جزئیات انرژی‌های ورودی و خروجی به جزء اشاره شده در شکل ۱

با استفاده از قانون فوریه در انتقال حرارت هدایتی و قانون استفان بولتزمان در انتقال حرارت تشعشعی، رابطه ۱ به فرم رابطه ۲ تبدیل می‌گردد:

$$(-KA^k\ dT/dx)_x - (-KA^k\ dT/dx)_{x+\Delta x} = \varepsilon(x)\left[\sigma T^4 - \sigma T_j^4(x)\right]A^r\frac{\Delta x}{2L} - q^a(x)A^a\frac{\Delta x}{2\,L} \quad (۲)$$

$A^r$ و$A^a$ به ترتیب سطح کل تابشی و جذب رادیاتور و $\Delta x$ طول المان است. $q^a(x)$ چگالي انرژی جذب‌شده توسط کل سطح رادیاتور است، $\varepsilon(x)$ ضریب تبادل تشعشع، $\sigma$ ضریب استفان بولتزمان و $T_j(x)$ دمای محیط است. $K$ ضریب انتقال حرارت صفحه ساندویچی و $A^k$ سطح مقطع آن می‌باشد. معادله دیفرانسیل به دست آمده از مرتبه دو بوده و غیرخطی است. وجود دو شرط مرزی جهت حل آن ضروری بوده که یکی مقدار دما در مکان اولیه ($T(x=0)=T_{HP}$) است که برابر با دمای لوله حرارتی است و دیگری به دلیل تقارن موجود گرادیان دما در بین دو لوله برابر صفر خواهد بود ($\frac{dT}{dx}|_{x=L}=0$). جهت دستیابی به یک رابطه تحلیلی، حل معادله دیفرانسیل فوق نیازمند خطی‌سازی عوامل غیرخطی است. در ابتدا با فرض این خطی‌سازی و حل تحلیلی معادله دیفرانسیل یک رابطه ریاضی معین برای اثر تغییرات فاصله بین دو لوله حرارتی بر گرادیان دما به دست می‌آید. در بخش بعدی این خطی‌سازی استفاده نشده و معادله دیفرانسیل غیرخطی توسط روش‌های عددی حل گردیده تا صحت فرض خطی‌سازی مشخص گردد.

با استفاده از تقریب خطی‌سازی تیلور برای جمله درجه ٤ $T^4$ حول نقطه کار (دمای متوسط $T_m$ ) رابطه ۳ در رابطه ۲ به کار گرفته می‌شود.

$$T^4 \sim 4T_m^3T - 3T_m^4 \quad (۳)$$

که در آن جهت محاسبه $T_m$ از رابطه ٤ استفاده می‌گردد.

$$T_m = \int_0^1 T(\xi)d\xi \quad (٤)$$

$\xi$ پارامتر بدون بعد مکان است که از رابطه ۵ به دست می‌آید.

$$\xi = \frac{x}{2L} \quad (۵)$$

با استفاده از رابطه خطی‌سازی شده (۳)، در نهایت حل تحلیلی معادله دیفرانسیل میسر گردیده و رابطه ٦ برای یافتن دما در انتهای بی‌دررو پره و با فرض صفر بودن مقدار انرژی جذب شده ($q^a=0$) به دست می‌آید.

$$\tau(\xi) = \frac{T}{T_{HP}} = 0.75\tau_m + (\beta\frac{q^a}{\gamma^2}) + (1-0.75\tau_m - \beta\frac{q^a}{\gamma^2})\frac{\cosh\gamma(1-\xi)}{\cosh\gamma} \quad (٦)$$

که در آن پارامترهای به‌کاررفته به صورت روابط ۷ تا ۹ تعریف شده‌اند.

$$\tau_m = \frac{T_m}{T_{HP}} \quad (۷)$$

$$\beta = \frac{2A^aL}{KA^kT_{HP}} \quad (۸)$$

$$\gamma = \frac{8\varepsilon A^rL\sigma T_{HP}^3\tau_m^3}{KA^k} \quad (۹)$$

دما در بین دو لوله پایین‌ترین دما بوده و لذا گرادیان دما در این نقطه به حداکثر مقدار خود می‌رسد. با قرار دادن مقدار $\xi=0.5$ رابطه ۱۰ به دست می‌آید. این رابطه ارتباط حداکثر اختلاف دما بین دو لوله حرارتی را با فاصله قرارگیری آن دو معرفی می‌کند.

$$\frac{(T_{HP}-T_L)}{T_{HP}} = \frac{(1-0.75\tau_m)(\cosh\gamma\ -1)}{\cosh\gamma} \quad (۱۰)$$

## ۲-۲- حل دقیق مدل ارائه شده و تعریف پارامترهای طراحی صفحه رادیاتور

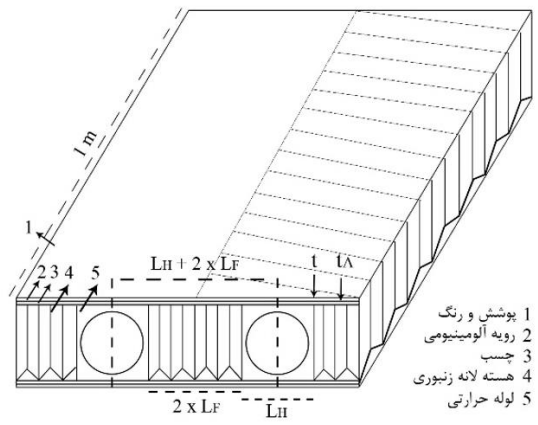
با توجه به استفاده از روش خطی‌سازی و تقریب ایجاد شده در حل تحلیلی ارائه شده در بخش قبلی، جهت توسعه در این پژوهش، حل دقیق معادله دیفرانسیل غیرخطی (۲) توسط روش عددی انجام شده است. در این روش یک پره به عنوان رویه رادیاتور با طول‌های مختلف در نرم افزار کامسول شبیه‌سازی شده (روش عددی مورد استفاده در این نرم افزار المان محدود می‌باشد) به نحوی که دمای ریشه (دمای لوله های حرارتی) به دو سمت پره اعمال می‌گردد و از سطح رویی رادیاتور با ضرایب صدور نشر مختلف، تشعشع به صفر کلوین (شرایط محیطی فضا) انجام می‌پذیرد. سایر سطوح پره، عایق در نظر گرفته شده‌اند. همچنین از انتقال حرارت جابجایی از طریق هسته، با توجه به عدم وجود این پدیده در فضا، صرف نظر می‌گردد. با اعمال فاصله‌های مختلف بین لوله‌های حرارتی، ضریب نشرهای مختلف سطح و ضخامت‌های متفاوت پره، نسبت سطح رادیاتور به توان دفع حرارت آن($A_w$) و همچنین نسبت وزن رادیاتور به توان دفع حرارت($M_w$) از روابط ۱۱، ۱۲ و ۱۳ آن محاسبه می‌شود.

