



## Three-Dimensional Simulation of Helium Gas Flow in an Aluminum Heat Sink with Rectangular Microchannel in Slip Flow Regime

A.R Rahmati<sup>1\*</sup>, M. Sepehrnia<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering, Shahabdanesh University, Qom, Iran

**ABSTRACT:** In the present work, for the first time, gas flow with considering slip velocity and temperature jump boundary condition is studied in a heat sink consisting of rectangular fins and microchannels with calculating conjugated heat transfer. In this paper, helium gas flow with Knudsen number between 0.048 to 0.06 has been studied. Heat flux applied to the bottom of the aluminum heat sink is 500W/m<sup>2</sup>. The governing equation for fluid flow has been discretized using second-order upwind method and solved with using the Coupled algorithm in Ansys-Fluent commercial software. Results show that inlet and local Knudsen numbers decrease with increasing pressure ratio and also local Poiseuille number decreases with increasing inlet Knudsen number. Also, with increasing inlet Knudsen number (reduction of pressure ratio), first the average Nusselt number decreases and then increases. In this case, the average Nusselt number decreases about 54.4% with increasing Knudsen number from 0.006 to 0.024 and the average Nusselt number increases with increasing Knudsen number from 0.024 to 0.048. With increasing Knudsen number, thermal resistance increases continuously. The results show that with increasing inlet Knudsen number, slip and temperature jump coefficients increase.

### Review History:

Received: 26/08/2017

Revised: 13/01/2018

Accepted: 31/01/2018

Available Online: 02/02/2018

### Keywords:

Heat sink

Microchannel

Nusselt number

Knudsen number

Slip flow

## 1. INTRODUCTION

Flow in microchannels is one of the important subjects in fluid mechanics and industry. Zhu and Liao [1] investigated forced convective heat transfer for gas flow in a microchannel with different cross sections. They studied the slip flow and temperature jump regime using the orthonormal function method. Then, as a sample, they focused on investigating the heat transfer characteristics of rectangular and triangular microchannels. They indicated that the average Nusselt number in the slip flow regime is smaller than no-slip flow regime. Hooman [2] studied air heat transfer and entropy generation in micro electro mechanical systems (a. plate microchannel b. circular microchannel) in the slip flow regime, analytically. The results showed that: 1. With increasing velocity, entropy generation increases. 2. Increasing Prandtl number enhances Nusselt number and entropy generation. 3. Increasing Knudsen number increases Nusselt number and entropy generation. Shkarah et al. [3] studied laminar, developed, and steady-state flow in a 3D microchannel. The used aluminum, silicon, and graphene as substrate materials. Their results showed that graphene most effectively decreases the thermal resistance.

The most previous studies on heat transfer are related to liquid flow and slip condition is ignored in them. But in this paper, slip flow of incompressible and ideal helium gas is studied. Also, the conduction in the solid parts of the heat sink is considered.

\*Corresponding author's email: ar\_rahmati@kashanu.ac.ir

## 2. PROBLEM DESCRIPTION

The geometric configuration of the microchannel heat sink is shown in Fig. 1. The dimensions of the microchannel and rectangular fins are shown in Fig. 2. As it is shown in Fig. 2, the heat sink consists of 11 rectangular microchannels separated by 10 fins. The size of the microchannels and fins is equal. Heat flux of 500 W/m<sup>2</sup> is applied at the bottom plate of the heat sink that the electronic chip assumed directly attached to the base plate of the heat sink. Helium gas is considered incompressible and ideal.

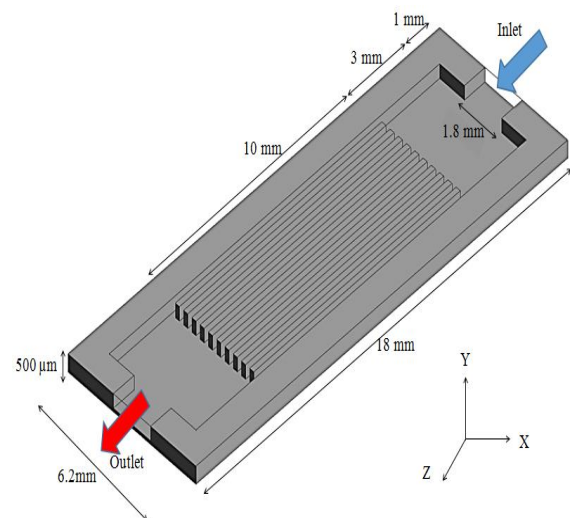


Fig. 1. Geometry of microchannel heat sink with direct inlet and outlet.



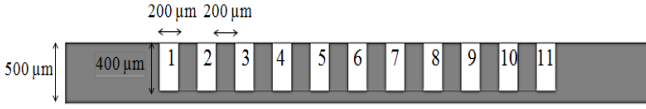


Fig. 2. Fin and microchannel dimensions (The created cross section at  $z=9\text{mm}$ )

### 3. GOVERNING EQUATIONS

The governing equations in the fluid and the solid parts of the heat sink are:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vu) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho wu) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \\ \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial z}\right) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho wv) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \\ \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial z}\right) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho uw) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vw) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho ww) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial w}{\partial x}\right) + \\ \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial w}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu \frac{\partial w}{\partial z}\right) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uT) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vT) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho wT) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z}\right)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(k_s \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k_s \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k_s \frac{\partial T}{\partial z}\right) = 0 \quad (6)$$

Slip velocity boundary condition at the gas-solid interface for walls in Y-Z plane is:

$$\begin{aligned} w_w - w_g = \left(\frac{2 - \sigma_v}{\sigma_v}\right) \text{Kn} L_c \left(\frac{\partial w}{\partial n}\right) \\ \approx \left(\frac{2 - \sigma_v}{\sigma_v}\right) \frac{\lambda}{\delta} (w_g - w_c) \end{aligned} \quad (7)$$

The temperature jump boundary condition at the gas-solid interface for walls in the Y-Z plane is:

$$\begin{aligned} T_w - T_g = \left(\frac{2 - \sigma_T}{\sigma_T}\right) \text{Kn} L_c \left(\frac{\partial T}{\partial n}\right) \\ \approx 2 \left(\frac{2 - \sigma_T}{\sigma_T}\right) \frac{\lambda}{\delta} (T_g - T_c) \end{aligned} \quad (8)$$

Indexes of Nusselt number and thermal resistance of the heat sink substrate to the heat flux are used for evaluating the microchannel heat sink performance. The average Nusselt number is defined as:

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f} \quad (9)$$

Thermal resistance as another index of thermal performance is obtained via:

$$R_{th} = \frac{T_{w,max} - T_{in}}{q_w W_{hs} L_{hs}} \quad (10)$$

### 4. RESULTS AND DISCUSSION

The variation of average Nusselt number with Knudsen number depends on variations slip velocity and temperature jump. The presence of slip velocity on the walls increases the heat transfer, therefore with increasing Knudsen number, due to increasing slip velocity, average Nusselt number increases. Also, the presence of temperature jump on the walls decreases the heat transfer, therefore with increasing Knudsen number, due to increasing temperature jump, the average Nusselt number decreases. Fig. 3 shows the average Nusselt number and thermal resistance in terms of inlet Knudsen number. As indicated in Fig. 3, with increasing inlet Knudsen number from 0.006 to 0.024 the average Nusselt number 54.40% decreases and with increasing inlet Knudsen number from 0.024 to 0.048 the average Nusselt number 5.42% increases. In the present study, for the Knudsen number smaller than 0.024, the effect of the temperature jump is superior to slip velocity and for the Knudsen number bigger than 0.024, the effect of slip velocity is superior to temperature jump. As indicated in Fig. 3, with increasing inlet Knudsen number, thermal resistance increases continuously, because with increasing Knudsen number flow pressure and also gas velocity decreases, therefore convection heat transfer decreases and thermal resistance increases. Results show that with increasing inlet Knudsen number from 0.006 to 0.048 thermal resistance 966.34% increases.

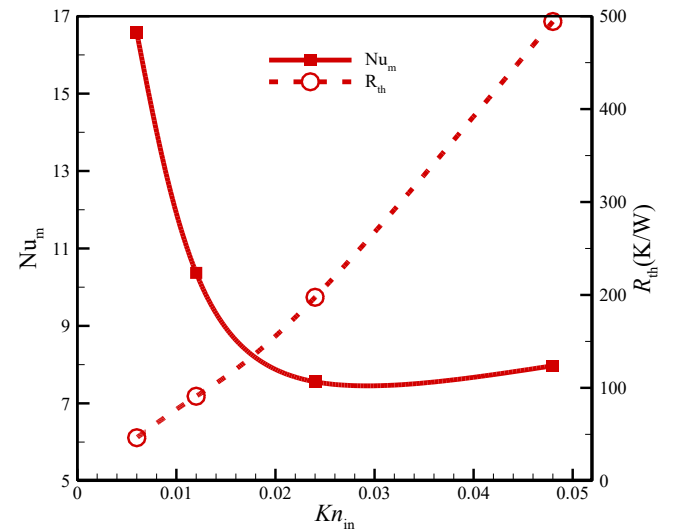


Fig. 3. Variation of average Nusselt number and thermal resistance with inlet Knudsen number.

## 5. CONCLUSION

The summary of the results are as follows:

1. With increasing the inlet Knudsen number, velocity slip and temperature jump increases.
2. With increasing the inlet Knudsen number from 0.006 to 0.012 and from 0.012 to 0.024 the average Nusselt number decreases 37.45% and 27.10%, respectively and with increasing inlet Knudsen number from 0.024 to 0.048 the average Nusselt number increases 5.42%.
3. With increasing the inlet Knudsen number from 0.006 to 0.048 thermal resistance increases 966.34%.

## REFERENCES

- [1] X. Zhu and Q. Liao, "Heat transfer for laminar slip flow in a microchannel of arbitrary cross section with complex thermal boundary conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 1246-1256, 2006.
- [2] K. Hooman, "Entropy generation for microscale forced convection: effects of different thermal boundary conditions, velocity slip, temperature jump, viscous dissipation, and duct geometry," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 34, pp. 945-957, 2007.
- [3] A. J. Shkariah, M. Y. B. Sulaiman, M. R. B. H. Ayob, and H. Togun, "A 3D numerical study of heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink using graphene, aluminum and silicon as substrates," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 108-115, 2013.





## شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان گاز هلیوم در چاه گرمایی آلومینیومی با میکروکانال‌های مستطیلی در رژیم جریان لغزشی

احمدرضا رحمتی<sup>۱\*</sup>، مجتبی سپهرنیا<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup> دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

<sup>۲</sup> دانشکده مهندسی عمران، معماری و مکانیک، دانشگاه شهاب دانش، قم، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۶/۰۶/۰۴

بازنگری: ۱۳۹۶/۱۰/۲۳

پذیرش: ۱۳۹۶/۱۱/۱۱

ارائه آنلاین: ۱۳۹۶/۱۱/۱۳

### کلمات کلیدی:

گاز هلیوم

چاه گرمایی

میکروکانال

عدد ناسلت

عدد ناسدن

جریان لغزشی

**خلاصه:** در کار حاضر، برای اولین بار، جریان گاز هلیوم در یک چاه گرمایی آلومینیومی با میکروکانال‌های مستطیلی شکل، با لحاظ کردن انتقال حرارت توأمان در بخش سیال و جامد و در نظر گرفتن شرط مرزی سرعت لغزشی و پرش دمایی، مورد بررسی عددی قرار گرفته است. در این پژوهش جریان گاز در محدوده عدد ناسدن بین ۰/۰۰۶ و ۰/۰۴۸ و با اعمال شار حرارتی ۵۰۰ وات بر مترمربع به کف چاه در نظر گرفته شده است. معادلات حاکم بر جریان با استفاده از طرح بالا دست مرتبه دوم گسسته‌سازی شده و به کمک الگوریتم کاپلد در نرم‌افزار تجاری آنسیس-فلوئنت حل شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد با افزایش نسبت فشار ورودی به خروجی عدد ناسدن ورودی و محلی کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش عدد ناسدن ورودی عدد پیواری محلی کاهش می‌یابد. اضافه بر این، با افزایش عدد ناسدن ورودی (کاهش نسبت فشار) عدد ناسلت متوسط ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد؛ در این خصوص با افزایش عدد ناسدن از ۰/۰۰۶ به ۰/۰۲۴ عدد ناسلت متوسط ۵۴/۴۰٪ کاهش و با افزایش عدد ناسدن از ۰/۰۲۴ به ۰/۰۴۸ عدد ناسلت متوسط ۵/۴۲٪ افزایش می‌یابد. با افزایش عدد ناسدن مقاومت حرارتی پیوسته افزایش می‌یابد به طوری که با افزایش عدد ناسدن از ۰/۰۰۶ به ۰/۰۴۸ مقاومت حرارتی ۹۶۶/۳۴٪ افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش عدد ناسدن ورودی، اثرات لغزش جریان افزوده شده و ضرایب لغزش و پرش دما افزایش می‌یابد.

### ۱- مقدمه

در دهه‌های اخیر تحقیقات گسترده‌ای در زمینه جریان‌های در مقیاس میکرو و نانو و کاربرد آن در صنایع مختلف همچون الکترونیک، حمل و نقل، پزشکی، هوا-فضا و غیره انجام شده است. میکروکانال‌ها مجراهایی در مقیاس میکرو هستند که با سطح مقطع‌های مختلف و به منظور افزایش انتقال حرارت، انتقال سیال، سوخت رسانی و غیره به کار گرفته می‌شوند. زمانی که از یک گاز رقیق به عنوان سیال در میکروکانال‌ها استفاده می‌شود الزاماً سرعت روی دیوار صفر نیست؛ به عبارتی ممکن است شرط لغزش سرعت و پرش دما برای سیال روی مرز جامد برقرار شود. معیار تشخیص و دسته‌بندی جریان گازی عدد بدون بعد ناسدن است [۱]. برای محاسبه عدد ناسدن از رابطه (۱) استفاده می‌شود که در آن  $\lambda$  پویس آزاد بین مولکولی و  $L_c$  طول مشخصه است. دسته‌بندی جریان گازی بر اساس محدوده عدد ناسدن در جدول ۱ ارائه شده است.

$$Kn = \lambda / L_c \quad (1)$$

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: ar\_rahmati@kashanu.ac.ir

جدول ۱: دسته‌بندی جریان گازی [۱]  
Table 1: Gas flow classification

نوع رژیم	محدوده عدد ناسدن
پیوسته	< ۰/۰۰۱
لغزشی	۰/۰۰۱-۰/۱
گذرا	۰/۱-۱۰
آزاد مولکولی	> ۱۰

از آنجایی که جریان گازی در محدوده رژیم لغزشی درون میکروکانال‌ها از مباحث مهم مکانیک سیالات و کاربردی در صنعت می‌باشد، مطالعات زیادی در این زمینه انجام شده‌است که در ذیل به برخی از آن‌ها به ترتیب سال انجام اشاره می‌شود.

ژو و لیائو [۲] انتقال حرارت جابجایی اجباری جریان گازی درون هر مقطع دلخواه میکروکانال را با شار حرارتی محوری ثابت بررسی



نمودند. آن‌ها با استفاده از تابع اورتونمال<sup>۱</sup> رژیم جریان لغزشی و پرش دمایی را به صورت تئوری مطالعه کردند. سپس به عنوان نمونه روی مشخصات انتقال حرارت دو نوع میکروکانال مستطیلی و مثلثی متمرکز شده و دریافتند که در شرایط لغزش عدد ناسلت کمتر از حالت عدم لغزش است.

هومن [۳] به بررسی تحلیلی انتقال حرارت و تولید انترویی هوا درون سیستم‌های میکروالکترومکانیکی (الف-میکروکانال صفحه‌ای ب-میکروکانال دایره‌ای) تحت جریان لغزشی پرداخت. نتایج تحلیلی وی نشان داد: ۱- با افزایش عدد ناسلت، عدد ناسلت و انترویی تولیدی افزایش می‌یابد؛ ۲- با افزایش پرانتل، عدد ناسلت و انترویی تولیدی افزایش می‌یابد و ۳- با افزایش سرعت، انترویی تولیدی افزایش می‌یابد.

هیتاراچی و همکاران [۴] در یک مطالعه عددی به بررسی انتقال حرارت جریان گازی در میکروکانال مستطیلی پرداختند. آن‌ها با در نظر گرفتن شرایط لغزشی و پرش دمایی برای دیواره نشان دادند لغزش سرعت باعث افزایش عدد ناسلت و پرش دما باعث کاهش عدد ناسلت می‌شود، لذا اثرات این دو می‌تواند موجب کاهش یا افزایش عدد ناسلت شود.

شجاعیان و دیباجی [۵] انتقال حرارت جریان لغزشی گاز درون میکروکانال‌های مثلثی را به صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند در نسبت منطری ثابت، عدد پوازی<sup>۲</sup> با عدد ناسلت کاهش می‌یابد. آن‌ها دریافتند در اعداد رینولدز پایین تاثیر عدد رینولدز روی عدد ناسلت چشمگیر است.

محسنی و هومن [۶] انتقال حرارت جریان گازی در میکروکانال نیم‌دایره‌ای را به صورت عددی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها با لحاظ کردن شرایط لغزشی و پرش دمایی نشان دادند برخلاف جریان کاملاً توسعه یافته، که عدد ناسلت مستقل از اعداد رینولدز و پرانتل است، برای جریان در حال توسعه درون میکروکانال نمی‌توان این موضوع را تعمیم داد. همچنین نتایج آن‌ها نشان داد تأثیر شرط مرزی لغزش سرعت و پرش دما روی عدد ناسلت به اثر متقابل لغزش سرعت و پرش دما وابسته است.

در برخی تحقیقات انجام شده در حیطه جریان لغزشی درون میکروکانال از یک سیال غیرگازی (سیال غیرنیوتونی یا نانوسیال) به

1 Orthonormal

2 Poiseuille number

عنوان سیال خنک‌کننده استفاده می‌شود که در ذیل به برخی از آن‌ها اشاره می‌شود.

برخورداری و اعتماد [۷] جریان سیال غیرنیوتنی در یک میکروکانال دایره‌ای را با لحاظ کردن شرایط لغزش به صورت عددی شبیه‌سازی کردند. آن‌ها نشان دادند که افزایش ضریب لغزش موجب کاهش ضریب اصطکاک و عدد رینولدز و افزایش عدد ناسلت موضعی می‌شود.

شجاعیان و کوثر [۸] انتقال حرارت و تولید انترویی جریان سیال نیوتونی و غیر نیوتونی درون میکروکانال صفحه‌ای را به صورت تحلیلی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها شرایط لغزشی را بر میدان حل اعمال و مشاهده کردند که افزایش ضریب لغزش منجر به افزایش عدد ناسلت و عدد بیژان و کاهش انترویی تولیدی می‌شود.

کریمی‌پور [۹] انتقال حرارت جریان نانوسیال در یک میکروکانال صفحه‌ای را با در نظر گرفتن شرط لغزش و با استفاده از روش شبکه بولتزمن، به صورت عددی، مطالعه نمود. وی به بررسی رفتار سه نوع نانوسیال آب-آلومینا، آب-مس و آب-نقره پرداخت. وی دریافت استفاده از نانوذرات با کسر حجمی و عدد پرانتل بالا، در صورت وجود ضریب لغزش پایین، بیشترین انتقال حرارت را به دنبال دارد.

در نظر گرفتن بخش جامد پیرامون میکروکانال به دلیل افزایش انتقال حرارت مورد توجه و بررسی محققین قرار گرفته است. تحقیقات بسیاری در زمینه انتقال حرارت توأمان، در بخش سیال و جامد، در میکروکانال‌ها صورت گرفته است که در ذیل به برخی از آن‌ها اشاره می‌شود.

ژو و همکاران [۱۰] به مقایسه نتایج تجربی و نتایج حاصل از حل معادله ناویر-استوکس پرداختند. آن‌ها جریان سیال درون دو نوع میکروکانال با زیرلایه سیلیکونی و آلومینیومی را بررسی کردند و نشان دادند در جریان آرام و تراکم‌ناپذیر سیال نیوتونی گذرنده از میکروکانال با قطر هیدرولیکی بزرگتر از ۳۰ میکرومتر نتایج آزمایشگاهی با نتایج حاصل از حل معادله ناویر-استوکس مطابقت بسیار خوبی دارد.

کو و موداوار [۱۱] به بررسی عددی و تجربی میزان افت فشار و انتقال حرارت در یک میکروکانال مستطیلی از جنس مس پرداختند. شبیه‌سازی‌های عددی با حل توأمان انتقال حرارت در ناحیه سیال و جامد، انجام و مورد بررسی قرار گرفت. افت فشار و توزیع دما در حالت

فین‌دار و معمولی بر اساس عملکرد گرمایی و توانایی ساخت آن‌ها پرداختند. نتایج این پژوهش نشان داد که همواره میکروکانال‌های فین‌دار عملکرد بهتری نسبت به میکروکانال‌های معمولی ندارند به طوری که در تحقیق وی استفاده از میکروکانال فین‌دار برای مقادیر دبی حجمی بیشتر از ۶۰ گالن بر دقیقه و استفاده از میکروکانال معمولی برای مقادیر دبی حجمی کمتر از ۶۰ گالن بر دقیقه عملکرد حرارتی بهتری را نشان می‌دهد.

موهارانا و همکاران [۱۷] با بررسی جریان درون مینی‌کانالی از جنس مس نشان دادند که جریان در حال توسعه ضریب انتقال حرارت بالایی را در ناحیه ورودی ایجاد می‌کند. بنابراین جهت پراکندگی شار حرارتی بالا نیاز به مجراهایی در مقیاس میکرو و مینی ضروری است. همچنین نتایج آن‌ها نشان داد که تغییرات عدد ناسلت محلی در راستای محوری تحت تاثیر ضریب هدایت حرارتی قرار می‌گیرد. شکاراه و همکاران [۱۸] به بررسی عددی جریان آرام، توسعه یافته و دائم در میکروکانالی سه‌بعدی پرداختند. در این شبیه‌سازی از آلومینیوم، سیلیکون و گرافن به عنوان ماده تشکیل دهنده میکروکانال استفاده شد. نتایج نشان داد که استفاده از گرافن به عنوان ماده تشکیل دهنده میکروکانال موجب کاهش بیشتری در مقدار مقاومت حرارتی می‌شود.

