



Numerical analysis of inclined double pane windows with considering combined natural convection and radiation in filling gas

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Toghrol E.¹ MSc,

Gandjalikhan Nassab S.A.R.*² PhD

How to cite this article

Toghrol E, Gandjalikhan Nassab S.-A.R, Numerical analysis of inclined double pane windows with considering combined natural convection and radiation in filling gas. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(9):2235-2245.

ABSTRACT

This study presents a new numerical analysis of thermal behavior and flow of filling gas in inclined double pane windows by considering radiation effects of fluid, as a gray, absorbing, emitting, and scattering medium. In recent years, the installation of inclined double pane windows from the vertical to horizontal sense, especially in the new architecture, is more used. The main goal is to verify the effect of window's inclination angle on the performance of double pane windows in decreasing the rate of heat transfer via this part of the building. The governing equations include the continuity, momentum, and energy, are discretized by using the finite volume method and they are solved with the SIMPLE algorithm. In order to compute the radiative term in the gas energy equation, the radiative transfer equation is solved numerically by the discrete ordinate method. Results are shown as contours of streamlines, isotherms, and distributions of horizontal and vertical components of velocity in the whole cavity of the window and filling gas in different incline angles. The results illustrated that by increasing in incline angle, the rate of flow vortices is decreased. The flow of gas is rotational and the recirculated flow inside the window breaks down to many smaller vortices at a specified inclination angle so it influences the amount of total heat transfer coefficient of the window.

Keywords Inclined Double Pane Window; Natural Convection; Radiation; Discrete Ordinate Method

CITATION LINKS

[1] Modeling and simulation of a simple glass window [2] Heat transfer through a double pane window [3] Determination of optimum air-layer thickness in double-pane windows [4] Conjugate heat transfer analysis of double pane windows [5] Non-gray radiative convective conductive modeling of a double glass window with a cavity filled with a mixture of absorbing gases [6] Comparison between PCM filled glass windows and absorbing gas filled windows [7] Determination of optimum thickness of double-glazed windows for the climatic regions of Turkey [8] Thermal analysis for a double glazing unit with and without a solar control film (SnS-CuxS) for using in hot climates [9] Thermal analysis for a double pane window with a solar control film for using in cold and warm climates [10] Thermal evaluation of a room coupled with a double glazing window with/without a solar control film for Mexico [11] An investigation of flow and conjugate heat transfer in multiple pane windows with respect to gap width, emissivity and gas filling [12] Flow and heat transfer in double, triple and quadruple pane windows [13] Annual thermal evaluation of a double pane window using glazing available in the Mexican market [14] Thermal performance of a room with a double glazing window using glazing available in Mexican market [15] Accurate and reliable U-value assessment of argon-filled double glazed windows: A numerical and experimental investigation [16] Thermal analysis of triple and quadruple windows using partitioning radiant energy veils™ with different physical and optical properties [17] Analysis of fluid flow and heat transfer characteristics in multiple glazing roofs with a special emphasis on the thermal performance [18] Numerical and experimental study on the thermal performance improvement of a triple glazed window by utilizing low-grade exhaust air [19] Radiative heat transfer [20] Numerical heat transfer and fluid flow [21] Combined heat transfer of radiation and natural convection in a square cavity containing participating gases [22] Analysis of combined conduction and radiation heat transfer in presence of participating medium by the development of hybrid method [23] Interaction effects between laminar natural convection and surface radiation in tilted square and shallow enclosures [24] Experimental investigation of natural convection in partitioned enclosures

¹Mechanical Department, Engineering Faculty, Kerman Branch, Islamic Azad University, Kerman, Iran

²Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Shahid Bahonar University, Kerman, Iran

*Correspondence

Address: Address: Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Shahid Bahonar University, Kerman, Iran

Phone: -

Fax: -

ganj110@uk.ac.ir

Article History

Received: July 02, 2018

Accepted: February 07, 2019

ePublished: September 01, 2019

مطالعه عددی پنجره‌های دوجداره شیب‌دار، با در نظر گرفتن انتقال حرارت ترکیبی جابه‌جایی طبیعی گاز، همراه با تابش

الهام طفرلی MSc

گروه مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، واحد کرمان، دانشگاه آزاد اسلامی، کرمان، ایران

سیدعبدالرضا گنجعلیخان نسب PhD*

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران

چکیده

در مطالعه حاضر برای اولین بار، مشخصه‌های جریان لایه گاز و رفتار حرارتی پنجره‌های دوجداره مورب با در نظر گرفتن اثرات تابشی سیال به عنوان یک محیط خاکستری، با توانایی جذب، صدور و پخش تشعشع به صورت عددی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. در سال‌های اخیر نصب پنجره‌های دوجداره به صورت شیب‌دار از حالت عمودی تا افقی به خصوص در معماری جدید زیاد به چشم می‌خورد. هدف اصلی در مطالعه حاضر، تعیین اثر زاویه شیب پنجره بر عملکرد پنجره‌های دوجداره و نرخ انتقال حرارت از طریق این بخش از ساختمان‌ها است. در این راستا، معادلات حاکم شامل پیوستگی، مومنتوم و انرژی توسط روش حجم محدود گسسته شده و با استفاده از الگوریتم سیمپل حل می‌شوند. به منظور محاسبه جمله تشعشع در معادله انرژی، معادله انتقال تشعشع به صورت عددی و با استفاده از روش راستهای مجزا حل شده است. نتایج حاصل به صورت خطوط جریان، خطوط دما ثابت و همچنین توزیع مولفه‌های افقی و عمودی سرعت در داخل کل فضای پنجره، شامل جداره‌های شیشه‌ای و گاز پرکننده، در زوایای شیب مختلف رسم شده است. نتایج نشان‌دهنده کاهش شدت جریان در اثر افزایش زاویه شیب است. جریان گاز داخل ضخامت فاصله هوایی چرخشی است، به طوری که با افزایش زاویه شیب تا مقدار معینی گردابه تشکیل شده چندسلولی می‌شود و بدین ترتیب بر مقدار ضریب انتقال حرارت کلی پنجره تأثیرگذار است.

کلیدواژه‌ها: پنجره دوجداره مورب، جابه‌جایی آزاد، تشعشع، روش راستهای مجزا

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۴/۱۱

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۱۱/۱۸

*نویسنده مسئول: ganj110@uk.ac.ir

۱- مقدمه

نیاز انسان‌ها به نور طبیعی، تهویه و تامین هوا در ساختمان‌های مسکونی و تجاری، استفاده از پنجره‌هایی با سطح مقطع بزرگ را رواج داده است. اگرچه انتخاب پنجره‌های بزرگ می‌تواند تا حدودی سبب زیبایی ساختمان‌ها، تامین آسایش و راحتی انسان‌ها شود؛ اما با توجه به پایین بودن مقاومت حرارتی و هدایت‌پذیری حرارتی بسیار بالای پنجره‌ها نسبت به سایر اجزای ساختمان، نقش بسیار مهمی در اتلاف انرژی کشور دارند. به عنوان مثال در شرایط اقلیمی سرد، حدود ۱۰ تا ۲۵٪ اتلاف انرژی ساختمان‌ها، از طریق پنجره‌ها است [1].

چنانچه می‌دانید، ایران از جمله کشورهایی در جهان است که در زمینه منابع نفتی غنی است. اما با توجه به افزایش رشد مصرف داخلی، افزایش روزافزون قیمت حامل‌های انرژی در جهان و نگرانی‌های زیست‌محیطی در مورد افزایش آلودگی، محققان به دنبال یافتن راهی به منظور بهبود بازده انرژی به خصوص در بخش مسکونی، به دلیل سهم بالای ساختمان‌های مسکونی در مصرف انرژی کشور هستند. علاوه بر این، امروزه پیشرفت علم معماری باعث شده است، انسان‌ها به دنبال طرح‌ها و نماهایی متفاوت از آنچه که در گذشته رواج داشته است، باشند. بنابراین براساس طراحی ساختمان‌ها، ناگزیر به نصب پنجره‌های دوجداره، به صورت مورب می‌شویم. از این رو، بهینه‌سازی ضخامت لایه هوایی بین

جداره‌های شیشه‌ای به ازای زاویه‌های شیب مختلف، بحث و بررسی الگوهای جریان و رفتار حرارتی پنجره‌های دوجداره مورب با تاکید بر اثر زاویه شیب مفید است.

در سال‌های اخیر، محققان با توجه به پیشرفت علم و تکنولوژی اقدامات متفاوتی به منظور کاهش اتلافات حرارتی در ساختمان‌های مسکونی و تجاری، به خصوص در زمینه استفاده از پنجره‌های دوجداره انجام داده‌اند. در این زمینه، در یک مطالعه عددی و با استفاده از روش اختلاف محدود، کریپلا و همکاران [2]، جریان جابه‌جایی در یک پنجره دوجداره را بررسی کردند. بررسی الگوی توزیع جریان و خطوط دما ثابت نشان داد، جریان جابه‌جایی چندسلولی زمانی قابل مشاهده است که نسبت طول به عرض فاصله هوایی و مقادیر اعداد رایلی بالا هستند.

