

Effect of Using Vortex Generator in the Flow Path of Combustion Product in the Chimney of a Natural Gas Wall-Mounted Water Heater on Flow Hydrodynamics and Improving Heat Transfer

Research Article

Seyed Hadi Pourhoseini¹ , Mojtaba Baghban²

DOI: [10.22067/jacsm.2024.85997.1231](https://doi.org/10.22067/jacsm.2024.85997.1231)

Abstract *In this study, the effect of using vortex generators in the form of semicircular plates with different angles and at different longitudinal distances in the chimney of a laboratory furnace with natural gas fuel on the hydrodynamics of the flow and the rate of heat transfer from combustion products has been investigated experimentally and numerically. The investigated parameters were angles for blades and the number of blades. In order to properly simulate the process, the three-dimensional model of the geometry, including the blades producing the vortex and the middle chamber of the chimney, has been prepared in the Gambit software and used in the modeling of the process by the Fluent software. The governing equations for the flow of combustion products entered the chimney and passed over the blades include the equations of conservation of mass, momentum, energy and kinetic energy of turbulence and its dissipation. To model the turbulence, the standard $k-\epsilon$ model is used as one of the simplest yet most accurate and widely used turbulence models in the simulation of turbulent flows. The results show that vortex generators with reducing the speed in the central area of the chimney and increasing the residence time of the combustion products and also by directing the flow towards the boundary layer adjacent to the wall, increases the heat transfer to the chimney. The angle of 55° and the number of blades 7 was the optimum condition that prevents the flow of exhaust gases from returning and the concentration of carbon monoxide was lower than standard level. The results revealed that in optimum case, by changing the gas flow rate in the range of 0.5 to 0.75 m³/hr, the heat transfer to the chimney wall increases by 21% on average.*

Key Words Vortex generator, Combustion products, Heat transfer enhancement, Blade angle, Number of blades.

1- Introduction

Natural gas flame has poor radiation heat transfer characteristics. Therefore, the heat transfer efficiency of the flame is low and the combustion products in the

chimney have high temperatures, and heat recovery from the flow of gases passing through the chimney will prevent heat loss in gas combustion systems. Installation of twisted tapes and vortex generators is the most common method for improving heat transfer in internal flows. Twisted tapes by creating rotation in the flow and the rotational movement of the flow on the surface increase the contact surface and contact time between the fluid and the surface, leading to higher heat transfer.

The low thermal efficiency of gas-burning equipment produced in the country, including wall-mounted gas-burning water heaters, explains the necessity of optimizing this equipment to save on the consumption of natural gas as the cleanest source of fossil fuel. As mentioned, the use of vortex generators is one of the most optimal ways to enhance the heat transfer coefficient and the rate of heat transfer to the wall in internal flows. Considering that in wall-mounted gas water heaters, the resulting combustion products are from the burning of natural gas while passing through the central chimney of the water heater. They exchange heat with the wall of the tank, increasing the temperature of the water inside the tank. Therefore, the use of these vortex-producing vanes in the flow path of the combustion products passing through the chimney can increase the heat transfer coefficient of the combustion products and the heat transfer rate to the wall of the water heater by creating turbulence, reducing the flow speed in the central area of the chimney, and increasing the flow speed in the boundary layer adjacent to the chimney wall. Consequently, in the present research, the effect of using vortex generators as semicircular plates with different angles and at diverse length distances in the chimney of a natural gas wall-mounted water heater on the hydrodynamics of the flow and rate of heat transfer from combustion products is investigated. Moreover, the optimal arrangement for the vortex blades in terms of the number and angle of the blades was obtained by combining the results with the laboratory data.

*Manuscript received: November 28, 2023. Revised, February 20, 2024. Accepted, March 19, 2024.

¹Corresponding author: Associate Professor at Department of Mechanical Engineering, University of Gonabad, Gonabad, Iran.

Email: hadipoorhoseini@gonabad.ac.ir

² Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Gonabad, Gonabad, Iran.

2- Numerical simulation

In order to simulate the effect of using vortex generator in the middle chimney of the water heater, a three-dimensional model, including the vortex vanes and the middle chamber of the water heater chimney was prepared in Gambit software and was used in process modeling by Fluent software. Figure 1 shows the geometry of the problem consisting of the chimney and vortex blades and Table 1 shows the geometric quantities and dimensions of the problem.

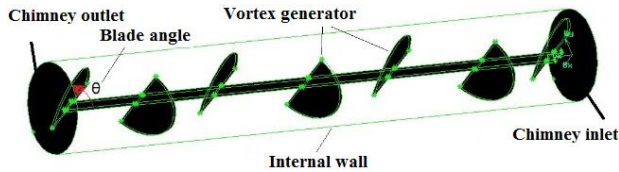


Figure 1. Geometry of chimney and vortex generator

Table 1. Dimensions of chimney and vortex generator

Chimney length	720 mm
Chimney diameter	110 mm
Blades radius	50 mm
Blades number	3-4-7
Blades angle	30°-45°-55°
Blades thickness	3 mm

The boundary conditions used in the simulation include the velocity inlet boundary condition at the entrance of the combustion products to the chimney, the out flow boundary condition at the exit of the chimney, and the wall boundary condition for the fins and the chimney wall. It should be noted that due to the lack of boundary conditions at the exit of the chimney, the out flow boundary condition was used. This boundary should be used more in the simulation of developed flows, and the development of the boundary is acceptable considering the geometry of the problem and the entangled regime of the flow caused by the vortex generator. Moreover, the thermal boundary condition of the type of convection heat transfer on the external wall of the chimney was used and the convection heat transfer coefficient “h” was calculated and replaced from the Churchill and Chu's equation. A standard k-ε model was used to model turbulence. Coupling between pressure and speed was performed with the help of simple algorithm. In addition, the discretization of pressure was performed using the Presto method. The discretization of other equations was done first by the upstream method of the first order, followed by the upstream method of the second order. The following discount coefficients were applied for energy and eddy viscosity of 0.5 and 0.8, respectively. The convergence condition of 10⁻⁴ was considered for all equations except the energy equation. This value is 10⁻⁶ for the energy equation. To ensure the accuracy of the simulation and validation of the results obtained from the modeling, a laboratory sample of the simulated blades was made and installed inside the middle chimney of a gas wall-mounted water heater and the heat transfer flux on the chimney wall in the case of using

vortex generator was determined and compared with the corresponding modeling results.

3- Results

Figure 2 shows the effect of the number and angle of the vortex generator blades on the rate of heat transfer to the chimney wall. As can be seen, an increase in the number of blades augments the rate of heat transfer to the wall. Increasing the angle of the blades also raised the rate of heat transfer to the chimney wall. Furthermore, with the increase in the number of blades, the effect of blade angle on improving the heat transfer rate also increases. The important point is that with a rise in the blades number and the angle of the blades, the amount of pressure drop increases, which augments the possibility of flue gas flow reversal. Consequently, the blade angle of 55 and the blade number of seven are the optimal mode that prevents the reverse flow of exhaust gases.

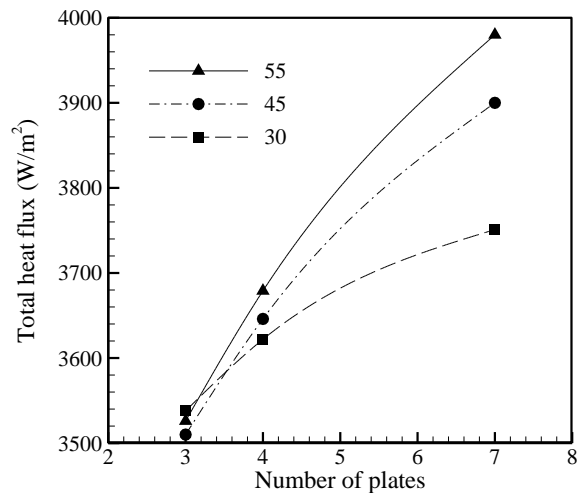


Figure 2. Effect of the number and angle of blades on the rate of heat transfer to the chimney wall

Figure 3 shows the heat flux transferred to the chimney wall with and without the vortex generator and for different gas flow rates. As can be seen, the use of vortex generator in the path of combustion products passing through the chimney increases the heat transfer to the chimney wall by an average of 21%.