سپهرنیا [۱۹] به بررسی چهار آرایش مختلف ورود/خروج جریان در یک چاه گرمایی میکروکانالی دوزنقه‌ای از جنس سیلیکون، شامل ۵ میکروکانال دوزنقه‌ای متساوی‌الساقین، پرداخت. وی از نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم به منظور خنک‌کاری یک تراشه الکترونیکی با ابعاد  $16 \text{ mm} \times 1/567 \text{ mm}$  استفاده نمود. خواص نانوسیال متغیر با دما در نظر گرفته شد و اثر حرکت براونی نانوذرات نیز در شبیه‌سازی‌ها لحاظ گردید. نتایج وی نشان داد استفاده از نانوسیال نسبت به سیال پایه موجب بهبود عملکرد چاه گرمایی می‌شود. همچنین لحاظ کردن خواص متغیر با دما و اثر حرکت براونی منجر به پیش‌بینی بالاتری برای مقادیر عدد ناسلت متوسط و مقاومت حرارتی می‌شود. خراسانی‌زاده و سپهرنیا [۲۰] به بررسی عددی جریان آرام در یک چاه گرمایی میکروکانالی دوزنقه‌ای با میکروکانال‌های دوزنقه‌ای متخلخل پرداختند. آن‌ها ذرات جامد بخش متخلخل و نیز بخش جامد چاه گرمایی (شامل فین‌ها و دیواره‌ها) را از جنس مس در نظر گرفتند. نتایج آن‌ها نشان داد استفاده از محیط متخلخل مسی در

تجربی دارای مطابقت قابل قبولی با نتایج عددی بود. این یافته‌ها نشان داد که معادلات ناویر-استوکس می‌توانند جریان سیال و انتقال حرارت در یک میکروکانال را به خوبی تحلیل کنند.

رینود و همکاران [۱۲] ضریب اصطکاک و انتقال حرارت را در مینی‌کانالی دوبعدی از جنس مس به ضخامت ۳۰۰ میکرومتر تا ۱/۱۲ میلی‌متر اندازه‌گیری کرد. نتایج تجربی کاهش چشم‌گیر عدد پوازی برای ضخامت در محدوده ۳۰۰ تا ۵۴۰ میکرومتر و کاهش جزئی آن برای ضخامت در محدوده ۵۴۰ میکرومتر تا ۱/۱۲ میلی‌متر را نشان می‌دهد. نتایج تجربی تطابق مناسبی با روابط کلاسیک مربوط به کانال‌های معمولی دارد.

جنگ و تزنک [۱۳] به بررسی انتقال حرارت و افت فشار در یک کانال فین‌دار پرداختند. فین‌ها از جنس آلومینیوم و دارای آرایش خطی و شطرنجی بود. نتایج آن‌ها نشان داد اگرچه در اعداد رینولدز بالا فین‌های مربعی افت فشار کمتری نسبت به فین‌های دایره‌ای ایجاد می‌کنند اما میزان انتقال حرارت در آن‌ها نسبت به فین‌های دایره‌ای ضعیف‌تر می‌باشند.

جان و همکاران [۱۴] به بررسی تاثیر شکل هندسی فین‌ها بر روی عملکرد میکروکانال‌های فین‌دار سیلیکونی پرداختند. آن‌ها شش شکل هندسی شامل مربع، دایره، مستطیل، بیضی، مثلث و متوازی‌الاضلاع را مورد مطالعه قرار دادند. در مطالعه آن‌ها پارامتر معیار شایستگی<sup>۱</sup> که به بررسی همزمان قدرت پمپاژ و مقاومت حرارتی می‌پردازد، به عنوان معیار ارزیابی میکروکانال‌های فین‌دار مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آن‌ها نشان داد در نرخ جریان پایین سیال فین بیضی‌شکل، در نرخ جریان متوسط سیال فین دایره‌ای‌شکل و در نرخ جریان بالای سیال فین مستطیلی‌شکل بهترین عملکرد را از خود نشان می‌دهند.

چین و چن [۱۵] به بررسی عددی جریان آب در یک چاه گرمایی از جنس سیلیکون پرداختند. آن‌ها ۶ نوع آرایش ورود/خروج بر روی چاه گرمایی تعبیه نمودند و اثر آن‌ها را بر میدان جریان و انتقال حرارت چاه گرمایی بررسی کردند. نتایج نشان داد زمانی که سیال آب به صورت عمودی وارد چاه گرمایی می‌شود عملکرد انتقال حرارت نسبت به زمانی که سیال به صورت افقی وارد چاه گرمایی می‌شود بهتر است.

جاسپرسون و همکاران [۱۶] به مقایسه بین میکروکانال‌های

1 Figure of merit

یک میکروکانال بدون در نظر گرفتن بخش جامد پرداخته‌اند اما در این تحقیق با هدف بررسی دقیق و جزئی میدان جریان، شبیه‌سازی‌ها به صورت سه‌بعدی انجام شده و به منظور بهبود خنک‌کاری تراشه الکترونیکی به حل توأمان (سیال و جامد) انتقال حرارت در چاه‌گرمایی میکروکانالی پرداخته شده است؛ بدین منظور یک چاه‌گرمایی مستطیلی طراحی شده و درون آن ۱۱ میکروکانال مستطیلی تعبیه شده است. به منظور بهبود عملکرد چاه‌گرمایی، فین‌های هم‌اندازه از جنس آلومینیوم در کنار میکروکانال‌ها قرار داده شده است. مهم‌ترین تفاوت نحوه شبیه‌سازی جریان گازی با جریان مایع در مقیاس میکرو لحاظ نمودن اثرات لغزش (سرعت لغزشی و پرش دمایی) بر روی دیواره می‌باشد؛ اکثر مطالعات پیشین در زمینه انتقال حرارت درون چاه‌گرمایی مربوط به جریان غیرگازی بوده و اثر لغزش در آن‌ها لحاظ نشده است اما در این مقاله به بررسی جریان لغزشی گاز هلیوم در محدوده  $0.006 < Kn < 0.048$  و تاثیرات آن بر عملکرد چاه‌گرمایی پرداخته شده است.

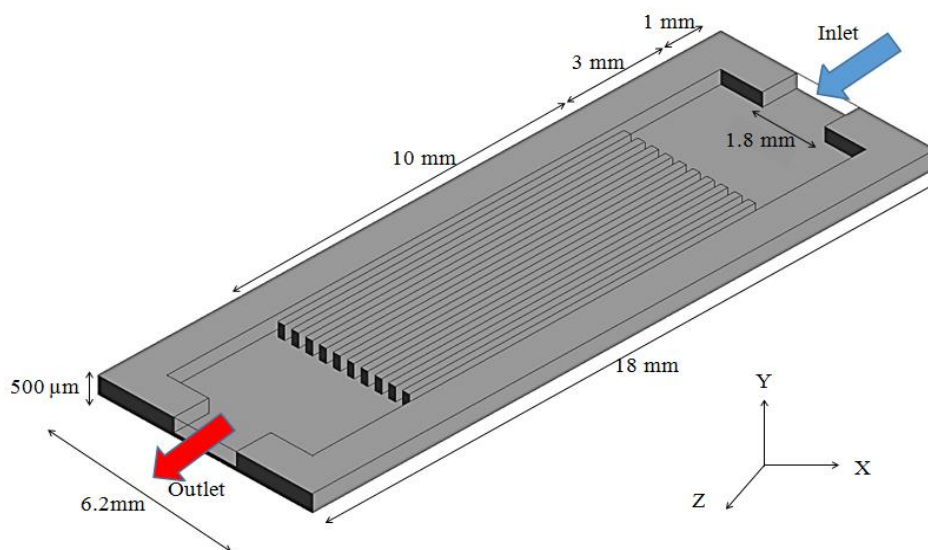
## ۲- هندسه مسئله

در شکل ۱ چاه‌گرمایی با میکروکانال‌های مستطیلی، برگرفته از هندسه مورد مطالعه چین و چن [۱۵]، نشان داده شده است. جریان گاز هلیوم از مرکز دیوار شمالی وارد چاه‌گرمایی شده و از مرکز دیوار جنوبی خارج می‌شود. مسیر جریان گاز شامل ۵ قسمت می‌باشد

چاه‌گرمایی حداکثر تا ۲۴/۵ درصد در خنک‌کاری تراشه‌الکترونیکی موثر است. در یک مطالعه عددی دیگر، خراسانی‌زاده و همکاران [۲۱] به بررسی جریان نانوسیال آب-اکسید مس در چاه‌گرمایی با میکروکانال‌های مثلثی، با دو آرایش مختلف با ورودی و خروجی عمودی/افقی، پرداختند. آن‌ها بخش جامد چاه‌گرمایی را سیلیکون در نظر گرفتند. نتایج آن‌ها نشان داد با افزایش فشار ورودی عدد ناسلت متوسط افزایش و مقاومت حرارتی کاهش می‌یابد. خراسانی‌زاده و همکاران [۲۲] به بررسی عددی و سه‌بعدی جریان نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم با چهار آرایش مختلف ورود/خروج در یک چاه‌گرمایی سیلیکونی با میکروکانال‌های مثلثی پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد آرایش با ورود/خروج مستقیم نسبت به آرایش با ورود/خروج از جنبین برتری دارد. علاوه بر این، آن‌ها نشان دادند استفاده از نانوسیال حدود ۵ درصد عدد ناسلت متوسط را افزایش و حدود ۲ درصد مقاومت حرارتی را کاهش می‌دهد.

قاسمی و همکاران [۲۳] به بررسی انتقال حرارت توأمان در جریان سه‌بعدی و آرام نانوسیال آب-اکسید آلومینیوم در یک چاه‌گرمایی با میکروکانال مثلثی پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد افزایش کسر حجمی نانوذرات موجب افزایش ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک می‌شود در حالی که مقاومت حرارتی کاهش می‌یابد.

