



Numerical Study of the Effect of Inclination Angles and Geometric Parameters of Aluminum Metal Foam on Heat Transfer Free Convection with Thermal Non-Equilibrium Condition

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Esmaeili vali abadi S.¹ MSc,

Veysi F.*¹ PhD,

Paknezhad M.¹ PhD

How to cite this article

Esmaeili vali abadi S, Veysi F, Paknezhad M. Numerical Study of the Effect of Inclination Angles and Geometric Parameters of Aluminum Metal Foam on Heat Transfer Free Convection with Thermal Non-Equilibrium Condition. Modares Mechanical Engineering. 2020;20(10):2433-2443.

¹Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Razi University, Kermanshah, Iran

*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Razi University, Kermanshah, Iran.
Postal Code: 6714967346
Phone: +98 (83) 34343014
Fax: -
veysi@razi.ac.ir

Article History

Received: December 28, 2018

Accepted: August 1, 2020

ePublished: October 21, 2020

ABSTRACT

In the present study, the effect of the inclination angle and geometric parameters of aluminum metal foam on heat transfer free convection is investigated numerically. Heat transfer and fluid flow in metal foam based on volume averaging theory and considering the thermal non-equilibrium condition for the energy equation, and the nonlinear Darcy-Brinkman-Forchheimer equation for the momentum equation is expressed in the porous region, microscopic equations in the pure fluid region and macroscopic equations in the porous region are solved. The finite element method has been used to solve numerical of momentum and energy equations in the porous region and pure fluid. In this study, influence of the inclination angle parameters of the metal foam heat sink, base temperature, and also geometric parameters of foam includes porosity, pore density, and foam height on the thermal performance of metal foam has been investigated. Numerical results show good agreement with the empirical results of others' works. Numerical results indicate that at the same temperature, the average Nusselt number of the metal foam heat sink in the horizontal position is 62.6% higher than the horizontal flat plate. Horizontal metal foam has the highest average Nusselt number compared to other angles; For metal foam with a pore density of 5ppi and a porosity of 0.92 in the horizontal position, the average Nusselt number is 22.3% higher than in the vertical position. Besides, in the upward horizontal position, the average Nusselt number is 29.5% higher than in the downward horizontal position.

Keywords Heat Transfer Free Convection; Metal Foam; Inclination Angle; Thermal Non-Equilibrium

CITATION LINKS

[1] Analytical and numerical modeling of fluid flow and heat transfer through open-cell metal foam heat exchangers [2] Non-darcy natural convection in metal foams with open cells [3] Natural convection in metal foams with open cells [4] Experimental study of air natural convection on metallic foam-sintered plate [5] Influence of orientation and radiative heat transfer on aluminum foam in buoyancy-induced convection [6] Buoyancy driven convection in open-cell metal foam using the volume averaging theory [7] Experimental investigation on buoyancy-induced convection in aluminum metal foams [8] Local thermal non-equilibrium investigation on natural convection in horizontal channel heated from above and partially filled with aluminium foam [9] Electronic cooling using water flow in aluminum metal foam heat sink: Experimental and numerical approach [10] Multi-objective optimization for decision-making of energy and comfort management in building automation and control [11] Numerical study of metal foam heat sinks under uniform impinging flow [12] Numerical simulations of fluid flow and heat transfer through aluminum and copper metal foam heat exchanger—a comparative study [13] Experimental study on the thermal performance of a finned metal foam heat sink with phase change material [14] Effects of rotation angle and metal foam on natural convection of nanofluids in a cavity under an adjustable magnetic field [15] Thermal performance of finned aluminum heat sink filled with ERG aluminum foam: Experimental and numerical approach [16] Flow in porous media 1: A theoretical derivation of Darcy's law [17] Correcting and extending the boomsma-poulikakos effective thermal conductivity model for three-dimensional, fluid-saturated metal foams [18] Forced convection in high porosity metal foams [19] Heat Transfer

مطالعه عددی اثر زاویه شیب و پارامترهای هندسی فوم فلزی آلومینیومی بر انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد با شرط عدم تعادل حرارتی

سجاد اسماعیلی ولی آبادی MSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه رازی، کرمانشاه، ایران

فرزاد ویسی* PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه رازی، کرمانشاه، ایران

مهراد پاکنژاد PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه رازی، کرمانشاه، ایران

چکیده

در مطالعه حاضر بررسی اثر زاویه شیب و پارامترهای هندسی فوم فلزی آلومینیومی بر انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد به‌صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. انتقال حرارت و جریان سیال در فوم فلزی براساس تئوری حجم متوسط است و با در نظر گرفتن شرط عدم تعادل حرارتی برای معادله انرژی و معادله غیرخطی دارسی- برینکمن- فورشیمر برای معادله ممنتوم در ناحیه متخلخل بیان شده است، معادلات میکروسکوپی در ناحیه سیال خالص و معادلات ماکروسکوپی در ناحیه متخلخل حل می‌شوند. حل عددی معادلات حاکم بر انتقال ممنتوم و انرژی در ناحیه متخلخل و سیال خالص با به‌کارگیری روش المان محدود صورت گرفته است. در این مطالعه، تاثیر پارامترهای زاویه شیب چاه‌گرمایی فوم فلزی، دمای پایه و همچنین پارامترهای هندسی فوم شامل تخلخل، چگالی منفذ و ارتفاع فوم بر عملکرد حرارتی فوم فلزی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج عددی با نتایج تجربی کارهای دیگران تطابق خوبی را نشان می‌دهد. طبق نتایج عددی، در یک دمای یکسان، عدد نوسلت متوسط چاه‌گرمایی فوم فلزی در حالت افقی ۶۲/۶٪ بیشتر از صفحه تخت افقی است. فوم فلزی در حالت افقی دارای بیشترین مقدار عدد نوسلت متوسط، نسبت به دیگر زاویه‌ها است؛ برای فوم فلزی با چگالی منفذ ۵ منفذ در اینچ و تخلخل ۹۲/۰٪ در حالت افقی عدد نوسلت متوسط سطح ۲۲/۳٪ بیشتر از حالت عمودی است. همچنین در حالت افقی روبه‌بالا عدد نوسلت متوسط، ۲۹/۵٪ بیشتر از حالت افقی روبه‌پایین است.

کلیدواژه‌ها: انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد، فوم فلزی، زاویه شیب، عدم تعادل حرارتی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۱۰/۰۷

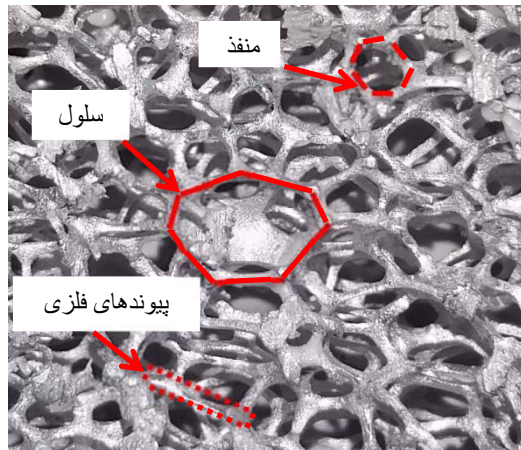
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۵/۱۱

*نویسنده مسئول: veysi@razi.ac.ir

مقدمه

فوم‌های فلزی دسته‌ای از مواد متخلخل هستند که در سال‌های اخیر در طیف وسیعی از تجهیزات انتقال حرارت به‌کار رفته‌اند. این استقبال ناشی از خواص ترموفیزیکی مناسب شامل نسبت سطح به حجم زیاد و ضریب هدایت حرارتی موثر بالای آنها است. به‌دلیل تخلخل بالا (بیش از ۹۰٪) خیلی سبک وزن هستند. در شکل ۱ نمونه فوم فلزی آلومینیومی نشان داده شده است. فوم فلزی سلول باز دارای ساختار پیچیده‌ای شامل پیوندهای فلزی است که سلول‌های واحد با اندازه و وضعیت تصادفی و حجم‌های خالی که سیال از طریق آن عبور می‌کند را به‌وجود می‌آورد^[۱]. یکی از مشخصات فیزیکی در توصیف فوم فلزی، چگالی منفذ (w) است

که تعداد منفذ در هر اینچ طولی (PPI) است. دیگر خاصیت فیزیکی فوم فلزی تخلخل (ϵ) است که به‌صورت حجم فضای خالی تقسیم بر حجم کل فوم، تعریف می‌شود. مطالعه پدیده انتقال در فوم فلزی مشابه هر ماده متخلخل دیگر، در سطح میکرو (منفذ) و یا سطح ماکرو انجام می‌شود.



