



Transient Fluid-Solid Interaction and Heat Transfer in an Inclined Cavity with Elastic Baffle

Ayoub Khosravi Farsani^{1*} , Behroz Asadi Borujeni²

¹Instructor, Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

²- Instructor, Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

ARTICLE INFO

Received: 05.09.2023

Revised: 06.26.2023

Accepted: 08.30.2023

Keyword:

Natural Convection
Fluid-Solid Interaction
Heat Transfer
Elastic Baffle
Inclined Cavity

*Corresponding Author:

Ayoub Khosravi Farsani

Email: a-khosravi@tvu.ac.ir

ABSTRACT

In this study, the effects of fluid-solid interaction with an elastic rubber baffle in an inclined cavity were modelled numerically. In the upper and lower walls of the insulated chamber, the left wall is hot and the right wall is cold. The goal of the present research was to investigate the rate of heat transfer from the hot wall by calculating the Nusselt number and the von Mises stress at the root of the baffle at different slopes of the cavity. For this purpose, the solution geometry was modelled in the workbench software environment. k- ϵ method was used to solve the turbulent displacement flow ($Ra > 10^7$). First, the effect of the presence of an elastic baffle compared to a rigid baffle was investigated. The values of the Nusselt number as the heat transfer rate from the hot wall for the elastic Baffle were 5% higher than the rigid Baffle. Then, the effect of the Inclined Cavity on the heat transfer rate, Nusselt number and von Mises stress in the root of the baffle was investigated. The heat transfer in the hot wall increased by approximately 4% with an increase in the slope of the cavity from $a=0.01$ to $a=0.035$. The maximum Nusselt number was obtained at slope $a=0.035$, and its maximum value was 40. It was also observed that the von Mises stress in the vane root in the cavity with a slope of $a=0.035$ was 40% higher than the von Mises stress in the vane root in the cavity with a slope of $a=0.01$. The Von Mises stress value of the root of the baffle underwent severe fluctuations tending towards a constant number and reaching a steady state after a few seconds.



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

In this study, the effects of fluid-solid interaction with an elastic rubber baffle in an inclined cavity were modelled numerically. In the upper and lower walls of the insulated cavity, the left wall was hot and the right wall was cold. The goal was to investigate the rate of heat transfer from the hot wall by calculating the Nusselt number and the von Mises stress at the root of the baffle at different slopes of the cavity. The coupled method was used to simultaneously solve the equations governing the fluid, and the intersection algorithm was used to solve the solid and fluid domain simultaneously using the finite element method and the Newton-Raphson iteration technique. In the first step, the effect of the presence of an elastic baffle compared to a rigid baffle was investigated and it was found that the elasticity of the baffle leads to an increase in the rate of heat transfer inside the cavity. Then, the effect of the Inclined Cavity on the heat transfer rate, Nusselt number and von Mises stress in the root of the baffle was investigated. The obtained results indicated that the amount of heat transfer and Nusselt number increases with increasing the slope of the cavity. It was also observed that the amount of von Mises stress at the baffle root is a function of the cavity slope. The Von Mises stress value of the root of the baffle undergoes severe fluctuations tends towards a constant number and reaches a steady state after a few seconds.

Methodology

As shown in Figure 1, this cavity is placed on the side and comes in contact with the cold source with cool temperature and the hot source with ambient temperature. A Baffle of length L and constant thickness is located on the bottom wall of an inclined cavity.

Due to the temperature gradient in the Cavity, the fluid in the Cavity starts to move due to buoyancy forces. This movement creates a pressure gradient in the Cavity. The pressure gradient exerts a force on the flexible Baffle and causes deformation and tension in the Baffle. On the other hand, changing the shape of the blade causes the air to move and produce a secondary flow. This interaction continues during the heat transfer until the strain energy in the Baffle reaches a balance with the air pressure force and the system reaches a stable condition.

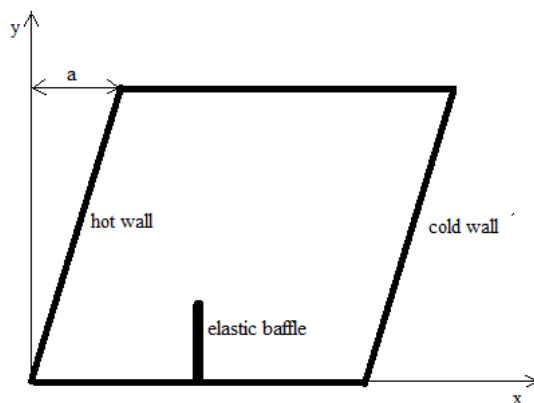


Figure 1. Problem geometries.

Results and discussion

First, a comparison was made between the displacement heat transfer performance inside the cavity for the cases with rigid and elastic fins, in which the Nusselt number on the hot wall was chosen as a comparison criterion. For this purpose, the base case ($a = 0.01$) was considered. The results on the hot wall are shown in Figure 2. It seems that the heat transfer mechanism from the bottom side of the wall to the top starts to decrease from a maximum value. This investigation showed that the values of the Nusselt number as the rate of heat transfer from the hot wall are higher for the elastic Baffle than the rigid Baffle. This effect is due to the creation of non-Bayan movements in the fluid due to the oscillating movement of the blade. Furthermore, in the maximum value, the difference between the two Nusselt numbers is greater and this difference decreases above the hot wall.

In Figure 3, the Nusselt number on the hot wall is displayed for cavity s with different slopes, and as it is clear in the diagram, the amount of heat transfer in the cavity with a greater slope increased; this is because the greater the slope of the cavity, the distance from the wall becomes less elastic than the Baffle and more turbulent with the increasing slope of the flow cavity near the wall.

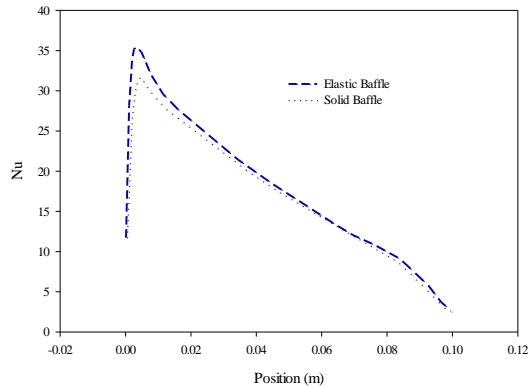


Figure 2. Comparison between the average Nusselt number on the hot wall for cases with rigid and elastic baffle.

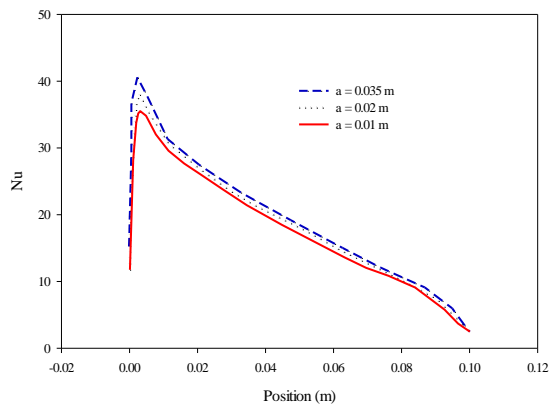


Figure 3. Nusselt number of the hot wall in the Cavity with different slopes.

The amount of heat transfer from the hot wall for the cavity with different slopes at different times is shown in Figure 4. It seems that the heat transfer mechanism reaches a steady state after 3 seconds. This investigation demonstrated that the values of heat transfer from the hot wall increased for the cavity with a greater slope.

Another noteworthy point is that the heat transfer reaches a maximum value from zero at the beginning and then reaches a constant value due to the fixed temperature difference between the wall and the fluid.

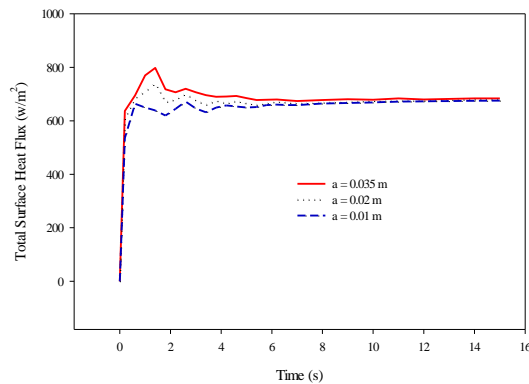


Figure 4. Heat transfer of the warm wall over time in the cavity with different slopes.