اکثر مطالعات پیشین در زمینه جریان گازی در میکروکانال‌ها به صورت دوبعدی بوده و چنان‌چه سه‌بعدی بوده باشد تنها به بررسی



شکل ۱: چاه‌گرمایی با میکروکانال‌های مستطیلی

Fig. 1: Microchannel heat sink with rectangular microchannels



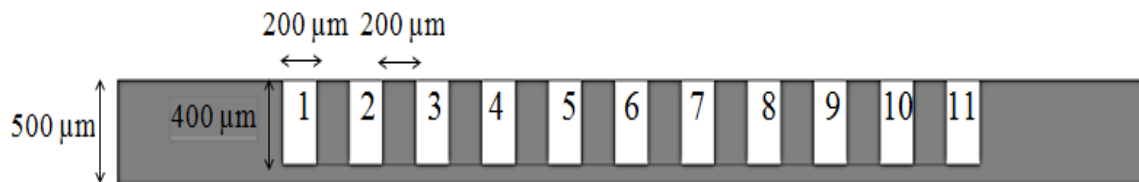
### ۳- معادلات حاکم و شرایط مرزی

معادله پیوستگی، معادلات مومنوم در سه جهت و نیز معادلات انرژی در بخش سیال (گاز هلیوم) و جامد (آلومینیوم) برای جریان آرام و پایای گاز ایده آل تراکم‌ناپذیر با صرف نظر از اتلافات لزجی به ترتیب به صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho wu) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial z}\right) \quad (3)$$

که به ترتیب عبارتند از: ۱- دهانه ورودی ۲- ناحیه پخش‌کننده ۳- میکروکانال‌ها ۴- ناحیه جمع‌کننده ۵- دهانه خروجی. شکل ۲ مقطعی از چاه گرمایی میکروکانالی را در  $Z = 9\text{mm}$  نشان می‌دهد؛ همان‌طور که در شکل ۲ نشان داده شده است چاه گرمایی شامل ۱۱ میکروکانال مستطیلی می‌باشد که به وسیله ۱۰ فین از یکدیگر جدا شده است؛ ابعاد میکروکانال‌ها و فین‌ها برابر می‌باشند. شار حرارتی ثابت ۵۰۰ وات بر مترمربع به کف چاه گرمایی، که تراشه الکترونیکی با ابعاد  $18\text{mm} \times 6/2\text{mm}$  در آن جا قرار دارد، وارد می‌شود. سایر دیواره‌های چاه گرمایی عایق در نظر گرفته شده است. گاز هلیوم به عنوان گاز ایده آل تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته شده است. خواص بخش سیال و جامد چاه گرمایی در جدول ۲ ارائه شده است.



شکل ۲: ابعاد میکروکانال و فین (مقطع ایجاد شده در  $Z = 9\text{mm}$ )

Fig. 2: Fin and microchannel dimensions (The created cross section at  $z=9\text{mm}$ )

جدول ۲: خواص مواد در دمای  $300\text{K}$  [۲۴]

Table 2: Materials properties at  $300\text{K}$  [24]

خواص		نوع ماده
$1/99 \times 10^{-5}$	لزجت دینامیکی (kg/m s)	سیال (گاز هلیوم)
۵۱۹۳	گرمای ویژه (J/kg K)	
۴/۰۰۳	جرم مولکولی (kg/kmol)	
۰/۱۵۲	هدایت حرارتی (W/m K)	
۲۰۷۷/۱	ثابت گاز (J/kg K)	
۰/۶۸	عدد پرانتل	
۱/۶۶۷	ضریب اتمیسیته گاز	
۰/۰۷۳	ضریب انبساط انرژی	
۰/۹	ضریب انبساط مومنوم مماسی	
۲۲۷	هدایت حرارتی (W/m K)	جامد (آلومینیوم)

$$u_g \equiv (\vec{u} \cdot \vec{n})_g = u_w \quad (12)$$

در رابطه (۱۱)،  $w$  مولفه سرعت در راستای جریان و موازی با دیوار و  $u$  مولفه سرعت عمود بر دیوار است.  $\sigma_v$ ،  $w_c$ ،  $L_c$  و  $\delta$  ضریب انباشت مومنتوم مماسی، سرعت موازی با دیوار، طول مشخصه و فاصله مرکز سلول تا دیواره است. شرط مرزی پرش دما در مرز گاز-جامد برای دیواره‌های موجود در صفحه Y-Z به ترتیب عبارتند از:

$$T_w - T_g = \left(\frac{2-\sigma_T}{\sigma_T}\right) \text{Kn} L_c \left(\frac{\partial T}{\partial n}\right) \approx 2\left(\frac{2-\sigma_T}{\sigma_T}\right) \frac{\lambda}{\delta} (T_g - T_c) \quad (13)$$

از رابطه زیر برای به دست آوردن پویس آزاد بین مولکولی استفاده می‌شود:

$$\lambda = \frac{k_B T}{\sqrt{2\pi\sigma^2 p}} \quad (14)$$

در رابطه (۱۴)،  $k_B$  و  $\sigma$  به ترتیب ثابت بولتزمن و طول مشخصه لنارد-جونز می‌باشند.

در رابطه (۱۳)،  $\sigma_T$  ضریب انباشت انرژی است. ضریب لغزش و ضریب پرش دما به ترتیب عبارتند از:

$$\xi = \left(\frac{2-\sigma_v}{\sigma_v}\right) \text{Kn}_{\text{local}} \quad (15)$$

$$\zeta = \left(\frac{2-\sigma_T}{\sigma_T}\right) \frac{2\gamma}{\gamma+1} \frac{\text{Kn}_{\text{local}}}{\text{Pr}} \quad (16)$$

در رابطه (۱۶)،  $\gamma$  ضریب اتمیسیته گاز می‌باشد و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (17)$$

همچنین برای بی‌بعدسازی سرعت‌های لغزشی در سه راستای x، y و z به ترتیب از روابط زیر استفاده می‌شود:

$$u^* = \frac{u_{\text{slip}}}{u_{\text{slip,m}}} \quad (18)$$

$$v^* = \frac{v_{\text{slip}}}{v_{\text{slip,m}}} \quad (19)$$

$$w^* = \frac{w_{\text{slip}}}{w_{\text{slip,m}}} \quad (20)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v^2) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w^2) = \quad (4)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial z}\right)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uw) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vw) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho ww) = \quad (5)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial w}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial w}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu \frac{\partial w}{\partial z}\right)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uT) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vT) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho wT) = \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z}\right)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(k_s \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k_s \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k_s \frac{\partial T}{\partial z}\right) = 0 \quad (7)$$

شرایط مرزی برای معادلات حاکم، وابسته به شرایط کاری چاه‌گرمایی هستند. در کاربردهای صنعتی چاه‌گرمایی به تراشه الکترونیکی، که حرارت تولید می‌کند، متصل می‌شود. جریان گاز هلیوم با یک دما و فشار اولیه وارد چاه‌گرمایی می‌شود. شرایط مرزی در ورودی، خروجی و کف چاه‌گرمایی به ترتیب عبارتند از:

$$P = P_{\text{in}}, \quad T = T_{\text{in}} = 300 \text{ K} \quad (8)$$

$$P = P_{\text{out}} = 200 \text{ Pa} = \text{Cte}, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (9)$$

$$q_w = -k_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \quad (10)$$

$T_{\text{in}}$  و  $P_{\text{in}}$  به ترتیب فشار و دمای ورودی گاز هلیوم،  $P_{\text{out}}$  و  $n$  به ترتیب فشار خروجی گاز و جهت نرمال دیوار هستند و شار حرارتی اعمال شده به تراشه الکترونیکی ۵۰۰ وات بر متر مربع است.

شرط مرزی لغزش سرعت در مرز گاز-جامد برای دیواره‌های موجود در صفحه Y-Z به ترتیب عبارتند از:

$$w_w - w_g = \left(\frac{2-\sigma_v}{\sigma_v}\right) \text{Kn} L_c \left(\frac{\partial w}{\partial n}\right) \approx \left(\frac{2-\sigma_v}{\sigma_v}\right) \frac{\lambda}{\delta} (w_g - w_c) \quad (11)$$

$$Re = \frac{\rho V D_{h,in}}{\mu} \quad (29)$$

$$Br = \frac{\mu V^2}{q_w D_h} \quad (30)$$

از اعداد ماخ، رینولدز و برینکمن به ترتیب به منظور بررسی تراکم‌پذیری جریان، تعیین آرام یا آشفته بودن جریان و میزان اثرات لزجت جریان استفاده می‌شود. R و C در رابطه (۲۸) به ترتیب ثابت گاز و سرعت صوت می‌باشند.

#### ۴- روش حل، اعتبار سنجی و استقلال نتایج از شبکه

معادلات حاکم بر مسئله شامل معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی با طرح بالادست مرتبه دوم گسسته‌سازی و به روش حجم محدود حل شده‌اند. به منظور حل همزمان میدان سرعت و فشار از الگوریتم کاپلد استفاده شده است. به دلیل استفاده از گاز به عنوان سیال خنک‌کننده و ایجاد شرایط لغزشی بر روی مرز جامد-گاز، در نرم افزار تجاری انسیس-فلوئنت از شرایط مرزی سرعت لغزشی و پرش دمایی بر روی دیواره استفاده شده است. معیار همگرایی برای همه معادلات  $10^{-10}$  در نظر گرفته شده‌است.

به‌منظور صحت سنجی نتایج ابتدا عدد ناسلت متوسط برای جریان آب در افت فشارهای مختلف با اعمال شار حرارتی ۱۰۰۰ کیلووات بر مترمربع به کف چاه‌گرمایی بدست آمده و با نتایج چین و چن [۱۵] در جدول ۳ مقایسه شده‌اند. اختلاف نسبی نتایج بین مطالعه حاضر و مطالعه چین و چن [۱۵] کمتر از ۲/۶ درصد می‌باشد که نشان از صحت اجرای شبیه‌سازی‌ها دارد. به منظور اعتبارسنجی روش عددی به کار گرفته‌شده، مقایسه‌ای با مطالعه تجربی فیلیپس [۲۵] برای جریان آب در افت فشار ۵۰ کیلوپاسکال انجام شده است که نتایج آن در قالب مقایسه عدد ناسلت محلی در طول میکروکانال پنجم در

جدول ۳: مقایسه عدد ناسلت متوسط به‌دست آمده در مطالعه حاضر و نتایج چین و چن [۱۵]

Table 3: Comparison between the average Nusselt number of present work and numerical results of Chein and Chen [15]

افت فشار (kPa)	مطالعه حاضر	چین و چن [۱۵]	اختلاف نسبی (%)
۲۵	۸/۳۵	۸/۴۵	۱/۱
۳۵	۹/۰۱	۹/۱۳	۱/۳
۵۰	۹/۶۴	۹/۱۹	۲/۶

که اندیس m نشان‌دهنده سرعت متوسط گاز در راستای مورد نظر در کل دامنه حل محاسباتی است. عدد بدون بعد پوازی نیز از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$Po = \frac{\Delta P D_h^2}{2L_{hs} \mu W_{m,fluid}} = f \times Re \quad (21)$$

در رابطه (۲۱)  $L_{hs}$  طول چاه گرمایی است. عدد بدون بعد پوازی محلی نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Po_{local} = \frac{(P_{local} - P_{out}) D_h^2}{2L_{hs} \mu W_{m,local}} \quad (22)$$

برای بررسی عملکرد چاه‌گرمایی میکروکانالی از عدد ناسلت متوسط و مقاومت حرارتی استفاده می‌شود. عدد ناسلت متوسط به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Nu_m = \frac{h D_h}{k_g} \quad (23)$$

$h$  ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط، به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$q_w = h (T_{hs,m} - T_{g,m}) \quad (24)$$

$T_{g,m}$  و  $T_{hs,m}$  به ترتیب دمای متوسط چاه‌گرمایی و دمای متوسط گاز هلیوم هستند. لذا عدد ناسلت متوسط از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$Nu_m = \frac{q_w D_h}{k_g (T_{hs,m} - T_{g,m})} \quad (25)$$

$D_h$  قطر هیدرولیکی میکروکانال مستطیلی است و از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (26)$$

A مساحت مقطع میکروکانال و p محیط تر شده است.