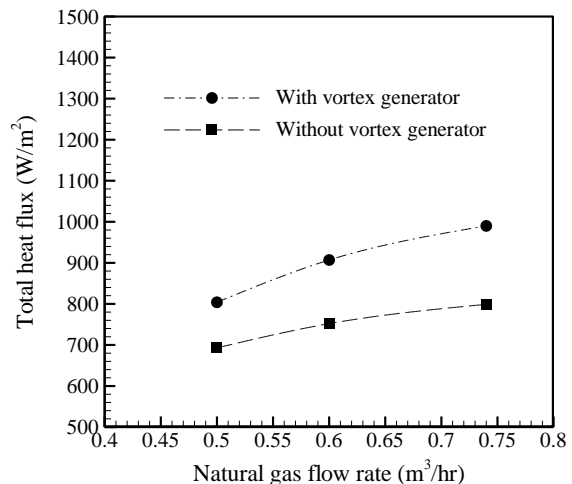


Figure 3. Effect of gas flow rate on the rate of heat transfer to the chimney wall

Figure 4 shows the distribution of the flow speed of combustion products in the chimney using vortex generator. As can be seen, vortex generator reduces speed in the central region of the chimney. Moreover, it disturbs and directs the flow towards the boundary layer adjacent to the chimney wall which increases the flow speed in the vicinity of the wall and consequently raises the convection heat transfer to the chimney wall.

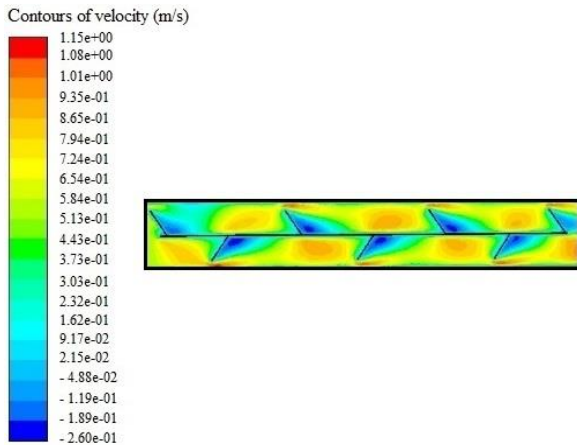


Figure 4. Combustion products flow distribution in the chimney using optimal vortex generator

3- Conclusion

The effect of using vortex generators as semicircular plates with different angles and at diverse longitudinal distances in the chimney of a gas wall-mounted water heater on the hydrodynamics of the flow and the rate of heat transfer from the combustion products to the wall was investigated experimentally and numerically.

1- Placing a vortex generator reduces flow speed in the central region of the chimney and increases the residence time of the combustion products. Furthermore, it disturbs and directs the flow towards the boundary layer adjacent to the chimney wall which increases the flow speed in the vicinity of the wall and consequently raises the convection heat transfer to the chimney wall.

2- In general, with an increase in the number of vortex generator blades, the rate of heat transfer to the wall augments. In addition, increasing the angle of the blades raises the rate of heat transfer to the chimney wall. Furthermore, with a rise in the number of blades, the effect of the angle of the blades on improving the rate of heat transfer increases.

3- By augmenting the number and angle of the blades, the amount of pressure drop and the possibility of the return of the flue gas flow increase. Consequently, the blade angle of 55 and the blade number of seven are the optimal mode that prevents the reverse flow of exhaust gases.



مطالعه اثر استفاده از پره‌های ایجاد کننده اغتشاش در دودکش یک آبگرمکن گازسوز دیواری بر هیدرو دینامیک جریان و بهبود انتقال حرارت*
مقاله پژوهشی

مجتبی باغبان^(۱)

سید هادی پورحسینی^(۱) ID

DOI: 10.22067/jacsm.2024.85997.1231

چکیده در تحقیق حاضر تأثیر استفاده از تولیدکننده‌های گردابه به شکل صفحات نیم‌دایره‌ای با زاویه و فواصل طولی مختلف بر هیدرو دینامیک جریان و آهنگ انتقال حرارت از محصولات احتراق به دیواره دودکش یک آبگرمکن گازسوز دیواری به شیوه آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار گرفته و تأثیر تعداد و زاویه پره‌ها بر آهنگ انتقال حرارت به دیواره تعیین شده است. به منظور شبیه‌سازی مناسب فرایند، مدل سه‌بعدی هندسه شامل پره‌های تولیدکننده گردابه و محفظه میانی دودکش در نرم‌افزار Gambit تهیه و در مدل‌سازی فرایند توسط نرم‌افزار Fluent استفاده شده است. معادلات حاکم بر جریان محصولات احتراق ورودی به دودکش و عبوری از روی پره‌های تولید کننده گردابه شامل معادلات بقای جرم، اندازه حرکت، انرژی و انرژی جنبشی اغتشاش و اتلاف آن است. همچنین برای مدل‌سازی تلاطم (اغتشاش) از مدل $k-\epsilon$ استاندارد به عنوان یکی از ساده‌ترین و در عین حال دقیق‌ترین و پرکاربردترین مدل‌های اغتشاش در شبیه‌سازی جریان‌های مغشوش استفاده شده است. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که قرار دادن پره‌های ایجاد کننده اغتشاش (تولیدکننده گردابه) در دودکش، ضمن کاهش سرعت در ناحیه مرکزی دودکش و افزایش زمان ماند محصولات احتراق، با مغشوش کردن و هدایت جریان به سمت لایه مرزی مجاور دیواره، باعث افزایش انتقال حرارت به دیواره دودکش می‌شود. همچنین آرایش ۷ پره تولیدکننده گردابه با زاویه ۵۵ درجه نسبت به راستای طولی حالت بهینه‌ای است که علاوه بر افزایش آهنگ انتقال حرارت به دیواره برگشت جریان محصولات احتراق نیز رخ نمی‌دهد و غلظت منوکسیدکربن مطابق استاندارد آزمون ایمنی عملکردی آبگرمکن‌های گازی مخزن‌دار کمتر از حد مجاز است. نتایج به دست آمده همچنین نشان می‌دهد که در آرایش پره بهینه، با تغییر دبی گاز در محدوده ۰/۵ تا ۰/۷۵ متر مکعب بر ساعت، انتقال حرارت به دیواره دودکش به طور متوسط ۲۱٪ افزایش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی پره تولیدکننده گردابه، محصولات احتراق، بهبود انتقال حرارت، زاویه پره، تعداد پره‌ها.

مقدمه

تولید آلاینده‌های کمتر در فرایند احتراق) باعث شده تا استفاده از سوخت گاز طبیعی به عنوان پاک‌ترین سوخت فسیلی برای تولید انرژی حرارتی در صنعت و مصارف خانگی رو به گسترش باشد [4]. این درحالی است که بسیاری از این سیستم‌های حرارتی بر پایه سوخت‌های مایع (گازوئیل، مازوت) و جامد (ذغال سنگ) طراحی شده و جایگزین کردن سوخت گاز طبیعی به جای سوخت‌های فسیلی مایع و جامد باعث کاهش شدید راندمان حرارتی این تجهیزات شده است که این موضوع ضرورت پژوهش در مورد روش‌هایی که بهبود راندمان حرارتی و در نتیجه

انرژی حرارتی یکی از مهم‌ترین شکل‌های انرژی است که کاربرد فراوانی در صنعت و مصارف خانگی دارد. علی‌رغم توسعه استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر، تولید انرژی حرارتی به وسیله احتراق سوخت‌های فسیلی مهم‌ترین منبع تولید انرژی حرارتی بوده و محدود بودن و کاهش سریع منابع سوخت‌های فسیلی لزوم بهبود کارایی تجهیزات احتراقی به منظور کاهش مصرف سوخت را ضروری می‌کند [1-3]. وجود منابع عظیم گازی در کشور و سازگاری سوخت گاز طبیعی با محیط زیست (به دلیل

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۲/۹/۳۰ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۲/۱۲/۲۹ می‌باشد.