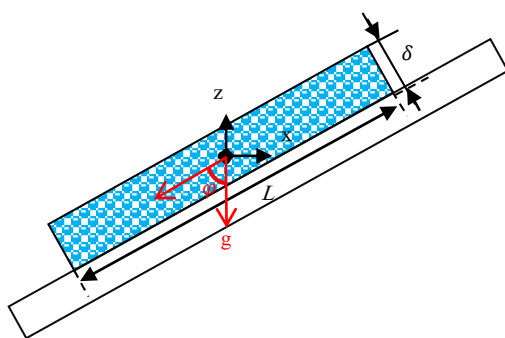
شکل ۱) ساختار فوم سلول باز شامل منفذهای به‌هم پیوسته، سلول‌ها و پیوندهای فلزی

در آنالیز سطح منفذ، داشتن درک کامل از ساختار فوم فلزی لازم است. برای این هدف دانستن شکل‌شناسی واقعی مدلی از فوم ضروری است. مدل می‌تواند از طریق سلول واحد ساده تکرار شونده (PUC) نماینده فوم یا از ساختار واقعی فوم که از طریق پرتونگاری کامپیوتری یا پرتونگاری اشعه ایکس به‌دست می‌آید، معین شود. خواص ساختار فوم مانند اندازه منفذها، اندازه فیبرها (پیوندها)، نسبت مساحت سطح به حجم و تخلخل را می‌توان از هندسه مدل اندازه‌گیری کرد. خواص جریان سیال و انتقال حرارت از فوم‌ها (به‌عنوان مثال، ضریب هدایت حرارتی موثر و نفوذپذیری) نیز وابسته به شکل‌شناسی فوم‌ها است^[۱]. فانیکومار و مهاجان^[۲] بررسی عددی و تجربی انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در فوم فلزی با تخلخل بالا ($0.97 \leq \epsilon \leq 0.89$) و چگالی منفذ ۴۰-۵ انجام دادند. در این مطالعه شرط عدم تعادل گرمای محلی (LTNE) برای بیان معادله انرژی لحاظ شده و اثر پارامترهای هندسی فوم بر روی انتقال حرارت بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش تخلخل، انتقال حرارت کاهش می‌یابد و با کاهش چگالی منفذ انتقال حرارت افزایش یافته است. ژائو و همکاران^[۳] در پژوهشی به بررسی عددی و تجربی انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در فوم فلزی انجام دادند. آنها اثر چگالی نسبی و اندازه منفذ را بر روی ضریب هدایت حرارتی موثر و همچنین اثر جابه‌جایی آزاد بر انتقال حرارت در فوم را برای شرایط خلاء و فشار محیط بررسی کردند. کیو و همکاران^[۴] به مطالعه اثر زاویه شیب بر روی انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد فوم فلزی نصب‌شده بر روی صفحه تخت به‌صورت آزمایشگاهی پرداختند. آزمایش آنها برای فوم با تخلخل در محدوده ۹۵/۰-۹۰/۰، چگالی منفذ ۴۰-۱۰ و زاویه‌های صفر (حالت

پره‌دار با تغییر فاز ماده انجام شده است. پاسخ دینامیکی دما در چاه‌گرمایی فوم فلزی پره‌دار با چاه‌گرمایی پره‌دار مقایسه شده است [13]. کی و همکاران [14] اثر زاویه چرخش و فوم فلزی بر روی انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد از نانوسیال در یک حفره تحت میدان مغناطیسی تنظیم‌شونده به‌صورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار دادند؛ نتایج آنها نشان می‌دهد که با افزایش کسر جرمی نانوسیال عدد نوسلت ابتدا افزایش یافته و سپس کاهش می‌یابد و بیشترین مقدار عدد نوسلت در کسر جرمی ۳٪ ظاهر می‌شود. در تحقیقی بایومی و صغیر [15] به عملکرد حرارتی چاه‌گرمایی پره‌دار پر شده با فوم آلومینیومی به‌صورت آزمایشگاهی و عددی پرداختند. آنها سه مدل چاه‌گرمایی با دو، سه و چهار کانال را مورد آزمایش قرار دادند. با توجه به نتایج آزمایشگاهی مدل سه کانال دارای مقدار عدد نوسلت متوسط بالاتر نسبت به دو مدل دیگر است. علی‌رغم مطالعات صورت‌گرفته در این زمینه، تحقیق در مورد اثر زاویه شیب فوم فلزی بر انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد به‌صورت عددی کمتر مورد بررسی قرار گرفته است. در این مقاله به‌صورت عددی تأثیر زاویه شیب، دمای پایه و پارامترهای هندسی فوم شامل تخلخل، چگالی منفذ و ارتفاع نمونه بر عملکرد حرارتی فوم فلزی مطالعه و بررسی شده است. نمودارهای دما در فاز سیال و جامد با یکدیگر مقایسه و پروفیل سرعت در ناحیه فوم فلزی برای ارتفاع‌های مختلف ترسیم شده است. همچنین اثر زاویه چرخش چاه‌گرمایی فوم فلزی از حالت افقی روبه‌پایین تا حالت افقی روبه‌بالا بررسی شده است. شبیه‌سازی براساس حل عددی نسخه انتقال حرارت و جریان سیال در محیط متخلخل با در نظر گرفتن شرط عدم تعادل حرارتی برای معادله انرژی، و معادله غیرخطی داری-برینکمن-فورشیمر برای معادله ممنوم انجام گرفته است.

مدل‌سازی ریاضی

هندسه در نظر گرفته‌شده برای فوم فلزی، به‌صورت یک مکعب با مقطع مربعی و دارای طول ۴۰ و ارتفاع ۱۰ میلی‌متر است که بر روی یک سطح مربعی به طول ۲L قرار دارد. در شکل ۲ شماتیک چاه‌گرمایی فوم فلزی و زاویه شیب آن در صفحه XZ نشان داده شده است. زاویه شیب (φ)، زاویه بین بردار مماس بر سطح صفحه و محور عمودی در جهت نیروی گرانش است.



شکل ۲) شماتیک چاه‌گرمایی فوم فلزی در صفحه XZ

عمودی)، ۱۵، ۳۰، ۴۵، ۶۰، ۷۵ و ۹۰ درجه (حالت افقی) انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که بیشترین مقدار عدد نوسلت متوسط برای شار حرارتی ۶۰۰-۸۰۰ وات بر متر مربع در محدوده زاویه ۶۰ تا ۷۵ درجه است و برای فوم با تخلخل و چگالی منفذ کمتر انتقال حرارت بیشتر است، زیرا با کاهش تخلخل حجم جامد افزایش یافته، در نتیجه هدایت حرارتی افزایش می‌یابد و نیز با کاهش چگالی منفذ نفوذپذیری افزایش یافته و انتقال حرارت افزایش می‌یابد. بیلیت و همکاران [5] به بررسی اثر جهت و انتقال حرارت تابش بر روی فوم آلومینیومی در انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد به‌صورت آزمایشگاهی پرداختند؛ نتایج نشان می‌دهد که فوم فلزی در حالت افقی دارای عملکرد بهتری نسبت به حالت عمودی است. چامفیلر و همکاران [6] به مطالعه عددی انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در فوم فلزی با در نظر گرفتن اثر تابش حرارتی پرداختند. نتایج مدل دوبعدی عددی، با نتایج آزمایشگاهی برای فوم با ارتفاع‌های مختلف مقایسه شده است. بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در فوم آلومینیومی توسط باربیری و همکاران [7] انجام شد. نتایج پژوهش آنها نشان داد که انتقال حرارت به‌صورت سهمی با افزایش ارتفاع فوم افزایش می‌یابد. بنومو و همکاران [8] به بررسی عددی انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در کانال افقی تحت حرارت از بالا که قسمتی از آن با فوم آلومینیوم پر شده با شرط عدم تعادل حرارتی پرداختند. آنها پروفیل‌های سرعت و دما را رایبه دادند. انتقال حرارت در کانال به‌علت ضریب هدایت حرارتی بالای فوم آلومینیومی، بهبود می‌یابد. همچنین مطالعاتی در زمینه انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری و جت سیال برخوردکننده به فوم‌های فلزی انجام گرفته است. بایومی و همکاران [9] در مطالعه‌ای به بررسی عددی و تجربی انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری جریان آب از چاه‌گرمایی فوم فلزی آلومینیومی برای خنک‌کاری اجزای الکترونیکی پرداختند. آنها شرط تعادل حرارتی را برای معادله انرژی لحاظ کردند. در پژوهش گانگاپاتنام و همکاران [10] بررسی عددی انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری در فوم‌های فلزی انجام شده است. در این مطالعه، هوا از طریق مجرای عمودی که با فوم فلزی پر شده جریان دارد و برای شار حرارتی و سرعت‌های مختلف شبیه‌سازی شده است. در نظر گرفتن شرط عدم تعادل حرارتی برای معادله انرژی تطابق خوبی را با نتایج تجربی نشان می‌دهد. اندروزی و همکاران [11] به مطالعه عددی جت سیال برخوردکننده به چاه‌گرمایی فوم فلزی پرداختند. آنها نرخ انتقال حرارت، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و اُفت فشار در چاه‌گرمایی فوم فلزی با پره و بدون پره را با یکدیگر مقایسه کردند. در مطالعه کورتشا و ناگارجان [12]، شبیه‌سازی عددی جریان سیال و انتقال حرارت از مبدل حرارتی فوم فلزی آلومینیوم و مس انجام گرفته است. نتایج آنها نشان می‌دهد که برای سرعت سیال ۳۰ متر بر ثانیه، فوم فلزی مس نرخ انتقال حرارت را ۴ تا ۱۰٪ نسبت به فوم فلزی آلومینیوم افزایش می‌دهد. در مطالعه آزمایشگاهی عملکرد حرارتی چاه‌گرمایی فوم فلزی