Conclusion

The obtained results indicated that the amount of heat transfer and Nusselt number increases by increasing the slope of the cavity. It was also observed that the amount of von Mises stress at the baffle root is a function of the cavity slope. The Von Mises stress value of the root of the baffle underwent severe fluctuations and tended towards a constant number, reaching a steady state after a few seconds.



شاپای الکترونیکی: ۲۵۳۸-۴۴۲۰

شاپای چاپی: ۲۳۸۲-۹۷۹۶

مقاله پژوهشی

اندرکنش سیال-جامد و انتقال حرارت درون محفظه شیب‌دار با پره ارتجاعی

ایوب خسروی فارسانی^{۱*}، بهروز اسدی بروجنی^۲

- ۱- عضو هیئت علمی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران.
- ۲- عضو هیئت علمی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران.

چکیده

اطلاعات مقاله

در این مطالعه اثرات برهم‌کنش دوطرفه سیال هوا با یک پره ارتجاعی لاستیکی در یک محفظه شیب‌دار به روش عددی مدل‌سازی شده است. دیوارهای بالا و پایین محفظه عایق، دیوار سمت چپ گرم و دیوار سمت راست محفظه، سرد است. هدف این است که به بررسی نرخ انتقال حرارت از دیوار گرم با محاسبه عدد ناسلت و تنش فون میز در ریشه پره در شیب‌های مختلف محفظه بپردازیم. بدین منظور هندسه حل در محیط نرم‌افزار ورکبنچ^۱ مدل‌سازی شد. برای حل جریان جابجایی مغشوش ($Ra > 10^7$) از مدل k-ε استفاده شده است. در گام نخست تأثیر وجود پره ارتجاعی در مقایسه با پره صلب بررسی شد و مشخص شد که مقادیر عدد ناسلت به‌عنوان نرخ انتقال حرارت از دیوار گرم برای پره ارتجاعی ۵ درصد بیشتر از پره صلب است. سپس تأثیر شیب محفظه بر میزان انتقال حرارت و عدد و تنش فون میز در ریشه پره بررسی شد. نتایج به‌دست‌آمده حاکی از آن است انتقال حرارت در دیواره گرم با افزایش شیب محفظه از $a=0.01$ تا $a=0.035$ حدود ۴ درصد افزایش می‌یابد، حداکثر عدد ناسلت در شیب $a=0.035$ به‌دست آمد که مقدار بیشینه آن ۴۰ است. همچنین دیده شد که مقدار تنش فون میز در ریشه پره در محفظه با شیب $a=0.035$ ۴۰ درصد بیشتر از تنش فون میز در ریشه پره در محفظه با شیب $a=0.01$ است. مقدار تنش فون میز ریشه پره نوسانات شدیدی متحمل می‌شود و به سمت یک عدد ثابت میل می‌کند و بعد از چند ثانیه به یک حالت پایا می‌رسد.

دریافت مقاله: ۱۴۰۲/۰۲/۱۹

بازنگری مقاله: ۱۴۰۲/۰۴/۲۵

پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۰۶/۰۸

کلید واژگان:

جابجایی آزاد
برهم‌کنش سیال-جامد
انتقال حرارت
پره ارتجاعی
محفظه شیب‌دار

*نویسنده مسئول: ایوب خسروی فارسانی
پست الکترونیکی:
a-khosravi@tvu.ac.ir

¹ Workbench



مقدمه

جابجایی طبیعی^۱ در قالب حرکت ناشی از نیروهای شناوری در یک محفظه بسته با دیواره‌های غیر هم‌دما جز مسائل بنیادی و کلاسیک انتقال حرارت و مکانیک سیالات محسوب می‌شود. این مسأله در واقع شکل ساده شده بسیاری از کاربردهای صنعتی نظیر جاذب‌های^۲ خورشیدی و سیستم‌های خنک‌کاری الکترونیکی است. در نتیجه در چند دهه اخیر تعداد زیادی از مطالعات تئوری، عددی و تجربی با محتوای جابجایی آزاد حول این محور شکل گرفته است. در عمل، مدل ساده شده شامل یک محفظه دوبعدی مربعی شکل در رژیم جریان آرام از تمامی جوانب به‌طور گسترده مورد بررسی قرار گرفته است [۱؛ ۲]. این موارد و بسیاری از مطالعات اولیه دیگر با فرض حل حالت دائم یا پایا به بررسی این مسأله پرداخته‌اند [۳؛ ۴]. در حالی که ماهیت جریان جابجایی آزاد داخل محفظه یک جریان غیر دائم و وابسته به زمان هست. به همین منظور اخیراً تمرکز بر تحلیل وابسته به زمان این پدیده صورت گرفته است. رژیم جریان داخل محفظه تأثیر زیادی بر میزان انتقال حرارت داخل محفظه خواهد داشت. در نتیجه افزایش و یا کاهش نرخ انتقال حرارت از طریق به تعویق انداختن و یا پیش انداختن نقطه گذار از جریان آرام به مغشوش امکان‌پذیر است. یکی از ساده‌ترین تکنیک‌ها برای بهبود انتقال حرارت داخل محفظه، استفاده از پره یا فین حرارتی بر روی دیواره‌های جانبی آن هست که تاکنون به‌طور گسترده مورد مطالعه قرار گرفته است. رویکرد نوین تری که نسبت به مدل‌سازی جابجایی در محفظه در سال‌های اخیر مورد توجه بیشتری قرار گرفته است، استفاده از جسم جامد الاستیک و برهم‌کنش سیال-جامد^۳ در شبیه‌سازی این پدیده است.

پیشینه تحقیق

کارهای اخیر در زمینه بررسی تأثیر پره‌های صلب و الاستیک روی انتقال حرارت درون محفظه به شرح زیر است: کیانی اصل و همکاران [۵] به مطالعه عددی تأثیر پره‌های متخلخل و جامد در محفظه مستطیلی با سیال هوا در جابجایی آزاد پرداختند و به این نتیجه رسیدند که پره‌های جامد و متخلخل ناسلت متوسط را به ترتیب ۲۰ و ۴۰ درصد افزایش می‌دهند. بندرآرا [۶] به بررسی مکان‌های مختلف پره‌های صلب بر انتقال حرارت در محفظه مربعی در جابجایی آزاد پرداختند. نرم‌افزار مورد استفاده آنها کمول^۵ و سیال مورد بررسی آنها نانوسیال آب-مس است و نتیجه گرفتند که اضافه کردن پره بر روی دیواره‌های سرد عدد ناسلت متوسط را افزایش و اضافه کردن پره بر روی دیواره‌های گرم عدد ناسلت متوسط را کاهش می‌دهد. مننی [۷] و همکاران [۷] به بررسی تأثیر هندسه پره بر انتقال حرارت کانال مستطیلی در جابجایی اجباری توسط نرم‌افزار فلونت پرداختند و به این نتیجه رسیدند که تغییرات عدد ناسلت و اصطکاک هوا در روبروی پره بیشتر می‌شود. کرامت و همکاران [۸] به مطالعه تأثیر پره‌های متخلخل در محفظه H شکل پرداختند. سیال آنها هوا بوده است و توسط نرم‌افزار انسیس فلونت شبیه‌سازی شده است و نتایج نشان داد که عدد ناسلت متوسط در پره‌های متخلخل ۶۰ درصد بیشتر از پره صلب است. لی [۷] و همکاران [۹] به بررسی اثر میدان مغناطیسی و تابش حرارت بر روی نانوسیال آب-آلومینیوم اکسید اطراف پره دایره‌ای صلب در یک محفظه مربعی پرداختند. آنها به‌صورت عددی به‌وسیله نرم‌افزار فورترن^۸ به این نتیجه رسیدند که افزایش عدد رایلی باعث افزایش عدد