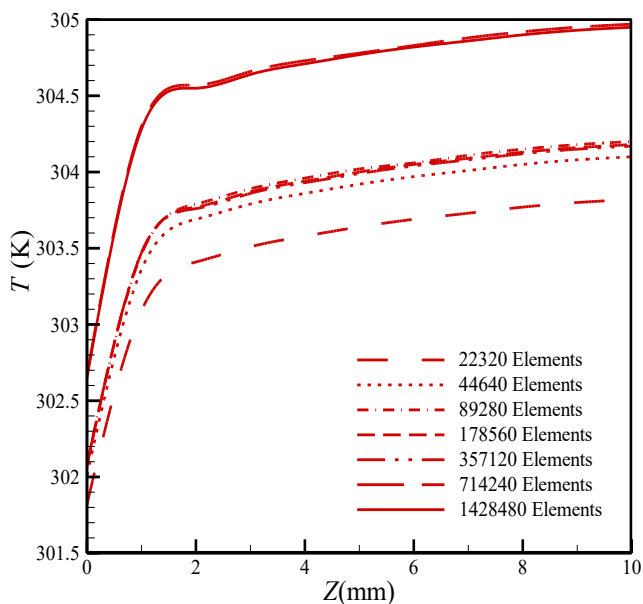
مقاومت حرارتی از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$R_{th} = \frac{T_{w,max} - T_{in}}{q_w W_{hs} L_{hs}} \quad (27)$$

در رابطه (۲۷)  $W_{hs}$  عرض چاه گرمایی و  $T_{w,max}$  بیشترین دمای کف چاه‌گرمایی است.

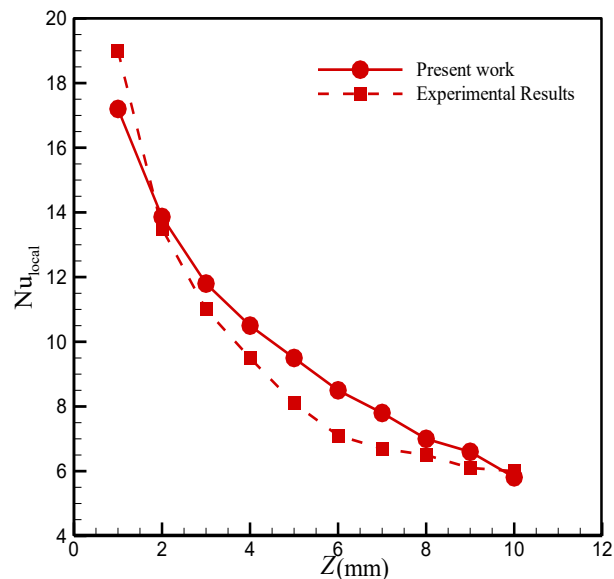
اعداد بدون بعد ماخ، رینولدز و برینکمن به ترتیب به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$Ma = \frac{V}{C} = \frac{V}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (28)$$



شکل ۴: تغییرات دما برای جریان گاز هلیوم در نسبت فشار ۸ و شار حرارتی ۵۰۰ وات بر مترمربع در مرکز میکروکانال ششم

Fig. 4: Variation of temperature at the center of the sixth microchannel for helium gas flow, pressure ratio of 8 and heat flux of 500 W/m<sup>2</sup>



شکل ۳: مقایسه تغییرات عدد ناسلت محلی در مطالعه حاضر و مطالعه تجربی فیلیپس [۲۵] در طول میکروکانال شماره ۵، افت فشار ۵۰ کیلوپاسکال و شار حرارتی ۱۰۰۰ کیلووات بر مترمربع

Fig. 3: Variation of local Nusselt number along microchannel #5 for the present study and the experimental study of Phillips [25] at  $\Delta P=50$  kPa

جدول ۴: مقادیر اعداد بدون بعد ناسن، ماخ، رینولدز و برینکمن در ورودی چاه گرمایی برای نسبت فشار ورودی به خروجی مختلف

Table 4: Dimensional numbers of Knudsen, Mach, Reynolds, and Brinkman at inlet of microchannel heat sink for different pressure ratio

نسبت فشار	عدد ناسن	عدد ماخ	عدد رینولدز	عدد برینکمن
۲	۰/۰۴۸	۰/۰۳۵	۱۳/۵۲۶	۰/۰۰۰۴
۴	۰/۰۲۴	۰/۰۱۸	۴۱/۷۷۳	۰/۰۰۳۷
۸	۰/۰۱۲	۰/۰۰۸	۹۵/۵۹۶	۰/۰۱۹۴
۱۶	۰/۰۰۶	۰/۰۰۲	۱۹۳/۲۴۲	۰/۰۷۹۴

میکروکانال ششم چاه گرمایی آلومینیومی ارائه شده است؛ نتایج نشان می‌دهد شبکه با تعداد المان ۷۱۴۲۴۰ مناسب می‌باشد.

#### ۵- نتایج و بحث

همان‌طور که پیش‌تر، در بخش معادلات حاکم و شرایط مرزی، بیان شد از گاز هلیوم به عنوان یک گاز ایده‌آل و تراکم‌ناپذیر، تحت رژیم جریان آرام، به منظور خنک‌کاری تراشه الکترونیکی تعبیه شده در کف چاه گرمایی میکروکانالی استفاده شده است. در کلیه مراحل شبیه‌سازی فرضیات مورد استفاده مورد بررسی قرار گرفته است که نتایج آن در جدول ۴ ارائه شده است. در جدول ۴ اعداد ناسن، ماخ،

شکل ۳ ارائه شده است. مقادیر عدد ناسلت محلی بدست آمده و به خصوص روال تغییرات آن مطابقت خوبی با نتایج تجربی فیلیپس [۲۵] نشان می‌دهند، لذا از صحت روش عددی استفاده شده و نتایج تحقیق حاضر اطمینان حاصل می‌شود. لازم به ذکر است هندسه پژوهش حاضر کاملاً مشابه با هندسه مورد مطالعه در کار عددی چین و چن [۱۵] و کار تجربی فیلیپس [۲۵] می‌باشد.

به‌منظور استقلال نتایج از شبکه، هفت نوع شبکه بر دامنه محاسباتی منطبق گردید که تعداد المان‌های هر شبکه در شکل ۴ ارائه شده است. در شکل ۳ تغییرات دمای محلی برای جریان گاز هلیوم در نسبت فشار ۸ و شار حرارتی ۵۰۰ وات بر مترمربع در مرکز

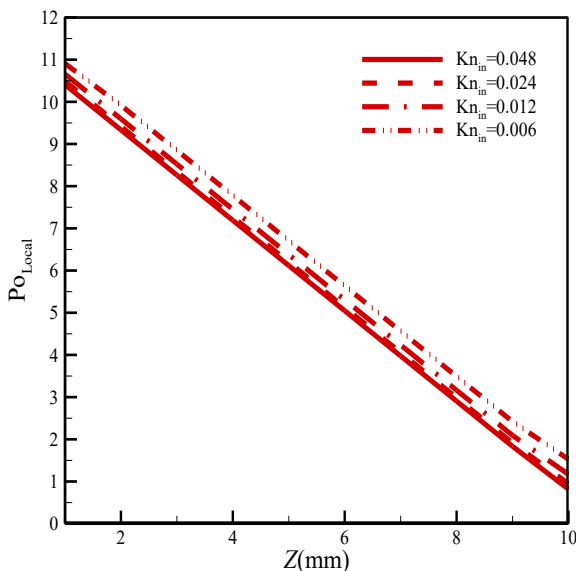
با کاهش عدد نادسن ورودی به چاه گرمایی، که معادل با افزایش فشار ورودی در چاه گرمایی می‌باشد، عدد پوازی محلی افزایش می‌یابد. از لحاظ رابطه ریاضی، با توجه به ثابت بودن فشار در خروجی چاه گرمایی، با افزایش فشار ورودی در چاه گرمایی مطابق با رابطه (۲۲) فشار محلی در صورت و سرعت محلی در مخرج افزایش می‌یابد، افزایش یا کاهش عدد پوازی محلی وابسته به اثر متقابل تغییرات دو پارامتر محلی سرعت و فشار و غلبه یکی از آن‌ها بر دیگری می‌باشد زیرا سایر پارامترهای رابطه (۲۲) ثابت می‌باشند. لذا زمانی که فشار ورودی افزایش می‌یابد، افزایش فشار محلی نسبت به افزایش سرعت متوسط محلی در هر مقطع میکروکانال غالب بوده و باعث افزایش عدد پوازی محلی در هر نقطه می‌گردد. از نقطه نظر فیزیکی، با افزایش عدد نادسن پویس آزاد بین مولکولی زیاد می‌شود؛ با افزایش پویس آزاد بین مولکولی، درگیری گاز هلیوم با دیواره‌های آلومینیومی و به تبع آن اصطکاک با دیواره کاهش یافته و بنابراین عدد پوازی کاهش می‌یابد. در شکل ۷ تغییرات عدد نادسن محلی در طول میکروکانال ششم در نسبت فشارهای مختلف نشان داده شده است. در راستای جریان به دلیل اصطکاک جریان گاز با دیواره‌های میکروکانال فشار کاهش می‌یابد و در نتیجه پویس آزاد بین مولکولی افزایش یافته و لذا عدد نادسن محلی افزایش می‌یابد. همچنین مطابق انتظار، با افزایش

رینولدز و برینکمن در ورودی چاه گرمایی ارائه شده است. همان‌طور که نتایج نشان می‌دهد حداکثر عدد نادسن ۰/۰۴۸، حداکثر عدد ماخ ۰/۳۵ و حداکثر عدد رینولدز ۱۹۳/۲۴۲ می‌باشد که به ترتیب نشان از صحت فرض لغزشی بودن، تراکم‌ناپذیر بودن و آرام بودن جریان دارد. همچنین حداکثر عدد برینکمن ۰/۰۷۹۴ می‌باشد که نشان می‌دهد فرض ناچیز بودن اثرات لزجت صحیح بوده است. لازم به ذکر است اعداد بدون بعد ارائه شده در جدول ۴ در ورودی جریان به چاه گرمایی، به عنوان محل بحرانی، مورد بررسی قرار گرفته است لذا در سایر قسمت‌های چاه گرمایی نیز فرضیات مسئله صحیح می‌باشند.