معادلات حاکم

روش متوسط‌گیری حجم محلی

رفتار کلی پدیده انتقال در مقیاس ماکرو برای محیط متخلخل، از طریق متوسط‌گیری حجم انجام می‌گیرد که در پژوهش ویتاکر [16] ارایه شده است. معادلات میکروسکوپی معمولی (پیوستگی، ممننوم و انرژی برای هر دو فاز جامد و سیال) بر روی سلول واحد تکرار شونده (PUC) متوسط‌گیری می‌شود. بعد از متوسط‌گیری بر روی این PUC، مدل ماکروسکوپی برای فوم از معادلات ۱ تا ۴ به‌دست می‌آید. این معادلات مشابه معادلات میکروسکوپی ناویر-استوکس است که متغیرهای محلی با متغیرهای متوسط فاز جایگزین شده است و بعضی ترم‌های ناشی از محصورکردن، ظاهر شده است. این ترم‌های ناشی از محصورکردن، نماینده تأثیر پدیده‌های حل‌نشده در جریان ماکروسکوپی است [6].

شرط عدم تعادل حرارتی برای معادله انرژی به این صورت بیان می‌شود که دمای فاز سیال و جامد در محیط متخلخل با هم برابر نیست. در این روش هدایت در فاز جامد و جابه‌جایی در فاز سیال از طریق ترم منبع (S_T) به هم زوج می‌شوند. برای انتقال حرارت بین فاز جامد و سیال محاسبه می‌شود. توسط حل این دو معادله انرژی زوج‌شده، دماهای فاز جامد و سیال به‌دست می‌آید [1].

$$\nabla \cdot \langle u \rangle = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\rho}{\varepsilon^2} \left[\frac{\partial \langle u \rangle}{\partial t} + \langle u \rangle \cdot \nabla \langle u \rangle \right] = -\nabla \langle p \rangle + \frac{\mu}{\varepsilon} \nabla^2 \langle u \rangle - \left(\frac{\mu}{K} + \frac{\rho C_F}{\sqrt{K}} |\langle u \rangle| \right) \langle u \rangle + F \quad (2)$$

$$\left[(1 - \varepsilon) (\rho C_p)_s \right] \frac{\partial \langle T_s \rangle}{\partial t} = \nabla \cdot (k_{se} \nabla \langle T_s \rangle) - S_T \quad (3)$$

$$\varepsilon (\rho C_p)_f \left[\frac{\partial \langle T_f \rangle}{\partial t} + \langle u \rangle \cdot \nabla \langle T_f \rangle \right] = \nabla \cdot (k_{fe} \nabla \langle T_f \rangle) + S_T \quad (4)$$

$$S_T = h_{sf} \alpha_{sf} (\langle T_s \rangle - \langle T_f \rangle) \quad (5)$$

نماد $\langle \emptyset \rangle$ ، متوسط حجم محلی برای هر ویژگی و متغیر میدان $\emptyset$ است. برای هر ویژگی و متغیر میدان $\emptyset$ ، متوسط حجم محلی از متوسط‌گیری در سرتاسر حجم (V) سلول واحد تکرارشونده، محاسبه می‌شود.

$$\langle \emptyset \rangle = \frac{1}{V} \int_V \emptyset \, dV \quad (6)$$

معادله‌های یک تا ۴ به‌ترتیب معادله پیوستگی، ممننوم و انرژی در محیط متخلخل هستند. در معادله ۲، بردار سرعت ظاهری (دارسی) متوسط محلی است، K نفوذپذیری، C_F ضریب اینرسی فورشیمر و ε تخلخل است، نفوذپذیری و ضریب اینرسی فورشیمر از مطالعه فانیکومار و مهاجان [2] به‌دست می‌آیند. طرف چپ معادله ۲ نماینده ترم اینرسی ماکروسکوپی است. ترم دوم در طرف راست معادله نشان‌دهنده نیرو ویسکوز سطح-ماکرو به‌دست‌آمده از برهم‌نهی برینکمن است. ترم بعدی در معادله نشان‌دهنده مقاومت سطح-منفذ دارسی (ویسکوز) و فورشیمر (اینرسی) ناشی از وجود فوم و ترم F نشان‌دهنده نیروهای حجمی، مانند نیروی گرانش است [1].

در معادله ۳ و ۴، k_{se} و k_{fe} ضریب هدایت حرارتی موثر فاز جامد و سیال است که از مطالعه دای و همکاران [17] محاسبه می‌شود. زیرنویس f برای فاز سیال و s برای فاز جامد به‌کار می‌رود.

$$k_e = \frac{1}{\sqrt{2}(R_A + R_B + R_C + R_D)} \quad (7)$$

$$R_A = \frac{4\lambda}{(2e^2 + \pi\lambda(1-e))k_s + (4-2e^2 - \pi\lambda(1-e))k_f}$$

$$R_B = \frac{(e-2\lambda)}{e^2 k_s + (2-e^2)k_f}$$

$$R_C = \frac{2(\sqrt{2}-2e)}{\sqrt{2}\pi\lambda^2 k_s + 2(2-2e-\sqrt{2}\pi\lambda^2)k_f}$$

$$R_D = \frac{2e}{e^2 k_s + (4-e^2)k_f}$$

$$\lambda = \frac{\sqrt{2[2-(3/4)e^3\sqrt{2}-2e]}}{\pi(3-4\sqrt{2}e-e)} \quad e = 0.198$$

$k_{fe} = k_e|_{k_s=0}$ ، $k_{se} = k_e|_{k_f=0}$ برای محاسبه k_{se} در روابط ۷، k_f را مساوی صفر، و برای به‌دست‌آوردن k_{fe} مقدار k_s را مساوی صفر قرار می‌دهیم. در معادله ۵، نسبت مساحت سطح به حجم فوم و h_{sf} ضریب انتقال حرارت متوسط بین فازهای جامد و سیال است. α_{sf} ویژگی فوم است و از پژوهش کالمیدی و مهاجان [18] محاسبه می‌شود.

$$\alpha_{sf} = \frac{3\pi d_f [1 - \exp(-(1-\varepsilon)/0.04)]}{(0.59d_p)^2} \quad (8)$$

در رابطه ۸، d_f قطر پیوند، d_p قطر منفذ و ε تخلخل است که به همدیگر وابسته هستند. h_{sf} نیز مستقل از جنس ماده فوم است و از معادله برازش جابه‌جایی آزاد استوانه گرم افقی در مطالعه نلیس و کلین [19] و قطر پیوند فوم به‌عنوان طول مشخصه به‌دست می‌آید.

فرضیات حل مساله

جریان آرام، پایا و تراکم‌ناپذیر، خواص سیال وابسته به دما، فوم فلزی همگن و ایزوتروپیک، شرط عدم تعادل حرارتی برای معادله انرژی در محیط متخلخل و مقاومت تماسی بین فوم و پایه ناچیز فرض شده است.