آیدین [3]، انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در یک پنجره دوجداره را به صورت عددی و با استفاده از روش اختلاف محدود بررسی نمود. هدف او محاسبه ضخامت بهینه لایه هوایی بین شیشه‌ها در شرایط اقلیمی مختلف در ترکیه بود. نتیجه حاصل از تحقیق او نشان داد، استفاده از ضخامت بهینه تا حد بسیار زیادی موجب جلوگیری از اتلاف حرارت از طریق پنجره‌ها در ساختمان‌ها می‌شود. در مطالعه عددی دیگر از آیدین [4]، انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد، با در نظر گرفتن اثر انتقال حرارت هدایت شیشه‌ها بررسی شد. او ضخامت بهینه فاصله هوایی پنجره‌های دوجداره را در شرایط آب‌وهوایی مختلف ترکیه محاسبه نمود. همچنین نتایج او نشان داد، میزان اتلافات حرارتی در صورت استفاده از ضخامت بهینه فاصله هوایی و استفاده از گازهایی که ضریب هدایت حرارتی کمتری دارند، بسیار چشم‌گیر است.

اسماعیل و سائیناس [5]، انتقال حرارت جابه‌جایی، هدایت و تشعشع را در یک پنجره دوجداره در حضور مخلوط گازهای جاذب به صورت عددی مورد بحث و بررسی قرار دادند. براساس نتایج آنها که شامل توزیع دما و عملکرد حرارتی مخلوط‌های گازی بود؛ مشاهده شد، دمای داخل ضخامت فاصله هوایی زمانی که مخلوط گازی بسیار جاذب است، بیشتر است. بنابراین استفاده از گازهای بسیار تابشی در این مورد نامناسب گزارش شد. همچنین مشخص شد که افزایش فاصله ضخامت هوایی منجر به کاهش دمای گاز شده اما این کاهش چشم‌گیر نیست.

اسماعیل و همکاران [6]، با استفاده از مدل‌های ریاضی، مقایسه‌ای بین بازده حرارتی پنجره‌های دوجداره، که حاوی گازهای جاذب و همچنین موادی با قابلیت تغییر فاز بودند، را انجام دادند. نتایج بیانگر این موضوع بود که پنجره دوجداره پرشده از گازهای جاذب، کارایی و بازده بیشتری نسبت به حالت دیگر دارد. آریکی و کارابی [7]، مقدار بهینه ضخامت فاصله هوایی پنجره‌های دوجداره را در شرایط اقلیمی متفاوت ترکیه و با در نظر گرفتن ارزش حرارتی چند سوخت مختلف به عنوان منبع انرژی تعیین کردند. براساس مطالعه آنها ضخامت بهینه فاصله هوایی بین ۱۵-۱۲ میلی‌متر، براساس شرایط مرزی و نوع سوخت مورد استفاده به عنوان منبع انرژی، محاسبه و همچنین میزان کاهش اتلافات انرژی حدود ۶۰٪ گزارش شد.

مقایسه آنالیز حرارتی یک پنجره دوجداره با و بدون یک غشا کنترل خورشیدی در شرایط آب‌وهوایی گرم توسط پات و همکاران [8] انجام شد. آنها دریافتند که استفاده از غشا کنترل خورشیدی در جلوگیری از اتلاف انرژی بسیار موثر است. براساس نتایج حاصل از مطالعه آنها ضخامت بهینه بیشتر از ۶ میلی‌متر گزارش شد. کسامان و همکاران [9]، در یک مطالعه عددی، یک پنجره دوجداره

شیشه بود.

کوک^[15]، ضریب عملکرد پنجره‌های دوجداره پر شده با آرگون را به صورت عددی و آزمایشگاهی مورد بررسی و تحلیل قرار داد. در بررسی‌های او مقدار ضریب انتقال حرارتی کلی پنجره در دو حالت آزمایشگاهی و عددی متفاوت گزارش شد. بنابراین او نتیجه گرفت که پل‌های حرارتی و اثرات لبه شیشه‌ها نقش کلیدی در تعیین مقدار واقعی ضریب انتقال حرارت کلی پنجره‌ها ایفا می‌کنند. این اثرات در شرایط آزمایشگاهی قابل مشاهده هستند. بنابراین او پیشنهاد کرد که به منظور محاسبه دقیق ضریب انتقال حرارت کلی پنجره‌های دوجداره در تعیین، تجزیه و تحلیل تقاضای انرژی ساختمان‌ها محاسبات آزمایشگاهی نیز انجام شوند.

در یک مطالعه عددی صدوقی و خرنی^[16] براساس یک مدل جدید عملکرد حرارتی پنجره‌های دوجداره که دیواره‌هایی حاوی مواد تابشی بین دو شیشه قرار گرفته بودند، را بررسی کردند. براساس نتایج آنها، پنجره‌های دوجداره‌ای که یک یا دو لایه داخلی (پنجره سه یا چهارجداره)، با فاصله مناسب و همچنین پوشیده از مواد عایق بودند، مقدار ضریب انتقال حرارت قابل ملاحظه‌ای داشتند. توکل و همکاران^[17] مشخصه‌های جریان و انتقال حرارت هدایت، جابه‌جایی و تشعشع را در یک سقف شیشه‌ای بررسی کردند و ضریب کلی انتقال حرارت و دمای سطح داخلی سقف را تعیین نمودند. براساس نتایج حاصل از مطالعه آنها افزایش تعداد شیشه‌ها یا کاهش قابلیت انتشار سطح باعث بهبود عملکرد سقف می‌شود و بهترین عملکرد حرارتی با ضخامت فاصله هوایی ۹ میلی‌متر گزارش شد. علاوه بر این، براساس نتایج آنها استفاده از یک پنجره چهارجداره باعث کاهش میزان مصرف انرژی در حدود ۷۱٪ می‌شود.

مطالعه دوبعدی عددی و آزمایشگاهی عملکرد حرارتی یک پنجره سه‌جداره با استفاده از هوای خروجی کم‌ارزش توسط ژانگ و همکاران^[18] انجام شد. آنها با استفاده از نتایج آزمایشگاهی، درستی نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی را بررسی نمودند. نتایج آنها نشان داد، استفاده از یک پنجره سه‌جداره و یک پنجره سه‌جداره با استفاده از هوای خروجی کم‌ارزش به ترتیب ۲۵/۳ و ۵۰/۱٪ کاهش در میزان اتلاف حرارت را به همراه دارند.

از آنجایی که در بعضی ساختمان‌ها، به‌ویژه در طراحی معماری جدید، پنجره‌ها به صورت مورب نصب می‌شوند، در مطالعه حاضر سعی شده است که از طریق حل معادلات حاکم، برای اولین بار اثر زاویه شیب در کارکرد پنجره‌های دوجداره مورد مطالعه قرار گیرد. تحلیل جریان سیال و رفتار حرارتی حاکم بر پنجره‌های دوجداره مورب نیازمند تعیین میدان‌های سرعت، دمای سیال و همچنین تعیین توزیع شار تابشی در محیط سیال است. در این راستا، انتقال حرارت تشعشعی و جابه‌جایی آزاد همراه با در نظر گرفتن اثر هدایت شیشه‌ها در یک محیط جذب‌کننده، صادرکننده و پخش‌کننده تشعشع در گستره‌ای از تغییرات عدد رایلی، طیفی از تغییر زاویه شیب صفر تا ۹۰ و همچنین ضخامت فاصله هوایی ۵۰-۶ میلی‌متر به صورت عددی بررسی می‌شود.

۲- بیان مساله

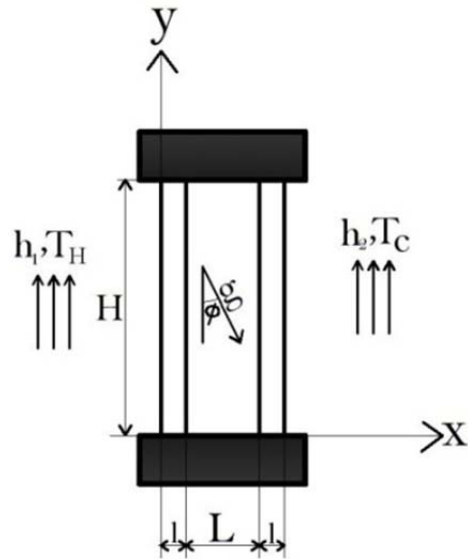
در این مطالعه میدان جریان و انتقال حرارت دوبعدی در یک پنجره دوجداره مورب به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. پنجره‌های دوجداره یک نمونه کاربردی از وجود همزمان سه روش انتقال حرارت به شیوه هدایت، جابه‌جایی طبیعی و تشعشعی هستند. شکل ۱ شماتیکی از یک پنجره دوجداره مورب را نشان

را در حضور یک غشا کنترل خورشیدی، در شرایط اقلیمی سرد و گرم مورد بررسی قرار دادند. با مطالعه تغییرات فاصله هوایی بین شیشه‌های پنجره دوجداره و اثرات تابش خورشیدی، برای هر دو شرایط آب و هوایی، ضخامت بهینه بین شیشه‌ها بیشتر از ۶ میلی‌متر گزارش شد. همچنین نتیجه استفاده از غشای کنترل خورشیدی در شرایط اقلیمی گرم، بسیار اثربخش بود. در مطالعه‌ای دیگر/کسامان و همکاران^[10] ارزیابی حرارتی یک اتاق با یک پنجره دوجداره را در حضور و عدم حضور غشاهای کنترل خورشیدی در شرایط آب‌وهوایی مختلف در مکزیک به صورت عددی و با استفاده از روش حجم محدود انجام دادند. براساس نتایج آنها استفاده از لایه‌های کنترل خورشیدی در شرایط اقلیمی گرم مناسب است و مقدار ۶۲٪ کاهش اتلاف انرژی را نسبت به پنجره‌های دوجداره معمولی به همراه دارد.