¹ Natural convection

² Collector

³ Fluid-Solid Interface

⁴ Bendaraa

⁵ COMSOL

⁶ Menni

⁷ Li

⁸ Fortran

ناسلت و افزایش عدد هارتمن باعث کاهش عدد ناسلت می‌شود. گوکولوانی^۱ و همکاران [۱۰] به مطالعه اثر پره صلب گرم شده بر روی سیال در یک محفظه تعویض هوا در جابجایی آزاد پرداختند و به این نتیجه رسیدند که پره عمودی گرما را بهتر از پره افقی انتقال می‌دهد. قلم‌باز و همکاران [۱۱] به بررسی تأثیر پره نوسانی افقی بر انتقال حرارت در یک محفظه مربعی دارای هوا به روش المان محدود پرداختند و نتایج نشان می‌دهد افزایش دامنه نوسان پره عدد ناسلت را به مقدار قابل توجهی افزایش می‌دهد. السابری^۲ و همکاران [۱۲] اثر پره نوسانی نصب شده در کف حفره مورب را در جابجایی آزاد هوا بررسی کردند و نشان داده شد که پره تأثیر اساسی بر جریان و انتقال حرارت دارد. رئیس‌ی و آروین [۱۳] به بررسی تأثیر پره آدیاباتیک و ارتجاعی در مرکز دارای هوا را به صورت عددی پرداختند و نشان دادند که افزایش عدد رایلی باعث افزایش تغییر شکل پره ارتجاعی می‌شود. حسین^۳ و همکاران [۱۴] به بررسی اثر طول پره ارتجاعی که به صورت افقی به دیوار سمت چپ محفظه حاوی نانوسیال و تأثیر آن بر انتقال حرارت پرداختند و نشان دادند که طول پره میدان جریان را تغییر می‌دهد و گردابه ایجاد می‌کند و با افزایش طول پره قدرت گردابه‌ها بیشتر می‌شود. قلم‌باز و همکاران [۱۵] تأثیر پره ارتجاعی بر جابجایی طبیعی در یک محفظه L شکل حاوی سیال نیوتنی را به صورت عددی بررسی کردند و نشان دادند که پره با انعطاف کمتر جابجایی طبیعی را کمتر می‌کند. صالح^۴ و همکاران [۱۶] تأثیر پره ارتجاعی در محفظه با محیط متخلخل و پر شده با سیال غیر نیوتنی را بررسی کردند و نشان دادند که با افزایش دامنه نوسان پره ارتجاعی انتقال حرارت به صورت تصاعدی افزایش می‌یابد.

جهانی و دهناد [۱۷] به مدل‌سازی یک دسته موتور هیدرولیکی در بازه فرکانسی پایین و بررسی خواص غیر خطی مواد الاستومتری و برهم‌کنش سازه و سیال پرداختند و به این نتیجه رسیدند که سفتی دینامیکی دسته موتور هیدرولیکی در بازه فرکانسی پایین دارای یک مقدار پیک بوده که در برابر جابه‌جایی‌های بسیار ناشی از تحریکات شوک مقاومت می‌کند.

عسگری و طاهری [۱۸] رفتار گرمایی سیال در یک محفظه بسته مربعی که دو هیتز دما ثابت نیمه‌مدور در دیواره پایینی آن قرار دارند، به صورت عددی بررسی کردند نتایج نشان داد فاصله بین دو هیتز، پارامتر تأثیرگذاری بر انتقال حرارت خواهد بود؛ به طوری که با کاهش این فاصله، انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد محدود به بخش مرکزی کانال به شکل یک ستون عمودی متقارن خواهد بود. در دیواره‌ها نیز انتقال حرارت هدایتی غالب خواهد بود.

با توجه به کارهای انجام‌شده اخیر، مشاهده می‌شود که تاکنون تأثیر وجود شیب محفظه روی انتقال حرارت جابجایی طبیعی و میدان جریان درون محفظه بررسی نشده است. لذا هدف اصلی کار حاضر بررسی دقیق میدان‌های دما و جریان برای این مسأله از طریق مطالعه عددی انتقال حرارت داخل یک محفظه شیب‌دار توسط نرم‌افزار آنسیس^۵ است. مقایسه پره صلب و الانستیک، بررسی مکانیزه‌های غالب انتقال حرارت، مقایسه شیب‌های مختلف محفظه از جمله موارد انجام‌شده در کار حاضر خواهند بود.

شرح مسأله

همان‌طور که در شکل ۱ نشان داده شده است، این محفظه از دو طرف عایق شده و از بالا و پایین به ترتیب در تماس با منبع سرد با دمای T_c و منبع گرم با دمای T_h قرار دارد. پره‌ای به طول L و ضخامت ثابت روی دیوار پایینی محفظه‌ای شیب‌دار واقع شده است.

¹ Gokulavani

² Alsabery

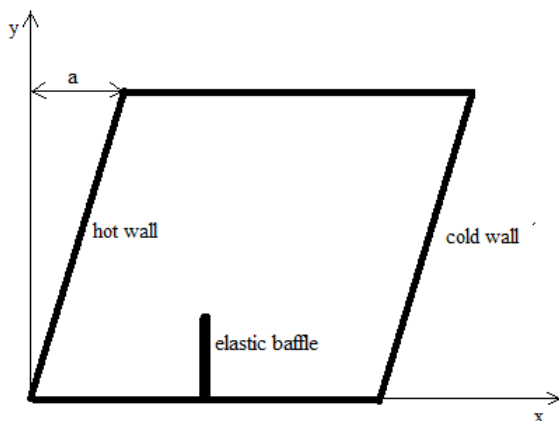
³ Hussein

⁴ Saleh

⁵ Ansys

با توجه به وجود گرادیان دما در محفظه، سیال موجود در محفظه شروع به حرکت بر اثر نیروهای شناوری می‌کند. این حرکت خود باعث ایجاد گرادیان فشار در محفظه می‌شود. گرادیان فشار به پره انعطاف‌پذیر نیرو وارد می‌کند و سبب تغییر شکل و ایجاد تنش در پره می‌شود. در مقابل تغییر شکل پره باعث جابجایی هوا و تولید یک جریان ثانویه می‌شود. این اندرکنش در طول انتقال حرارت تا جایی ادامه می‌یابد که انرژی کرنشی موجود در پره با نیروی فشاری هوا به تعادل برسد و سیستم به شرایط پایا برسد.

با توجه به اساس عملکرد مسأله ذکر شده، مشخص است که حل عددی چنین مسأله‌ای بسیار دشوار است. زیرا علاوه بر اثر جابجایی آزاد بر حرکت پره، جابجا شدن پره نیز باعث حرکت هوا می‌شود که متقابلاً روی حرکت پره تأثیرگذار است. در واقع، از اثر متقابل سیال و جامد بر هم نمی‌توان صرف‌نظر کرد. در این بررسی اثرات متقابل برهم‌کنش جامد و سیال به صورت لحظه‌به‌لحظه ثبت و ارزیابی می‌شود. هدف این است که به یک درک منطقی از انتقال حرارت در شرایطی برسیم که علاوه بر جریان شناوری^۱، یک منشأ جریان دیگری نیز وجود دارد. این منشأ جریان نوسانات پره یک سردرگیر از جنس لاستیک^۲ است، که البته حرکت خود را از جابجایی سیال هوا می‌گیرد. به نظر نویسندگان این بررسی برای اولین بار است که دو متغیر تنش فون میزز به‌عنوان متغیر محیط جامد و عدد ناسلت متوسط به‌عنوان متغیر محیط سیال در کنار هم بررسی می‌شود.



شکل ۱. هندسه موردنظر برای مطالعه حاضر.