Email: hadipoorhoseini@gonabad.ac.ir

(۱) نویسنده مسئول، دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، مجتمع آموزش عالی گناباد، گناباد، ایران.

(۲) استادیار، گروه مهندسی مکانیک، مجتمع آموزش عالی گناباد، گناباد، ایران.

فاکتور عملکرد حرارتی می‌شود. ایامسا و پرومونگ [14] اثر استفاده از آرایه‌های متناوب نوارهای پیچ‌خورده به صورت ساعتگرد و پادساعتگرد و با زاویه پیچش‌های مختلف را بر آهنگ انتقال حرارت در یک لوله بررسی و دریافته‌اند که استفاده از این آرایش نواری در مقایسه با نوار پیچ‌خورده معمولی باعث افزایش آهنگ انتقال حرارت می‌شود. آن‌ها همچنین مشاهده کردند که افزایش زاویه پیچش باعث بهبود نرخ انتقال حرارت خواهد شد. پاتیل و ویجایابو [15,16] آزمایش‌هایی را برای درک اثر نسبت پیچش بر بهبود نرخ انتقال حرارت انجام داده و مشاهده کردند که کاهش نسبت پیچش باعث افزایش آهنگ انتقال حرارت می‌شود. آن‌ها همچنین نوارهای پیچ‌خورده با نسبت پیچش افزایشی - کاهش و کاهشی - افزایشی را نیز آزمایش کرده و دریافته‌اند که نوار پیچ‌خورده با نسبت پیچش افزایشی - کاهش بیشترین فاکتور عملکرد حرارتی را دارد. همچنین تحقیقات آن‌ها نشان می‌دهد که نوار پیچ‌خورده ذخیره انرژی را نیز افزایش می‌دهد. سیواشانموگام و همکاران [17,18] اثر استفاده از نوارهای پیچ‌خورده مارپیچی با نسبت پیچش مختلف را بر بهبود نرخ انتقال حرارت در لوله‌های ساده بررسی کردند و بیان داشتند که این نوارها باعث بهبود نرخ انتقال حرارت و افزایش فاکتور عملکرد انتقال حرارت می‌شوند. رحیمی و همکاران [19] تحقیقاتی را بر روی عملکرد حرارتی نوارهای پیچ‌خورده بهبود یافته شامل نوار پیچ‌خورده سوراخ‌دار، بریده شده و دنداندار انجام داده و دریافته‌اند که نوارهای پیچ‌خورده دنداندار به دلیل ایجاد تلاطم بیشتر در جریان در نزدیک دیواره لوله بهترین عملکرد حرارتی را در مقایسه با دیگر نوارها دارند. شبانیان و همکاران [20] به تحلیل بهبود نرخ انتقال حرارت با استفاده از سه نوع المان داخل شونده در لوله با عنوان نوار پیچ‌خورده ساده، نوار پیچ‌خورده دنداندار و المان پروانه‌ای پرداخته و مشاهده نمودند که المان پروانه‌ای در مقایسه با نوار پیچ‌خورده دنداندار و نوار پیچ‌خورده ساده بهترین عملکرد حرارتی را دارد. دشموخ و ودولا [21] استفاده از تولیدکننده گردابه برای افزایش اغتشاش در جریان داخل لوله و افزایش آهنگ انتقال حرارت به دیواره لوله را به جای استفاده از نوار پیچ‌خورده پیشنهاد داده و گزارش نمودند که استفاده از تولیدکننده گردابه باعث افزایش قابل توجه

کاهش مصرف گاز طبیعی در سیستم‌های حرارتی گازسوز را تبیین می‌نماید، مشخص می‌کند. [5-7]. به دلیل خصوصیات انتقال حرارت تابشی ضعیف شعله گاز طبیعی راندمان انتقال حرارتی شعله پایین بوده و محصولات احتراق در دودکش دارای دمای بالایی هستند و بازیابی حرارت از جریان گازهای عبوری از دودکش باعث جلوگیری از اتلاف حرارتی در سیستم‌های احتراقی گاز سوز خواهد شد. استفاده از نوارهای پیچ‌خورده و سطوح تولیدکننده گردابه متداول‌ترین روش‌ها برای بهبود انتقال گرما در جریان‌های داخلی است [8]. نوارهای پیچ‌خورده با ایجاد چرخش در جریان و حرکت چرخشی جریان بر روی سطح باعث افزایش سطح تماس و افزایش زمان تماس سیال و سطح می‌شوند که این عوامل باعث افزایش انتقال حرارت خواهند شد. پارامترهای هندسی نظیر طول، عرض، ضخامت، زاویه و جهت پیچش سطح نسبت به راستای جریان عبوری از روی آن متغیرهایی هستند که تأثیر آن‌ها بر بهبود انتقال حرارت جابه‌جایی در پژوهش‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. ساها و همکاران [9] اثر نسبت پیچش نوار و عرض نوار را بر بهبود انتقال حرارت در یک لوله حلقوی بررسی کرده و دریافته‌اند که کاهش عرض نوار نرخ بهبود انتقال حرارت را کاهش می‌دهد. ایاسما و همکاران [10] نیز در تحقیقات خود دریافته‌اند که کاهش نسبت پیچش باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. در پژوهشی دیگر ایامسا و همکاران [11] اثر نسبت طول را بر بهبود ضریب انتقال حرارت بررسی کردند و دریافته‌اند که نوارهای با نسبت طول کوچک با ثابت نگه داشتن نسبت پیچش در مقایسه با نوارهای با نسبت طول بزرگ باعث افزایش چرخش جریان و بهبود ضریب انتقال حرارت در ناحیه ورودی و ابتدایی لوله می‌شوند و این در حالی است که نوارهای با نسبت طول بزرگ، چرخش جریان در تمام طول لوله را بهبود می‌بخشند. سارادا و همکاران [12] در تحقیق خود مشاهده کردند که عرض نوار پیچ‌خورده به طور مؤثری بر نرخ انتقال حرارت مؤثر است به طوری که افزایش عرض نوار نرخ انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد. اسماعیلزاده و همکاران [13] اثر ضخامت نوار پیچ‌خورده را بر بهبود انتقال حرارت در حضور نانوسیال بررسی و دریافته‌اند که افزایش ضخامت نوار باعث افزایش آهنگ انتقال حرارت و

جمله آبرگرمکن‌های گازسوز دیواری مخزنی لزوم بهینه‌سازی این تجهیزات برای صرفه‌جویی در مصرف گاز طبیعی به عنوان پاکترین منبع سوخت فسیلی را تبیین می‌کند. همان‌طور که اشاره شد استفاده از پره‌های تولیدکننده گردابه یکی از بهینه‌ترین راه‌های افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و آهنگ انتقال حرارت به دیواره در جریان‌های داخلی است و با توجه به اینکه در آبرگرمکن‌های گازسوز دیواری مخزنی محصولات احتراق حاصل از سوختن گاز طبیعی در حین عبور از دودکش میانی آبرگرمکن با دیواره مخزن تبادل حرارت نموده و از این طریق باعث افزایش دمای آب داخل مخزن می‌شوند، بنابراین استفاده از این پره‌های تولیدکننده گردابه در مسیر جریان محصولات احتراق عبوری از دودکش می‌تواند از طریق ایجاد اغتشاش و کاهش سرعت جریان در ناحیه مرکزی دودکش و افزایش سرعت جریان در لایه مرزی مجاور دیواره دودکش باعث افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی محصولات احتراق و افزایش نرخ انتقال حرارت به دیواره آبرگرمکن شود. بر این اساس، در تحقیق حاضر تأثیر استفاده از تولیدکننده‌های گردابه به شکل صفحات نیم‌دایره‌ای با زاویه‌های مختلف و در فواصل طولی مختلف در دودکش یک آبرگرمکن گازسوز دیواری مخزنی بر هیدرودینامیک جریان و آهنگ انتقال حرارت از محصولات احتراق مورد بررسی قرار گرفته و با ترکیب نتایج با داده‌های آزمایشگاهی آرایش بهینه برای پره‌های تولیدکننده گردابه از نظر تعداد و زاویه پره‌ها به دست آمده است.