تعیین معیار بررسی عملکرد حرارتی فوم فلزی

برخی پارامترها برای جریان و انتقال حرارت، مانند عدد رایلی، عدد نوسلت متوسط سطح، ضریب انتقال حرارت متوسط و شار حرارتی کلی شامل شار حرارتی فاز جامد و سیال به‌صورت زیر بیان می‌شوند. خواص سیال هوا در دمای فیلم $\left(\frac{T_b + T_\infty}{2}\right)$ به‌دست می‌آید. T_∞ دمای محیط و T_b دمای پایه است.

$$q'' = k_{se} \frac{\partial T_s}{\partial n} + k_{fe} \frac{\partial T_f}{\partial n} \quad (9-الف)$$

$$h_{ave} = \frac{q}{(T_b - T_\infty)} \quad (9-ب)$$

$$Nu_{ave} = \frac{h_{ave} L}{k_f} \quad (9-ج)$$

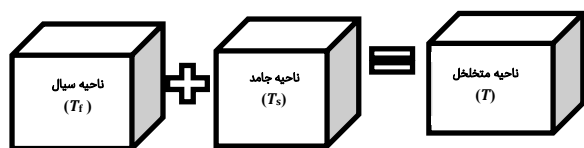
$$Ra_L = \frac{\rho g \beta \Delta T L^3}{\theta \alpha} \quad (9-د)$$

شرایط مرزی

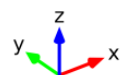
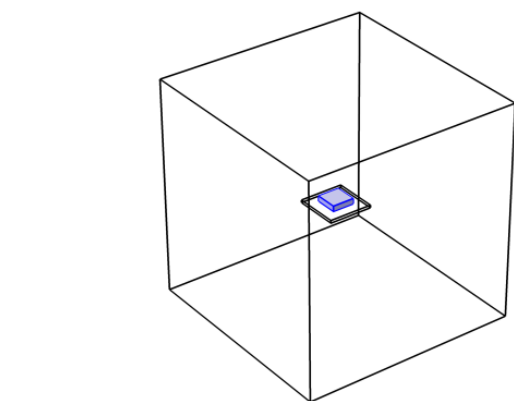
شرایط مرزی در نظر گرفته‌شده برای حل معادلات حاکم بر مساله به‌صورت روابط ۱۰ ارایه می‌شود:

در مرزی که فوم به پایه متصل است:

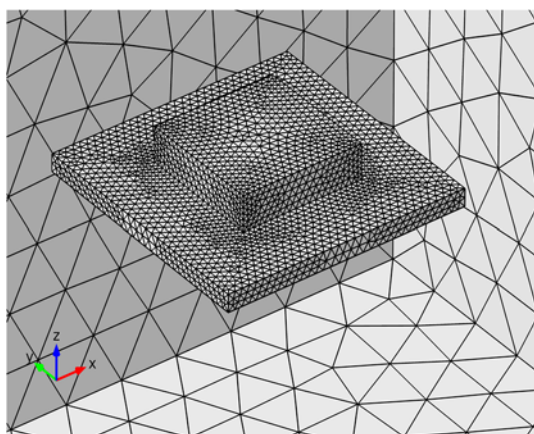
منفذ ۱۰ممنفذ در اینچ برای دمای پایه ۹۷/۷ درجه سانتیگراد بررسی شده است. برای این منظور نرخ انتقال حرارت کلی دفع شده توسط چاه گرمایی فوم فلزی به عنوان معیاری برای تعیین استقلال نتایج از تعداد المان در نظر گرفته شده است. شکل ۵ المان بندی ناحیه حل را نشان می دهد که المان از نوع چهاروجهی است، و از مش لایه مرزی نیز برای تمام سطوح ناحیه حل استفاده شده است. در نمودار ۱ تغییرات نرخ انتقال حرارت کلی نسبت به افزایش تعداد المان نشان داده شده است. مشاهده می شود که با افزایش تعداد المان از ۴۰۷۰۰۲ به ۴۲۴۷۵۷ نرخ انتقال حرارت کلی دفع شده تنها ۴/۰٪ تغییر کرده است، که بیانگر استقلال حل از تعداد المان است. در نتیجه تعداد المان بهینه در حدود ۱۰×۴ قرار دارد.



شکل ۳ روی هم قرارگرفتن ناحیه جامد و سیال در به دست آوردن ناحیه متخلخل برای مدل LTNE



شکل ۴ ناحیه حل



شکل ۵ مدل المان محدود

$$T_s = T_f = T_b \quad (۱۰-الف)$$

مرز مشترک بین ناحیه متخلخل و سیال خالص:

شرط عدم لغزش سرعت و تطبیق تنش برشی برای جریان سیال در مرز مشترک قابل قبول است [2].

$$u|_{\text{interface}} = \langle u \rangle|_{\text{interface}} \quad (۱۰-ب)$$

$$\mu_f \frac{\partial u}{\partial n}|_{\text{interface}} = \frac{\mu_f}{\varepsilon} \frac{\partial \langle u \rangle}{\partial n}|_{\text{interface}}$$

با توجه به شرط عدم تعادل حرارتی برای انتقال حرارت، پیوستگی دمای سیال و شار حرارتی در عرض فصل مشترک بین محیط متخلخل و سیال خالص برای تضمین روش عددی لحاظ شده است [2].

$$T_f|_{\text{interface}} = \langle T_f \rangle|_{\text{interface}} \\ k_{se} \frac{\partial \langle T_s \rangle}{\partial n}|_{\text{interface}} + k_{fe} \frac{\partial \langle T_f \rangle}{\partial n}|_{\text{interface}} = k_f \frac{\partial T_f}{\partial n}|_{\text{interface}} \quad (۱۰-ج)$$

مرز دوردست:

در مرز دوردست دمای ثابت محیط و سرعت صفر لحاظ شده است.

$$T_s = T_f = T_\infty \\ u = v = w = 0 \quad (۱۰-د)$$

برای دیگر سطوح باقی مانده:

شرط عایق حرارتی و عدم لغزش سرعت لحاظ شده است.

$$k_f \frac{\partial T}{\partial n}|_{\text{wall}} = 0 \\ u = v = w = 0 \quad (۱۰-ر)$$

روش عددی و اعتبارسنجی

برای مدل کردن انتقال حرارت در فوم فلزی با استفاده از فرض عدم تعادل گرمایی محلی، دو ناحیه (ناحیه جامد و سیال) روی هم قرار می گیرند که در شکل ۳ نشان داده شده است. دو ناحیه توسط ترم منبع (معادله ۵) به همدیگر زوج و شرایط مرزی برای این نواحی به صورت جداگانه اعمال می شود [1]. روش عددی مورد استفاده بر پایه روش المان محدود و با استفاده از نرم افزار تجاری کامسول مولتی فیزیکیس نسخه 5.2a صورت گرفته است.

ناحیه حل عددی در شکل ۴ نشان داده شده است. مکعب کوچک که در مرکز قرار دارد، ناحیه فوم فلزی است که بر روی یک سطح مربعی که از ناحیه حل کم شده است، قرار دارد. سیال خالص اطراف نیز به صورت یک مکعب نسبتاً بزرگ با ابعاد ۱۰ برابر بزرگتر از طول فوم، مدل شده است.

معادله های ماکروسکوپی یک تا ۴ در ناحیه متخلخل و در دیگر نواحی سیال، معادلات انتقال میکروسکوپی حل می شوند. برای ناحیه متخلخل هر المان، اطلاعات را برای ناحیه سیال و جامد نگه می دارد. معادلات بقا در ناحیه سیال برای هر دو ناحیه متخلخل و خالص توسط یک میدان به صورت همزمان حل می شود. زوج کردن انتقال انرژی بین فاز جامد و سیال، با محاسبه نرخ انتقال حرارت بین فازی در مرز مشترک ساختگی بین فوم و هوا و دمای فاز جامد و سیال از تکرارهای قبلی به دست می آید [6].

برای بررسی استقلال نتایج از تعداد المان، مدل چاه گرمایی فوم فلزی در حالت افقی (ϕ برابر با ۹۰ درجه) با تخلخل ۹۲/۰ و چگالی

نتایج

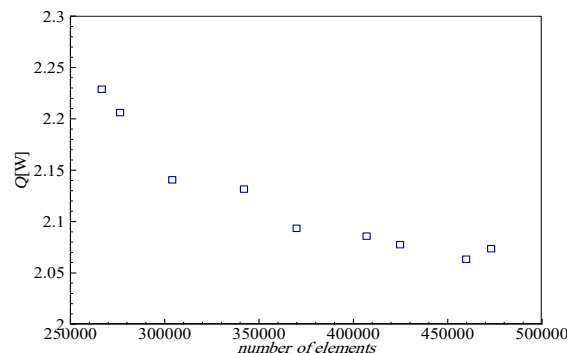
کانتورهای دمای سیال در چاه گرمایی فوم فلزی با تخلخل ۰/۹۲، چگالی منفذ ۱۰ منفذ در اینچ و دمای پایه ۹۷/۷ درجه سانتی‌گراد تحت زاویه‌های شیب مختلف در صفحه XZ در نمودار ۳ نشان داده شده است. در حالت افقی تراکم کانتورهای دما در لبه‌های کناری فوم بیشتر از لبه بالایی فوم است، و برای زاویه‌های دیگر این تراکم کانتور در قسمت پایینی فوم بیشتر است که علت این امر نفوذ سیال سرد به داخل فوم است. گرادیان دما در لبه‌های کناری فوم بیشتر از داخل فوم است؛ زیرا در داخل فوم دمای سیال به دمای جامد نزدیک می‌شود.