$$A_w = 2L/\int_0^{2L}\varepsilon(x)\sigma\left[\sigma T(x)^4 - \sigma T_j^4(x)\right]dx \quad (۱۱)$$

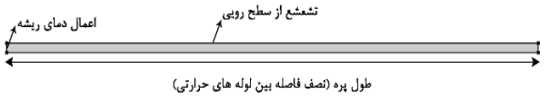
$$M_w = M_{SP}/\int_0^{2L}\varepsilon(x)\left[\sigma T(x)^4 - \sigma T_j^4(x)\right]dx \quad (۱۲)$$

$$M_{SP} = (2\rho_L(2L)\delta_l + \rho_C(2L)\delta_C + 2\rho_{HP}(\pi\delta_{HP}^2/4)(2L) + 2(\rho_G + \rho_P)(2L)) \quad (۱۳)$$

در این روابط $M_{SP}$ جرم کل سازه، $\rho_L$ چگالی رویه، $\rho_{HP}$ چگالی لوله حرارتی، $\delta_{HP}$ قطر لوله حرارتی، $\delta_l$ ضخامت لایه، $\rho_C$ چگالی هسته لانه زنبوری، $\delta_C$ ضخامت هسته لانه زنبوری،$\rho_G$ چگالی چسب و $\rho_P$ چگالی پوشش و رنگ رویه می‌باشد. نمایی از یک رادیاتور با آرایه‌های تکرارپذیر(قسمت هاشور خورده) و پره مدل شده در نرم افزار کامسول در شکل ۳ نمایش داده شده است.




**(الف)**




**(ب)**

**شکل ۳) (الف)** شماتیک المان‌های رادیاتور فضایی جهت محاسبات عددی و شبیه‌سازی **(ب)** پره مدل شده در نرم افزار کامسول

داده های مورد نیاز برای محاسبات روابط ۱۱ و ۱۲ در جدول ۱ آورده شده است. مقدار عددی چگالی رویه آلومینیومی، لوله های حرارتی و هسته لانه زنبوری با توجه به الزام گرید فضایی آلومینیوم انتخاب شده است. داده های مربوط به چسب اتصال و پوشش رنگ نیز از کاتالوگ چسب فیلمی و رنگ گرید فضایی استفاده شده در ساخت صفحه ساندویچی استخراج شده است.

پارامتر مهم دیگر در طراحی یک صفحه رادیاتور مجهز به لوله حرارتی، بازده رادیاتور است. بازده یک رادیاتور از نسبت حرارت اعمال شده به رادیاتور به مقدار حرارت ایده‌آل قابل دفع محاسبه می‌شود (رابطه ١٤). مقدار حرارت ایده‌آل قابل دفع با استفاده از فرمول تابش از سطح در دمای ریشه روی سطح رادیاتور $T_R$ (بیشترین دمای روی سطح رادیاتور) به محیط تابش در دمای $T_S$ محاسبه می‌گردد(رابطه ١٥)[23].

$$\eta = \frac{Q_{Real}}{Q_{Ideal}} \qquad (١٤)$$

$$Q_{Ideal} = \sigma\varepsilon A({T_R}^4 - {T_S}^4) \qquad (١٥)$$

مقدار حرارت واقعی اعمال شده به رادیاتور برابر است با مقدار حرارت اعمالی منبع گرم منهای مجموع حرارت‌های اتلافی خواهد بود (رابطه ١٦).

$$Q_{Real} = Q_{heater} - \sum_{i=1}^{n} Q_{Li} \qquad (١٦)$$

**جدول ۱)** چگالی وزنی المان‌های در نظر گرفته شده برای یک آرایه تکرارپذیر

| المان | چگالی |
|---|---|
| رویه آلومینیومی | $۲۷۰۰\frac{Kg}{m^3}$ |
| هسته لانه زنبوری | $۹۶\frac{Kg}{m^3}$ |
| لوله حرارتی آلومینیومی شیار دار | $۲۷۰۰\frac{Kg}{m^3}$ |
| چسب‌های اتصال در صفحه لانه زنبوری | $۳۰۰\frac{g}{m^2}$ |
| پوشش و رنگ روی صفحه رادیاتور | $۲۶۶\frac{g}{m^2}$ |

این حرارت‌های اتلافی به دلیل وجود عایق، افت پتانسیل‌های مقاومتی و یا قرارگیری سنسور دما روی سطح رادیاتور و در پی آن کاهش سطح موثر رادیاتور می‌باشد. حرارت اتلافی از عایق اعمال شده بر سطح رادیاتور از رابطه ۱۷ به دست می‌آید.

$$Q_{L1} = -\mathrm{k}_{eff}\mathrm{A}\frac{\Delta T}{\Delta x} \qquad (۱۷)$$

که در آن $\mathrm{k}_{eff}$ ضریب هدایت موثر عایق، A سطح صفحه رادیاتور، $\Delta x$ ضخامت عایق و $\Delta T$ اختلاف دمای بین ریشه و سطح خارجی عایق است. حرارت اتلافی از توان اعمال شده به منبع گرم نیز با توجه به اندازه‌گیری مقاومت موجود در سیم های بین منبع توان التریکی تا منبع گرم موجود در محفظه از رابطه ۱۸ به دست می‌آید.