مطالعه عددی توسط آریکی و کان^[11]، انتقال حرارت جابه‌جایی، هدایت، تشعشع و جریان سیال در پنجره‌های چندجداره را با فواصل هوایی متفاوت مورد بررسی قرار داد. محاسبات براساس مشخصات مربوط به دو گاز هوا و آرگون انجام شد. بررسی‌ها نشان داد که ضخامت بهینه فاصله هوایی برای همه شرایط حاکم بر مساله مورد مطالعه، برابر با ۱۲ میلی‌متر است. همچنین استفاده از پنجره چهارجداره، همراه با گازی که هدایت‌پذیری و ضریب صدور کمتری دارد، کاهش میزان ضریب کلی انتقال حرارت را نتیجه داد. در مطالعه‌ای دیگر، آریکی و همکاران^[12]، جریان سیال و انتقال حرارت در پنجره‌های دو، سه و چهارجداره را به صورت عددی، در شرایط مختلف بررسی کردند. نتایج نشان‌دهنده کاهش چشمگیر اتلافات حرارتی با افزایش تعداد شیشه‌ها، اختلاف در توزیع دما و ساختار جریان در پنجره‌های دو، سه و چندجداره و همچنین برابری میزان جلوگیری از اتلافات حرارتی در پنجره‌های دوجداره، که به خوبی عایق‌کاری شده بودند، با پنجره‌های چهارجداره بود. علاوه بر این براساس مطالعه آنها به‌زای مقادیر اعداد رایلی بیشتر از ۶۸۰۰، جریان سیال داخل فاصله هوایی، غیردایم می‌شود و میزان اتلاف حرارت افزایش می‌یابد.

امروزه، نه تنها استفاده از پنجره‌های دوجداره در فصل‌های سرد سال با توجه به توانایی آنها در جلوگیری از هدررفت انرژی افزایش یافته است، در فصول گرم سال نیز هم با توجه به مصارف بالای انرژی الکتریکی و قابلیت آنها در جلوگیری از نفوذ گرما به داخل ساختمان‌ها مورد توجه قرار گرفته‌اند. در این راستا ژولیان و همکاران^[13] در یک مطالعه عددی با استفاده از روش حجم محدود، آنالیز حرارتی سالیانه چهار مدل مختلف پنجره دوجداره را با استفاده از داده‌های ساعتی گرم‌ترین و سردترین روز هر ماه ارایه کردند. نتایج نشان دادند که پنجره دوجداره با قابلیت انعکاسی، پنجره دوجداره معمولی و همچنین پنجره دوجداره با شیشه‌هایی که خاصیت بازتابی اندکی دارند نسبت به پنجره تک شیشه به ترتیب در حدود ۷۲/۶، ۱۲ و ۲۸/۶٪ کاهش مصرف انرژی را به دنبال دارند. بنابراین با توجه به شرایط مکزیک استفاده از پنجره‌های دوجداره با خاصیت انعکاسی بالا با توجه به قیمت، بازگشت سرمایه و توانایی بالای آنها در کاهش مصرف انرژی در فصول گرم سال مناسب‌تر گزارش شدند. آنالیز عملکرد حرارتی یک اتاق با چهار نوع مختلف پنجره دوجداره در مکزیک توسط آگویلار و همکاران^[14] به صورت عددی انجام شد. پنجره‌های دوجداره مورد بررسی شامل شیشه‌های نیمه‌شفاف و یک فاصله هوایی ۱۲ میلی‌متری بودند. نتایج نشان‌دهنده کاهش ۷۳٪ شار حرارتی در پنجره دوجداره با یک شیشه انعکاسی نسبت به پنجره با یک

می‌دهد. فاصله هوایی پنجره به طول L است. ارتفاع پنجره H است که معادل با ۸۰ سانتی‌متر در نظر گرفته شده است. سیستم مختصات دکارتی در نظر گرفته شده، در شکل نشان داده شده است. ضخامت هر شیشه l ، برای هر دو مساوی و برابر با ۶ میلی‌متر فرض شده است.



شکل (۱) شماتیکی از یک پنجره دوجداره مورب

$$\nabla \cdot \vec{q}_r = \sigma_a (4\pi I_b(\vec{r})) - \int_{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}) d\Omega \quad (5)$$

در این معادله $I(\vec{r}, \vec{s})$ شدت تشعشع است؛ که تابعی از بردار مکان $\vec{r}$ و بردار جهت $\vec{s}$ است. $I_b(\vec{r}) = \sigma \left(\frac{T(\vec{r})^4}{\pi} \right)$ شدت تشعشع جسم سیاه و σ_a ضریب جذب محیط واسط است.

$$\begin{aligned} \text{معادله انتقال تشعشع، برای یک محیط خاکستری، جذب‌کننده،} \\ \text{پخش‌کننده و صادرکننده تشعشع را می‌توان بدین صورت نوشت [19]:} \\ (s \cdot \nabla) I(\vec{r}, \vec{s}) = -\beta(\vec{r}) I(\vec{r}, \vec{s}) + \sigma_a(\vec{r}) I_b(\vec{r}) \\ + \frac{\sigma_s(\vec{r})}{4\pi} \int_{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \varphi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (6) \end{aligned}$$

که در آن $\sigma_s = \sigma_a + \sigma_s$ ضریب پخش محیط واسط، $\beta = \sigma_a + \sigma_s$ ضریب استهلاک و $\varphi(\vec{s}, \vec{s}')$ تابع پخش فازی از جهت ورودی $\vec{s}$ با زاویه فضایی $d\Omega$ به جهت خروجی $\vec{s}'$ با زاویه فضایی $d\Omega$ است. در این مطالعه تابع پخش فازی به صورت همگن و برابر با یک در نظر گرفته شده است.

شرط مرزی تشعشعی برای معادله (۶) با فرض جذب و صدور پخش برای دیوارها به صورت معادله (۷) خواهد بود:

$$\begin{aligned} I(\vec{r}, \vec{s}) = \varepsilon_w I_b(\vec{r}_w) \\ + \frac{1 - \varepsilon_w}{\pi} \int_{\vec{n}_w \cdot \vec{s}' < 0} I(\vec{r}_w, \vec{s}') |\vec{n}_w \cdot \vec{s}'| d\Omega' \quad \vec{n}_w \cdot \vec{s} > 0 \quad (7) \end{aligned}$$

در معادله (۷)، ε_w ضریب صدور دیوار و $\vec{n}_w$ بردار یکه عمود بر سطح مرزی هستند. $I(\vec{r}_w, \vec{s})$ شدت انرژی تشعشعی است که سطح مرزی را ترک می‌کند.

یکی از روش‌هایی که برای حل معادله انتقال تشعشع (۶) به کار می‌رود، روش راستاهای مجزا است. در این روش، معادله (۶) با یک مجموعه از n جهت مختلف s_i ، بازنویسی می‌شود. بنابراین با استفاده از این روش انتگرال‌های روی کل زاویه فضایی، با سری‌های عددی جایگزین می‌شوند. در واقع اساس این روش، نمایش مجزا از تغییرات زاویه‌ای شدت تشعشع است [19]. با استفاده از این روش معادله (۶) به صورت معادله (۸) حاصل خواهد شد:

$$\begin{aligned} (s_i \cdot \nabla) I(\vec{r}, s_i) = -\beta I(\vec{r}, s_i) + \sigma_a I_b(\vec{r}) \\ + \frac{\sigma_s}{4\pi} \sum_{j=1}^n w_j I(\vec{r}, s_j) \varphi(s_j, s_i) \quad (8) \end{aligned}$$

$i=1,2,3,\dots,n$

در معادله (۸)، w_i ضرایب وزنی هستند. شرط مرزی تشعشعی متناظر با استفاده از این روش به صورت معادله (۹) بیان می‌شود:

$$\begin{aligned} I(\vec{r}_w, s_i) = \varepsilon_w I_b(\vec{r}_w) \\ + \frac{(1 - \varepsilon)}{\pi} \sum_{\vec{n}_w \cdot \vec{s}_j < 0} w_j I(\vec{r}_w, \vec{s}_j) |\vec{n}_w \cdot \vec{s}_j| \quad \vec{n}_w \cdot \vec{s}_i > 0 \quad (9) \end{aligned}$$