توزیع دمای فاز سیال و فاز جامد در فوم فلزی با تخلخل ۰/۸۹۹ و چگالی منفذ ۵ منفذ در اینچ در حالت عمودی و دمای پایه ۱۱۰ درجه سانتی‌گراد در شکل ۶ نشان داده شده است. توزیع دما در فاز سیال و فاز جامد در ناحیه فوم با یکدیگر متفاوت است که نشان‌دهنده عدم تعادل گرما محلی است. در فاز جامد، چاه گرمایی فوم فلزی در دمای پایه قرار دارد اما فاز سیال دارای توزیع دما است؛ زیرا ضریب هدایت حرارتی سیال هوا خیلی کمتر از فلز آلومینیوم است.

منحنی توزیع دمای فاز سیال و فاز جامد برای ناحیه فوم با تخلخل ۰/۸۹۹، چگالی منفذ ۵ منفذ در اینچ، دمای پایه ۱۱۰ درجه سانتی‌گراد و حالت عمودی در راستای خطی افقی (راستای محور Y) که از وسط فوم می‌گذرد و برای Z برابر با ۱۹، Z برابر با صفر و Z برابر با ۱۹ میلی‌متر در نمودار ۴ نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که با حرکت سیال به سمت بالا، دمای فاز سیال و جامد به هم نزدیک شده و به تعادل حرارتی می‌رسند. در لبه‌های کناری به علت نفوذ سیال به داخل فوم همچنان عدم تعادل حرارتی مشاهده می‌شود.

منحنی توزیع دمای سیال و توزیع سرعت در جهت محور Z، در ناحیه فوم فلزی و سیال خالص در نمودارهای ۵ و ۶ نشان داده شده است. این نمودارها برای چاه گرمایی در حالت عمودی با تخلخل ۰/۸۹۹، چگالی منفذ ۵ منفذ در اینچ و دمای پایه ۱۱۰ درجه سانتی‌گراد است و نمودارها در راستای خطی افقی (راستای محور X) که از وسط فوم می‌گذرد، از سطح پایه فوم تا ۲۵۰ میلی‌متر فاصله از سطح پایه و برای Z برابر با ۱۵، Z برابر با صفر و Z برابر با ۱۵ میلی‌متر است.

با توجه به نمودار ۵، با حرکت سیال به سمت بالا دمای سیال افزایش یافته است و در ناحیه فوم فلزی توزیع دما تقریباً یکنواخت است (طول کمتر از ۱۰ میلی‌متر) اما با وارد شدن به ناحیه سیال خالص دمای سیال کاهش یافته تا در نهایت به دمای محیط می‌رسد. در نمودار ۶ نیز می‌توان مشاهده کرد که در ناحیه فوم فلزی توزیع سرعت تقریباً یکنواخت است اما با وارد شدن به ناحیه سیال خالص سرعت ابتدا افزایش یافته و سپس کاهش می‌یابد. با حرکت سیال به سمت بالا، سرعت در جهت محور عمودی (W) افزایش یافته است.



نمودار (۱) نتایج حاصل از بررسی استقلال از شبکه

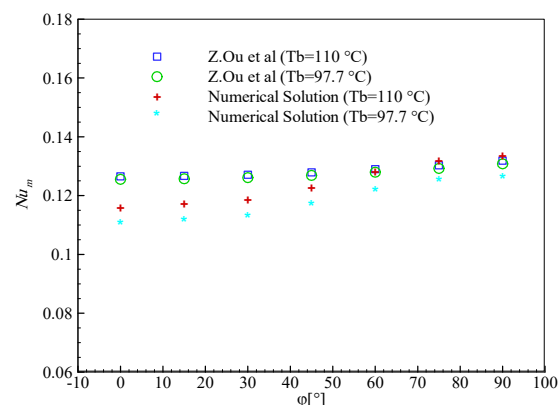
برای اعتبارسنجی مدل عددی، از رابطه برازشی پیشنهاد شده در مطالعه آزمایشگاهی کیو و همکاران^[4] برای انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد از چاه گرمایی فوم فلزی تحت زوایای مختلف، استفاده شده است. در معادلات ۱۱ رابطه برازشی کیو و همکاران^[4] و محدوده اعتبار آن بیان شده است.

$$Nu_m = 5844.5 Ra_m^{0.0459} (\delta/L)^{0.1957} Da_{dp}^{2.2487} \left[1 + \cos\left(\frac{\pi\phi}{180}\right) \right]^{-0.0503} \quad (11)$$

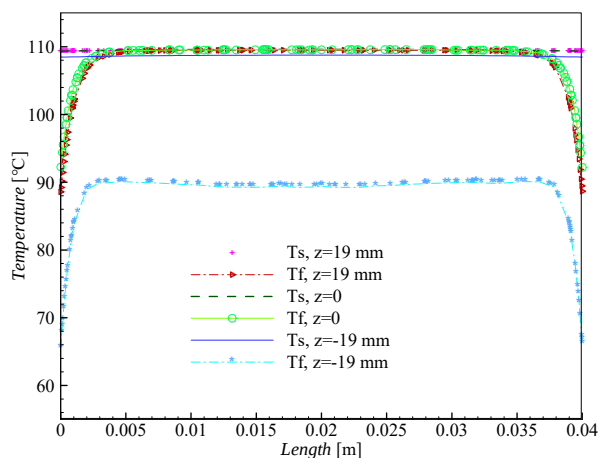
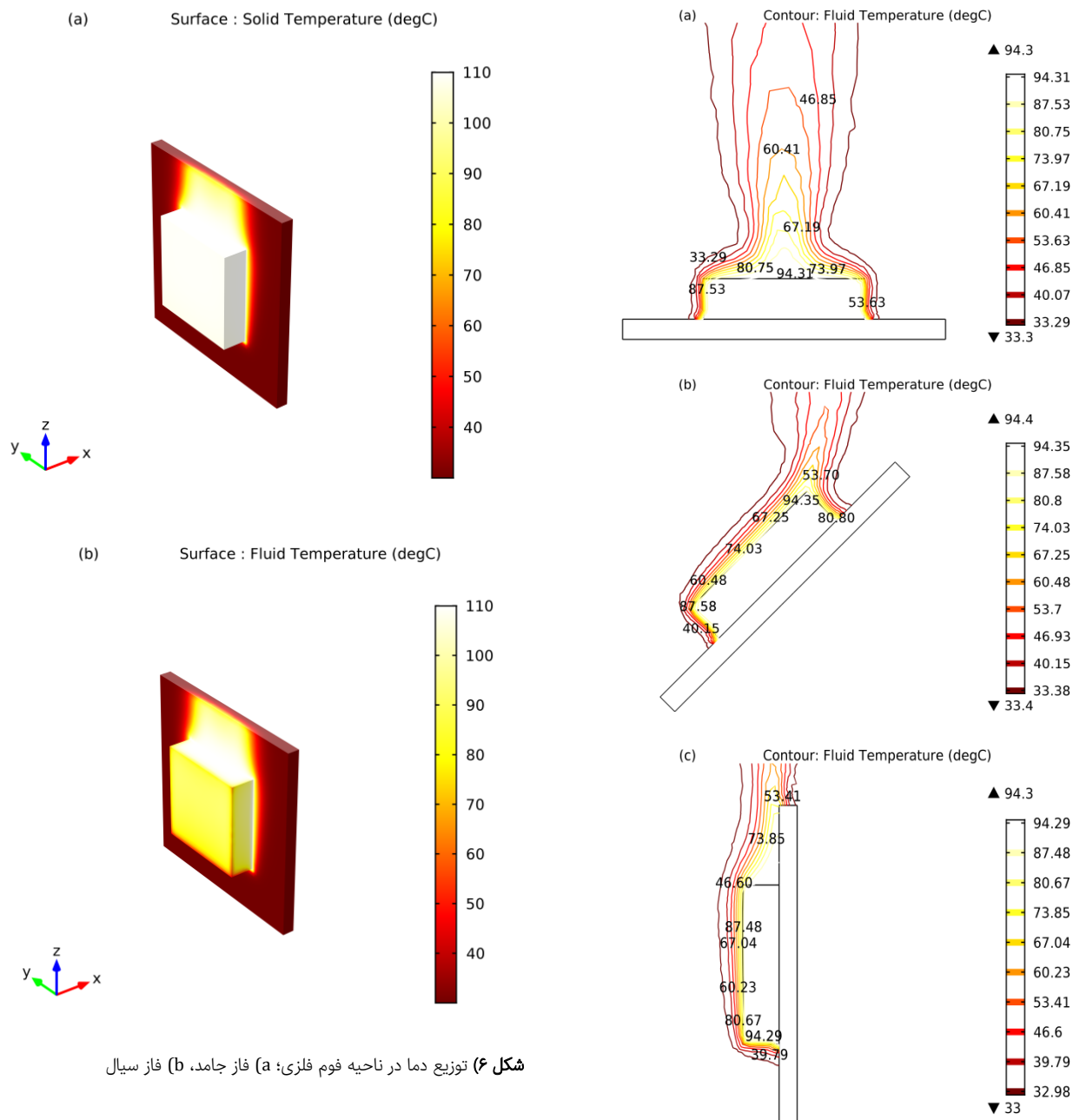
$$300 \text{ W/m}^2 \leq q'' \leq 3000 \text{ W/m}^2, 0.1 \leq \delta/L \leq 0.5, 0^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$$