$$Q_{L2} = RI^2 \qquad (۱۸)$$

که در آن R مقاومت الکتریکی و I شدت جریان الکتریکی مصرفی توسط منبع گرم است. به دلیل قرارگیری سنسورها در سطح تابشی صفحه رادیاتور، از سطح ایده‌آل تابش رادیاتور کاسته می‌شود که این اتلاف با استفاده از قانون استفان بولتزمان قابل محاسبه است (رابطه۱۹).

$$Q_{L3} = \sum_{i} \varepsilon\sigma A_{s_i}(T^4_{Sensor_i} - T_j^4) \qquad (۱۹)$$

که در این رابطه $A_{s_i}$ سطح اشغال شده توسط سنسور $i$ ام و $T_{Sensor_i}$ دمای سنسور $i$ ام در محل سطح تابشی رادیاتور است. سایر پارامترهای این رابطه در بخش‌های قبلی توضیح داده شده است. در انتها جهت صحه سنجی مدل، راندمان واقعی محاسبه شده از روابط ١٤ تا ١٩، با راندمان تئوری محاسبه شده از مدل (رابطه ۲۰) مقایسه و گزارش می‌گردد.

$$\eta_{Theory} = \frac{\int_0^{2L} \varepsilon(x)\left[\sigma T(x)^4 - \sigma T_j^4\right]dx}{\varepsilon(x)\left[\sigma {T_R}^4 - \sigma T_j^4\right]} \qquad (۲۰)$$

## ۳- ساخت صفحه رادیاتور و انجام آزمون عملکردی

بر اساس نتایج به دست آمده در بهینه‌سازی به کمک شبیه‌سازی معادلات بخش قبل، شبکه‌ای از لوله‌های حرارتی با فاصله ۸ سانتی متر مطابق با شکل ٤ طراحی و در هسته لانه زنبوری کاشته شده‌اند. در رادیاتور ساخته شده از صفحه ساندویچی با رویه آلومینیومی از جنس *AL 7075-T6* استفاده شده است که در آن، ضخامت رویه ۰/۵ میلی متر لحاظ گردیده است. هسته سلول ساندویچی از آلومینیوم با جنس *AL-5052* بوده و ضخامت آن $\frac{1}{8}$ اینچ است.

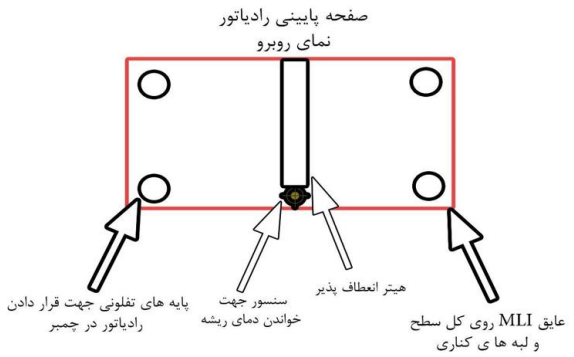
**شکل ٤)** شبکه لوله‌های حرارتی در داخل هسته لانه زنبوری

شبکه لوله‌ها همراه چسب بر روی رویه قرار داده شد و سپس هسته لانه زنبوری مطابق آن برش داده و رویه دوم روی آن قرار گرفت. صفحه ساخته شده بر روی صفحه‌ی یک محفظه گرمایی منتقل و به مدت ۵۰ دقیقه در دمای ۱۲۰ درجه سانتی‌گراد و فشار ۳ بار فرایند پخت انجام گردید.

پس از نصب رویه‌های آلومینیومی و تکمیل رادیاتور در محفظه گرمایی، جهت دستیابی به ضریب نشر ۰/۹ یکی از سطوح رادیاتور با رنگ سفید فضایی پوشش داده شد و طرف دیگر آن جهت آزمون‌های عملکردی توسط ۲۰ لایه نارسانای حرارتی عایق گردید. در شکل‌های ۵ و ٦ رادیاتور رنگ آمیزی شده و نارسانای حرارتی چند لایه نشان داده شده‌اند.

**شکل ۵)** رادیاتور رنگ آمیزی شده

**شکل ٦)** نارسانای حرارتی چندلایه




**شکل ۷)** شماتیک اتصالات و تجهیزات متصل به رادیاتور در داخل محفظه خلاء-حرارت

پس از ساخت رادیاتور انواع آزمون‌های ارتعاشی اتفاقی، سینوسی و شوک و سیکل خلاء حرارتی مطابق با استاندارد *ECSS* انجام پذیرفت. به منظور بررسی عملکرد رادیاتور، آزمون حرارتی جهت صحه گذاری محصول با الزامات بیشینه کارایی جرمی ۲۵ کیلوگرم بر کیلووات و بیشینه کارایی سطحی ۳/۳ مترمربع بر کیلووات انجام گردید.

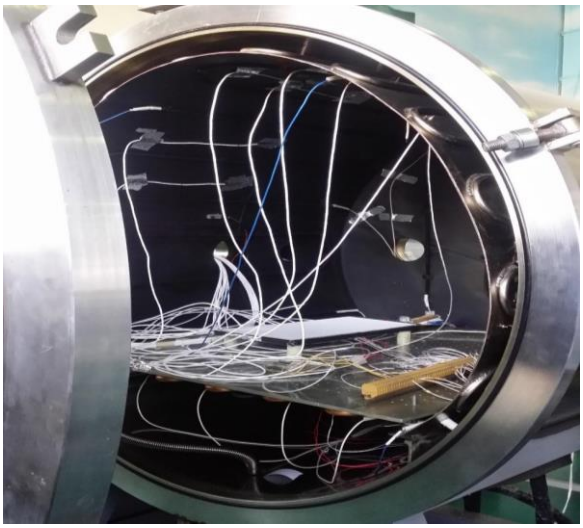
ابتدا ضریب نشر و جذب سطحی رادیاتور اندازه‌گیری شد. جهت انجام آزمون حرارتی، اتصالات و تجهیزات متصل به رادیاتور مطابق شکل ۷ جانمایی شدند. منابع گرم انعطاف‌پذیر به صفحه پایینی رادیاتور متصل شده و صفحات پایینی و جانبی توسط نارساناهای چند لایه کاملا عایق‌بندی گردیدند. همان‌طور که در شکل ۸ مشاهده می‌گردد، رادیاتور در داخل محفظه روی چهار پایه تفلونی قرار گرفت. دلیل استفاده از تفلون، ضریب انتقال حرارت هدایتی بسیار پایین آن است. دو عدد سنسور دما در نزدیک منبع گرم و روی لوله حرارتی قرار گرفته و دمای ریشه رادیاتور توسط آنها خوانده شد. با توجه به وجود شارهای حرارتی مختلف در فضا و دمای ٤ کلوین برای عمق فضا، دمای منفی ۷۰ درجه سانتی‌گراد به عنوان دمای معادل فضا برای آزمون عملکرد رادیاتور در نظر گرفته شد[22]. ولی به دلیل لحاظ کردن شرایط سختگیرانه آزمون در دماهای منفی ۵۰ و منفی ۳۰ درجه سانتی‌گراد نیز انجام پذیرفت و راندمان و نسبت‌های سطحی و جرمی اندازه‌گیری شدند.