اگر بردار یکه $\vec{s}$ را به صورت معادله (۱۰) در نظر گرفته شود:

$$\vec{s} = \xi \hat{i} + \eta \hat{j} + \mu \hat{k} \quad (10)$$

۲-۱-۲ مدل‌سازی و معادلات حاکم

سیال، غیر قابل تراکم با خواص فیزیکی ثابت، خاکستری و با توانایی جذب، صدور و پخش تشعشع فرض شده است. اثرات نیروی شناوری با استفاده از تقریب بوزینسک در نظر گرفته شده است. معادلات حاکم بر جریان دو بعدی، آرام، دایم، با در نظر گرفتن انتقال حرارت هدایت در شیشه‌ها و صرف نظر از اثرات کار تراکم‌پذیری و اتلاف ویسکوز به صورت زیر هستند:

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

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + g\beta \sin\phi (T - T_c) \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta \cos\phi (T - T_c) \quad (3)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) - \frac{1}{\rho c_p} \nabla \cdot \vec{q}_r \quad (4)$$

در معادلات بالا، u و v به ترتیب سرعت‌های جزیی در راستاهای x و y هستند. ρ چگالی، P فشار، T دما، μ ویسکوزیته دینامیکی، C_p گرمای ویژه، α ضریب هدایت حرارتی و $\vec{q}_r$ بردار شار حرارتی تابشی هستند.

با توجه به اینکه اثرات تشعشعی هوا به عنوان یک گاز خاکستری با قابلیت جذب، صدور و پخش در محاسبات در نظر گرفته شده است، بنابراین بردار شار حرارتی تشعشعی در معادله انرژی ظاهر شده است. در معادله انرژی جمله دیورژانس شار تشعشعی، $\nabla \cdot \vec{q}_r$ ، با حل معادله انتقال تشعشع محاسبه می‌شود و به صورت معادله (۵) قابل بیان است [19]:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(U\theta - \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(V\theta - \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = - \frac{4\tau(1-\omega)RC\theta_1\theta_2}{\theta_2^4} (\theta + \theta_1)^4 + \tau(1-\omega)RC\theta_1\theta_2 \sum w_i I^*(s_i) \quad (19)$$

معادلات حاکم نیازمند شرایط مرزی جهت حل عددی هستند. در سطح مشترک گاز و شیشه براساس پیوستگی شار حرارتی معادله (۲۰) برقرار است:

$$-K_{glass} \frac{\partial T}{\partial x} = -K_{air} \frac{\partial T}{\partial x} + q_r \quad (20)$$

معادله (۲۰) با استفاده از پارامترهای بدون بعد به صورت معادله (۲۱) بیان می‌شود:

$$-K_{glass} \frac{\partial \theta}{\partial X} = -K_{air} \frac{\partial \theta}{\partial X} + RC \cdot \theta_1 \cdot \theta_2 \cdot K_{air} \cdot q_r^* \quad (21)$$

همچنین شرایط مرزی جابه‌جایی در سطح داخلی و خارجی پنجره با دماهای معلوم فضای داخل و خارج لحاظ شده است. دیگر شرایط مرزی به صورت زیر هستند:

$$U = 0, \quad V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0 \quad (22)$$

دیوارهای عمودی:

$$U = 0, \quad V = 0, \quad q^* = \frac{h_1 L}{K_{glass}} (1 - \theta_{outer,1}) \quad (23)$$

$$U = 0, \quad V = 0, \quad q^* = \frac{h_2 L}{K_{glass}} \theta_{outer,2}$$

در معادله (۲۳)، h_1 و h_2 به ترتیب ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی مربوط به سطوح داخلی و خارجی هستند. $\theta_{outer,1}$ و $\theta_{outer,2}$ نیز به ترتیب دماهای سطوح خارجی شیشه داخلی و خارجی هستند.

۳- روش حل عددی

در حل عددی، معادلات (۱۶) تا (۱۹) همراه با شرایط مرزی بیان شده در روابط (۲۰) تا (۲۳) با استفاده از روش حجم محدود روی سیستم مختصات دکارتی گسسته‌سازی شده‌اند. از شبکه جابه‌جاشده برای مجزاسازی کمیت‌های برداری، مانند مولفه‌های میدان سرعت و از شبکه اصلی برای گسسته‌سازی کمیت‌های اسکالر همچون دما و فشار استفاده شده است. الگوریتم سیمپل [20]، به منظور حل همزمان میدان‌های سرعت و فشار مورد استفاده قرار گرفته است. به منظور محاسبه شار تشعشعی در معادله انرژی از روش راستاهای مجزا بهره گرفته شده است.

حل عددی با استفاده از یک روش تکراری تا رسیدن به معیار همگرایی انجام شد. معیار همگرایی بدین گونه فرض شده است که مقدار باقی‌مانده دو تکرار مجاور برای هر متغیر وابسته کمتر از 10^{-3} باشد. نمایی از شبکه محاسباتی در شکل ۲ قابل مشاهده است. برای انجام محاسبات از مش ریزتر در نزدیکی مرزها به دلیل تغییرات شدید در این نواحی و از مش درشت‌تر در سایر نقاط استفاده شده است.

بنابراین نمایش جهت‌های مجزا از معادله انتقال تشعشع (۸) در مختصات دکارتی به صورت رابطه (۱۱) خواهد بود:

$$\xi_i \frac{\partial I_i}{\partial x} + \eta_i \frac{\partial I_i}{\partial y} + \mu_i \frac{\partial I_i}{\partial z} + \beta I_i = \beta S_i \quad (11)$$

S_i بیان کننده جمله منبع است که از رابطه (۱۲) قابل محاسبه می‌باشد:

$$S_i = (1 - \omega) I_b(\vec{r}) + \frac{\omega}{4\pi} \sum_{j=1}^n w_j I(\vec{r}, s_j) \varphi(s_j, S_i) \quad (12)$$

$\omega = \frac{\sigma_s}{\beta}$ و $\vec{s}_i$ جهت مجزای هادی در جهت μ_i و ξ_i و η_i کسینوس‌های هادی در جهت مجزای μ_i و ξ_i و η_i ضریب آلبدو هستند. با توجه به اینکه محاسبات برای حالت دوبعدی انجام می‌شود، بنابراین معادله (۱۱) به صورت رابطه (۱۳) خواهد بود:

$$\xi_i \frac{\partial I_i}{\partial x} + \eta_i \frac{\partial I_i}{\partial y} + \beta I_i = \beta S_i \quad (13)$$

با به کارگیری روش حجم محدود، شدت تشعشع در مراکز حجم کنترل به صورت معادله (۱۴) قابل محاسبه است [19]:

$$I_{pi} = \frac{|\xi_i| A_x I_{xi} + |\eta_i| A_y I_{yi} + \beta \nabla S_{pi}}{\beta \nabla + |\xi_i| A_x + |\eta_i| A_y} \quad (14)$$

در رابطه بالا ∇ حجم المان مورد بررسی است.

برای شرایط مرزی تشعشعی تمامی دیواره‌ها به صورت صادرکننده و منعکس کننده پخش با ضریب صدور ثابت ۰/۸ در نظر گرفته شده‌اند. لازم به ذکر است در مطالعه حاضر از تقریب S_4 استفاده شده است.

۲-۲- فرم بدون بعد معادلات حاکم

به منظور حل عددی معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی، فرم بدون بعد معادلات حاکم با استفاده از پارامترهای بدون بعد (۱۵) به دست آمده‌اند:

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L}, \quad U = \frac{uL}{\alpha}, \quad V = \frac{vL}{\alpha} \\ P = \frac{pL^2}{\rho \alpha^2}, \quad \theta = \frac{T - T_c}{T_H - T_c}, \quad \theta_1 = \frac{T_c}{T_H - T_c}, \quad \theta_2 = \frac{T_H}{T_c} \\ q^* = \frac{q}{\sigma T_H^4}, \quad s^* = \frac{s}{\sigma T_H^4}, \quad I^* = \frac{I}{\sigma T_H^4} \quad (15)$$

$$\tau = \beta \cdot L, \quad (1 - \omega) = \frac{\sigma_a}{\beta}, \quad RC = \frac{\sigma L T_H^3}{K_f}$$

$$Pr = \frac{\theta}{\alpha}, \quad Ra = \frac{g \beta (T_H - T_c) L^3}{\theta \alpha}$$

با استفاده از پارامترهای بدون بعد، فرم بدون بعد معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی چنین است:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(U^2 - Pr \frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(UV - Pr \frac{\partial U}{\partial Y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial X} + Ra \cdot Pr \cdot \theta \cdot \sin \phi \quad (17)$$