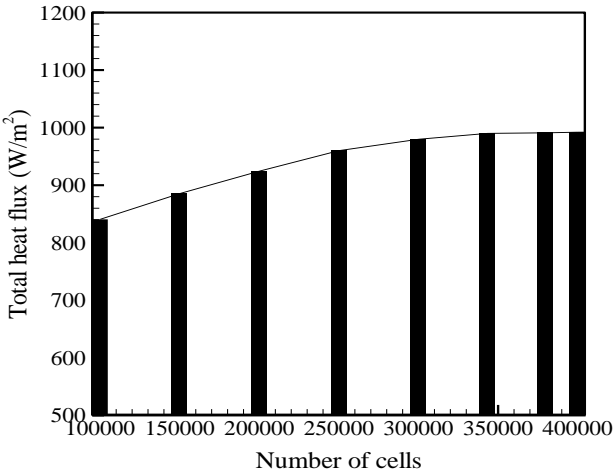
شبیه‌سازی عددی

به منظور شبیه‌سازی تأثیر استفاده از پره‌های تولیدکننده گردابه در دودکش میانی آبرگرمکن، یک مدل سه‌بعدی شامل پره‌های تولیدکننده گردابه و محفظه میانی دودکش آبرگرمکن در نرم‌افزار Gambit تهیه و در مدل‌سازی فرایند توسط نرم‌افزار Fluent استفاده شده است. برای شبکه‌بندی هندسه کوره از شبکه‌بندی نوع (Tet/TGrid) استفاده شده است. شکل (۱) هندسه مسئله متشکل از دودکش و پره‌های تولیدکننده گردابه و جدول (۱) کمیت‌های هندسی و ابعاد مسئله را نشان می‌دهد.

عدد ناسلت و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بر روی دیواره لوله و در نتیجه افزایش آهنگ انتقال حرارت به دیواره لوله می‌شود. یانگ و چن [22] اثر استفاده از صفحات شیاردار (راه راه) به شکل V و با زاویه‌های مختلف را به عنوان تولیدکننده گردابه بر بهبود انتقال حرارت بررسی کرده و دریافتند که با افزایش زاویه صفحه (جمع شدن شیارها) نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد. کالیسکان [23] به مقایسه تولیدکننده گردابه به شکل لبه‌های مستطیلی و مثلثی که در امتداد طولی بر روی یک صفحه پانچ شده بودند و تأثیر آن بر بهبود انتقال حرارت در یک کانال مکعب مستطیلی شکل پرداخت. او همچنین اثر زاویه لبه‌های مستطیلی و مثلثی با صفحه را نیز بر بهبود عملکرد حرارتی مورد بررسی قرار داد. نتایج به دست آمده نشان داد که هر دو تولیدکننده گردابه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی جریان عبوری در کانال را به مقدار قابل توجهی افزایش می‌دهند و باعث افزایش نرخ انتقال حرارت به میزان ۲۳ تا ۵۵ درصد می‌شوند. فاکتور عملکرد حرارتی برای تولیدکننده‌های گردابه به شکل لبه‌های مثلثی در زاویه ۴۵ درجه $2/92$ بود و این مقدار برای تولیدکننده‌های گردابه به شکل لبه‌های مستطیلی $2/85$ به دست آمد. اگر چه هر دو تولیدکننده گردابه به دلیل انسداد جریان و ایجاد جریان برگشتی باعث افزایش تلفات (افت فشار) جریان عبوری می‌شوند ولی تولیدکننده‌های گردابه به شکل لبه‌های مستطیلی افت فشار و تلفات بسیار بیشتری را نسبت به تولیدکننده‌های گردابه به شکل لبه مثلثی ایجاد می‌کنند. همچنین با افزایش عدد رینولدز جریان میزان افت فشار افزایش می‌یابد. مین و همکاران [24] با بریدن گوشه‌های تولیدکننده گردابه با لبه مستطیلی به آرایش بهینه‌ای رسیدند که باعث کاهش افت فشار و بهبود انتقال حرارت در مقایسه با تولیدکننده گردابه با لبه مستطیلی می‌شد. اسکولانگ و همکاران [25] تأثیر استفاده از تولیدکننده‌های گردابه به شکل مثلثی از نوع پیشرو و پسرو و با زاویه‌های ۳۰، ۴۵ و ۶۰ درجه را بر بهبود نرخ انتقال حرارت در یک گرمکن خورشیدی بررسی کرده و دریافتند که عملکرد حرارتی پره‌های نوع پیشرو نسبت به پسرو بهتر بوده و همچنین در هر دو حالت زاویه ۴۵ درجه بیشترین فاکتور عملکرد حرارتی را به دست می‌دهد.

بازدهی حرارتی پایین تجهیزات گازسوز تولیدی در کشور از

ابعاد شبکه محاسباتی بر دقت نتایج محاسبات عددی و زمان حل مؤثرند. شکل (۳) داده‌های بررسی استقلال از تعداد مش در فرایند مدل‌سازی مسئله را نشان می‌دهد.



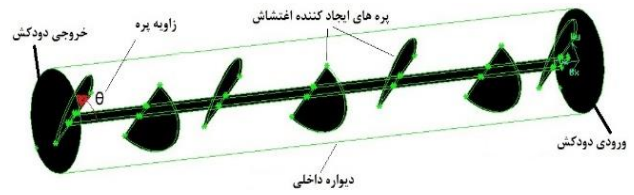
شکل ۳ داده‌های بررسی استقلال از مش (تأثیر تعداد مش بر شار انتقال حرارت به دیواره دودکش)

بر اساس شکل (۳) شبکه‌بندی با تعداد ۳۴۳۲۵۹ سلول برای حل عددی استفاده شده است. شرایط مرزی استفاده شده در شبیه‌سازی شامل شرط مرزی Velocity inlet در ورودی محصولات احتراق به دودکش، شرط مرزی Out flow در خروجی دودکش و شرط مرزی Wall برای پره‌ها و دیواره دودکش است. لازم به ذکر است که به دلیل عدم داشتن شرایط مرزی در خروجی دودکش از شرط مرزی Out flow استفاده شده است. این مرز در شبیه‌سازی جریان‌های توسعه‌یافته بیشتر مورد استفاده قرار گیرد و توسعه یافتگی جریان با توجه به هندسه مسئله و رژیم درهم جریان ناشی از پره‌های تولیدکننده گردابه قابل قبول است. همچنین از شرط مرزی حرارتی از نوع انتقال حرارت جابه‌جایی بر روی دیواره خارجی دودکش استفاده شده و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی h از رابطه چرچیل و چو محاسبه و جایگزین شده است [26].

$$Nu = \left[0.825 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad (1)$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L} \quad (2)$$

که در این رابطه h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی جریان

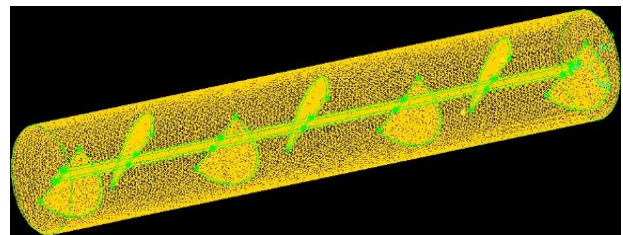


شکل ۱ هندسه مسئله شامل دودکش و پره‌های تولیدکننده گردابه

جدول ۱ کمیت‌های هندسی مسئله

طول دودکش	720 mm
قطر دودکش	110 mm
شعاع پره‌ها	50 mm
تعداد پره‌ها	3-4-7
زاویه پره‌ها	30°-45°-55°
ضخامت پره‌ها	3 mm