درحالت ایده‌آل لازم است تعداد سنسورهای زیادی به سطح رادیاتور متصل و دمای سطح پایش گردد و با استفاده از دمای میانگین سطح و داشتن ضریب نشر آن، مقدار وات تابش شده به محیط محاسبه گردد. ولی تعداد زیاد سنسور، مانع تشعشع حرارت از سطح می‌گردد. علاوه بر آن، با زیاد کردن تعداد سنسورها، حرارتی که از طریق هدایت از سیم سنسور تلف می‌شود زیاد شده و دقت محاسبات را کاهش می‌دهد. از عیوب دیگر این کار کثیف شدن سطح رنگ خورده با چسبی است که سنسورها را به سطح متصل می‌کند و پاک کردن آن با حلال نیز ممکن

است به سطح رنگ آسیب بزند. بنابراین مبنای محاسبه وات انتقالی از رادیاتور را تغییر داده و با محاسبه انواع اتلاف حرارتی (اتلاف عایق‌های چندلایه، اتلاف از سیم منبع گرم، اتلاف از سیم سنسور) و کم کردن آن از وات داده شده به منبع گرم، وات انتقالی به رادیاتور محاسبه می‌گردد (رابطه ١٦). جهت اطمینان از نتایج، صرفا یک سنسور دما روی ریشه لوله حرارتی قرار گرفته (در مرکز صفحه رویه) و یک سنسور دما در دورترین نقطه صفحه نسبت به سنسور اول(یکی از گوشه های رویه رادیاتور) قرارگرفت. به کمک این دو سنسور حداکثر گرادیان دما در کل صفحه نیز به دست می‌آید.

در این مرحله هدف یافتن حداکثر شار انتقالی از رادیاتور در دمای ریشه ۵۰ درجه سانتی‌گراد است. به این منظور رادیاتور آماده‌ی آزمون، در داخل محفظه‌ای با قابلیت خلا تا ۱۰ به توان ٦- میلی بار قرار گرفته و ابتدا دمای محفظه منفی ۳۰ درجه سانتی‌گراد قرار داده شده تا دمای سنسورها با دمای محفظه یکسان شوند. سپس وات ورودی به تدریج بالا برده می‌شود تا دمای ریشه رادیاتور به ۵۰ درجه سانتی‌گراد برسد. همچنین همه دماها باید به حالت پایدار برسند. شرط رسیدن دما به حالت پایدار به صورت قراردادی افزایش دمای کمتر از نیم درجه سانتی‌گراد در مدت زمان ۳۰ دقیقه فرض شد. نحوه قرارگیری رادیاتور در محفظه خلا حرارتی در شکل ۸ مشاهده می‌گردد. با توجه به نیازمندی به محفظه خلاء حرارت در کلیه آزمون‌ها، بدین منظور از امکانات مرکز آزمون و یکپارچه‌سازی پژوهشگاه فضایی ایران استفاده گردید.

سپس این آزمون در دمای محفظه منفی ۵۰ و منفی ۷۰ درجه سانتی‌گراد نیز تکرار گردید. با اندازه‌گیری مقدار وات نهایی اعمالی به منبع گرم در هر مرحله و با کم کردن مقدار وات هدر رفته از عایق‌های چندلایه، سنسور و منبع گرم، مقدار وات انتقالی از رادیاتور به دست می‌آید.



**شکل ۸)** نحوه قرار گیری رادیاتور در محفظه خلاء- حرارت

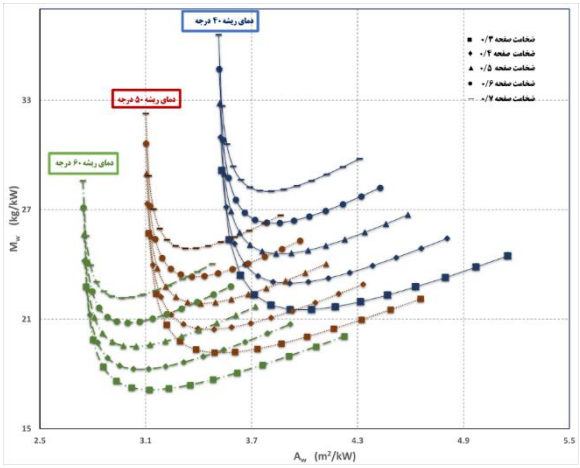
## ٤- نتایج

### ٤-١- نتایج حل عددی و بهینه سازی

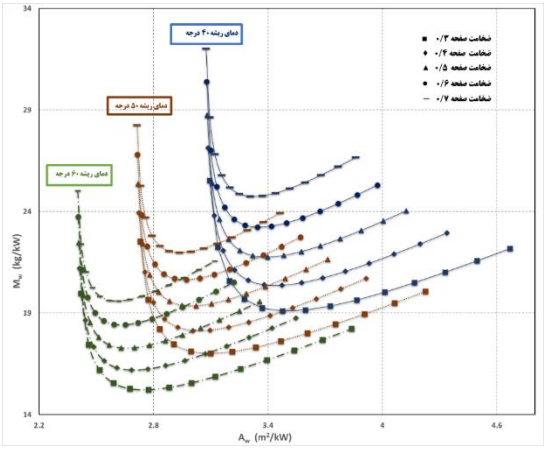
همان‌گونه که در بخش‌های قبلی توضیح داده شد متغیرهای طراحی رادیاتور با استفاده از شبیه‌سازی مدل، بهینه گردید. برای این منظور اثر سه متغیر دمای ریشه، طول پره و ضریب نشر سطح، بر عملکرد رادیاتور مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به محدودیت وزن به توان رادیاتور$(M_w)$ و اهمیت سطح رادیاتور در توان دفع حرارت آن $(A_w)$، عملکرد رادیاتور با این دو گزاره تعریف گردید.