در شکل ۵ تغییرات عدد نادسن ورودی با نسبت فشار ورودی به خروجی نشان داده شده است. چنان‌که از شکل ۵ مشاهده می‌شود، با افزایش نسبت فشار عدد نادسن ورودی کاهش می‌یابد، زیرا با افزایش فشار چگالی گاز افزایش یافته و با افزایش چگالی پویس آزاد بین مولکولی و به تبع آن عدد نادسن کاهش می‌یابد. لازم به توضیح است که حاصل ضرب فشار در عدد نادسن همواره مقدار ثابتی است، لذا داریم:

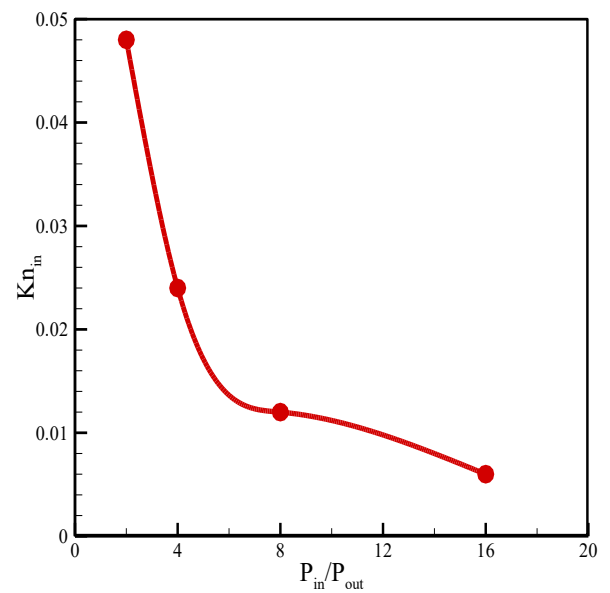
$$Kn(x) \times P(x) = Constant \quad (31)$$

در شکل ۶ تغییرات عدد پوازی محلی در راستای میکروکانال ششم نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۶ مشاهده می‌شود



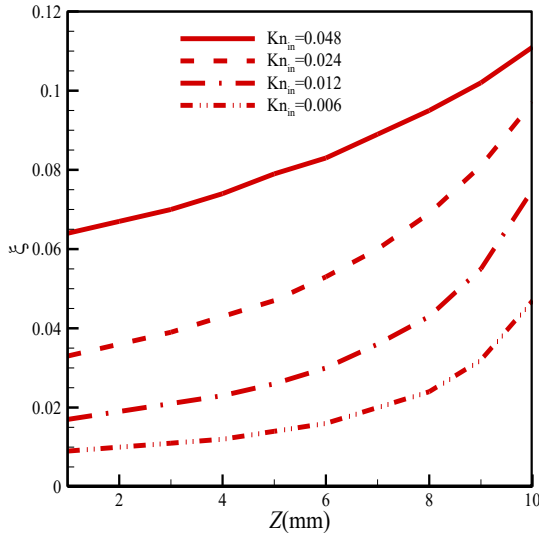
شکل ۶: تغییرات عدد پوازی محلی در طول میکروکانال ششم در اعداد نادسن ورودی مختلف

Fig. 6: The variations of Poiseuille number along the sixth microchannel for different inlet Knudsen numbers



شکل ۵: تغییرات عدد نادسن ورودی با نسبت فشار ورودی به خروجی

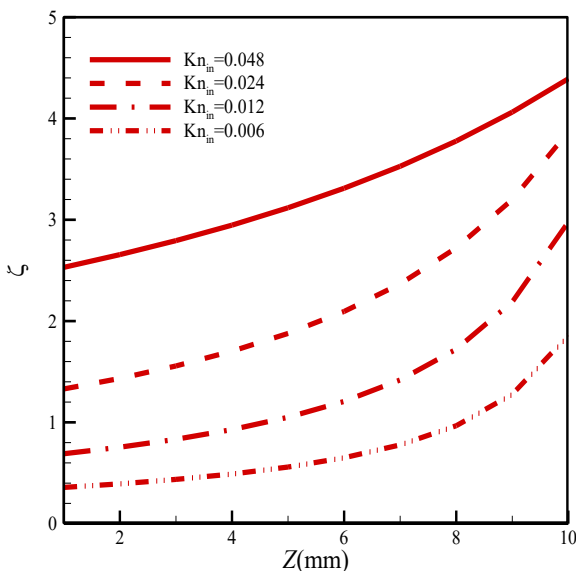
Fig. 5: The variations of inlet Knudsen number in terms of inlet to outlet pressure ratio



شکل ۸: تغییرات ضریب لغزش در طول میکروکانال ششم در اعداد نادسن ورودی مختلف

Fig. 8: The variations of slip coefficient along the sixth microchannel for different inlet to outlet pressure ratio

شکل ۱۱ نشان می‌دهد که فشار گاز در میکروکانال‌های کناری بدلیل آثار اصطکاک ناشی تاثیرات دیواره دچار افت بیشتری شده‌اند لذا مقادیر فشار در آن‌ها نسبت به میکروکانال‌های میانی کمتر است. در شکل ۱۲، نتایج کانتور دما نشان می‌دهد که میکروکانال‌های جانبی بدلیل وجود ضخامت بخش آلومینیومی که در کنار خود دارند حرارت

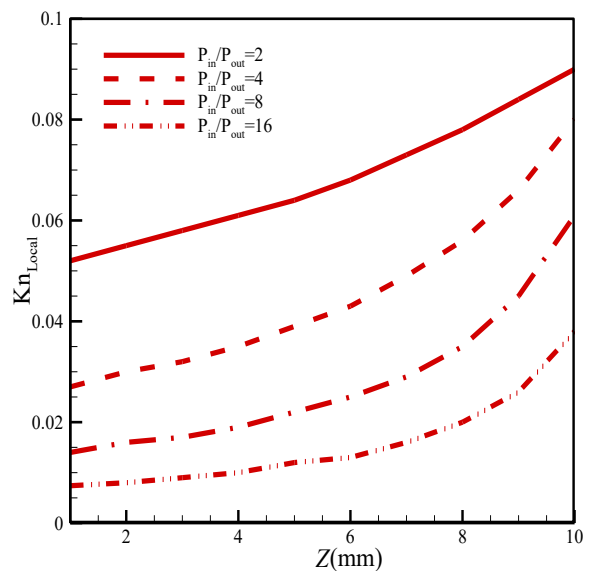


شکل ۹: تغییرات ضریب پرش دما در طول میکروکانال ششم در اعداد نادسن ورودی مختلف

Fig. 9: The variations of temperature jump coefficient along the sixth microchannel for different inlet to outlet pressure ratio

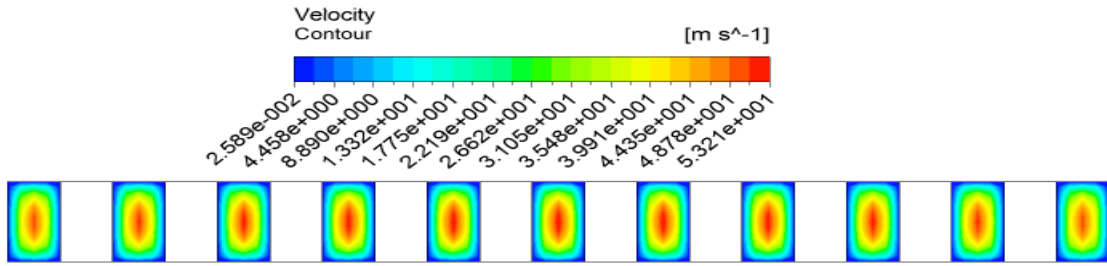
نسبت فشار، عدد نادسن محلی در هر مقطع از میکروکانال کاهش می‌یابد. در شکل‌های ۸ و ۹ به ترتیب تغییرات ضرایب لغزش و پرش دما در طول میکروکانال ششم نشان داده شده‌است. همان‌طور که مشاهده می‌شود روند تغییرات این دو ضریب کاملاً مشابه تغییرات عدد نادسن در طول میکروکانال ششم می‌باشد؛ دلیل این امر آن است که تغییرات ضرایب لغزش و پرش دما وابسته به عدد نادسن محلی می‌باشد. مطابق با روابط (۱۵) و (۱۶) ضرایب لغزش و پرش دما با عدد نادسن رابطه مستقیم دارد؛ همان‌طور که بیان شد فشار و عدد نادسن رابطه معکوس دارند لذا ضرایب لغزش و پرش دما با فشار رابطه معکوس دارند. از همین‌رو همان‌طور که در شکل‌های ۸ و ۹ مشاهده می‌شود چون با حرکت در راستای جریان از فشار کاسته می‌شود بنابراین ضرایب لغزش و پرش دما افزایش می‌یابند؛ همچنین برای اعداد نادسن ورودی بالاتر (فشار ورودی پایین‌تر) پروفیل ضرایب لغزش و پرش دما ارتقا پیدا می‌کند.

در شکل‌های ۱۰ تا ۱۲ به ترتیب کانتورهای سرعت، فشار و دمای گاز هلیوم در مقطع وسط میکروکانال‌ها ( $Z=9$  mm) در نسبت فشار ۱۶ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۱۰ نشان داده شده است حداکثر سرعت در مرکز میکروکانال‌ها ایجاد شده و سرعت گاز با نزدیک شدن به دیواره کاهش یافته است. نتایج کانتور فشار در



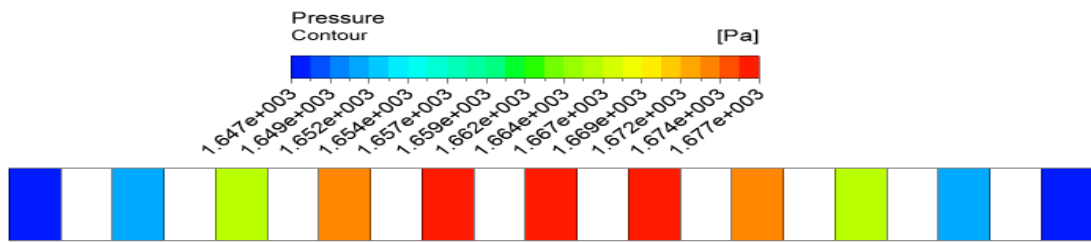
شکل ۷: تغییرات عدد نادسن محلی در طول میکروکانال ششم برای چهار نسبت فشار ورودی به خروجی مختلف

Fig. 7: The variations of local Knudsen number along the sixth microchannel for different inlet to outlet pressure ratio



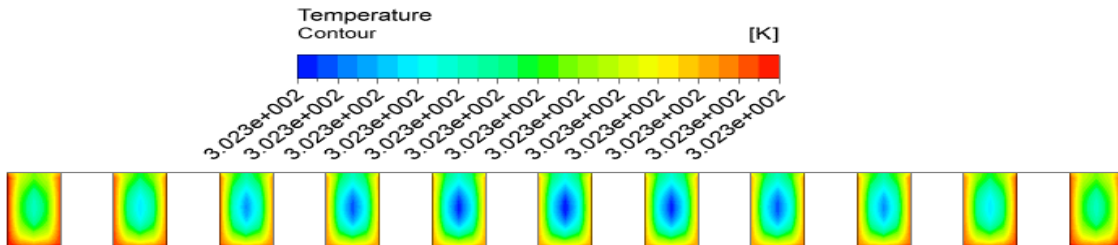
شکل ۱۰: کانتور سرعت در وسط میکروکانال‌ها در نسبت فشار ۱۶

Fig. 10: Velocity distribution at the mid plane of the microchannels for pressure ratio of 16