شکل (۲) تصویری از شبکه‌بندی هندسه مسئله شامل پره‌های تولیدکننده گردابه به شکل نیم‌دایره را در درون محفظه استوانه‌ای شکل دودکش نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که به منظور بررسی اثر تعداد و زاویه پره‌ها بر آهنگ انتقال حرارت به دیواره دودکش و رسیدن به نرخ انتقال حرارت حداکثری، شبیه‌سازی جریان با پره‌های با زاویه و تعداد مختلف صورت گرفته است. زوایای مورد بررسی برای پره‌ها نسبت به راستای طولی ۳۰، ۴۵ و ۵۵ درجه و تعداد پره‌ها نیز ۳، ۴ و ۷ عدد در نظر گرفته شده و آهنگ انتقال حرارت به دیواره دودکش در هر حالت به دست آمده است. لازم به ذکر است که انتخاب زاویه و تعداد پره‌ها بر اساس زوایای پیشنهاد شده در تحقیقات قبلی [25] و تعداد حداکثر نیز بر اساس عامل افت فشار کل که تعیین‌کننده برگشت یا پس زدن جریان محصولات احتراق است انتخاب شده است.



شکل ۲ پره‌های تولیدکننده گردابه به شکل نیم‌دایره درون دودکش

استفاده شده است. این مدل یکی از ساده‌ترین و در عین حال پرکاربردترین مدل‌های اغتشاش در شبیه‌سازی بسیاری از جریان‌های مغشوش است. مدل $k-\varepsilon$ استاندارد یک مدل دو معادله‌ای نیمه‌تجربی است، که بر پایه معادلات مدل شده برای انرژی جنبشی تلاطم k و اتلاف آن ε بیان شده است. به دلیل دقت و سرعت رضایت‌بخش، مدل‌های دو معادله‌ای بیشتر از سایر مدل‌های جریان متلاطم مورد استفاده قرار می‌گیرند. مدل $k-\varepsilon$ استاندارد برای جریان‌های مغشوش بسیار مناسب بوده و دقت آن مورد تأیید بسیاری از پژوهشگران قرار گرفته است [27]. دقت و سرعت رضایت‌بخش (هزینه محاسباتی کمتر) از یکسو و نیز کاربرد فراوان و تأیید دقت آن در جریان‌های مغشوش سبب شده است تا در این پژوهش نیز از همین مدل استفاده شود. همچنین برای مدل‌سازی رفتار نزدیک دیوار، از روش بهبود یافته استفاده شده است که این روش نیازمند مقدار y^+ کمتر از یک در شبکه نزدیک دیوار است. در فضاهایی که دارای مناطقی با دماهای متفاوت مانند کوره‌ها و محفظه‌های احتراقی که شامل سطوح و گازهای مختلف نشرکننده، پخش‌کننده و جذب‌کننده شارهای حرارتی تابشی می‌باشد؛ نیاز به مدلی است که انتقال حرارت تابشی را با دقت کافی تقریب بزند. مدل‌های تابش، شار حرارت را بین سطوح و گازهای مختلف محاسبه و امکان پیش‌بینی دقیق‌تر توزیع دما و شار انتقال حرارت در نقاط مختلف را فراهم می‌کنند. برای مسائل از نظر نوری نازک، فقط مدل‌های DO و DTRM مناسب می‌باشند [27,28]. در این پژوهش قطر دودکش میانی ۱۱۰ میلی‌متر بوده و بنابراین مسئله از لحاظ نوری نازک است. علاوه بر این فقط مدل‌های P-1 و DO می‌توانند تبادل تابش بین گازهای دی‌اکسیدکربن و بخار آب را در نظر بگیرند. همچنین فقط مدل‌های P-1 و DO می‌توانند پراکندگی و نشر را به خوبی محاسبه کنند. از اجتماع شرایط فوق مدل تابش به کار گرفته شده در این پژوهش مدل تشعشع انتقالی گسسته (DO) انتخاب شده است [29]. کوپلینگ بین فشار و سرعت به کمک الگوریتم سیمپل انجام شده است. همچنین گسسته‌سازی فشار به کمک روش پرستو انجام پذیرفته است. گسسته‌سازی سایر معادلات در ابتدا با استفاده از روش بالادست مرتبه اول و سپس با استفاده از روش بالادست مرتبه دوم انجام شده است. ضرایب زیر تخفیف برای انرژی و لزجت گردابی به ترتیب ۰/۵ و ۰/۸ اعمال شده است. شرط همگرایی 10^{-4} برای همه معادلات به جز

آب روی دیواره داخل آب مکن (دودکش)، $L = 720\text{mm}$ طول دیواره داخلی، و Ra و Pr اعداد رایلی و پرائتل هستند که به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\alpha\nu} \quad (۳)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (۴)$$

در این روابط T_s دمای سطح خارجی مخزن آبگرمکن و مجاور آب درون مخزن، T_∞ دمای متوسط آب مخزن، β و ν ضریب انبساط حرارتی و ویسکوزیته سینماتیکی آب هستند.

همچنین با توجه به ساختار لوله‌ای شکل دودکش میانی آبگرمکن، عدد رینولدز جریان گازهای عبوری از دودکش برای تعیین رژیم جریان به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (۵)$$

در این رابطه چگالی گازهای عبوری از دودکش، V سرعت متوسط جریان، D قطر داخلی داخلی دودکش و μ ویسکوزیته دینامیکی گازهاست.

معادلات حاکم بر جریان محصولات احتراق ورودی به دودکش و عبوری از روی پره‌های تولیدکننده گردابه شامل معادلات بقای جرم، اندازه حرکت، انرژی و جنبشی اغتشاش و اتلاف آن است. فرضیات اصلی حاکم بر معادلات پایدار بودن جریان، جریان تراکم‌ناپذیر و خواص ترموفیزیکی ثابت در نظر گرفته شده است. شکل کلی معادلات بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی برای جریان سیال تراکم‌ناپذیر در حالت پایدار به صورت زیر می‌باشد:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (۶)$$

$$\rho(u \frac{\partial \vec{V}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{V}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{V}}{\partial z}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau} \quad (۷)$$

$$\rho C_p(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z}) = k \nabla^2 T + (\vec{\tau} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} \quad (۸)$$

در این روابط ρ ، C_p و k خواص ترموفیزیکی چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه و ضریب هدایت حرارتی سیال بوده و \vec{V} بردار سرعت جریان سیال است. همچنین $\vec{\tau}$ تانسور تنش برشی است.

برای مدل‌سازی تلاطم (اغتشاش) از مدل $k-\varepsilon$ استاندارد

آب داخل مخزن آبگرمکن برابر است و بنابراین با تقسیم \dot{Q} بر مساحت جانبی دیواره دودکش، شار حرارت ورودی به دیواره دودکش از گازهای عبوری از آن محاسبه گردید. همچنین برای اطمینان از صحت نتایج آزمایش دو بار تکرار و عدم قطعیت آزمایش ناشی از دقت تجهیزات و تکرار آزمایش به دست آمد. برگشت محصولات احتراق (پس زدن) باعث افزایش غلظت منوکسیدکربن در محیط نصب آن می‌شود. بنابراین به این منظور با استفاده از یک دستگاه گاز آنالایزر KIGAS 310 غلظت محصولات احتراق به ویژه منوکسیدکربن که باعث خفگی می‌شود در محیط نصب آبگرمکن اندازه‌گیری شده (این روش، روش استاندارد آزمون ایمنی عملکردی آبگرمکن‌های گازی مخزن‌دار مطابق استاندارد ۱۲۱۹ می‌باشد). با در نظر گرفتن شرایط بیشترین شار انتقال حرارت و عدم تجاوز غلظت منوکسیدکربن در محیط از حد استاندارد ناشی از برگشت یا پس زدن جریان محصولات احتراق به محیط، آرایش ۷ پره تولیدکننده گردابه با زاویه ۵۵ درجه نسبت به راستای طولی حالت بهینه‌ای بود که علاوه بر افزایش آهنگ انتقال حرارت به دیواره، برگشت جریان محصولات احتراق نیز به میزانی بود که غلظت منوکسیدکربن کمتر از حد مجاز بود. شار انتقال حرارت برای آرایش بهینه (آرایش ۷ پره با زاویه ۵۵ درجه) در حالت آزمایشگاهی و مدل‌سازی به ترتیب 18 ± 900 و 950 وات بر متر مربع به دست آمدند که نشان‌دهنده دقت مناسب فرایند مدل‌سازی است.