در شکل ۹ اثر تغییر طول پره $(L_F)$ (۲ تا ۱۵ سانتی‌متر) و دمای ریشه ( ٤٠، ٥٠ و ٦٠ درجه سانتی‌گراد) در ضریب نشر ۰/۷ بر نسبت سطح رادیاتور به توان دفع حرارت و نسبت وزن رادیاتور به توان دفع حرارت آن برای یک رادیاتور نمایش داده شده است.

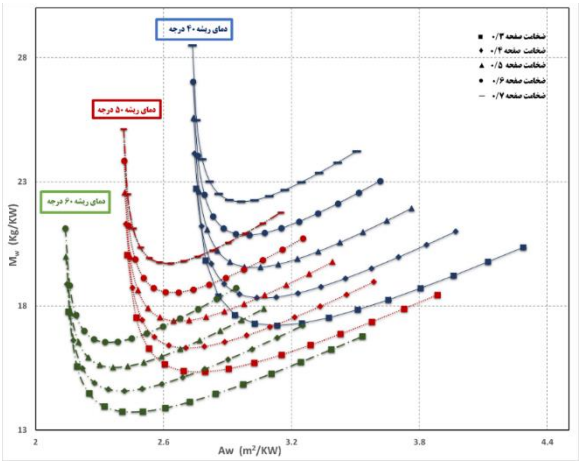
شکل ۱۰ گویای اثر تغییر طول پره $(L_F)$ ( ۲ تا ۱۵ سانتی‌متر) و دمای ریشه ( ٤٠، ٥٠ و ٦٠ درجه سانتی‌گراد) در ضریب نشر ۰/۸ بر نسبت سطح رادیاتور به توان دفع حرارت و نسبت وزن رادیاتور به توان دفع حرارت آن برای یک رادیاتور است.




**شکل ۹)** مقایسه توان عملکردی رادیاتور نسبت به سطح و وزن برای ضخامت های رویه مختلف با ضریب نشر ۰/۷




**شکل ۱۰)** مقایسه توان عملکردی رادیاتور نسبت به سطح و وزن برای ضخامت‌های رویه مختلف با ضریب نشر ۰/۸




**شکل ۱۱)** مقایسه توان عملکردی رادیاتور نسبت به سطح و وزن برای ضخامت‌های رویه مختلف با ضریب نشر ۰/۹

در شکل ۱۱ اثر تغییر طول پره ($L_F$) ( ۲ تا ۱۵ سانتی‌متر) و دمای ریشه ( ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی‌گراد) در ضریب نشر ۰/۹ بر نسبت سطح رادیاتور به توان دفع حرارت و نسبت وزن رادیاتور به توان دفع حرارت آن برای یک رادیاتور نمایش داده شده است.

همان‌طور که در شکل‌ها مشاهده می‌گردد با افزایش دمای ریشه از ۴۰ تا ۶۰ درجه سانتی‌گراد و همچنین افزایش ضریب نشر سطح از ۰/۷ تا ۰/۹، سطح و وزن مورد نیاز برای دفع یک شار حرارتی مشخص کاهش می‌یابد. افزایش هر دو پارامتر سبب افزایش انتقال حرارت تشعشعی شده و واضح است که سطح و وزن مورد نیاز برای دفع شار حرارتی را کاهش دهد. افزایش ضخامت رویه نیز سبب افزایش وزن شده و در هر دسته از نمودارها با کاهش ضخامت رویه، نقطه بهینه‌تری مشاهده می‌گردد. همچنین با افزایش طول پره از ۲ سانتیمتر تا ۱۵ سانتیمتر، نمودارها در یک طول مشخص حداقل می‌گردند و طراح می‌تواند با استفاده از این نمودارها به عنوان نمودارهای مرجع و با توجه به الزامات طرح و محدودیت‌های تکنولوژی، بهترین فاصله بین لوله‌های حرارتی در یک رادیاتور فضایی را مشخص کند. با توجه به نمودارهای بالا و استفاده از رنگ با ضریب نشر ۰/۹ بهترین فاصله ($L_F$) لوله‌های حرارتی برای رادیاتور بین ٤ تا ١٤ سانتی‌متر می‌باشد. با در نظر گرفتن ابعاد ۲۰ در ٤٠ سانتی‌متر برای ساخت رادیاتور و در نظر گرفتن محدودیت‌های ساخت و مونتاژ لوله‌های حرارتی در صفحه ساندویچی، فاصله لوله‌های حرارتی ($L_F$) بهینه جهت ساخت رادیاتور ٤ سانتی‌متر و ضخامت رویه ۰/۵میلی‌متر تعیین شد.