روابط حاکم بر مسأله

جریان سیال تراکم‌پذیر، نیوتنی، دوبعدی و مغشوش با فرض حالت گذرا و وابسته به زمان به‌عنوان مفروضات پایه برای شبیه‌سازی عددی در نظر گرفته شده‌اند. تمامی خواص ترموفیزیکی مستقل از دما فرض شده‌اند به جز چگالی هوا که برای مدل‌سازی آن از فرض بوزینسک^۳ استفاده می‌شود. با توجه به تغییر چگالی هوا با تغییر دما سیال در محفظه جریان می‌یابد. برای فاز جامد، و به‌طور مشخص برای پره‌ها، معادلات حاکم که همان معادلات جابجایی و انرژی سازه‌های الاستودینامیک هستند به شکل زیر نوشته می‌شوند [۱۹].

¹ Buoyancy

² Rubber

³ Bossinesq

$$\rho_s \frac{d^2 d_s}{dt^2} - \nabla \sigma = F_v \quad (1)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha_s \nabla^2 T \quad (2)$$

که در آن σ نمایانگر تانسور تنش است و d_s بردار جابجایی جامد و F_v برآیند نیروهای حجمی وارد بر جسم جامد است. با فرض پره به عنوان یک جسم الاستیک خطی، با احتساب اثرات غیرخطی هندسه، تانسور تنش به شکل زیر بازنویسی خواهد شد [۲۰].

$$\sigma = J^{-1} F S F^T \quad (3)$$

که در رابطه بالا:

$$J = \det(F) \quad (4)$$

$$F = (I + \nabla d_s) \quad (5)$$

همچنین تانسور دوم بیلو-کیرشهف S ، به شکل زیر با کرنش ارتباط پیدا می کند.

$$S = C : (\varepsilon) \quad \varepsilon = 0.5(\nabla d_s + \nabla d_s^T + \nabla d_s^T \nabla d_s) \quad (6)$$

که در رابطه فوق $C = C(E^*, \vartheta)$ برقرار است. در مسأله مورد مطالعه، F_v در معادله (۱) بیانگر نیروهای جاذبه بر واحد حجم سیال است که می توان آن را به صورت زیر بازنویسی کرد [۲۱].

$$F_v = \rho_s \cdot g \quad (7)$$

معادلات اساسی حاکم بر جریان سیال معادلات بقای جرم و مومنتوم و معادله انرژی هستند. با توجه به مفروضات فوق، فیزیک جریان توسط معادلات زیر بیان می شوند که متشکل از یک دستگاه معادلات مشتقات جزئی غیرخطی با متغیرهای فضا و زمان است. مجموعه این معادلات در فرم اویلری-لاگرانژی به شکل زیر خلاصه می شوند [۲۲].

$$\nabla u = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u = \frac{-1}{\rho_f} \nabla p + \vartheta_f \nabla^2 u + \beta g (T - T_c) \quad (9)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \nabla T = \alpha_f \nabla^2 T \quad (10)$$

همچنین u بردار سرعت سیال، P فشار سیال و T دمای جامد و یا سیال است. علاوه بر آن، ρ_f و ρ_s به عنوان چگالی‌های جامد و سیال در نظر گرفته می‌شود. α_f و α_s به ترتیب، نفوذ حرارتی جامد و سیال را نشان می‌دهد. برای نمایش ویسکوزیته سینماتیک و شتاب جاذبه از علائم ν_f و g استفاده شده و در نهایت، β ضریب انبساط حجمی را نشان می‌دهد. توجه کنید که معادله (۱۰) با فرض سیال نیوتنی و رابطه خطی بین تنش برشی و نرخ کرنش نوشته شده است.

معادله انتقال انرژی جنبشی توربولانس در نرم‌افزار به شکل زیر هست [۲۳].

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (11)$$

همچنین معادله انتقال مربوط به نرخ اضمحلال از طریق رابطه زیر قابل بیان است.

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho C_j \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} \tau_{ij} \frac{\partial C_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (12)$$

که در رابطه فوق از یک سری ضرایب تجربی بهره برده شده که از طریق انجام آزمایش‌های پایه مثل لایه مرزی روی صفحه تخت محاسبه شده‌اند و مقدار آنها از قرار زیر است.

$$C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\varepsilon = 1.30 \quad (13)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad C_{2\varepsilon} = 1.92$$

زمانی که چندین تکرار در یک گام کوپلینگ انجام می‌شود، لازم است که همگرایی کامل برای دامنه سیال در هر تکرار فراهم شود تا زمانی که تکرار نهایی همگرا شود.

استقلال نتایج از شبکه

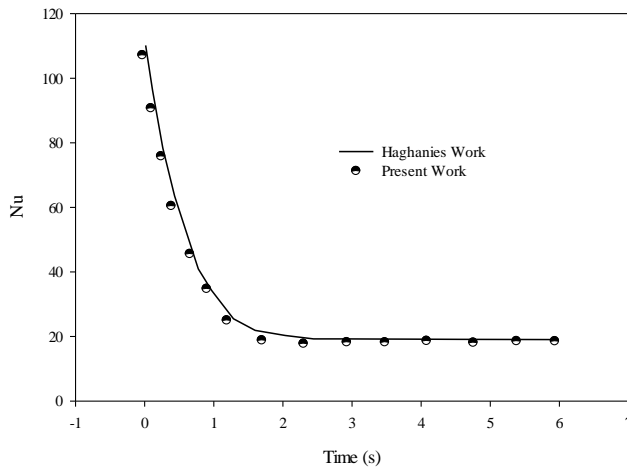
ملاحظات و بررسی‌های لازم به منظور آنالیز مسأله برهم‌کنش سیال-جامد در محفظه بسته شیب‌دار تحت جابجایی آزاد القا شده توسط اختلاف دمای دیوارهای محفظه، به کمک نرم‌افزار انسیس^۱ در محیط ورکبنچ این نرم‌افزار صورت گرفته است. برای تحلیل سیالاتی از ماژول انسیس فلونت^۲ و برای تحلیل جامداتی از ماژول ترنزینت استراکچرال^۳ استفاده شده است.

پیش از شبیه‌سازی این مسأله، در ابتدا می‌بایست از صحت حل عددی اطمینان حاصل شود. بدین منظور، مسأله‌ای مشابه که به صورت تجربی قبلاً انجام شده و فیزیک آن مشابه مسأله حاضر است، توسط نرم‌افزار شبیه‌سازی شده است. همان گونه که از شکل ۲ دیده می‌شود، نتایج کار حاضر در تطابق بسیار خوبی با کار قبلی هست [۲۴].

¹ ANSYS

² Ansys Fluent

³ Transient Structural



شکل ۲. مقایسه عدد ناسلت دیواره گرم با کارهای گذشته.

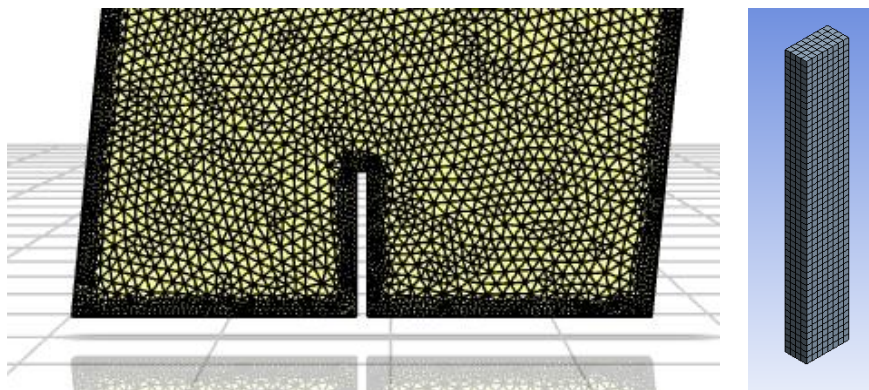
نتایج تحلیل‌های انجام شده در شبکه برای حالت پره ارتجاعی در جدول ۱ نشان داده شده است. تعداد المان‌ها براساس سایزهای مختلف شبکه^۱ انتخاب شده‌اند. با تقریب خوبی می‌توان، شبکه‌ای با تعداد المان‌های ۸۱۵۶۱ برای ادامه محاسبات در نظر گرفت. شکل ۳ نوع المان‌های در نظر گرفته شده را نشان می‌دهد، در فضای داخلی از المان‌های مثلثی و از المان‌های ریز^۲ شده در لایه‌های مرزی و در اطراف پره‌ها استفاده شده است. در مورد تیغه‌ها نیز از مش چهاروجهی استفاده شده است. شمای کلی از دامنه حل و مش مورد نظر در شکل ۲ نشان داده شده است.