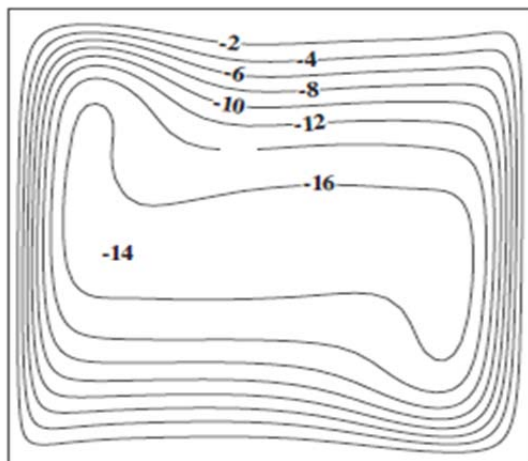
$$\frac{\partial}{\partial X} \left(UV - Pr \frac{\partial V}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(V^2 - Pr \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial Y} + Ra \cdot Pr \cdot \theta \cdot \cos \phi \quad (18)$$

۵- اعتبارسنجی نتایج

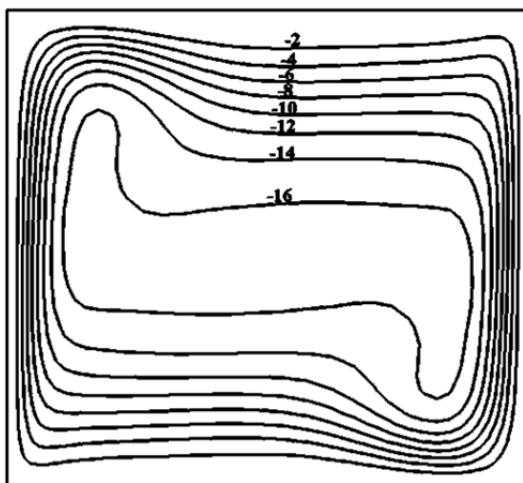
به منظور بررسی صحت و دقت روش عددی به کاررفته، نتایج به دست آمده از کد محاسباتی، با نتایج موجود در مطالعات محققین قبلی در سه حالت جابه جایی آزاد، انتقال تشعشع و انتقال حرارت ترکیبی جابه جایی آزاد و تشعشع در یک محفظه مقایسه شد.

۵-۱ اعتبارسنجی حالت جابه جایی آزاد خالص در یک محفظه مربعی شکل

در مرحله نخست، به منظور معتبرسازی محاسبات مربوط به قسمت انتقال حرارت جابه جایی آزاد، مطالعه حاضر با نتایج حاصل از حل عددی انتقال حرارت جابه جایی آزاد توسط لاری و همکاران [21]، مقایسه شد. هندسه مورد بررسی یک محفظه مربعی با طول L بود. دیواره های افقی عایق و دیواره های عمودی با شرط دما ثابت، 310 کلوین دمای دیواره گرم و 290 کلوین دمای دیواره سرد و با ضریب صدور مساوی یک در نظر گرفته شدند. شکل های ۳ و ۴ به ترتیب مقایسه توزیع جریان و خطوط دما ثابت به ازای عدد ریلی 10^6 ، بین نتایج حاصل از حل عددی حاضر و نتایج حاصل از مطالعه لاری و همکاران [21] است. نتایج حاکی از سازگاری بسیار خوبی، بین نتایج حاصل از مطالعه حاضر و نتایج حاصل از مطالعه لاری و همکاران [21] است.

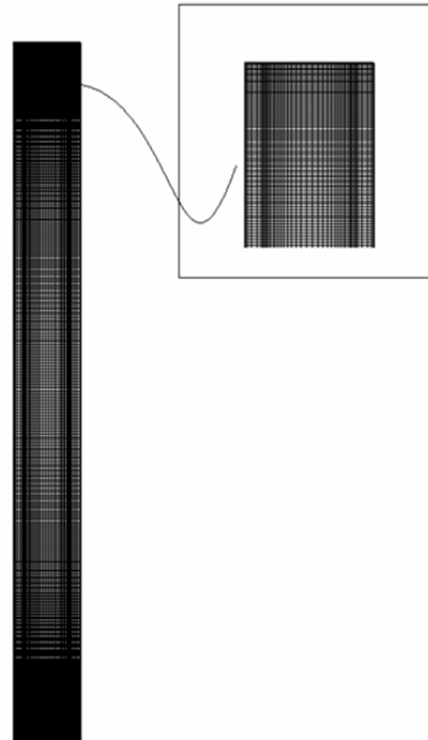


الف) نتایج حاصل از مطالعه عددی لاری و همکاران [21]



ب) مطالعه حاضر

شکل ۳) مقایسه خطوط جریان الف) نتایج حاصل از مطالعه عددی لاری و همکاران [21] ب) مطالعه حاضر



شکل ۲) شماتیکی از شبکه محاسباتی مورد استفاده

۴- بررسی استقلال نتایج از شبکه محاسباتی

به منظور به دست آوردن نتایج عددی دقیق تر، عدم وابستگی حل های به دست آمده در مطالعه حاضر به شبکه محاسباتی، مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور مقدار متوسط عدد ناسلت کل در راستای مرز بین شیشه گرم داخلی و سیال، در سایز شبکه مختلف، به دست آمده و نتایج به صورت جدول ۱ گزارش شده اند. محاسبه متوسط عدد ناسلت کل با استفاده از روابط زیر انجام شده است:

$$Nu_c = \frac{q_c L}{K_f \Delta T} = - \frac{\partial \theta}{\partial X} \quad (24)$$

$$Nu_r = \frac{q_r L}{K_f \Delta T} = RC \theta_1 \theta_2 q_r^* \quad (25)$$

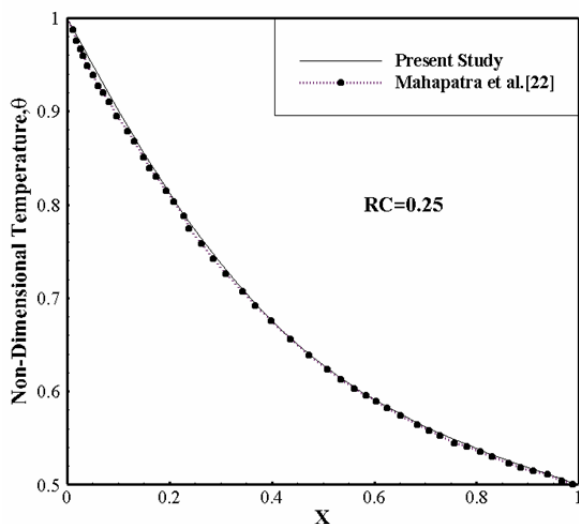
$$Nu_t = Nu_c + Nu_r \quad (26)$$

$$\overline{Nu}_t = \frac{1}{H} \int_0^H Nu_t dy \quad (27)$$

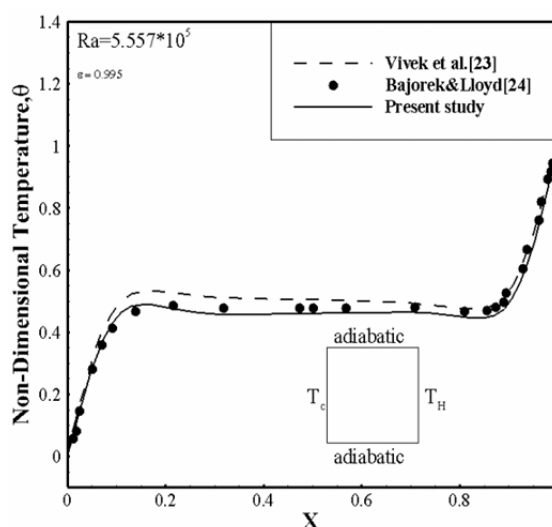
با مقایسه مقادیر متوسط اعداد ناسلت مربوط به دو شبکه 50×700 و 60×800 مشاهده می شود که کمتر از ۱٪ اختلاف در میزان متوسط عدد ناسلت کل وجود دارد. بنابراین به منظور جلوگیری از افزایش زمان انجام محاسبات، شبکه 50×700 به عنوان شبکه بهینه در این حالت انتخاب شده است. لازم به ذکر است که نتایج جدول ۱ به ازای عدد ریلی 5000 ، طول فاصله هوایی 30 میلی متر، پارامتر هدایت-تشنشع برابر با 0.1 ، عمق اپتیکی 0.1 در یک پنجره عمودی با زاویه شیب صفر درجه به دست آمده اند.