### ۴-۲- آنالیز خطاها و تکرار پذیری آزمایش

سنسور های دما به کارگرفته شده در آزمون‌های محفظه خلاء حرارت از نوع PT100 بوده که دقت خوانش دمای آنها $\pm 0.01$℃ است. در محاسبه شار تشعشی به محیط از رابطه (۱۵) (قانون استفان بواتزمان) استفاده شده است. آنالیز خطای این معادله از رابطه (۲۱) به دست خواهد آمد. در این رابطه $x$ و $y$ به ترتیب طول و عرض صفحه هستند. ضریب نشر رنگ اعمال شده توسط تجهیزی با دقت $\pm 0.01$ اندازه گیری شده است.

$$\frac{\delta Q}{Q}=\frac{\delta \varepsilon}{\varepsilon}+\frac{4T_R^3+4T_S^3}{T_R^4-T_R^4}\delta T+\frac{x\delta x}{x}+\frac{y\delta y}{y} \qquad (۲۱)$$

با استفاده از رابطه ۲۱ می‌توان عدم قطعیت حرارت تابشی $\delta Q$ را محاسبه نمود. با توجه به عدم قطعیت‌های وسایل اندازه گیری ابعادی، دستگاه اندازه گیری ضریب نشر و سنسور دمای استفاده شده و جایگذاری در رابطه ۲۱، حداکثر عدم قطعیت محاسبه شده برای شار تابشی عدد $\pm 0.005$ محاسبه می‌گردد.

جهت صحت نتایج آزمایشات، آزمایش ها حداقل سه بار تکرار شده و نتایج با استفاده از میانگین‌گیری (رابطه ۲۲) گزارش شده است.

$$\bar{T}=\sum_{i=1}^{N}T_i \qquad (۲۲)$$

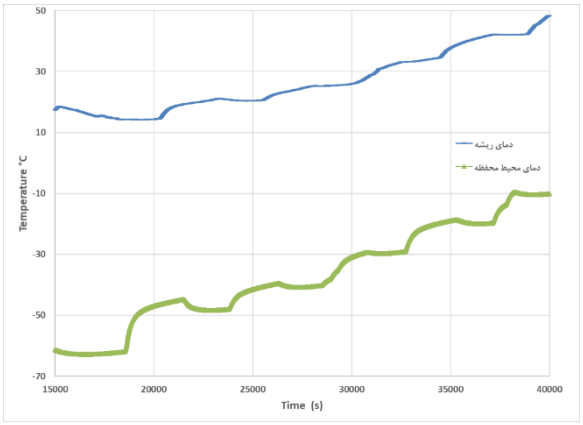
همچنین جهت قابل قبول بودن نتایج از لحاظ آماری، انحراف استاندارد نسبی ($RSD$) نیز بایستی بررسی گردد که مقدار آن از معادله (رابطه ۲۳) بدست می‌آید.

$$RSD=\bar{T}\Big/\sqrt{\frac{1}{N-1}\sum_{i=1}^{N}(T_i-\bar{T})^2} \qquad (۲۳)$$

انحراف استاندارد نسبی ($RSD$) هرچه مقدار کوچکتری باشد نشان دهنده نزدیک بودن نتایج آزمون های تکرار به مقدار میانگین است و کوچکتر بودن آن از مقدار عددی ۱ بسیار مطلوب است.

### ۴-۳- نتایج آزمون نمونه ساخته شده

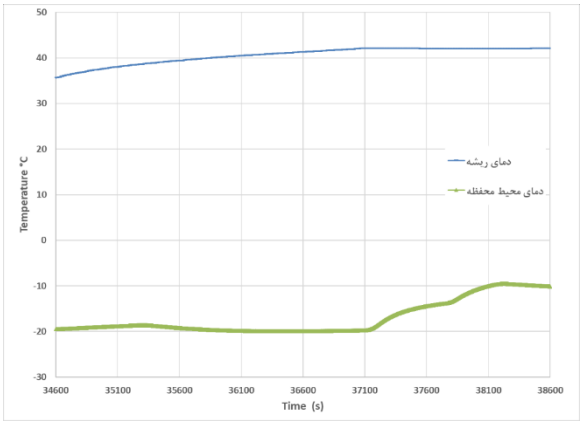
نتایج آزمون عملکردی صفحه رادیاتور در محفظه خلاء در شکل ۱۲ نمایش داده شده است. در این نمودار تغییرات دمای ریشه با دمای پوشش داخلی محفظه خلاء به صورت دینامیکی ملاحظه می‌شود. دمای پوشش داخلی محفظه خلاء معادل دمای محیط فضایی است که دفع حرارت از رادیاتور پانل به آن انجام می‌گردد و به اختصار آن را دمای محیط می‌نامیم. همانگونه که مشخص است پس از پایدار شدن دمای محیط در هر مرحله، با تاخیری در حدود ۳۰ دقیقه، دمای ریشه در یک وات ثابت به حالت پایدار در می‌آید.




**شکل۱۲)** نتایج دینامیکی آزمون عملکردی صفحه رادیاتور مجهز به لوله حرارتی در محفظه خلاء حرارت

از نتایج به دست آمده‌ی آزمون عملکرد شکل ۱۲، در بحرانی‌ترین دما (گرمترین دمای محیط در فضا، منفی ۲۰ درجه سانتی‌گراد)، نمودار شکل ۱۳ استخراج شده است. چنانچه از این حالت مشاهده می‌شود، در حالت پایدار دمای ریشه رادیاتور ۴۲ درجه سانتی‌گراد و دمای محفظه منفی ۲۰ درجه سانتی‌گراد است.

جدول ۲ نتایج آزمون عملکرد رادیاتور بر اساس گرادیان دمایی در بازه های مختلف دمای ریشه و محیط را نشان می‌دهد. شایان ذکر است که نتایج جدول ۲ در هر دمای محیطی سه بار اندازه گیری شده است و میانگین نتایج در جدول ۲ نمایش داده شده است. همچنین انحراف معیار کلیه آزمون ها (در هر دمای محیطی) کمتر از ۰/۳ است و با توجه به این نتیجه، انحراف معیار نسبی آن ها کمتر از ۱ بوده که از لحاظ آماری قابل قبول است.