جدول ۱. تأثیر تعداد سلول بر انتقال حرارت دیوار گرم در $a = 0.01$.

| انتقال حرارت دیوار گرم در (w/m^2) $a=0.01$ | تعداد سلول |
|---|------------|
| ۷۲۱.۹۰ | ۱۵۴۵۵ |
| ۷۰۱.۳۴ | ۲۶۷۸۷ |
| ۶۸۹.۴۳ | ۴۵۳۲۴ |
| ۶۷۶.۶۳ | ۸۱۵۶۱ |
| ۶۷۵.۵۷ | ۱۵۰۸۷۹ |

^۱ Mesh sizing

^۲ Refined



شکل ۳. شبکه تولید شده نهایی الف) دامنه سیال ب) در پره‌های انعطاف‌پذیر.

باید توجه داشت که وابستگی به اندازه شبکه در تحلیل‌های جامداتی نسبت به تحلیل‌های سیالاتی به مراتب کمتر است اما برای انتخاب شبکه بهینه در تیغه جامد روند مشابهی طی شده است و نهایتاً ۱۶۸۰ المان به صورت شبکه سازمان‌یافته در پره جامد مورد استفاده قرار می‌گیرد.

با محاسبه تغییرات عدد فون میز به عنوان یکی از متغیرهای اصلی در طول زمان و گام‌های زمانی مختلف (۰.۰۰۵، ۰.۰۱، ۰.۰۵، ۰.۱، ۰.۰۵، ۰.۱، ۰.۰۵)، این نتیجه گرفته شد که گام زمانی ۰.۰۰۵، نتایج را با بیشترین دقت و بهینه‌ترین زمان پیش‌بینی می‌کند.

معادلات میدان سیال به همراه شرایط مرزی مربوط با استفاده از روش حجم محدود گسسته سازی شده‌اند. به منظور گسسته سازی معادلات مومنوم و انرژی در حوزه مکان و زمان به ترتیب از روش ضمنی مرتبه دوم^۱ استفاده شده است. همچنین به منظور حل هم‌زمان معادلات از الگوریتم کوپل^۲ استفاده شده است. لازم به ذکر است که در هر گام زمانی معادلات میدان سیال حل و نیروهای وارد بر پره مشخص می‌گردند. سپس با استفاده از این نیروها و سایر شرایط مرزی مربوط، معادلات حرکت پره با استفاده از روش المان محدود و تکنیک تکرار نیوتن-رفسون^۳ حل گردیده و تغییر مکان هر نقطه آن به دست می‌آید. این تغییر مکان‌ها باعث تغییر شکل حوزه سیال شده و در گام زمانی جدید شبکه محاسباتی جدیدی با استفاده از روش شبکه‌بندی پویا^۴ برای حوزه سیال ایجاد می‌گردد. به منظور دنبال کردن دقیق سطح مشترک جامد و سیال در زمان‌های مختلف، از شبکه مثلثی سازمان نیافته همراه با المان‌های لایه مرزی^۵ در مجاورت دیواره‌ها استفاده شده است.

ضریب الاستیسیته پره به نوعی انتخاب شده است که علاوه بر تغییر شکل پره در اعداد رایلی پایین، در اعداد رایلی بالا نیز مقادیر کرنش‌ها افزایش چشم‌گیری نداشته و رفتار پره وارد محدوده پلاستیک نمی‌گردد. در نتیجه تئوری الاستیسیته خطی پابرجاست. شرط مرزی دما ثابت برای سطوح فوقانی و تحتانی محفظه در نظر گرفته شده است. دمای دیوار گرم ۴۴۰ کلوین و دمای دیوار سرد ۳۰۰ کلوین در نظر گرفته شده است. مشخصات ترموفیزیکی هوا (به جز چگالی) در دمای متوسط در نظر گرفته شد. دیواره‌های جانبی آدیاباتیک^۶ در نظر گرفته شده‌اند. بر روی تمامی سطوح جامد

¹ Upwind Second order

² coupled

³ Newton-Raphson Technique

⁴ Dynamic mesh method

⁵ Inflation

⁶ adiabatic

شرط عدم لغزش^۱ برقرار است. با توجه به مقدار عدد رایلی $Ra = 1.75 * 10^7$ که بر اساس اختلاف دمای سرد و گرم و ویژگی‌های سیال مورد نظر از جمله چگالی، ضریب انبساط و تقریب بوزینسک حاصل می‌شود، رژیم جریان داخل محفظه مغشوش فرض می‌شود و از مدل توربولانس $K - \epsilon$ برای مدل‌سازی اغتشاش بهره برده‌ایم. از تابع دیوار^۲ به منظور آنالیز سیال در نزدیکی دیواره‌های جامد استفاده شده است. مقدار Y^+ با توجه به مش‌بندی صورت گرفته در محدوده $100 < Y^+ < 13$ قرار دارد که مدل‌سازی دقیق لایه مرزی را تضمین می‌کند. به منظور کوپل کردن حلگر سیالاتی و جامداتی از محیط کوپل استفاده شده است.

شرط مرزی برای سطح مشترک سیال-جامد در روی سطح پره، پایداری نیروهای سینماتیک و جابجایی‌های دینامیک است که با ادغام آن با شرط عدم لغزش روی سطح پره به روابط زیر می‌رسیم:

$$\frac{\partial d_s}{\partial t} = u \quad (15)$$

$$\sigma \cdot n = -P + \mu_f \nabla u \quad (16)$$

برای اعمال شرط یکسر درگیر در انتهای پره از شرط مرزی زیر استفاده می‌شود:

$$\frac{\partial d_s}{\partial t} = 0 \quad (17)$$

همچنین به عنوان شرط اولیه فرض می‌شود که در لحظه شروع، سیال به صورت ساکن در نظر گرفته شود و یا به عبارتی:

$$u = 0 \quad (18)$$

ویژگی‌های فاز سیال و خواص جامد که در این مطالعه مورد استفاده قرار گرفته‌اند در جدول ۲ و ۳ نشان داده شده است.

جدول ۲. خواص ترموفیزیکی سیال هوا مورد استفاده در شبیه‌سازی [۲۵].

| ضریب هدایت حرارتی (W/m.K) | ویسکوزیته سینماتیک (kg/m.s) | ضریب انبساط حرارتی (1/K) | چگالی (kg/m ³) |
|---------------------------|-----------------------------|--------------------------|----------------------------|
| ۰.۰۰۳۳ | 2.6e - 5 | ۰.۰۰۳۲ | ۱.۲۲۵ |

جدول ۳. خواص ترموفیزیکی جامد مورد استفاده (Rubber) در شبیه‌سازی [۲۵].

| ضریب هدایت حرارتی (W/m.K) | ضریب پواسون | مدول یانگ (MPa) | چگالی (kg/m ³) |
|---------------------------|-------------|-----------------|----------------------------|
| ۶۰.۵ | 0.45 | ۴ | ۱۲۰۰ |