$Nu_m = \frac{h_{ave} L}{k_e}$, $Ra_m = \frac{g \beta q'' K L^2}{\alpha_e \rho_f k_e}$, $Da_{dp} = \frac{K}{d_p^2}$ در روابط ۱۱، Nu_m عدد نوسلت اصلاح شده، Ra_m عدد رابلی اصلاح شده، Da_{dp} عدد بی‌بعد داری برحسب قطر منفذ (d_p)، δ/L نسبت ارتفاع به طول فوم فلزی، ϕ زاویه بین بردار مماس بر سطح صفحه و محور عمودی در جهت گرانش، h_{ave} ضریب انتقال حرارت متوسط سطح، k_e ضریب هدایت حرارتی موثر فوم، α_e ضریب پخش حرارتی موثر فوم و K نفوذپذیری فوم است^[4].

برای صحت‌سنجی، فوم با تخلخل ۰/۹۲، چگالی منفذ ۱۰ منفذ در اینچ و نسبت ارتفاع به طول ۰/۲۵ مدل شده است. در نمودار ۲ تغییرات عدد نوسلت اصلاح شده نسبت به زاویه شیب برای تحلیل عددی حاضر و رابطه برازشی ۱۱ برای دو مقدار دمای پایه ثابت نشان داده شده است. میانگین خطا برای هر دو دمای پایه ۶/۲٪ است.



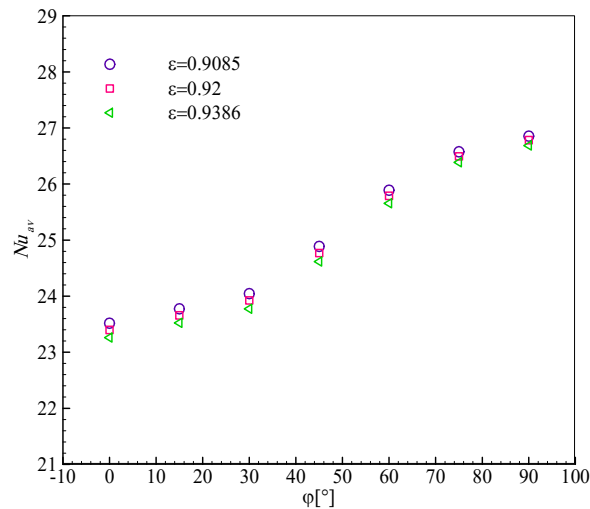
نمودار (۲) مقایسه رابطه برازش تجربی کیو و همکاران^[4] و حل عددی حاضر



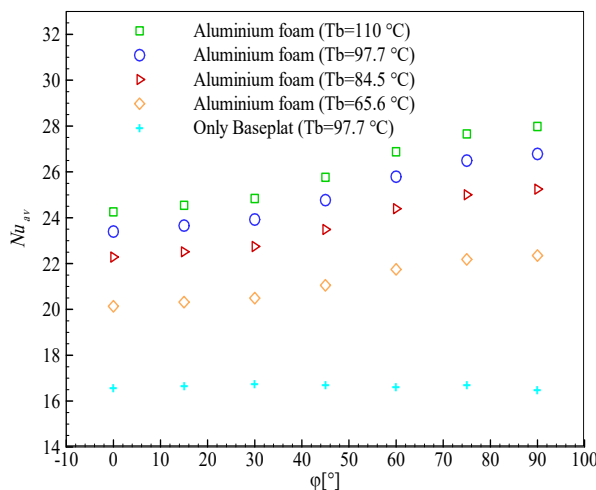
نمودار ۴ پروفیل دمای فاز سیال و جامد در موقعیت‌های ارتفاع مختلف φ برابر با صفر و T_b برابر با 110°C (سانتی‌گراد)

نمودار ۳ کانترهای دمای سیال برای چاه‌گرایی فوم فلزی در φ برابر با: (a) 90° (b) 45° (c) صفر، (d) 45°

است. علاوه بر این، مقایسه صفحه تخت و صفحه با فوم در حالت افقی برای دمای پایه ۹۷/۷ درجه سانتی‌گراد، نشان می‌دهد که عدد نوسلت متوسط صفحه با فوم ۶۲/۶٪ افزایش یافته است.



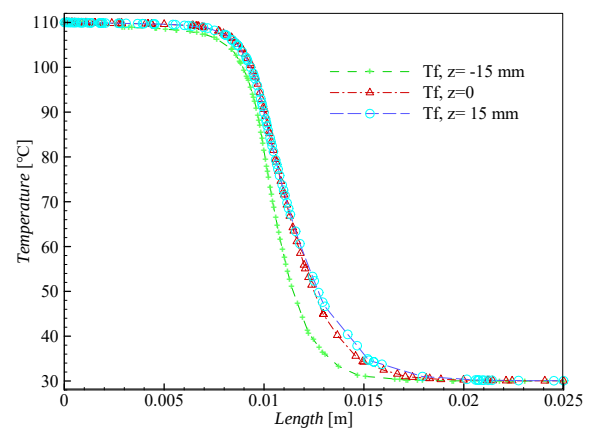
نمودار ۷) اثر زاویه شیب بر عدد نوسلت متوسط در تخلخل‌های مختلف (w) برابر با ۱۰٪ منفذ در اینچ، T_b برابر با ۹۷/۷ درجه سانتی‌گراد)



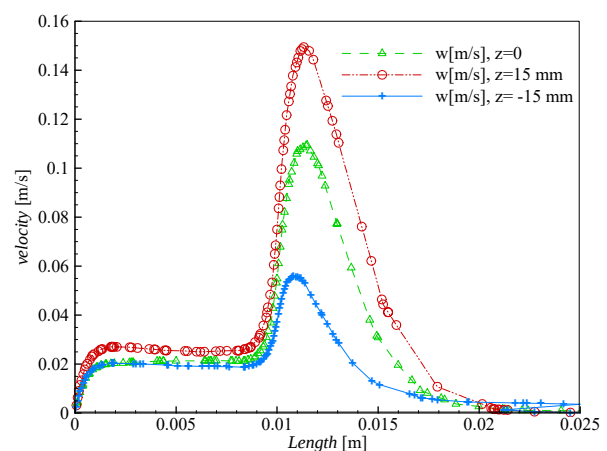
نمودار ۸) اثر زاویه شیب بر عدد نوسلت متوسط در دمای پایه مختلف (w) برابر با ۱۰٪ منفذ در اینچ، ϵ برابر با ۹۲٪)

اثر چگالی منفذ بر عدد نوسلت متوسط

منحنی تغییرات عدد نوسلت متوسط برحسب زاویه شیب در دمای پایه ۹۷/۷ درجه سانتی‌گراد برای فوم فلزی با چگالی منفذهای مختلف و تخلخل ثابت ۹۲٪ در نمودار ۹ نشان داده شده است. با توجه به نمودارها، نمونه با چگالی منفذ ۲۰ و ۱۰٪ منفذ در اینچ اختلاف زیادی با یکدیگر ندارند اما برای چگالی منفذ ۵٪ منفذ در اینچ عملکرد حرارتی فوم فلزی بهتر شده است. دلیل این عملکرد بهتر، ضخیم‌تر بودن پیوندهای فوم فلزی در چگالی منفذ ۵٪ منفذ در اینچ است. مقایسه حالت افقی و عمودی برای نمونه با چگالی منفذ ۵٪ منفذ در اینچ نشان می‌دهد که عدد نوسلت متوسط در حالت افقی ۲۲/۳٪ بیشتر است.