**شکل ۱۳)** آزمون عملکردی در دمای محیط منفی ۲۰ درجه سانتی‌گراد

**جدول ۲)** نمایش گرادیان دمایی، دمای ریشه و دمای محیط نسبت به هم در شرایط آزمون رادیاتور مجهز شده به لوله‌های حرارتی

| بیشینه اختلاف دمایی (°c) | دمای ریشه رادیاتور(°c) | دمای محیط (°c) |
|---|---|---|
| ٦/٣ | ٤٢ | -٢٠ |
| ۶/۹ | ٣٨/٨ | -٣٠ |
| ٧/١ | ٢٨/٨ | -٥٠ |
| ٧/٢ | ٢٠ | -٧٠ |

با توجه به روابط ١٤ و ١٥ جهت محاسبه بازده رادیاتور در بدترین شرایط تست‌های موجود، در دمای ریشه ٣٩ درجه سانتی‌گراد و دمای محیط منفی ٣٠ درجه سانتی‌گراد، مقدار وات ایده‌آل خروجی از رادیاتور مقدار ٢٩/١ وات محاسبه گردید (رابطه ١٥). با توجه به توان عایق‌سازی عایق حرارتی ٢٠ لایه، ضریب نشر موثر به ٠/٠٠٥ رسیده و هدر رفت حرارت عایق حرارتی چندلایه ($Q_{L1}$) ٠/٢ وات محاسبه می‌گردد. برای اندازه‌گیری حرارت اتلافی منبع گرم($Q_{L2}$) ابتدا مقدار مقاومت سیم با اهم‌متر اندازه‌گیری شده، سپس با استفاده از قانون اهم وات اتلافی در هر آزمون با داشتن مقدار جریان ورودی یا ولتاژ اعمالی به منبع گرم به دست می‌آید. وات اتلافی محاسبه شده برای سیم برق منبع گرم در بیشترین وات مصرفی آن ٢/٥ وات و برای سنسور ($Q_{L3}$) ٢ وات است. میزان وات داده شده به منبع گرم ٣٠/٧ وات و میزان وات داده شده به رادیاتور($Q_{Real}$) با محاسبه تلفات مختلف محاسبه شده، ٢٦ وات است. در واقع ٤/٧ وات معادل ١٥ درصد توان ورودی بصورت اتلاف در سیستم ایجاد شده است. با توجه به طولانی بودن سیم های منبع گرم از خارج محفظه خلاء (منبع جریان مستقیم تامین ولتاژ) تا داخل محفظه بیش از ٥٣ درصد این تلفات اهمی می‌باشد. بنابراین میزان راندمان نسبت به شرایط یک سطح ایزوترمال ٨٩٪ به دست آمد. وزن رادیاتور ٦٤٩/٦ گرم اندازه‌گیری شد. در جدول ٣ راندمان، بیشینه کارایی جرمی و بیشینه کارایی سطحی رادیاتور در حالت بحرانی ( تابش به دمای منفی ٣٠ درجه ) نمایش داده شده است.

در جدول ٣ نتایج عملی راندمان یک صفحه رادیاتور مجهز به لوله حرارتی در طراحی در بیشینه کارایی جرمی و سطحی مشخص و دمای ریشه معین بدست آمده است. جهت صحه سنجی مدل ارائه شده مقدار عملی راندمان با مقدار راندمان تئوری حاصل از شبیه سازی (رابطه ٢٠) مقایسه می‌گردد. مقدار راندمان تئوری ٩٢ درصد بوده که خطای آن با مقدار واقعی درحدود ٣٪ است.

**جدول ٣)** بیشینه کارایی جرمی و بیشینه کارایی سطحی

| وات اعمالی از منبع (watt) | وات واقعی اعمال شده(watt) | دمای ریشه رادیاتور (°c) | میانگین دمای محیط (°c) | راندمان % | بیشینه کارایی جرمی $Kg/Kw$ | بیشینه کارایی سطحی $m^2/Kw$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| ٣٠/٧ | ٢٦ | ٣٩ | -٣٠ | ٨٩ | ٢٤/٩ | ٣/٣ |

## ۷- جمع بندی

در تحقیق حاضر، مدل‌سازی یک رادیاتور بر اساس متغیرهای فاصله بین لوله‌های حرارتی، ضخامت لایه رویه و ضریب جذب و نشر انجام گردید و به کمک شبیه‌سازی عددی، حل معادلات غیرخطی آن انجام شد. شاخص متمایز این مقاله استفاده از حل دقیق برای مدل ریاضی بوده و از تقریب های انجام شده در حل معادله غیرخطی صرفنظر گردید تا خطاهای ناشی از قانون استفان بولتزمان (دما به توان ٤) به حداقل برسد. با استفاده از این تحلیل و الزامات معین شده از سمت کارفرما یک صفحه رادیاتور ساخته شد و در شرایط محیطی مختلف عملکردآن مورد بررسی قرارگرفت. مهمترین مشخصه رادیاتور راندمان حرارتی آن می‌باشد که برابر است با نسبت میزان حرارت تابشی به محیط به مقدار توان حرارتی دریافت شده توسط رادیاتور. از اندازه گیری های بعمل آمده این راندمان در زمانی که دمای ریشه لوله حرارتی ٤٠ درجه سانتی گراد است و محیط تابشی در دمای ۲۰- درجه سانتی گراد ثابت شده است، برابر با ۸۹ درصد می‌باشد. جهت صحه سنجی این نتیجه راندمان تئوری که ناشی از تقسیم مقدار حرارت تابشی از صفحه بیرونی رادیاتور(با احتساب وجود گرادیان دما در صفحه) به مقدار حرارت تابشی در دمای ثابت ریشه لوله حرارتی است از مدل موجود محاسبه شده و مقدار آن با مقدار راندمان حرارتی مقایسه شده است. اختلاف مقدار راندمان حرارتی با تئوری کمتر از ۳ درصد گردید تا صحه سنجی مدل ارائه شده پذیرفته گردد. به کمک نمودار های ارائه شده از حل مدل ریاضی به وضوح اثر ضخامت رویه و ضریب نشر حرارتی در صفحه رادیاتور بیان گردید تا در شرایط عملیاتی مختلف طراحی و ساخت این المان حرارتی مهم در سامانه های ماهواره تسهیل گردد.

**تاییدیه اخلاقی:** این مقاله تا کنون در نشریه دیگری به چاپ نرسیده و همچنین برای بررسی یا چاپ به نشریه دیگری فرستاده نشده است.