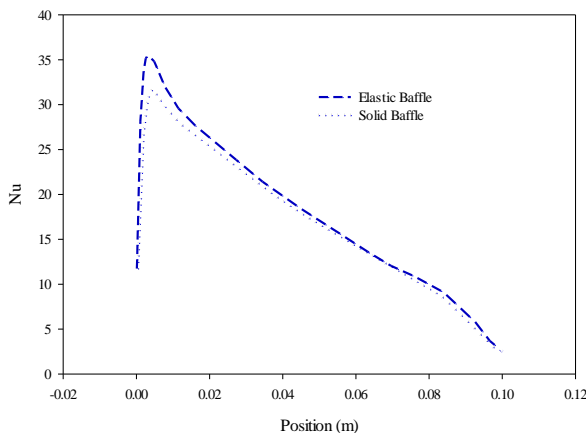
^۱ No-slip condition

^۲ Scalable wall function

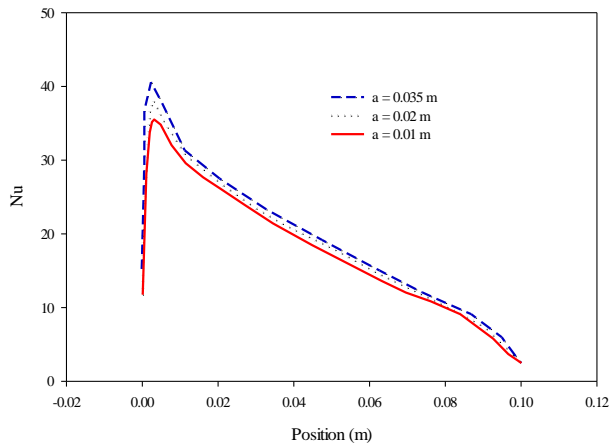
نتایج و بحث

در ابتدا مقایسه‌ای میان عملکرد انتقال حرارت جابجایی داخل محفظه برای حالت‌های با پره صلب و الاستیک انجام شده است که در آن عدد ناسلت روی دیواره گرم به‌عنوان معیار مقایسه انتخاب شده است. برای این منظور حالت مبنا ($a = 0.01$) در نظر گرفته شد. نتایج روی دیواره گرم در شکل ۴ نشان داده شده است. به نظر می‌رسد مکانیزم انتقال حرارت از سمت پایین دیواره به سمت بالا از یک مقدار بیشینه شروع به کاهش می‌کند. این بررسی نشان می‌دهد که مقادیر عدد ناسلت به‌عنوان نرخ انتقال حرارت از دیوار گرم برای پره ارتجاعی ۵ درصد بیشتر از پره صلب است. این اثر به دلیل ایجاد حرکت‌های غیر شناوری در سیال بر اثر حرکت نوسانی پره هست. همچنین در مقدار بیشینه اختلاف بین دو ناسلت بیشتر است و این اختلاف در بالای دیوار گرم کاهش می‌یابد.

در شکل ۵ عدد ناسلت روی دیوار گرم برای محفظه‌ها با شیب‌های مختلف نمایش داده شده است و همان‌گونه که در شکل مشخص است میزان عدد ناسلت در محفظه با شیب بیشتر، افزایش یافته است و این به این دلیل است که هرچه شیب محفظه بیشتر می‌شود فاصله دیوار از پره ارتجاعی کمتر می‌شود و همچنین با افزایش شیب محفظه جریان نزدیک دیوار متلاطم‌تر می‌شود.

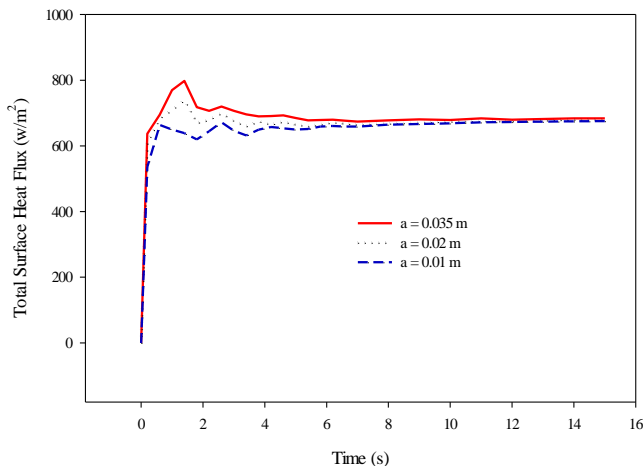


شکل ۴. مقایسه میان عدد ناسلت متوسط روی دیواره گرم برای حالت‌هایی با پره صلب و الاستیک $a = 0.01$.



شکل ۵. عدد ناسلت دیوار گرم در محفظه با شیب‌های مختلف.

میزان انتقال حرارت از دیواره گرم برای محفظه با شیب‌های مختلف در زمان‌های مختلف در شکل ۶ نشان داده شده است. به نظر می‌رسد مکانیزم انتقال حرارت پس از طی یک بازه ۳ ثانیه‌ای به حالت پایا^۱ می‌رسد. نکته دیگری که باید به آن اشاره کرد این است که انتقال حرارت از مقدار صفر در شروع به یک مقدار بیشینه می‌رسد و سپس به دلیل ثابت شدن اختلاف دمای دیوار و سیال به یک مقدار ثابت می‌رسد. انتقال حرارت در دیواره گرم با افزایش شیب محفظه از $a=0.01$ تا $a=0.035$ حدود ۴ درصد افزایش می‌یابد.

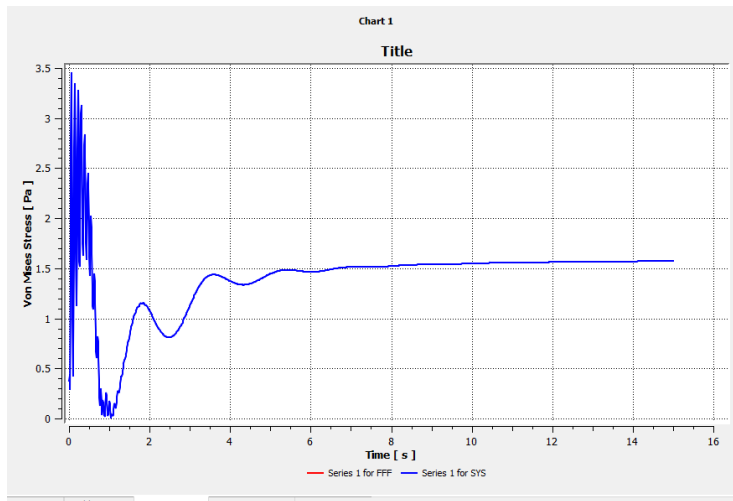


شکل ۶. انتقال حرارت دیوار گرم در طول زمان در محفظه با شیب‌های مختلف.

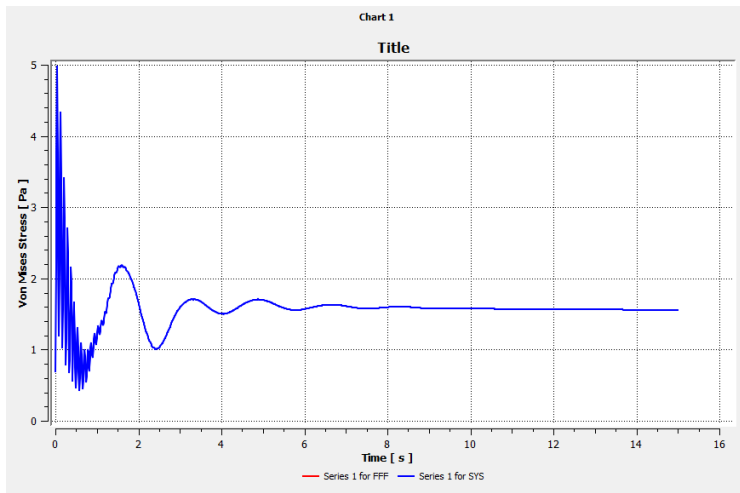
¹ State steady

در شكل ۷ نمودار تنش فون ميزز در ريشه پره بر حسب زمان براي محفظه با شيب هاي $a=0.01$ و $a=0.02$ و $a=0.035$ متر نشان داده شده است همان طور كه مشاهده مي شود در هر سه حالت در ابتدا تنش فون ميزز داراي نوسانات چشمگيري است كه با گذشت زمان به دليل پديده خستگي به حالت پايا مي رسد. تنش ميانگين در محفظه با شيب بيشتر به دليل افزايش نيروي فشاري از طرف سيال به پره مقدار بيشترى را دارد ولي به دليل بارگذاري هاي نوساني گذرا از طرف گردابه هاي جريان سيال در واقع تغيير در اندازه و تعداد گردابه هايي كه بين پره ها و ديوارهاي گرم و سرد محفظه ايجاد مي گردد، نيروهاي نوساني ناپايداري را به پره ها اعمال مي شود كه باعث مي شود در پره با شيب بيشتر نمودار تنش فون ميزز نوسانات بيشترى داشته باشد.