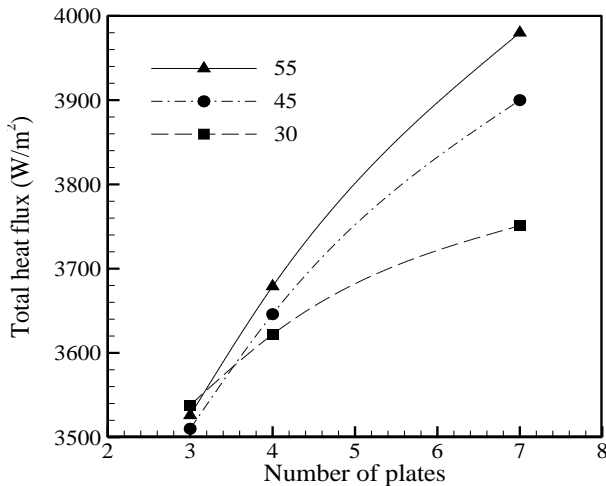
نتایج

شکل (۴) توزیع سرعت جریان محصولات احتراق در دودکش را در حالت بدون استفاده از پره‌های تولیدکننده گردابه و ایجادکننده اغتشاش نشان می‌دهد. با توجه به ساختار لوله‌ای شکل دودکش، عدد رینولدز گذار برای تبدیل جریان از حالت آرام به درهم در محدوده ۲۳۰۰ بوده و با محاسبه عدد رینولدز جریان محصولات احتراق ورودی به دودکش می‌توان دریافت که رژیم جریان از نوع آرام است. همان‌طور که مشاهده می‌شود به دلیل کوچک بودن طول دودکش، جریان توسعه یافته نبوده و با حرکت به سمت خروجی دودکش سرعت جریان گازها در ناحیه مرکزی دودکش و خارج از لایه مرزی ایجاد شده بر روی دیواره دودکش افزایش می‌یابد؛ که با کاهش زمان ماند محصولات احتراق باعث اتلاف انرژی حرارتی خواهد شد. بنابراین انتظار

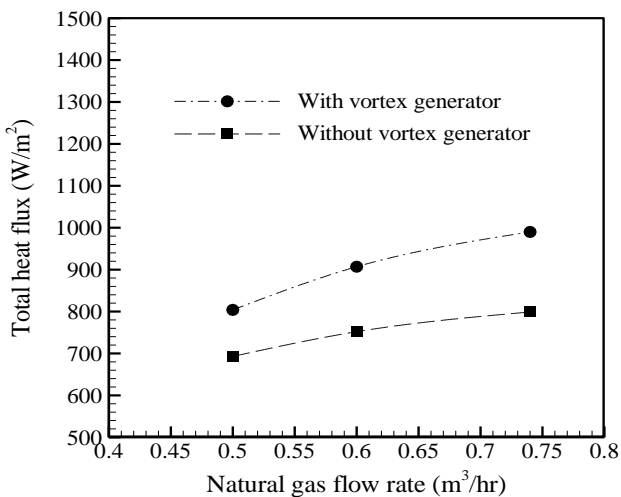
معادله انرژی در نظر گرفته شد. این مقدار برای معادله انرژی 10^{-6} می‌باشد. برای اطمینان از صحت شبیه‌سازی و اعتبارسنجی نتایج به دست آمده از مدل‌سازی، نمونه آزمایشگاهی از پره‌های شبیه‌سازی شده با کمیت‌های هندسی ذکر شده در جدول (۱) ساخته شده و در داخل دودکش میانی یک آبگرمکن گازسوز دیواری مخزنی نصب گردید و شار انتقال حرارت بر روی دیواره دودکش (دیواره مخزن) در حالت استفاده از پره‌های تولیدکننده گردابه تعیین و با نتایج مدل‌سازی متناظر آن مقایسه گردید. به منظور اندازه‌گیری آزمایشگاهی شار انتقال حرارت بر روی دیواره دودکش (دیواره مخزن)، پس از قرار دادن پره‌های تولیدکننده گردابه در دودکش میانی آبگرمکن، آبگرمکن روشن شده و دبی گاز ورودی به آبگرمکن به گونه‌ای تنظیم گردید که دمای محصولات احتراق در بالای برنر و ورودی به دودکش میانی آبگرمکن با دمای شبیه‌سازی برابر شود. این کار با نصب یک ترموکوپل نوع K در بالای برنر و ورودی دودکش میانی آبگرمکن انجام گردید. این ترموکوپل قادر به اندازه‌گیری دماهای کمتر از 1260 درجه سانتی‌گراد بوده و دقت اندازه‌گیری آن $\pm 0.75\%$ دمای اندازه‌گیری شده است. پس از رسیدن به حالت پایدار دمای آب ورودی و خروجی به آبگرمکن اندازه‌گیری شد. برای اندازه‌گیری دمای آب ورودی و خروجی از دو دماسنج جیوه‌ای با محدوده اندازه‌گیری $10-110$ تا 110 درجه سانتی‌گراد و دقت ± 2 درجه سانتی‌گراد استفاده شده است. همچنین دبی جرمی آب نیز با استفاده از یک ظرف مدرج و با روش پیمان‌های تعیین گردید. با توجه به ضخامت کوچک دیواره دودکش، آهنگ انتقال حرارت ورودی به دیواره دودکش از گازهای عبوری از دودکش، در حالت پایدار با آهنگ حرارت منتقل شده از دیواره به جریان آب داخل مخزن آبگرمکن برابر است. با داشتن دبی جرمی و دمای آب ورودی و خروجی می‌توان آهنگ حرارت منتقل شده به جریان آب داخل مخزن آبگرمکن را از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$\dot{Q} = \dot{m}c\Delta T \quad (9)$$

که در این رابطه \dot{Q} آهنگ حرارت منتقل شده به جریان آب، \dot{m} دبی جرمی جریان آب عبوری، ΔT اختلاف دمای آب ورودی و خروجی و c ظرفیت گرمایی ویژه آب است. همان‌طور که بیان شد با توجه به ضخامت کوچک دیواره دودکش، آهنگ انتقال حرارت ورودی به دیواره دودکش از گازهای عبوری از دودکش، در حالت پایدار با آهنگ حرارت منتقل شده از دیواره به جریان



شکل ۵ تأثیر تعداد و زاویه پره‌های تولیدکننده گردابه بر آهنگ انتقال حرارت به دیواره دودکش



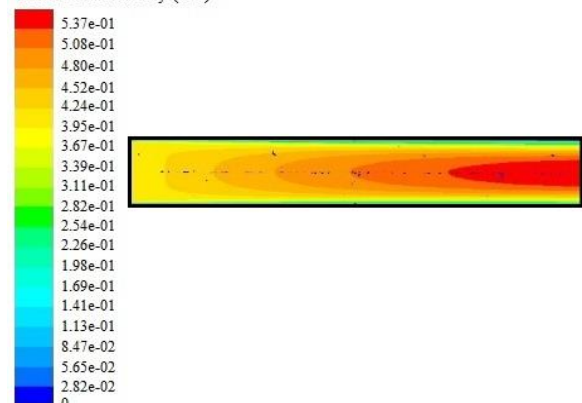
شکل ۶ مقایسه شار انتقال حرارت منتقل شده به دیواره با و بدون استفاده از پره‌های تولیدکننده گردابه و در دبی‌های مختلف گاز ورودی