**تعارض منافع:** مقاله حاضر هیچگونه تعارض منافعی با سازمان ها و اشخاص دیگر ندارد.

## فهرست علائم

| | |
|---|---|
| $A^a$ | مساحت جذب $m^2$ |
| $A^k$ | مساحت مقطع پره $m^2$ |
| $A^r$ | مساحت تابش $m^2$ |
| $K$ | ضریب انتقال حرارت پره (W/mK) |
| $Q^a$ | شار حرارتی جذب شده (W) |
| $Q^k$ | شار حرارتی عبوری از مقطع پره (W) |
| $Q^r$ | شار حرارتی تابش شده (W) |
| $T_j$ | دمای محیط |
| $t$ | ضخامت رویه آلومینیومی |
| $t_A$ | ضخامت چسب (m) |
| $L_H$ | عرض لوله حرارتی (m) |
| $L_F$ | نصف طول پره (m) |
| $T_{HP}$ | دمای لوله حرارتی (K) |
| $T_L$ | دمای وسط پره (K) |
| $T_m$ | دمای متوسط پره (K) |

## علائم یونانی

| | |
|---|---|
| $\tau$ | پارامتر بی بعد دما |
| $\varepsilon$ | ضریب نشر سطح |
| $\sigma$ | ضریب استفان بولتزمن |

## منابع

1 - Razgordanisharahi A, Ghassabi AA, Hellmich C. Free vibration analysis of cylindrical honeycomb sandwich panels using state-space Levy method. Thin-Walled Structures. 2023 Jan 1;182:110308.

2 - Rashiddadash S. An Experimental and numerical investigation on low velocity impact properties of sandwich panels with bilateral connection. Modares Mechanical Engineering. 2018 Aug 10;18(4):23-31.

3 - HASSANPOUR RF, LIAGHAT G, Sabouri H. Experimental investigation of foam filled sandwich panels in concentrated and distributed compressive loading.

4 - Li Y, Yang J, Chen J, Yin J. Study of the heat transfer performance of laminated paper honeycomb panels. Biomimetics. 2023 Jan 19;8(1):46.

5 - Xu Z, Wang J, Pan L, Qiu X. Experimental, numerical and theoretical study on heat transfer in paper honeycomb structure. International Journal of Thermal Sciences. 2023 Apr 1;186:108108.

6 - Zhou X, Xie S, He M, Fu T, Yu Q. Research and development of honeycomb door of full-side open boxcar and its simulation and vibration test. International Journal of Structural Integrity. 2023 May 26;14(3):416-34.

7 - Shahsavar A, Arıcı M. Energy and exergy analysis and optimization of a novel heating, cooling, and electricity generation system composed of PV/T-heat pipe system and thermal wheel. Renewable Energy. 2023 Feb 1;203:394-406.

8 - Shoeibi S, Saemian M, Khiadani M, Kargarsharifabad H, Mirjalily SA. Influence of PV/T waste heat on water productivity and electricity generation of solar stills using heat pipes and thermoelectric generator: An experimental study and environmental analysis. Energy Conversion and Management. 2023 Jan 15;276:116504.
9 - Gad R, Mahmoud H, Ookawara S, Hassan H. Evaluation of thermal management of photovoltaic solar cell via hybrid cooling system of phase change material inclusion hybrid nanoparticles coupled with flat heat pipe. Journal of Energy Storage. 2023 Jan 1;57:106185.
10 - Shahsavar A, Arıcı M. Multi-objective energy and exergy optimization of hybrid building-integrated heat pipe photovoltaic/thermal and earth air heat exchanger system using soft computing technique. Engineering Analysis with Boundary Elements. 2023 Mar 1;148:293-304.
11 - Weragoda DM, Tian G, Burkitbayev A, Lo KH, Zhang T. A comprehensive review on heat pipe based battery thermal management systems. Applied thermal engineering. 2023 Apr 1;224:120070.
12 - Olabi AG, Haridy S, Sayed ET, Radi MA, Alami AH, Zwayyed F, Salameh T, Abdelkareem MA. Implementation of artificial intelligence in modeling and control of heat pipes: a review. Energies. 2023 Jan 9;16(2):760.
13 - Zohuri B, Zohuri B. Basic principles of heat pipes and history. Heat Pipe Design and Technology: Modern Applications for Practical Thermal Management. 2016:1-41.
14 - Qu P, Cheng J, Chen Y, Li Y, Li W, Tao H. Numerical and experimental investigation on heat transfer of multi-heat sources mounted on a fined radiator within embedded heat pipes in an electronic cabinet. International Journal of Thermal Sciences. 2023 Jan 1;183:107833.
15 - Li WQ, Li YX, Yang TH, Zhang TY, Qin F. Experimental investigation on passive cooling, thermal storage and thermoelectric harvest with heat pipe-assisted PCM-embedded metal foam. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2023 Feb 1;201:123651.
16 - Pawar VR, Sobhansarbandi S. Heat transfer enhancement of a PCM-porous metal based heat pipe evacuated tube solar collector: An experimental study. Solar Energy. 2023 Feb 1;251:106-18.
17 - Chang H. Optimization of a heat pipe radiator design. In19th Thermophysics Conference 1984 (p. 1718).
18 - Bussolino L, Cappelli A, Gily R. Probabilistic Approach and Optimization for Spacecraft Heat Pipe Radiator Design. InAdvances in Heat Pipe Technology 1982 Jan 1 (pp. 531-541). Pergamon.
19 - Miyasaka A, Nakajima K. A design method of axially grooved heat pipes embedded in equipment panel for communication satellite. Japan Society of Aeronautical Space Sciences. 1992;40(456):54-60.
20 - Krishnaprakas CK, Narayana KB. Nonfree space radiating fin optimum dimension and efficiency correlations. Journal of spacecraft and rockets. 2005 Jan;42(1):187-91.
21 - Karam RD. Satellite thermal control for systems engineers. Aiaa; 1998.
22 - Curran DG, Lam TT. Weight optimization for honeycomb radiators with embedded heat pipes. Journal of spacecraft and rockets. 1996 Nov;33(6):822-8.
23 - Wang YX, Peterson GP. Optimization of micro heat pipe radiators in a radiation environment. Journal of thermophysics and heat transfer. 2002 Oct;16(4):537-46.