جدول ۱) بررسی وابستگی حل عددی به شبکه

سایز شبکه	مقدار متوسط عدد ناسلت کل $\overline{Nu}_t$
20×500	$1/43$
30×600	$1/44$
50×700	$1/47$
60×800	$1/48$



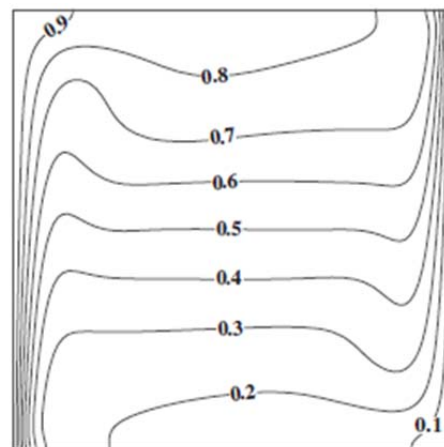
نمودار ۱) مقایسه دمای محاسبه‌شده در وسط محفظه با حل عددی ماهاپاترا و همکاران [22]



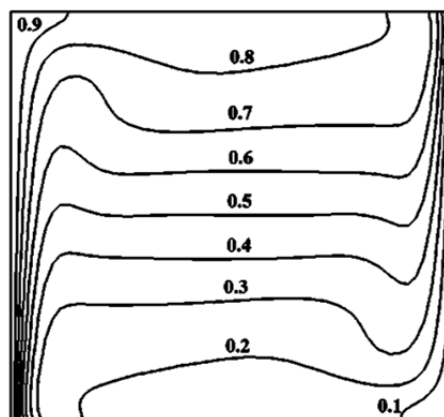
نمودار ۲) مقایسه دمای محاسبه‌شده در وسط محفظه با حل عددی وایوک و همکاران [23] و نتایج آزمایشگاهی باژورک و لویید [24]

۶- یافته‌ها

در کار حاضر سعی بر آن است که جریان و رفتار حرارتی گاز موجود در پنجره‌های دوجداره مورب با در نظر گرفتن اثرات تابشی سیال، شبیه‌سازی شده و به‌طور مشخص، اثر زاویه شیب پنجره بر این مشخصات مورد تجزیه و تحلیل قرار گیرد. در شکل ۵ خطوط جریان و دما ثابت در داخل کل فضای پنجره شامل جداره‌های شیشه‌ای و گاز پرکننده به‌ازای زوایای شیب مختلف، عدد ریلی ۶۵۰۰، طول فاصله هوایی ۳۰ میلی‌متر، پارامتر هدایت-تشنشع برابر با ۰/۱ و عمق اپتیکی ۰/۱ رسم شده است. در پنجره‌های عمودی با زاویه شیب صفر دیده می‌شود که به‌واسطه اثرات نیروی شناوری در محیط گاز و رو به بالا حرکت کردن گاز در ناحیه دما بالا و برعکس آن در ناحیه دما پایین، جریان چرخشی در داخل فضای پنجره به وجود می‌آید. چنانچه خطوط جریان نشان‌دهنده یک جریان گردابه‌ای در مرکز پنجره بوده که به نوبه خود تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر ضریب انتقال حرارت کلی پنجره دارد. خطوط دما ثابت نیز بیانگر چگونگی توزیع دما در داخل پنجره هستند، به‌گونه‌ای که دمای تقریباً



الف) نتایج حاصل از مطالعه عددی لاری و همکاران [21]



ب) مطالعه حاضر

شکل ۴) مقایسه خطوط دما ثابت: الف) نتایج حاصل از مطالعه عددی لاری و همکاران [21] ب) مطالعه حاضر

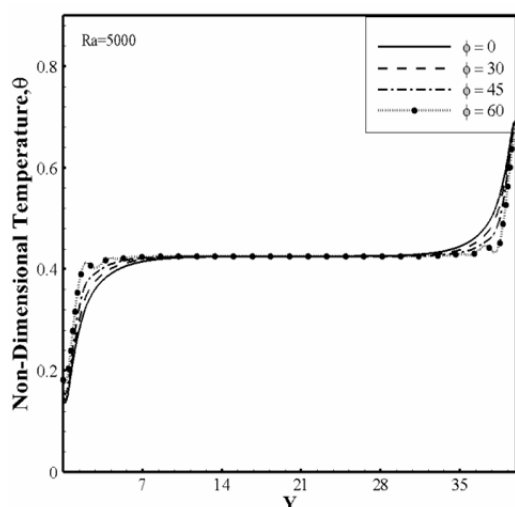
۲-۵- اعتبارسنجی حل معادله انتقال تشنشع با استفاده از روش راستاهای مجزا

برای بررسی درستی محاسبات مربوط به حل معادله انتقال تشنشع با استفاده از روش راستاهای مجزا نتایج مطالعه حاضر با مساله انتقال حرارت مرکب تشنشی و هدایت انجام‌شده توسط ماهاپاترا و همکاران [22]، مقایسه شده است. مساله مورد نظر یک محفظه مربعی با طول L ، با دیواره‌های سیاه و دمای ثابت است. به‌طوری که دمای دیوار سمت چپ از دمای سایر دیوارها بالاتر است. چگونگی تغییرات دما در وسط محفظه در طول محور افقی در نمودار ۱ نشان داده شده است. سازگاری خوبی بین نتایج عددی حاضر و نتایج گزارش شده در مطالعه ماهاپاترا [22] وجود دارد.

۳-۵- اعتبارسنجی حالت جابه‌جایی آزاد و تشنشع

به‌منظور اعتبارسنجی ترکیبی جابه‌جایی آزاد و تشنشع، مقایسه‌ای بین نتایج حل عددی حاضر و مطالعه انجام‌شده توسط وایوک و همکاران [23] و تحقیق آزمایشگاهی باژورک و لویید [24] انجام شد. نتایج برای محفظه مربعی با طول ۶/۳۵ سانتی‌متر و همچنین شرط دما ثابت، ۳۱۲/۱ کلوین دمای دیواره گرم و ۲۹۶/۶ کلوین دمای دیواره سرد و با در نظر گرفتن هوا به‌عنوان سیال عامل گزارش شده‌اند. در نمودار ۲ توزیع دمای گاز در صفحه تقارن محفظه بر حسب X رسم شده است. مطابق نمودار ۲ نتایج نشان‌دهنده سازگاری بسیار خوب بین نتایج حاضر و نتایج روش آزمایشگاهی هستند.

جهت نمایش بیشتر رفتار حرارتی سیستم مورد نظر، توزیع دمای بدون بعد گاز در صفحه تقارن عمودی پنجره بر حسب محور Y به ازای زوایای شیب متفاوت، عدد ریلی ۵۰۰۰، طول فاصله هوایی ۲۰ میلی‌متر، پارامتر هدایت-تثعشع برابر با ۱/۰ و عمق اپتیکی ۰/۱ در نمودار ۳ ترسیم شده است. نتایج نشان‌دهنده این موضوع است که، به ازای هر زاویه شیب ثابت کمترین مقدار دما در نزدیکی سطح عایق زیرین پنجره و بیشترین دما در نزدیکی سطح عایق بالا اتفاق می‌افتد. همچنین در نواحی مرکزی توزیع دمای یکسانی برقرار است. دلیل آن الگوی انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد صورت‌گرفته بر اثر جریان چرخشی در داخل پنجره است. به علاوه این نمودار نشان می‌دهد که با افزایش زاویه شیب، اختلاف دمای بیشینه و کمینه گاز داخل فضای پنجره کاهش یافته و میدان دما یکنواخت‌تر می‌شود.