شکل ۱۱: کانتور فشار در وسط میکروکانال‌ها در نسبت فشار ۱۶

Fig. 11: Pressure distribution at the mid plane of the microchannels for pressure ratio of 16



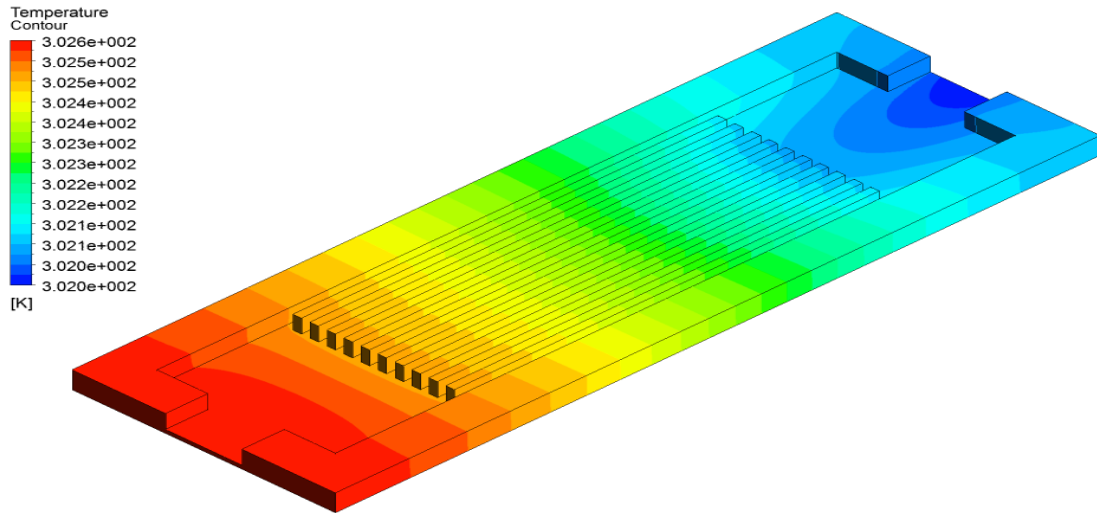
شکل ۱۲: کانتور دما در وسط میکروکانال‌ها در نسبت فشار ۱۶

Fig. 12: Temperature distribution at the mid plane of the microchannels for pressure ratio of 16

خط عمودی (در راستای  $Y$ ) رسم شده است. همان‌طور که از شکل ۱۴ مشاهده می‌شود سرعت بر روی دیواره‌ها غیر صفر بوده و پروفیل سرعت نسبت به مرکز خطوط افقی و عمودی، متقارن می‌باشد. آن‌چه در شکل ۱۴ مشاهده می‌شود کاملاً مطابق با شکل ۱۰ می‌باشد. در شکل ۱۵ تغییرات عدد ناسلت متوسط و مقاومت حرارتی با عدد نادسن ورودی نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش عدد نادسن، عدد ناسلت متوسط ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد. برای تحلیل مناسب روند تغییرات عدد ناسلت متوسط با عدد نادسن ورودی جدول ۵ شامل دمای متوسط گاز، دمای متوسط چاه

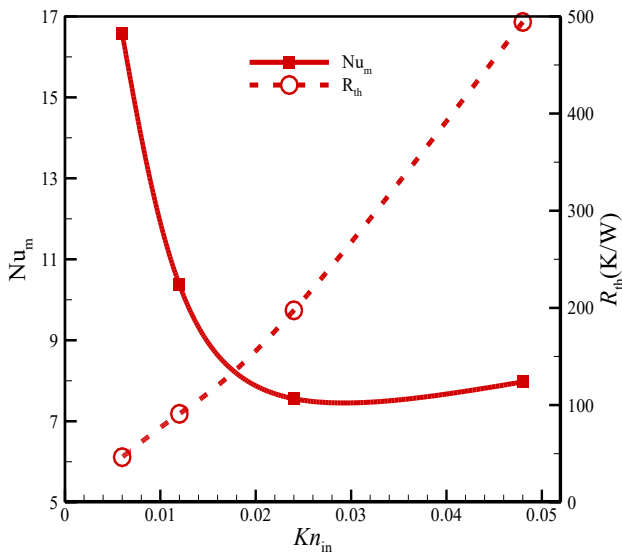
بیشتری را جذب کرده و در نتیجه دما (متوسط، کمینه و بیشینه) در آن‌ها نسبت به میکروکانال‌های میانی بیشتر است. در شکل ۱۳ کانتور دما در بخش آلومینیومی چاه گرمایی در نسبت فشار ۱۶ نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل ۱۳ مشاهده می‌شود دمای بخش آلومینیومی چاه گرمایی در ابتدای چاه پایین‌تر از دمای بخش آلومینیومی در انتهای چاه می‌باشد زیرا در ورودی چاه بدلیل سرعت بالاتر گاز، انتقال حرارت جابجایی بیشتر است.

در شکل ۱۴ توزیع مولفه سرعت در راستای جریان در میانه میکروکانال ششم ( $Z=9$  mm) روی یک خط افقی (در راستای  $X$ ) و



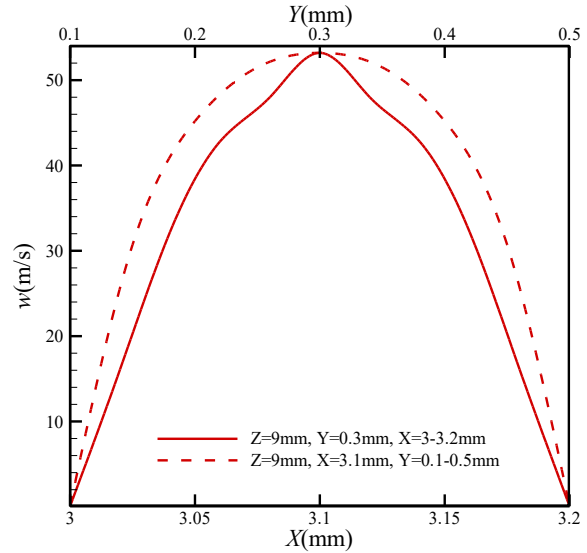
شکل ۱۳: کانتور دما در بخش جامد چاه گرمایی در نسبت فشار ۱۶

Fig. 13: Temperature distribution in the solid parts of microchannel heat sink for pressure ratio of 16



شکل ۱۵: تغییرات عدد ناسلت متوسط و مقاومت حرارتی با عدد نادسن ورودی برای شار حرارتی ۵۰۰ وات بر مترمربع

Fig. 15: The variations of Nusselt number and thermal resistance in terms of inlet Knudsen number for heat flux of 500 W/m<sup>2</sup>



شکل ۱۴: تغییرات مولفه سرعت  $w$  بر روی خط افقی و عمودی در مرکز میکروکانال ششم در نسبت فشار ۱۶

Fig. 14: The variations of the velocity ( $w$ ) along the horizontal and vertical lines at the center of sixth microchannel for pressure ratio of 16

عدد ناسلت متوسط اهمیت می‌یابد اختلاف این دو دماست که در جدول ۵ ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش عدد نادسن ورودی از ۰/۰۰۶ تا ۰/۰۲۴ اختلاف دمای گاز و چاه گرمایی افزایش می‌یابد لذا مطابق رابطه (۲۵) عدد ناسلت متوسط کاهش می‌یابد. اما با افزایش عدد نادسن ورودی از ۰/۰۲۴ تا ۰/۰۴۸ اختلاف دمای گاز و چاه گرمایی کاهش و لذا عدد ناسلت متوسط افزایش می‌یابد. بررسی‌های کمی نشان می‌دهد که با افزایش عدد نادسن

و اختلاف این دو دما در فشارهای ورودی مختلف ارائه شده است. همان‌طور که از اطلاعات جدول ۵ قابل برداشت است، با کاهش عدد نادسن و افزایش فشار، انتقال حرارت افزایش یافته و دمای متوسط چاه گرمایی کاهش می‌یابد؛ همچنین با کاهش عدد نادسن و افزایش فشار در مسیر جریان، سرعت گاز در مسیر جریان بالا رفته و فرصت کافی برای انتقال گرما به لایه‌های بالایی گاز کاهش می‌یابد لذا دمای متوسط گاز نیز کاهش می‌یابد. مطابق رابطه (۲۵) آن‌چه در محاسبه



جدول ۵: دمای متوسط گاز و چاه و اختلاف آن‌ها در اعداد نادسن ورودی مختلف و شار حرارتی ۵۰۰ وات بر مترمربع

Table 5: The average temperature of gas and microchannel heat sink and their differences for different inlet Knudsen numbers and heat flux of 500 W/m<sup>2</sup>

اختلاف دمای متوسط گاز و چاه (K)	دمای متوسط چاه (K)	دمای متوسط گاز (K)	عدد نادسن ورودی
۰/۳۳۳	۳۰۲/۳۲۱	۳۰۱/۹۸۸	۰/۰۰۶
۰/۵۳۱	۳۰۴/۷۷۳	۳۰۴/۲۴۲	۰/۰۱۲
۰/۷۲۹	۳۱۰/۶۷۸	۳۰۹/۹۴۹	۰/۰۲۴
۰/۶۹۱	۳۲۷/۲۱۲	۳۲۶/۵۲۱	۰/۰۴۸

رابطه (۲۷) مقاومت حرارتی افزایش می‌یابد. بررسی‌ها نشان می‌دهد با افزایش عدد نادسن ورودی از ۰/۰۰۶ به ۰/۰۴۸ مقاومت حرارتی ۹۶۶/۳۴٪ افزایش می‌یابد.