نمودار ۹) پروفیل دمای فاز سیال در ناحیه فوم و سیال خالص برای موقعیت‌های ارتفاع مختلف (ϕ برابر با صفر و T_b برابر با ۱۱۰ درجه سانتی‌گراد)



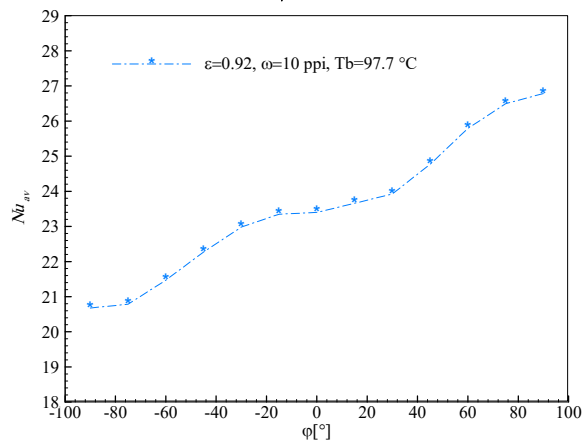
نمودار ۱۰) پروفیل توزیع سرعت در ناحیه فوم فلزی و سیال خالص برای موقعیت‌های ارتفاع مختلف (ϕ برابر با صفر و T_b برابر با ۱۱۰ درجه سانتی‌گراد)

اثر تخلخل بر عملکرد حرارتی فوم فلزی

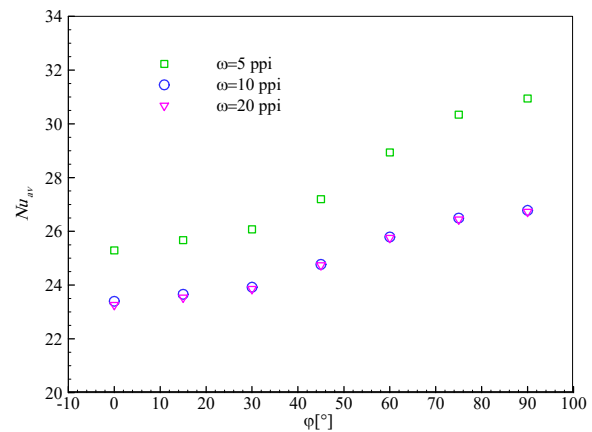
اثر تخلخل‌های مختلف فوم فلزی بر روی عدد نوسلت متوسط برای چگالی منفذ ثابت ۱۰٪ منفذ در اینچ و دمای پایه ۹۷/۷ درجه سانتی‌گراد، در نمودار ۷ بررسی شده است. برای هر سه نمودار عدد نوسلت با افزایش زاویه شیب، افزایش می‌یابد و با افزایش تخلخل، کاهش پیدا می‌کند. هر چند افزایش تخلخل نفوذپذیری را افزایش می‌دهد اما باعث کاهش حجم جامد در محیط متخلخل و در نتیجه کاهش نرخ انتقال حرارت می‌شود. همچنین در حالت عمودی تأثیر تخلخل بیشتر است؛ به طوری که با کاهش تخلخل از ۹۳۸۶٪ به ۸۵۰٪ عدد نوسلت در حالت عمودی ۱/۱٪، اما برای حالت افقی ۶٪ افزایش یافته است.

تأثیر دمای پایه فوم فلزی بر عدد نوسلت متوسط

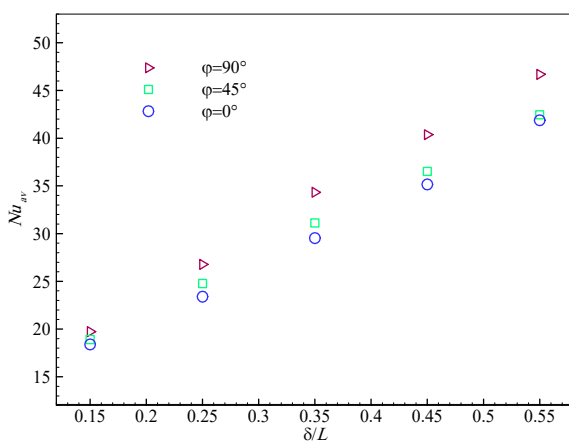
برای مشخص کردن اثر دمای پایه فوم بر عملکرد حرارتی چاه‌گرایی فوم فلزی، فوم با تخلخل ۹۲٪ و چگالی منفذ ۱۰٪ منفذ در اینچ بررسی شده است. نمودار ۸ اثر دمای پایه بر عدد نوسلت متوسط را برای زاویه‌های شیب مختلف نشان می‌دهد. افزایش دمای پایه باعث افزایش عدد نوسلت شده است، و نیز با افزایش زاویه شیب از حالت عمودی به افقی عدد نوسلت افزایش یافته



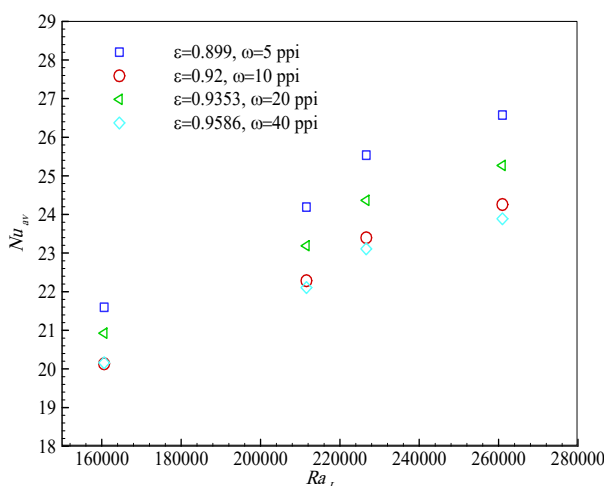
نمودار ۱۰) اثر زاویه شیب بر عدد نوسلت متوسط (ω برابر با ۱۰ منفذ در اینچ، ϵ برابر با ۰/۹۲، T_b برابر با ۹۷/۷ درجه سانتی‌گراد)



نمودار ۹) اثر زاویه شیب بر عدد نوسلت متوسط در چگالی منفذهای مختلف (۴ برابر با ۰/۹۲، T_b برابر با ۹۷/۷ درجه سانتی‌گراد)



نمودار ۱۱) اثر نسبت ظاهر بر عدد نوسلت متوسط در زاویه‌های شیب مختلف (ω برابر با ۱۰ منفذ در اینچ، ϵ برابر با ۰/۹۲، T_b برابر با ۹۷/۷ درجه سانتی‌گراد)



نمودار ۱۲) رابطه بین عدد نوسلت متوسط و عدد رایلی در جهت عمودی

نتیجه‌گیری

نتایج نشان می‌دهد که افزایش تخلخل باعث کاهش عدد نوسلت متوسط شده و افزایش زاویه شیب از حالت عمودی به افقی و افزایش دمای پایه فوم باعث افزایش عدد نوسلت متوسط شده

تأثیر زاویه شیب بر عدد نوسلت متوسط

اثر زاویه شیب فوم فلزی با تخلخل ۰/۹۲ و چگالی منفذ ۱۰ منفذ در اینچ، از حالت افقی روبه‌پایین (ϕ برابر با ۹۰-درجه) تا حالت افقی روبه‌بالا (ϕ برابر با ۹۰+درجه) بر روی عدد نوسلت متوسط در نمودار ۱۰ نشان داده شده است. با توجه به نمودار، کمترین مقدار عدد نوسلت مربوط به حالت افقی روبه‌پایین است، زیرا جریان سیال نمی‌تواند به راحتی به سمت بالا حرکت کند. با افزایش زاویه، عدد نوسلت افزایش می‌یابد و با نزدیک شدن به حالت عمودی (ϕ برابر با صفر درجه) تغییرات عدد نوسلت کم می‌شود و دوباره با افزایش زاویه تا رسیدن به حالت افقی روبه‌بالا، عدد نوسلت افزایش می‌یابد. عدد نوسلت متوسط برای حالت افقی رو به بالا، ۲۹/۵٪ نسبت به حالت افقی روبه‌پایین افزایش یافته است.

اثر ارتفاع فوم بر عدد نوسلت متوسط

برای تعیین اثر ارتفاع فوم، حالت‌های افقی (ϕ برابر با ۹۰-درجه)، عمودی (ϕ برابر با صفر و ۴۵+درجه) چاه‌گرمایی فوم فلزی با تخلخل ۰/۹۲، چگالی منفذ ۱۰ منفذ در اینچ، دمای پایه ۹۷/۷ درجه سانتی‌گراد و محدوده ارتفاع ۶ تا ۲۲ میلی‌متر بررسی شده است. با توجه به نمودار ۱۱ با افزایش ارتفاع فوم، عدد نوسلت متوسط افزایش یافته است، اما شیب نمودارها با افزایش ارتفاع کاهش می‌یابد. و برای فوم با ارتفاع بیشتر، تأثیر زاویه شیب بیشتر است.