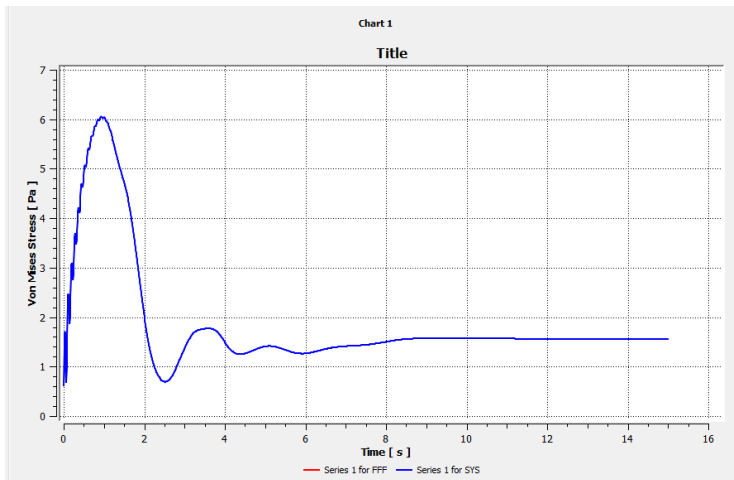
$$a = 0.01$$



$$a = 0.02$$

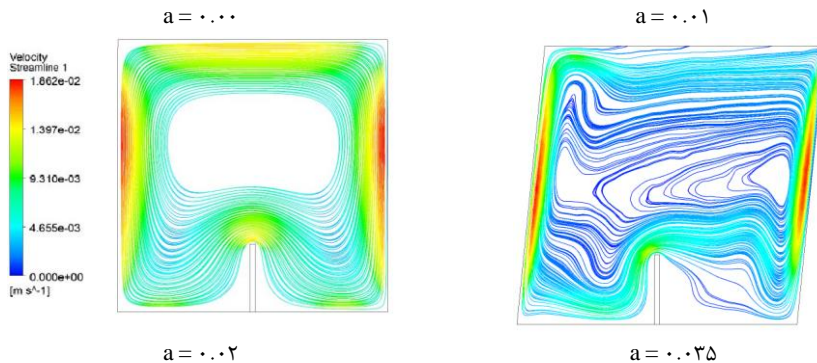


$$a = 0.035$$

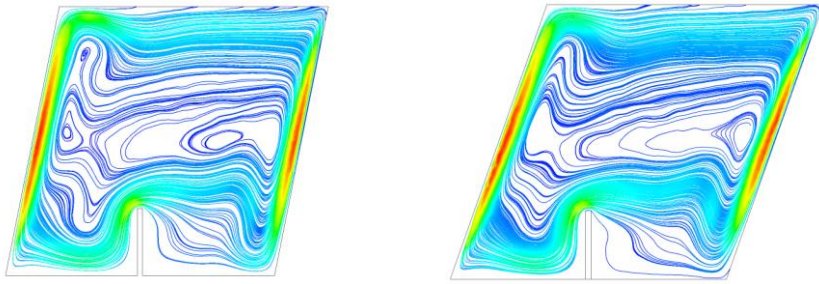


شکل ۷. نمودار تنش فون میزز بر حسب زمان در پره ارتجاعی برای محفظه با شیب‌های مختلف.

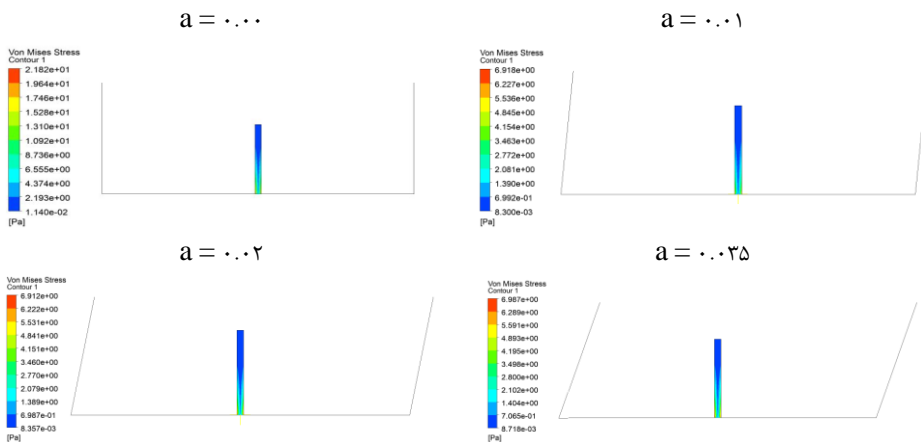
شکل ۸ خطوط جریان را در حالت پایا نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، در حالت محفظه بدون شیب گردابی در بالای پره شکل گرفته است که وظیفه انتقال حرارت از دیوار گرم به دیوار سرد را برعهده دارد. و با افزایش شیب محفظه شکل این گردابه نامنظم شده و به چند گردابه کوچک‌تر تبدیل می‌شود. در شکل ۹ خطوط هم‌تراز^۱ تنش فون میزز در پره ارتجاعی در محفظه با شیب‌های مختلف نشان داده شده است همان‌طور که در نمودارهای تنش در ریشه پره نیز مشخص بود با افزایش شیب محفظه تنش فون میزز در پره نیز به دلیل افزایش نیروی وارد شده از سمت سیال به پره افزایش می‌یابد.



¹ Contour



شکل ۸. خطوط جریان در محفظه با شیب‌های مختلف.



شکل ۹. خطوط هم‌تراز تنش فون‌میزز در پره ارتجاعی در محفظه با شیب‌های مختلف.

نتیجه‌گیری

در این مطالعه، به شبیه‌سازی انتقال حرارت جابجایی آزاد بر اثر اختلاف درجه حرارت دیوارهای جانبی در یک محفظه شیب‌دار مجهز به پره الاستیک پرداخته شد.

خلاصه‌ای از رئوس اصلی نتایج حاصل عبارت‌اند از:

- در گام اول با مقایسه پره انعطاف‌پذیر و پره صلب، اثر پره ارتجاعی و فرض برهم‌کنش جامد و سیال بررسی شد. مشخص شد مقادیر عدد ناسلت به‌عنوان نرخ انتقال حرارت از دیوار گرم برای پره ارتجاعی ۵ درصد بیشتر از پره صلب است.
- بررسی تأثیر شیب محفظه بر عدد ناسلت دیواره گرم انجام شد و مشخص شد انتقال حرارت در دیواره گرم با افزایش شیب محفظه از $a=0.01$ تا $a=0.35$ حدود ۴ درصد افزایش می‌یابد.
- انتقال حرارت دیواره گرم در طول زمان مورد بررسی قرار گرفت که نشان داده شد بعد از گذشت زمان ۳ ثانیه انتقال حرارت دیوار گرم به یک حالت پایا می‌رسد.
- مقدار تنش فون‌میزز در ریشه پره در محفظه با شیب $a=0.35$ ، ۴۰ درصد بیشتر از تنش فون‌میزز در ریشه پره در محفظه با شیب $a=0.01$ است.

– در شیب‌های مختلف محفظه، با توجه به تغییرات تنش فون میزز برحسب زمان این نتیجه حاصل می‌شود که تنش فون میزز دارای نوسانات چشمگیری است که با گذشت زمان به دلیل پدیده خستگی به حالت پایا می‌رسد.