#### ۶- نتیجه‌گیری

شبیه‌سازی‌ها برای جریان گاز ایده‌آل هلیوم در محدوده عدد نادسن  $0.006 < Kn < 0.048$  انجام شد. شار حرارتی ثابت ۵۰۰ وات بر مترمربع به کف چاه‌گرمايي اعمال شد. جنس چاه‌گرمايي و فین‌ها آلومینیوم در نظر گرفته‌شد. به دلیل استفاده از گاز به عنوان سیال خنک‌کننده و قرار گرفتن عدد نادسن در محدوده رژیم جریان لغزشی، شرط مرزی در مرز جامد-گاز با لحاظ کردن سرعت لغزشی و پرش دمایی اعمال شد. عملکرد جریان گازی در چاه‌گرمايي با تغییرات پارامترهای مختلف شامل عدد پوآزی محلی، عدد نادسن محلی، ضرایب لغزش و پرش دما، توزیع سرعت، عدد ناسلت متوسط و مقاومت حرارتی با عدد نادسن ورودی انجام و مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. نتایج زیر بدست آمد:

- ۱- با افزایش نسبت فشار عدد نادسن کاهش و عدد پوآزی افزایش می‌یابد به عبارتی میزان لغزش کاهش و درگیری مولکول‌های گاز با دیواره و به تبع آن اصطکاک افزایش می‌یابد.
- ۲- به دلیل کاهش فشار گاز هلیوم در راستای جریان عدد نادسن در طول میکروکانال افزایش می‌یابد، همچنین با افزایش نسبت فشار مقادیر نادسن در یک مقطع خاص کاهش می‌یابد.
- ۳- تغییرات ضرایب لغزش و پرش دما در طول میکروکانال متأثر و همسو با تغییرات عدد نادسن محلی است، لذا با افزایش نسبت فشار

ورودی از ۰/۰۰۶ تا ۰/۰۲۴، عدد ناسلت متوسط ۵۴/۴۰٪ کاهش و با افزایش عدد نادسن ورودی از ۰/۰۲۴ تا ۰/۰۴۸ عدد ناسلت متوسط ۵/۴۲٪ افزایش می‌یابد. بررسی تغییرات عدد ناسلت متوسط با عدد نادسن از منظر وجود اثر متقابل سرعت لغزشی و پرش دمایی قابل تحلیل است. وجود سرعت لغزشی در دیواره‌ها موجب افزایش انتقال حرارت می‌شود لذا با افزایش عدد نادسن، به دلیل افزایش سرعت لغزشی، انتقال حرارت افزایش می‌یابد. همچنین وجود پرش دمایی در مرز گاز-جامد موجب کاهش انتقال حرارت می‌شود و در نتیجه با افزایش عدد نادسن، به دلیل افزایش پرش دمایی، انتقال حرارت کاهش می‌یابد. در مجموع می‌توان گفت تغییرات عدد ناسلت متوسط، به عنوان معیار مناسبی از انتقال حرارت، با عدد نادسن وابسته به اثر مخالف سرعت لغزشی و پرش دمایی بر انتقال حرارت است. در مسئله حاضر برای اعداد نادسن کوچکتر از ۰/۰۲۴ اثر پرش دمایی بر اثر لغزش سرعت غالب است لذا با افزایش عدد نادسن از ۰/۰۰۶ تا ۰/۰۲۴ عدد ناسلت کاهش می‌یابد؛ برای اعداد نادسن بزرگتر از ۰/۰۲۴ اثر لغزش سرعت بر اثر پرش دما غالب است. بنابراین عدد ناسلت متوسط از ۰/۰۲۴ تا ۰/۰۴۸ افزایش می‌یابد.

در شکل ۱۵ تغییرات مقاومت حرارتی نیز نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش عدد نادسن مقاومت حرارتی پیوسته افزایش می‌یابد زیرا با افزایش عدد نادسن، فشار جریان و به تبع آن سرعت جریان گازی، به جز در دیواره‌ها، کاهش یافته و به تبع آن انتقال حرارت جابجایی کاهش می‌یابد. در نتیجه حداکثر دمای بخش جامد چاه‌گرمايي، که در کف چاه‌گرمايي واقع است، افزایش می‌یابد. در اثر افزایش حداکثر دمای کف چاه‌گرمايي مطابق

ثابت گاز، $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$	$R$	مقدار ضرایب لغزش و پرش دما در هر مقطع از جریان کاهش می‌یابد.
مقاومت حرارتی، $\text{KW}^{-1}$	$R_{th}$	۴- با افزایش عدد ناسدن ورودی از ۰/۰۰۶ به ۰/۰۴۸ مقاومت حرارتی پیوسته افزایش می‌یابد؛ میزان افزایش مقاومت حرارتی در این بازه ۹۶۶/۳۴٪ است.
عدد رینولدز	$Re$	
دما، $K$	$T$	
سرعت سیال، $\text{ms}^{-1}$	$V$	۵- با افزایش عدد ناسدن ورودی از ۰/۰۰۶ به ۰/۰۱۲ و از ۰/۰۱۲ به ۰/۰۲۴ عدد ناسلت متوسط به ترتیب ۳۷/۴۵٪ و ۲۷/۱۰٪ کاهش و با افزایش عدد ناسدن از ۰/۰۲۴ به ۰/۰۴۸ عدد ناسلت متوسط ۵/۴۲٪ افزایش می‌یابد.
عرض، $m$	$W$	
مؤلفه‌های مختصات	$x, y, z$	

### حروف یونانی

ضریب اتمیسیته گاز	$\gamma$	۶- تغییرات عدد ناسلت متوسط با عدد ناسدن متاثر از اثر متقابل سرعت لغزشی و پرش دمایی در مرز جامد-گاز است. در تحقیق حاضر برای اعداد ناسدن ورودی کمتر از ۰/۰۲۴ افزایش پرش دمایی بر افزایش سرعت لغزشی غالب است لذا با افزایش عدد ناسدن عدد ناسلت متوسط کاهش می‌یابد و برای اعداد ناسدن ورودی بیشتر از ۰/۰۲۴ افزایش سرعت لغزشی بر افزایش پرش دمایی غالب است لذا با افزایش عدد ناسدن عدد ناسلت متوسط افزایش می‌یابد.
ضریب پرش دما	$\zeta$	
پویش آزاد بین مولکولی $m$	$\lambda$	
لزجت دینامیکی، $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$	$\mu$	
ضریب لغزش	$\zeta$	
چگالی، $\text{kgm}^{-3}$	$\rho$	
طول مشخصه لنارد-جونز	$\sigma$	
ضریب انبساط انرژی	$\sigma_T$	
ضریب انبساط مومنتوم مماسی	$\sigma_V$	

### فهرست علائم

#### زیرنویس‌ها

کانال	ch
گاز	g
هیدرولیکی	h
چاه گرمایی	hs
ورودی	in
محلی	Local
متوسط	m
حداکثر	max
خروجی	out
جامد	s
دیوار	w

$A$	سطح مقطع میکروکانال، $\text{m}^2$
Br	عدد برینکمن
C	سرعت صوت، $\text{ms}^{-1}$
$c_p$	گرمای ویژه، $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$
$D_h$	قطر هیدرولیکی میکروکانال، $m$
$h$	ضریب جابجایی حرارتی، $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
$H$	ارتفاع، $m$
$k$	هدایت حرارتی، $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
$k_B$	ثابت بولتزمن، $\text{JK}^{-1}$
$Kn$	عدد ناسدن
$L$	طول، $m$
Ma	عدد ماخ
$Nu$	عدد ناسلت
$P$	فشار، $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$
$p$	محیط تر شده، $m$
$Po$	عدد پوازی
$Pr$	عدد پرنتل
$q$	شار حرارتی، $\text{Wm}^{-2}$

### مراجع

- [1] S. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, M.R. King, Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels, elsevier, 2005.
- [2] X. Zhu, Q. Liao, Heat transfer for laminar slip flow in a

- microchannels, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 27(8) (2000) 1165-1176.
- [11] W. Qu, I. Mudawar, Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(12) (2002) 2549-2565.
- [12] S. Reynaud, F. Debray, J.-P. Franc, T. Maitre, Hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional minichannels, *International journal of heat and mass transfer*, 48(15) (2005) 3197-3211.
- [13] T.-M. Jeng, S.-C. Tzeng, Pressure drop and heat transfer of square pin-fin arrays in in-line and staggered arrangements, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(11) (2007) 2364-2375.
- [14] T. John, B. Mathew, H. Hegab, Characteristic Study on the Optimization of Pin-Fin Micro Heat Sink, in: *Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE2009-11816*, 2009, pp. 1-8.
- [15] R. Chein, J. Chen, Numerical study of the inlet/outlet arrangement effect on microchannel heat sink performance, *International Journal of Thermal Sciences*, 48(8) (2009) 1627-1638.
- [16] B.A. Jaspersen, Y. Jeon, K.T. Turner, F.E. Pfefferkorn, W. Qu, Comparison of micro-pin-fin and microchannel heat sinks considering thermal-hydraulic performance and manufacturability, *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 33(1) (2010) 148-160.
- [17] M.K. Moharana, G. Agarwal, S. Khandekar, Axial conduction in single-phase simultaneously developing flow in a rectangular mini-channel array, *International Journal of Thermal Sciences*, 50(6) (2011) 1001-1012.
- [18] A.J. Shkariah, M.Y.B. Sulaiman, M.R.B.H. Ayob, H. Togun, A 3D numerical study of heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink using graphene, aluminum and silicon as substrates, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 48 (2013) 108-115.
- [19] M. Sepehrnia. Three Dimensional Numerical microchannel of arbitrary cross section with complex thermal boundary conditions, *Applied Thermal Engineering*, 26(11-12) (2006) 1246-1256.
- [3] K. Hooman, Entropy generation for microscale forced convection: effects of different thermal boundary conditions, velocity slip, temperature jump, viscous dissipation, and duct geometry, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34(8) (2007) 945-957.
- [4] H.M. Hettiarachchi, M. Golubovic, W.M. Worek, W. Minkowycz, Three-dimensional laminar slip-flow and heat transfer in a rectangular microchannel with constant wall temperature, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(21) (2008) 5088-5096.
- [5] M. Shojaeian, S.A.R. Dibaji, Three-dimensional numerical simulation of the slip flow through triangular microchannels, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(3) (2010) 324-329.
- [6] E.M. Languri, K. Hooman, Slip flow forced convection in a microchannel with semi-circular cross-section, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(2) (2011) 139-143.
- [7] M. Barkhordari, S.G. Etemad, Numerical study of slip flow heat transfer of non-Newtonian fluids in circular microchannels, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28(5) (2007) 1027-1033.
- [8] M. Shojaeian, A. Koşar, Convective heat transfer and entropy generation analysis on Newtonian and non-Newtonian fluid flows between parallel-plates under slip boundary conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 70 (2014) 664-673.
- [9] A. Karimipour, New correlation for Nusselt number of nanofluid with Ag/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/Cu nanoparticles in a microchannel considering slip velocity and temperature jump by using lattice Boltzmann method, *International Journal of Thermal Sciences*, 91 (2015) 146-156.
- [10] A. Xu, K. Ooti, N. Wong, W. Choi, Experimental investigation of flow friction for liquid flow in

- [22] H. Khorasanizadeh, M. Sepehrnia, R. Sadeghi, "Investigation of nanofluid flow field and conjugate heat transfer in a MCHS with four different arrangements", *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 51(2) (2019) 113-116 (in Persian).
- [23] M. Sepehrnia. Three Dimensional Numerical Investigation Of Nanofluid Flow And Heat Transfer In Trapezoidal Micro Channels With Different Inlet/Outlet Arrangements. MSc. Thesis. University of Kashan, 2015 (in Persian).
- [24] T.L. Bergman, F.P. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons, 2011.
- [25] R.J. Phillips, *Microchannel Heat Sinks*, Lincoln Laboratory Journal, 1(1) (1988).
- Investigation Of Nanofluid Flow And Heat Transfer In Trapezoidal Micro Channels With Different Inlet/Outlet Arrangements. MSc. Thesis. University of Kashan, 2015 (in Persian).
- [20] H. Khorasanizadeh, M. Sepehrnia, Effects of different inlet/outlet arrangements on performance of a trapezoidal porous microchannel heat sink, *Modares Mechanical Engineering*, 16(8) (2016) 269-280 (in Persian).
- [21] H. Khorasanizadeh, M. Sepehrnia, R. Sadeghi, Three dimensional investigations of inlet/outlet arrangements and nanofluid utilization effects on a triangular microchannel heat sink performance, *Modares Mechanical Engineering*, 16(12) (2017) 27-38 (in Persian).