نمودار عدد نوسلت متوسط برحسب عدد رایلی

منحنی عدد نوسلت متوسط برحسب عدد رایلی برای نمونه‌های مختلف فوم با $\delta/L = 0.25$ و حالت عمودی (ϕ برابر با صفر درجه) در نمودار ۱۲ نشان داده شده است. بیشترین مقدار عدد نوسلت متوسط برای نمونه با چگالی منفذ ۵ منفذ در اینچ و تخلخل ۰/۸۹۹ است، زیرا با کاهش چگالی منفذ نفوذپذیری فوم افزایش یافته و سیال به داخل ناحیه فوم نفوذ می‌کند، و کاهش تخلخل نیز باعث افزایش حجم جامد شده و هدایت حرارتی را در فوم فلزی افزایش می‌دهد و باعث افزایش عدد نوسلت متوسط شده است. همچنین، با افزایش عدد رایلی اثر پارامترهای هندسی فوم فلزی بر روی عدد نوسلت متوسط بیشتر می‌شود.

است. مقایسه صفحه تخت افقی با چاه گرمایی فوم فلزی در حالت افقی تحت دمای پایه ۹۷/۷ درجه سانتی‌گراد نشان می‌دهد که عدد نوسلت متوسط ۶۲/۶٪ افزایش یافته است. کاهش چگالی منفذ نمونه فوم از ۱۰ به ۵ منفذ در اینچ در تخلخل ثابت ۰/۹۲، باعث افزایش عدد نوسلت متوسط می‌شود، اما کاهش چگالی منفذ از ۲۰ به ۱۰ منفذ در اینچ تأثیر چندانی بر روی عدد نوسلت متوسط ندارد. مقایسه حالت افقی و عمودی برای نمونه با چگالی منفذ ۵ منفذ در اینچ و تخلخل ۰/۹۲ نشان می‌دهد که عدد نوسلت متوسط در حالت افقی ۲۲/۳٪ بیشتر است. برای نمونه فوم با چگالی منفذ ۱۰ منفذ در اینچ، تخلخل ۰/۹۲ و دمای پایه ۹۷/۷ درجه سانتی‌گراد در حالت افقی روبه‌بالا، عدد نوسلت متوسط ۲۹/۵٪ بیشتر از حالت افقی روبه‌پایین است. با افزایش ارتفاع فوم، عدد نوسلت متوسط افزایش یافته است، اما شیب نمودارها با افزایش ارتفاع کاهش می‌یابد. برای فوم‌های فلزی با ارتفاع بیشتر، تأثیر زاویه شیب بیشتر است. بیشترین مقدار عدد نوسلت متوسط، برای نمونه با چگالی منفذ و تخلخل کمتر است.

تشکر و قدردانی: از کارکنان دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه رازی کرمانشاه که امکانات را فراهم نمودند، تشکر می‌شود.

تأییدیه اخلاقی: تاکنون در نشریه دیگری (به‌طور کامل یا بخشی از آن) به چاپ نرسیده است. همچنین برای بررسی یا چاپ به نشریه دیگری ارسال نشده است. ضمناً محتویات علمی حاصل فعالیت نویسندگان بوده و صحت و اعتبار نتایج برعهده نویسندگان است.

تعارض منافع: هیچ گونه تعارض منافعی با سازمان‌ها و اشخاص دیگر وجود ندارد.

سهم نویسندگان: سجاد اسماعیلی ولی‌آبادی (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۵۰٪)؛ فرزاد ویسی (نویسنده دوم)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۲۵٪)؛ مهرداد پاکنژاد (نویسنده سوم)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۲۵٪).

منابع مالی: هزینه‌ها توسط دانشگاه رازی کرمانشاه تأمین شده است.

فهرست علائم

L	طول صفحه مربعی (m)
T	دما (°C)
T_b	دمای پایه (°C)
T_∞	دمای محیط (°C)
C_F	ضریب اینرسی فورشیمر
d_p	قطر منفذ (m)
d_f	قطر پیوندهای فوم (m)
h_{sf}	ضریب انتقال حرارت بین فازی (W/m²K)
K	نفوذپذیری (m²)
k_e	ضریب هدایت حرارتی موثر (W/mK)
k_{se}	ضریب هدایت حرارتی موثر جامد (W/mK)
k_{fe}	ضریب هدایت حرارتی موثر سیال (W/mK)
Nu	عدد نوسلت
q''	شار حرارتی (W/m²)
Ra	عدد رابلی
u_D	سرعت ظاهری (داریسی) (m/s)

u	سرعت سیال (m/s)
F	نیروهای حجمی (kg/m²s²)
av	متوسط
m	اصلاح شده
علائم یونانی	
ε	تخلخل
ω	چگالی منفذ (ppi)
α_{sf}	نسبت سطح به حجم (m⁻¹)
$\emptyset$	متغییر میدان
δ	ارتفاع فوم (m)
ρ	چگالی (kg/m³)
μ	گرانروی سیال (Pa.s)
β	ضریب انبساط حرارتی (K⁻¹)
ϕ	زاویه بین بردار مماس بر سطح صفحه و محور عمودی (درجه)
α	ضریب پخش حرارتی (m²/s)
ν	ویسکوزیته سینماتیکی سیال (m²/s)
زیرنویس‌ها	
e	موثر
s	جامد
f	سیال
b	پایه
∞	محیط
sf	بین‌فازی

منابع

- 1- Taheri M. Analytical and numerical modeling of fluid flow and heat transfer through open-cell metal foam heat exchangers [dissertation]. Toronto: University of Toronto; 2015.
- 2- Phanikumar MS, Mahajan RL. Non-darcy natural convection in metal foams with open cells. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2002;45(18):3781-3793.
- 3- Zhao CY, Lu TJ, Hodson HP. Natural convection in metal foams with open cells. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005;48(12):2452-2463.
- 4- Qu Z, Wang T, Tao W, Lu T. Experimental study of air natural convection on metallic foam-sintered plate. International Journal Heat and Fluid Flow. 2012;38:126-132.
- 5- Billiet M, De Schampheleire S, Huisseune H, De Paepe M. Influence of orientation and radiative heat transfer on aluminum foam in buoyancy-induced convection. Materials. 2015;8(10):6792-6805.
- 6- De Schampheleire S, De Kerpel K, De Jaeger P, Huisseune H, Ameel B, De Paepe M. Buoyancy driven convection in open-cell metal foam using the volume averaging theory. Applied Thermal Engineering. 2015;79:225-233.
- 7- Barbieri M, Di Ilio G, Patanè F, Bella G. Experimental investigation on buoyancy-induced convection in aluminum metal foams. International Journal of Refrigeration. 2017;76:385-393.
- 8- Buonomo B, Diana A, Manca O, Nardini. Local thermal non-equilibrium investigation on natural convection in horizontal channel heated from above and partially filled with aluminium foam. Energy Procedia. 2017;126:42-49.
- 9- Bayomy AM, Saghir MZ, Yousefi T. Electronic cooling

International Communications in Heat and Mass Transfer. 2019;109:104349.

15- Bayomy AM, Saghir Z. Thermal performance of finned aluminum heat sink filled with ERG aluminum foam: Experimental and numerical approach. International Journal of Energy Research. 2020;44(6):4411-4425.

16- Whitaker S. Flow in porous media 1: A theoretical derivation of Darcy's law. Transport in Porous Media. 1986;1:3-25.

17- Dai Z, Nawaz K, Park YG, Bock J, Jacobi AM. Correcting and extending the boomsma-poulikakos effective thermal conductivity model for three-dimensional, fluid-saturated metal foams. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2010;37(6):575-580.

18- Calmidi VV, Mahajan R. Forced convection in high porosity metal foams. Journal of Heat Transfer. 2000;122(3):557-565.

19- Nellis G, Klein S. Heat Transfer. Cambridge: Cambridge University Press; 2009.

using water flow in aluminum metal foam heat sink: Experimental and numerical approach. International Journal of Thermal Sciences. 2016;109:182-200.

10- Gangapatnam P, Kurian R, Venkateshan SP. Numerical simulation of heat transfer in metal foams. Heat Mass Transfer. 2017;54(2):553-562.

11- Andreozzi A, Bianco N, Iasiello M, Naso V. Numerical study of metal foam heat sinks under uniform impinging flow. Journal of Physics Conference Series. 2017;796(1):012002.

12- Kotresha B, Nagarajan G. Numerical simulations of fluid flow and heat transfer through aluminum and copper metal foam heat exchanger—a comparative study. Heat Transfer Engineering. 2018;41(6-7):1-13.

13- Huang Y, Sun Q, Yao F, Zhang C. Experimental study on the thermal performance of a finned metal foam heat sink with phase change material. Heat Transfer Engineering. 2020:1-13.

14- Qi C, Tang J, Ding Z, Yan Y, Guo L, Ma Y. Effects of rotation angle and metal foam on natural convection of nanofluids in a cavity under an adjustable magnetic field.