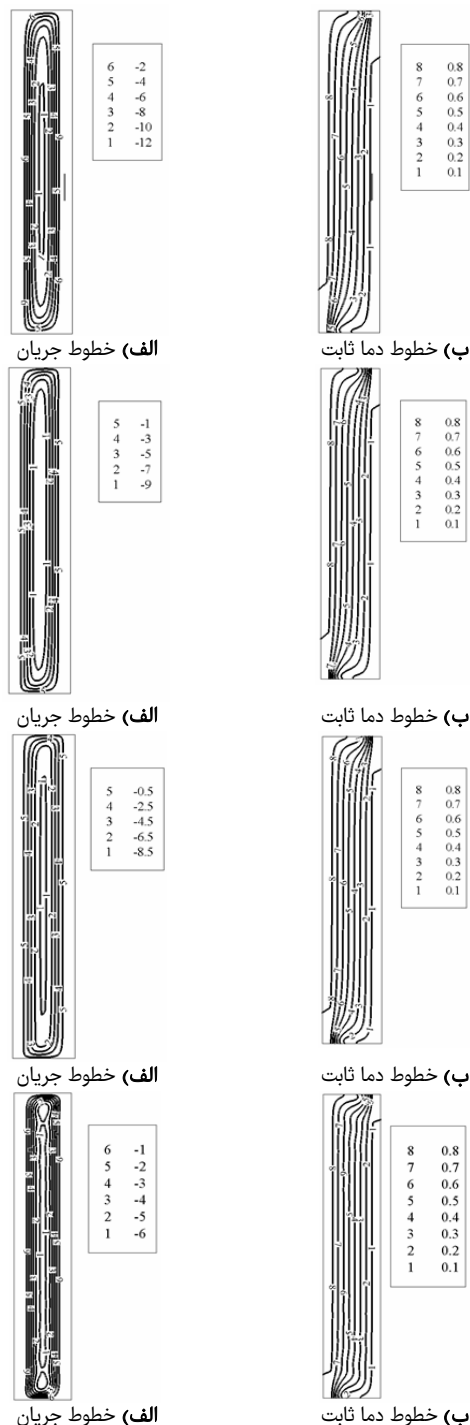


نمودار ۳) توزیع دما در مرکز حفره پنجره دوجداره بر حسب Y

در نمودار ۴ تاثیر زاویه شیب بر مولفه افقی سرعت جریان گاز مورد مطالعه قرار گرفته است. همان‌طور که براساس الگوی جریان گاز داخل پنجره انتظار می‌رفت، نمودار ۴ نشان می‌دهد که به دلیل وجود سلول چرخشی در داخل فضای پنجره بیشترین مقدار مولفه سرعت افقی U در نزدیکی صفر $Y=H$ و $Y=0$ اتفاق می‌افتد و در نواحی مرکزی توزیع یکنواختی برای این پارامتر مشاهده می‌شود. مقایسه منحنی‌های رسم‌شده در نمودار ۴ بیانگر این واقعیت است که مولفه سرعت U با افزایش زاویه شیب روند نزولی دارد. در مورد مولفه عمودی سرعت V ، که در نمودار ۵ مورد مطالعه قرار گرفته است؛ نیز تاثیر شیب به‌گونه‌ای است که در مورد مولفه سرعت افقی U ، قبلاً دیده شده است. بنابراین نتیجه کلی که در این زمینه می‌توان گرفت این است که، بیشترین شدت جریان جابه‌جایی آزاد گاز در داخل پنجره‌های عمودی اتفاق می‌افتد؛ به‌طوری که با افزایش زاویه شیب از شدت جریان کاسته می‌شود. نتایج مربوط به نمودارهای ۴ و ۵ به ازای زوایای شیب مختلف، عدد ریلی ۵۰۰۰، طول فاصله هوایی ۳۰ میلی‌متر، پارامتر هدایت-تثعشع ۱/۰ و عمق اپتیکی ۰/۱ محاسبه شده‌اند.

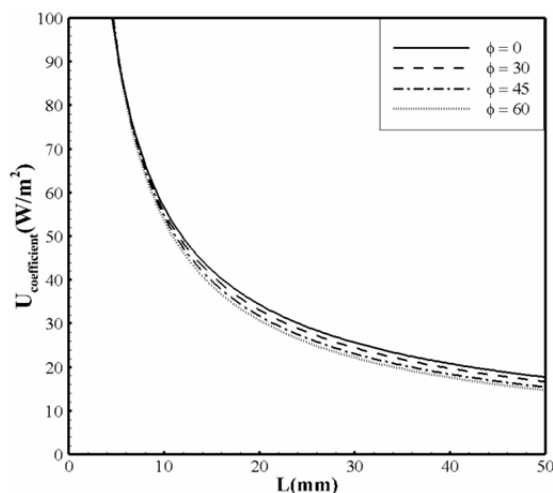
به‌منظور مطالعه توزیع شار حرارتی عبوری از پنجره، در نمودار ۶ تغییرات عدد ناسلت روی جداره داخلی شیشه گرم در راستای ارتفاع و به ازای زوایای شیب مختلف، عدد ریلی ۵۰۰۰، طول فاصله هوایی ۱۵ میلی‌متر، پارامتر هدایت-تثعشع ۱/۰ و عمق اپتیکی ۰/۱ رسم شده است. بیشترین مقدار این پارامتر در پایین پنجره $Y=0$ و

یکسانی بین دوجداره شیشه‌ای برقرار بوده و در عرض جریان جابه‌جایی آزاد داخل فضای پنجره، شیب قابل ملاحظه‌ای در توزیع دما در ضخامت فاصله هوایی دیده می‌شود. مقایسه بین اشکال رسم‌شده در زوایای شیب مختلف بیانگر این واقعیت است که، در محدوده زاویه شیب ۴۵- تغییر قابل ملاحظه‌ای در الگوی جریان دیده نمی‌شود؛ به‌طوری که به ازای زاویه شیب بیشتر از ۴۵ گردهابه تشکیل شده در فضای داخل پنجره به جریان‌های چرخشی کوچک‌تری تقسیم می‌شود. چندسلولی‌شدن جریان گردهابه‌ای به وضوح در شکل رسم شده مربوط به زاویه ۶۰ قابل مشاهده است؛ که به تبع آن شکل خطوط دما ثابت از حالت تخت خارج شده و به‌صورت موج در می‌آیند.



شکل ۵) اثرات تغییر زاویه روی الف) خطوط جریان ب) خطوط دما ثابت

حرارت کمتری از پنجره هدررفته و کارایی پنجره در جلوگیری از اتلاف انرژی بهبود پیدا می‌کند. بدیهی است که یکی از عوامل موثر در شدت انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در گاز داخل پنجره، ضخامت لایه گاز است که بایستی مقدار بهینه‌ای برای این پارامتر براساس شرایط کارکرد پنجره انتخاب شود. در نمودار ۷ سعی شده است که این مطالعه با رسم تغییرات ضریب انتقال حرارت کلی برحسب ضخامت لایه گازی در زوایای شیب مختلف انجام شود. با افزایش ضخامت لایه گاز از ۱۰ میلی‌متر به بعد مقدار ضریب انتقال حرارت کلی کاهش چشم‌گیری داشته است، به‌طوری که از ۵۰ میلی‌متر به بعد شیب تغییرات بسیار کم می‌شود. به‌علاوه نمودار ۷ نشان می‌دهد که زاویه شیب، تاثیر زیادتری بر رفتار حرارتی پنجره‌هایی با ضخامت لایه گاز بیشتر داشته به‌طوری که با زیاد شدن ضخامت لایه گاز و همچنین زاویه شیب، ضریب انتقال حرارت پنجره کاهش می‌یابد.



نمودار ۷) تغییرات ضریب انتقال حرارت کلی برحسب ضخامت فاصله هوایی بین شیشه‌ها

۷- نتیجه‌گیری

هدایت حرارتی در جداره‌های شیشه‌ای و میدان جریان و انتقال حرارت در لایه گاز موجود در پنجره‌های دوجداره مورب با در نظر گرفتن اثرات تابشی سیال به‌عنوان یک محیط خاکستری، با توانایی جذب، صدور و پخش تشعشع به‌صورت عددی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. بدین‌منظور معادلات حاکم به‌صورت عددی حل شده‌اند. هدف اصلی تعیین اثر زاویه شیب پنجره بر عملکرد پنجره‌های دوجداره است. نتایج به‌دست‌آمده از تحقیق را می‌توان به‌صورت زیر خلاصه کرد:

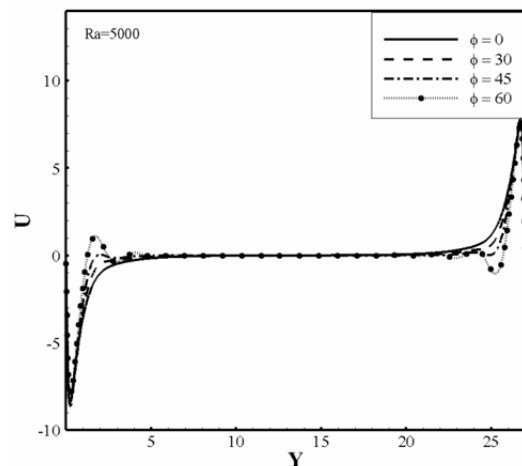
- ۱) ایجاد جریان چرخشی در داخل ضخامت فاصله هوایی پنجره دوجداره
- ۲) کاهش اختلاف بین دمای بیشینه و کمینه گاز داخل فضای پنجره با افزایش زاویه شیب
- ۳) کاهش شدت جریان گاز در داخل فاصله هوایی با افزایش زاویه شیب
- ۴) بیشتر شدن تاثیر زاویه شیب در پنجره‌هایی با ضخامت لایه گازی زیاد

تشکر و قدردانی: موردی توسط نویسندگان بیان نشد.

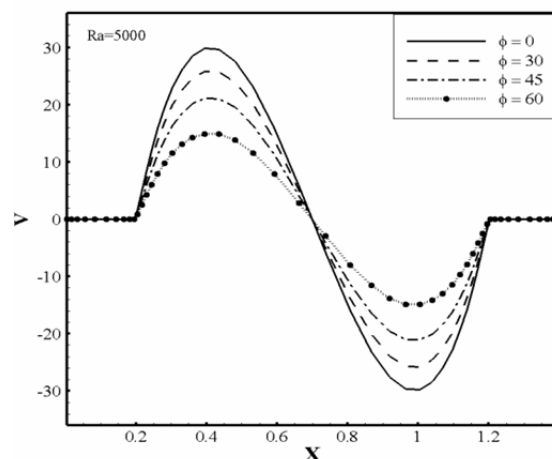
تاییدیه اخلاقی: موردی توسط نویسندگان بیان نشد.

تعارض منافع: موردی توسط نویسندگان بیان نشد.