شکل (۶) شار گرمای منتقل شده به دیواره دودکش را با و بدون استفاده از پره‌های تولیدکننده گردابه و برای دبی‌های مختلف جریان گاز نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود استفاده از پره‌های تولیدکننده گردابه در مسیر محصولات احتراق عبوری از دودکش باعث می‌شود تا انتقال حرارت به دیواره دودکش به طور متوسط ۲۱٪ افزایش یابد. با افزایش دبی حجمی گاز ورودی به محفظه احتراق، دبی حجمی محصولات احتراق و دمای آن‌ها افزایش می‌یابد. به عبارت دیگر افزایش دبی گاز ورودی باعث افزایش انرژی حرارتی حاصل از واکنش احتراق

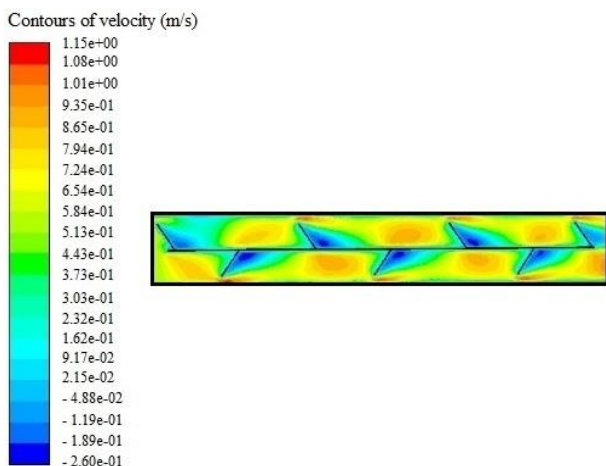
می‌رود که قرار دادن تولیدکننده گردابه ضمن کاهش سرعت در ناحیه مرکزی دودکش و افزایش زمان ماند محصولات احتراق، با مغشوش کردن و هدایت جریان به سمت لایه مرزی مجاور دیواره، باعث افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و در نتیجه افزایش انتقال حرارت به دیواره دودکش شود.

شکل (۵) تأثیر تعداد و زاویه پره‌های تولیدکننده گردابه را بر آهنگ انتقال حرارت به دیواره دودکش نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود به طور کلی با افزایش تعداد پره‌ها، آهنگ انتقال حرارت به دیواره افزایش می‌یابد. افزایش زاویه پره‌ها نیز باعث افزایش آهنگ انتقال حرارت به دیواره دودکش می‌شود. به طوری که در حالت استفاده از پره با زاویه ۵۵ درجه، افزایش تعداد پره‌ها از ۳ به ۷ عدد، آهنگ انتقال حرارت به دیواره را به میزان ۱۳ درصد افزایش می‌دهد. همچنین افزایش زاویه پره از ۳۰ به ۵۵ درجه در آرایش ۷ پره، افزایش انتقال حرارت به دیواره را به میزان ۶/۱ درصد به دنبال دارد. همچنین با افزایش تعداد پره‌ها تأثیر زاویه پره بر بهبود آهنگ انتقال حرارت نیز افزایش می‌یابد. نکته حائز اهمیت این است که با افزایش تعداد پره‌ها و زاویه پره‌ها، میزان افت فشار افزایش یافته که احتمال برگشت جریان گازهای دودکش را تقویت می‌کند و همان طور که قبلاً اشاره شد زاویه ۵۵ و تعداد پره‌های تولیدکننده گردابه با بیشترین تعداد ۷ بهینه‌ترین حالتی است که مانع برگشت جریان گازهای خروجی می‌شود.

Contours of velocity (m/s)



شکل ۴ توزیع سرعت جریان محصولات احتراق در دودکش بدون استفاده از پره‌های تولیدکننده گردابه



شکل ۸ توزیع سرعت جریان محصولات احتراق در دودکش با استفاده از پره‌های تولیدکننده گردابه بهینه

نتیجه‌گیری

تأثیر استفاده از تولیدکننده‌های گردابه به شکل صفحات نیم‌دایره‌ای با زاویه‌های مختلف و در فواصل طولی مختلف در دودکش یک آبگرمکن گازسوز دیواری بر هیدرودینامیک جریان و آهنگ انتقال حرارت از محصولات احتراق به دیواره به شیوه آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار گرفت:

۱. قرار دادن تولیدکننده گردابه ضمن کاهش سرعت در ناحیه مرکزی دودکش و افزایش زمان ماند محصولات احتراق، با مغشوش کردن و هدایت جریان به سمت لایه مرزی مجاور دیواره، باعث افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و در نتیجه افزایش انتقال حرارت به دیواره دودکش می‌شود.

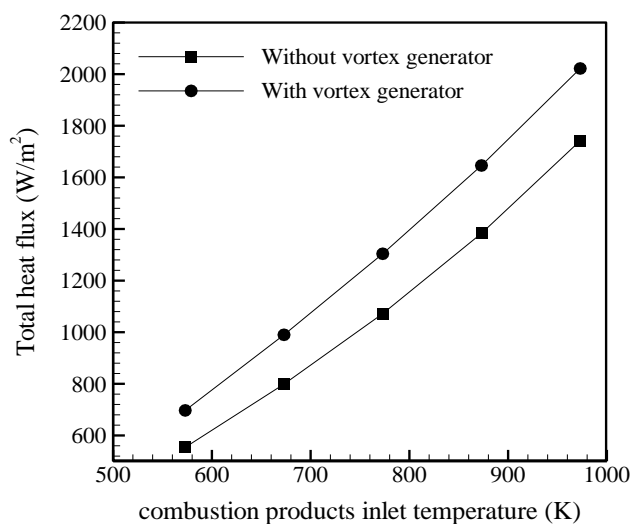
۲. به طور کلی با افزایش تعداد پره‌های تولیدکننده گردابه، آهنگ انتقال حرارت به دیواره افزایش می‌یابد. همچنین افزایش زاویه پره‌های تولیدکننده گردابه نیز باعث افزایش آهنگ انتقال حرارت به دیواره دودکش می‌شود و با افزایش تعداد پره‌ها تأثیر زاویه پره بر بهبود آهنگ انتقال حرارت نیز افزایش می‌یابد.

۳. با افزایش تعداد پره‌ها و زاویه پره‌ها، میزان افت فشار افزایش می‌یابد که احتمال برگشت جریان گازهای دودکش را تقویت می‌کند و بر این اساس زاویه ۵۵ و تعداد پره‌های تولیدکننده گردابه ۷ عدد ماکزیمم حالتی است که مانع برگشت جریان گازهای خروجی می‌شود.

۴. با تغییر دبی گاز در محدوده ۰/۵ تا ۰/۷۵ متر مکعب بر ساعت

شده و سبب افزایش آهنگ انتقال حرارت به دیواره دودکش می‌شود. همچنین با افزایش دبی گاز تأثیر استفاده از پره‌ها بر افزایش انتقال حرارت به دیواره دودکش بیشتر می‌شود.

در شکل (۷) اثر شار گرمای منتقل شده به دیواره داخلی دودکش با و بدون استفاده از پره‌های تولیدکننده گردابه و در دماهای مختلف جریان محصولات احتراق ورودی به دودکش نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می‌شود افزایش دمای محصولات احتراق نیز باعث افزایش انتقال حرارت به دیواره دودکش خواهد شد و استفاده از پره‌های تولیدکننده گردابه افزایش شار انتقال حرارت به دیواره داخلی دودکش در دماهای مختلف را به دنبال دارد.



شکل ۷ مقایسه شار انتقال حرارت منتقل شده به دیواره دودکش در دماهای ورودی مختلف محصولات احتراق با و بدون پره‌های تولیدکننده گردابه

شکل (۸) توزیع سرعت جریان محصولات احتراق در دودکش را در حالت استفاده از پره‌های تولیدکننده گردابه و ایجاد کننده اغتشاش نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود قرار دادن تولیدکننده گردابه ضمن کاهش سرعت در ناحیه مرکزی دودکش با مغشوش کردن و هدایت جریان به سمت لایه مرزی مجاور دیواره دودکش و افزایش سرعت جریان در مجاورت دیواره، باعث افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و در نتیجه افزایش انتقال حرارت به دیواره دودکش مطابق نتایج شکل‌های (۶) و (۷) می‌شود.

k	ضریب هدایت حرارتی	انتقال حرارت به دیواره دودکش به طور متوسط ۲۱٪ افزایش می‌یابد.
τ	تانسور تنش برشی	
SIMPLE	الگوریتم سیمپل	
PRESTO	روش گسسته‌سازی پرستو	واژه‌نامه
\dot{Q}	آهنگ انتقال حرارت	Twisted tape نوارهای پیچ‌خورده
\dot{m}	دبی جرمی	Vortex generator تولیدکننده گردابه
ΔT	اختلاف دما	h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی
		Ra عدد رایلی
		Pr عدد پراتل
		T_s دمای سطح خارجی مخزن آبگرمکن
		T_∞ دمای متوسط آب مخزن
		β ضریب انبساط حرارتی
		v ویسکوزیته سینماتیکی
		ρ چگالی گازهای عبوری از دودکش
		V سرعت متوسط جریان
		D قطر داخلی داخلی دودکش
		C_p ظرفیت گرمایی ویژه

تقدیر و تشکر

نویسندگان مراتب تشکر و قدردانی خود را از واحد پژوهش شرکت گاز استان خراسان رضوی به عنوان حامی مالی این پژوهش، آقای دکتر افشون رئیس محترم واحد پژوهش شرکت گاز استان خراسان رضوی، ناظر محترم طرح آقای مهندس محمدیان و همچنین همکار آزمایشگاهی آقای انتظاری اعلام می‌دارند.

مراجع

- [1] M. Anbarsooz, M. Pasandideh-Fard, N. Shaleh, "Numerical simulation of Toos power plant boiler to improve its thermal efficiency," *Journal of Applied and Computational Science in Mechanics*, vol. 27, no. 1, pp. 117-134, (2016).
- [2] B. W. Bulter, M. K. Denison, B. W. Webb, "Radiation heat transfer in a laboratory scale pulverized coal fired reactor," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 9, pp. 69-79, (1994).
- [3] A. J. Ahmadian Hosseini, S. H. Pourhoseini, M. Moghiman, M. R. Mahpeykar, "Parametric assessment of changing inlet air swirl intensity on flow dynamic behavior, temperature and radiation heat flux of Harwell furnace," *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 47, no. 4, pp. 31-37, (2018).
- [4] M. Moghiman, S. H. Pourhoseini, "Experimental study on the effect of coal particles injection on flame structure, radiation heat transfer, temperature distribution and thermal efficiency in natural gas diffusion flames," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 14, no. 7, pp. 163-168, (2014).
- [5] S. H. Pourhoseini, I. Taghvaei, M. Moghiman, M. Baghban, "Tangential Flue Gas Recirculation (TFGR) technique for enhancement of radiation characteristics and reduction of NOx emission in natural gas burners," *Journal of Natural Gas Science & Engineering*, vol. 94, p. 104130, (2021).
- [6] S. H. Pourhoseini, N. Naghizadeh, "A Comparative study of Thermal, luminous, and infrared radiation characteristics of natural gas flame in the presence of alkali, alkali-earth, and transition metallic solution additive," *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 144, pp. 1-5, (2022).
- [7] S. H. Pourhoseini, "Enhancement of radiation characteristics and reduction of NOx emission in natural gas flame

- through silver-water nanofluid injection,” *ENERGY*, vol. 194, p. 116900, (2020).
- [8] C. Maradiya, J. Vadher, R. Agarwal, “The heat transfer enhancement techniques and their Thermal Performance Factor,” *Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences*, vol. 7, no. 1, pp. 1-21, (2018).
- [9] S. K. Saha, A. Dutta, and S. K. Dhal, “Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, no. 22, pp. 4211-4223, (2001).
- [10] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Promvonge, “Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 33, no. 10, pp. 1225-1233, (2006).
- [11] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, P. Promvonge, “Convective heat transfer in a circular tube with short length twisted tape insert,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36, no. 4, pp. 365-371, (2009).
- [12] S. N. Sarada, A. Sita Rama Raju, K. Kalyani Radha, L. Shyam Sunder, “Enhancement of heat transfer using varying width twisted tape inserts,” *International Journal of Engineering, Science and Technology*, vol. 2, no. 6, pp. 107-118, (2010).
- [13] E. Esmailzadeh, H. Almohammadi, A. Nokhosteen, A. Motezaker, A.N. Omrani, “Study on heat transfer and friction factor characteristics of γ -Al₂O₃/water through circular tube with twisted tape inserts with different thicknesses,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 82, pp. 72-83, (2014).
- [14] S. Eiamsa-ard, P. Promvonge, “Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tape inserts,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 1364-1372, (2010).
- [15] S. V. Patil, P. V. Vijay babu, “Heat transfer and pressure drop studies through a square duct fitted with increasing and decreasing order of twisted tape,” *Heat Transfer Engineering*, vol. 35, no. 14-15, pp. 1380-1387, (2014).
- [16] S. V. Patil, P. V. Vijaybabu, “Heat transfer enhancement through a square duct fitted with twisted tape inserts,” *Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 1803-1811, (2012).
- [17] P. Sivashanmugam, and P. K. Nagarajan, “Studies on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow through a circular tube fitted with right and left helical screw-tape inserts,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 32, no. 1, pp. 192-197, (2007).
- [18] P. Sivashanmugam, S. Suresh, “Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with regularly spaced helical screw-tape inserts,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 1311-1319, (2007).
- [19] M. Rahimi, S. R. Shabaniyan, A. A. Alsairafi, “Experimental and CFD studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube equipped with modified twisted tape inserts,” *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, vol. 48, pp. 762-770, (2009).
- [20] S. R. Shabaniyan, M. Rahimi, M. Shahhosseini, and A.A. Alsairafi, “CFD and experimental studies on heat transfer enhancement in an air cooler equipped with different tube inserts,” *International Communications in Heat and Mass*

- Transfer*, vol. 38, pp. 383-390, (2011).
- [21] P. W. Deshmukh, R. P. Vedula, "Heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with vortex generator inserts," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 79, pp. 551-560, (2014).
- [22] Y. T. Yang, and C. H. Chen, "Numerical simulation of turbulent fluid flow and heat transfer characteristics of heated blocks in the channel with an oscillating cylinder," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 1603-1612, (2008).
- [23] S. Caliskan, "Experimental investigation of heat transfer in a channel with new winglet-type vortex generators," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 78, pp. 604-614, (2014).
- [24] C. Min, C. Qi, X. Kong, J. Dong, "Experimental study of rectangular channel with modified rectangular longitudinal vortex generators," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, no. 15-16, pp. 3023-3029, (2010).
- [25] S. Skullong, P. Promvong, C. Thianpong, and M. Pimsarn, "Thermal performance in solar air heater channel with combined wavy-groove and perforated-delta wing vortex generators," *Applied Thermal Engineering*, vol. 100, pp. 611-620, (2016).
- [26] S. W. Churchill, H. H. S. Chu, "Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate
Lois de correlation en convection naturelle laminaire et turbulente sur une plaque verticale
Korrelationen für laminare und turbulente freie konvektion an einer senkrechten platte," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 18, no. 11, pp. 1323-1329, (1975).
- [27] M. Moghiman, *Numerical heat transfer and fluid flow*. Ferdowsi University of Mashhad Press, (1993).
- [28] M. F. Modest, S. Mazumder, *Radiative Heat Transfer*. Elsevier, (2013).
- [29] T. F. Smith, Z. F. Shen, J. N. Friedman, "Evaluation of coefficients for the weighted sum of gray gases model," *Journal of Heat Transfer*, vol. 104, no. 4, pp. 602-608, (1982).