فهرست علائم

| | |
|-----------|---|
| P | فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$) |
| Pr | عدد پراتل |
| Re | عدد رینولدز |
| Tn | دما بدون بعد (K) |
| u | بردار سرعت (ms^{-1}) |
| Ra | عدد رابلی |
| Nu | عدد ناسلت |
| t | زمان (s) |
| L | طول پره (m) |
| K | انرژی جنبشی افشاش (m^2/s^2) |
| K | ضریب هدایت حرارتی (W.m/K) |
| g | شتاب گرانش (m/s^2) |
| E | مدول یانگ (Pa) |
| a | شیب محفظه (m) |
| T | دما (K) |
| X و y | مختصات کارترین (m) |

علائم یونانی

| | |
|---------------|--------------------------------------|
| ρ | چگالی (kgm^{-3}) |
| α | ضریب نفوذ حرارتی (W.m/K) |
| β | ضریب انبساط حجمی (K^{-1}) |
| ϑ | ویسکوزیته سینماتیک (Pa.s) |
| σ | تانسور تنش (Pa) |
| ε | نرخ اتلاف |

زیر نویس‌ها

| | |
|-----|-----|
| c | سرد |
| h | گرم |

References

- [1] Batchelor, G. K. (1954). Heat transfer by free convection across a closed cavity between vertical boundaries at different temperatures. *Quarterly of Applied Mathematics*, 12(3), 209-233. <https://doi.org/10.1090/qam/64563>
- [2] Fu, W.-S., & Shieh, W.-J. (1993). Transient thermal convection in an enclosure induced simultaneously by gravity and vibration. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(2), 437-452. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(93\)80019-Q](https://doi.org/10.1016/0017-9310(93)80019-Q)
- [3] Saleem, S., Nguyen-Thoi, T., Shafee, A., Li, Z., Bonyah, E., Khan, A. U., & Shehzadi, I. (2019). Steady laminar natural convection of nanofluid under the impact of magnetic field on two-dimensional cavity with radiation. *American Institute of Physics Advances*, 9(6), 065008. <https://doi.org/10.1063/1.5109192>
- [4] Hashim, I., Alsabery, A. I., Sheremet, M. A., & Chamkha, A. J. (2019). Numerical investigation of natural convection of Al₂O₃-water nanofluid in a wavy cavity with conductive inner block using Buongiorno's two-phase model. *Advanced Powder Technology*, 30(2), 399-414. <https://doi.org/10.1016/j.apt.2018.11.017>
- [5] Keyhani Asl, A., Hossainpour, S., Rashidi, M. M., Sheremet, M. A., & Yang, Z. (2019). Comprehensive investigation of solid and porous fins influence on natural convection in an inclined rectangular enclosure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 133, 729-744. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.156>
- [6] Bendaraa, A., Charafi, M. M., & Hasnaoui, A. (2019). Numerical study of natural convection in a differentially heated square cavity filled with nanofluid in the presence of fins attached to walls in different locations. *Physics of Fluids*, 31(5), 052003. <https://doi.org/10.1063/1.5091709>
- [7] Menni, Y., Chamkha, A., Zidani, C., & Benyoucef, B. (2020). Baffle orientation and geometry effects on turbulent heat transfer of a constant property incompressible fluid flow inside a rectangular channel. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 30(6), 3027-3052. <https://doi.org/10.1108/HFF-12-2018-0718>
- [8] Keramat, F., Azari, A., Rahideh, H., & Abbasi, M. (2020). A CFD parametric analysis of natural convection in an H-shaped cavity with two-sided inclined porous fins. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 114, 142-152. <https://doi.org/10.1016/j.jtice.2020.09.011>
- [9] Li, Z., Hussein, A. K., Younis, O., Afrand, M., & Feng, S. (2020). Natural convection and entropy generation of a nanofluid around a circular baffle inside an inclined square cavity under thermal radiation and magnetic field effects. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 116(4), 104650. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104650>
- [10] Gokulavani, P., Muthamilselvan, M., Al-Mdallal, Q. M., & Doh, D. (2020). Effects of orientation of the centrally placed heated baffle in an alternative configured ventilation cavity. *The European Physical Journal Plus*, 135(1), 23. <https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-019-00070-7>
- [11] Ghalambaz, M., Jamesahar, E., Ismael, M. A., & Chamkha, A. J. (2017). Fluid-structure interaction study of natural convection heat transfer over a flexible oscillating fin in a square cavity. *International Journal of Thermal Sciences*, 111, 256-273. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.09.001>
- [12] Alsabery, A. I., Sheremet, M. A., Ghalambaz, M., Chamkha, A. J., & Hashim, I. (2018). Fluid-structure interaction in natural convection heat transfer in an oblique cavity

- with a flexible oscillating fin and partial heating. *Applied Thermal Engineering*, 145, 80-97. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.039>
- [13] Raisi, A., & Arvin, I. (2018). A numerical study of the effect of fluid-structure interaction on transient natural convection in an air-filled square cavity. *International Journal of Thermal Sciences*, 128, 1-14. <https://doi.org/10.1016/j.ijth.ermalsci.2018.02.012>
- [14] Hussein, A. K., Ghodbane, M., Said, Z., & Ward, R. S. (2022). The effect of the baffle length on the natural convection in an enclosure filled with different nanofluids. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 147(1), 791-813. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-10300-1>
- [15] Ghalambaz, M., Mehryan, S. A. M., Alsabery, A. I., Hajjar, A., Izadi, M., & Chamkha, A. (2020). Controlling the natural convection flow through a flexible baffle in an L-shaped enclosure. *Meccanica*, 55(8), 1561-1584. <https://doi.org/10.1007/s11012-020-01194-2>
- [16] Saleh, H., Hashim, I., Jamesahar, E., & Ghalambaz, M. (2020). Effects of flexible fin on natural convection in enclosure partially-filled with porous medium☆. *Alexandria Engineering Journal*, 59(5), 3515-3529. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2020.05.034>
- [17] Jahani, K., & Dehnad, M. (2014). Predicting the shock isolation behaviour of a hydraulic engine mount by 3D finite element modeling of fluid-structure-interaction. *Modares Mechanical Engineering*, 14(4), 122-128. <http://mme.modares.ac.ir/article-15-8903-en.html>
- [18] Askari, N., & Taheri, M. H. (2020). Numerical Investigation of a MHD Natural Convection Heat Transfer Flow in a Square Enclosure with Two Heaters on the Bottom Wall. *Karafan Quarterly Scientific Journal*, 17(1), 97-114. <https://doi.org/10.48301/kssa.2020.112759>
- [19] Moradicheghamahi, J., Jahangiri, M., Mousaviraad, M., & Sadeghi, M. R. (2020). Computational studies of comparative and cumulative effects of turbulence, fluid-structure interactions, and uniform magnetic fields on pulsatile non-Newtonian flow in a patient-specific carotid artery. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 42(10), 518. <https://doi.org/10.1007/s40430-020-02608-8>
- [20] Sharifzadeh, B., Kalbasi, R., & Jahangiri, M. (2020). The effect of turbulence model on predicting the development and progression of coronary artery atherosclerosis. *Journal of Computational & Applied Research in Mechanical Engineering* 10(1), 183-199. <https://doi.org/10.22061/jcarme.2019.4628.1561>
- [21] Sadeghi, M. R., Jahangiri, M., & Saghafian, M. (2020). The impact of uniform magnetic field on the pulsatile non-Newtonian blood flow in an elastic stenosed artery. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 42(11), 570. <https://doi.org/10.1007/s40430-020-02651-5>
- [22] Jahangiri, M., Farsani, R. Y., & Shamsabadi, A. A. (2019). Numerical investigation of the water/alumina nanofluid within a microchannel with baffles. *Journal of Mechanical Engineering and Technology* 10(2), 67-76. <https://doi.org/10.2022/jmet.v10i2.4759>
- [23] Motahar, S., & Jahangiri, M. (2020). Transient heat transfer analysis of a phase change material heat sink using experimental data and artificial neural network. *Applied Thermal Engineering*, 167, 114817. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114817>

- [24] Haghani, A., Jahangiri, M., Yadollahi Farsani, R., Khosravi Farsani, A., & Fazilatmanesh, J. (2021). Transient fluid-solid interaction and heat transfer in a cavity with elastic baffles mounted on the sidewalls. *Mathematical Problems in Engineering*, 2021(3), 1-15. <https://doi.org/10.1155/2021/8842898>
- [25] Jahangiri, M., Saghafian, M., & Sadeghi, M. (2015). (Numerical Study of Turbulent Pulsatile Blood Flow through Stenosed Artery Using Fluid-Solid Interaction. *Computational and Mathematical Methods in Medicine*, 2015, 1-10. <https://doi.org/10.1155/2015/515613>