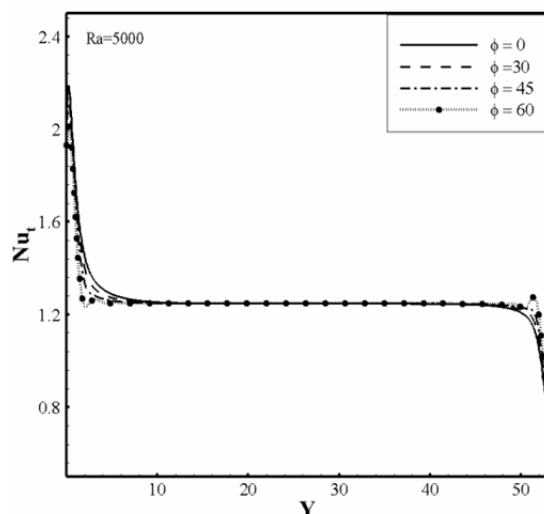
کمترین مقدار در نقطه مقابل، بالای پنجره در $Y=H$ اتفاق می‌افتد و به‌طور قابل توجهی تاثیر پذیر از زاویه شیب نیست.



نمودار ۸) توزیع مولفه افقی سرعت بر حسب Y در مرکز فاصله هوایی پنجره



نمودار ۹) توزیع مولفه عمودی سرعت بر حسب X در مرکز فاصله هوایی پنجره



نمودار ۱۰) توزیع عدد ناسلت کل بر روی دیواره داخلی شیشه گرم برحسب Y

یکی از پارامترهای مهمی که در مورد پنجره‌های دوجداره مطرح است، ضریب انتقال حرارت کلی $U_{coefficient}$ ، این سیستم‌ها است. به‌طوری که هرچه مقدار این پارامتر کمتر باشد میزان انتقال

سهم نویسندگان: الهام طغرلی (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/روشن شناس/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (%۵۰)؛ سیدعبدالرضا گنجعلیخان نسب (نویسنده دوم)، نگارنده مقدمه/روشن شناس/پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (%۵۰)

منابع مالی: موردی توسط نویسندگان بیان نشد.

ω	ضریب آبدو
Ω	زاویه فضایی
زیرنویس‌ها	
<i>air</i>	هوا
<i>b</i>	جسم سیاه
<i>C</i>	سرد
<i>glass</i>	شیشه
<i>H</i>	داغ
<i>P</i>	نقطه مرکزی
<i>r</i>	تشعشعی
<i>w</i>	دیوار

منابع

- 1- Ismail KAR, Henríquez JR. Modeling and simulation of a simple glass window. *Solar Energy Materials and Solar Cells*. 2003;80(3):355-374.
- 2- Korpela SA, Lee Y, Drummond JE. Heat transfer through a double pane window. *Journal of Heat Transfer*. 1982;104(3):539-544.
- 3- Aydın O. Determination of optimum air-layer thickness in double-pane windows. *Energy and Buildings*. 2000;32(3):303-308.
- 4- Aydın O. Conjugate heat transfer analysis of double pane windows. *Building and Environment*. 2006;41(2):109-116.
- 5- Ismail KAR, Salinas S C. Non-gray radiative convective conductive modeling of a double glass window with a cavity filled with a mixture of absorbing gases. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2006;49(17-18):2972-2983.
- 6- Ismail KAR, Salinas CT, Henriquez JR. Comparison between PCM filled glass windows and absorbing gas filled windows. *Energy and Buildings*. 2008;40(5):710-719.
- 7- Arıcı M, Karabay H. Determination of optimum thickness of double-glazed windows for the climatic regions of Turkey. *Energy and Buildings*. 2010;42(10):1773-1778.
- 8- Noh-Pat F, Xamán J, Álvarez G, Chávez Y, Arce J. Thermal analysis for a double glazing unit with and without a solar control film (SnS-Cu₂S) for using in hot climates. *Energy and Buildings*. 2011;43(2-3):704-712.
- 9- Xamán J, Pérez-Nucamendi C, Arce J, Hinojosa J, Álvarez G, Zavala-Guillén I. Thermal analysis for a double pane window with a solar control film for using in cold and warm climates. *Energy and Buildings*. 2014;76:429-439.
- 10- Xamán J, Olazo-Gómez Y, Zavala-Guillén I, Hernández-Pérez I, Aguilar JO, Hinojosa JF. Thermal evaluation of a room coupled with a double glazing window with/without a solar control film for Mexico. *Applied Thermal Engineering*. 2017;110:805-820.
- 11- Arıcı M, Kan M. An investigation of flow and conjugate heat transfer in multiple pane windows with respect to gap width, emissivity and gas filling. *Renewable Energy*. 2015;75:249-256.
- 12- Arıcı M, Karabay H, Kan M. Flow and heat transfer in double, triple and quadruple pane windows. *Energy and Buildings*. 2015;86:394-402.
- 13- González-Julían E, Xamán J, Moraga NO, Chávez Y, Zavala-Guillén I, Simá E. Annual thermal evaluation of a double pane window using glazing available in the Mexican market. *Applied Thermal Engineering*. 2018;143:100-111.
- 14- Aguilar JO, Xamán J, Olazo-Gómez Y, Hernández-López I, Becerra G, Jaramillo OA. Thermal performance of

۸- پی‌نوشت

فهرست علائم

A_x, A_y	مساحت سطوح حجم کنترل عمود بر راستاهای X و Y
C_p	ضریب گرمای ویژه سیال
g	شتاب گرانش
h_2, h_1	ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی داخل و خارج ساختمان
H	ارتفاع پنجره
I	شدت تابش
I^*	شدت تابش بدون بعد
K	ضریب هدایت حرارتی سیال
L	فاصله هوایی
l	ضخامت جداره‌های شیشه‌ای
$\vec{n}_w$	برداری واحد خروجی، عمود بر سطح
Nu_c	عدد ناسلت جابه‌جایی
Nu_r	عدد ناسلت تشعشعی
Nu_t	عدد ناسلت کل
$\overline{Nu}_t$	متوسط عدد ناسلت کل
p	فشار
P	فشار بدون بعد
Pr	عدد پرانتل
q	شار انتقال حرارت
q^*	شار انتقال حرارت بدون بعد
q_c	شار انتقال حرارت جابه‌جایی
q_r	شار انتقال حرارت تشعشعی
Ra	عدد رابلی
RC	پارامتر هدایت- تشعشع
$\vec{r}$	برداری مکان
$\vec{s}$	برداری جهت
S	جمله چشمه
S^*	جمله چشمه بدون بعد
T	دما
$U_{coefficient}$	ضریب انتقال حرارت کلی
v, u	مولفه‌های افقی و عمودی سرعت
V, U	مولفه‌های افقی و عمودی سرعت بدون بعد
w	ضریب وزنی وابسته به هر مسیر
y, x	مختصات دکارتی
Y, X	مختصات دکارتی بدون بعد

علائم یونانی

α	ضریب نفوذ حرارتی
β	ضریب میرایی
ε	ضریب صدور سطوح
θ	دمای بدون بعد
θ_2, θ_1	پارامترهای بدون بعد دمایی
ϑ	ویسکوزیته سینماتیکی
μ	ویسکوزیته دینامیکی
ρ	چگالی
σ	ضریب استفن- بولتزمن
σ_a	ضریب جذب
σ_s	ضریب پخش
τ	ضخامت اپتیکی
φ	تابع پخش فازی
ϕ	زاویه شیب

Academic Press; 2013.

20- Patankar S. Numerical heat transfer and fluid flow. Boca Raton: CRC Press; 1980.

21- Lari K, Baneshi M, Gandjalikhan Nassab SA, Komiya A, Maruyama S. Combined heat transfer of radiation and natural convection in a square cavity containing participating gases. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2011;54(23-24):5087-5099.

22- Mahapatra SK, Dandapat BK, Sarkar A. Analysis of combined conduction and radiation heat transfer in presence of participating medium by the development of hybrid method. *Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer*. 2006;102(2):277-292.

23- Vivek V, Sharma AK, Balaji C. Interaction effects between laminar natural convection and surface radiation in tilted square and shallow enclosures. *International Journal of Thermal Sciences*. 2012;60:70-84.

24- Bajorek SM, Lloyd JR. Experimental investigation of natural convection in partitioned enclosures. *Journal of Heat Transfer*. 1982;104(3):527-532.

a room with a double glazing window using glazing available in Mexican market. *Applied Thermal Engineering*. 2017;119:505-515.

15- Cuce E. Accurate and reliable U-value assessment of argon-filled double glazed windows: A numerical and experimental investigation. *Energy and Buildings*. 2018;171:100-106.

16- Sadooghi P, Kherani NP. Thermal analysis of triple and quadruple windows using partitioning radiant energy veils™ with different physical and optical properties. *Solar Energy*. 2018;174:1163-1168.

17- Tükel M, Mumcuoğlu K, Arıcı M, Karabay H. Analysis of fluid flow and heat transfer characteristics in multiple glazing roofs with a special emphasis on the thermal performance. *Applied Thermal Engineering*. 2019;148:694-703.

18- Zhang C, Gang W, Wang J, Xu X, Du Q. Numerical and experimental study on the thermal performance improvement of a triple glazed window by utilizing low-grade exhaust air. *Energy*. 2019;167:1132-1143.

19- Modest MF. Radiative heat transfer. Cambridge MA: