Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 54(5) (2022) 245-248
DOI: 10.22060/mej.2019.15922.6230

Numerical Study on the Enhancement of the Thermal Efficiency of a Household Gas Water Heater and Verification with Experimental Results

M. T. Shervani-Tabar*, Sh. Kashani Asl, M. Yari, S. Baheri Eslami

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

ABSTRACT: In this research for the aim of optimizing the gas consumption, increasing the thermal efficiency of a household gas water heater has been investigated numerically. The optimal design and configuration of the baffles in the middle tube of the gas water heater prevents the quick exit of the exhaust gases and consequently increases the retention time of the hot gases inside the middle tube and reduces the wasting of their thermal energy. The combustion process in the gas water heater is a chain process and completing this process occurs along its path in the middle tube. Therefore for obtaining the maximum thermal efficiency, the numerical analysis of the combustion process and designing and configuration of the baffles inside the middle tube have been carried out and conducted simultaneously. The Ansys Fluent computational fluid dynamics code has been employed for the computational simulation of the combustion of the gas, the heat transfer from the contents of the middle tube into the water tank and distribution of the velocity of the exhaust gases along their path inside the middle tube and around the baffles. Computational simulation of the problem under investigation has been carried out by considering different geometries and configurations of the baffles along the path of the exhaust gases. Numerical results show that the mass fraction of the methane gas and the carbon dioxide in the exhaust gases is negligible and consequently all of the methane gas has been consumed. The numerical results have been verified by the experimental results.

Review History:

Received: Mar. 04, 2019
Revised: Sep. 18, 2019
Accepted: Sep. 22, 2019
Available Online: Nov. 07, 2019

Keywords:

Thermal efficiency
Household gas water heater
Middle tube
Simulation
Baffles

1- Introduction

Due to the extensive consumption of gas throughout the country, every attempt for enhancement of the thermal efficiency of the gas water heaters results in a reduction of energy consumption [1]. In small residential units under 60 square meters, due to national building, regular household gas water heater is suggested to be used [3]. Recent researches show that by using baffles in the middle tube of a household gas water heater prevents the quick exit of the exhaust gases and consequently reduces wasting of their thermal energy [2-4]. In the present research effects of different baffles with different size and geometry in the middle tube of a household, gas water heater have been investigated numerically. The numerical results have been verified by the experimental results of the problem under investigation.

2- Methodology

The computational simulation of the processes of combustion and heat transfer in the middles tube of a household gas water heater has been carried out by the method of finite volume. The conservation equations of mass, momentum and energy have been employed as the main governing equations of the numerical simulation of combustion and flow of the exhaust gases in the middle tube of the household gas water heater as follows:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i)=0, \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}+\rho g_i+F_i, \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E)+\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E+p))=\frac{\partial}{\partial x_i}(k_{eff}\frac{\partial T}{\partial x_i}+u_j(\tau_{ij})_{eff}). \tag{3}$$

The stress tensor is defined as

$$\tau_{ij}=\left[\mu_{eff}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right]-\frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{\partial u_l}{\partial x_l}\delta_{ij} \tag{4}$$

*Corresponding author's email: msherv@tabrizu.ac.ir

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

Fig. 1. Distribution of species contours of CH_4, CO, CO_2, H_2O, N_2, and O_2 (%)

The effective viscosity is the sum of the molecular and turbulent viscosity coefficients which is given as

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \,. \tag{5}$$

The effective conduction coefficient is the sum of the conduction and turbulent conduction coefficients and is given as

$$K_{eff} = K + K_t = K + \frac{C_P \mu_t}{\mathrm{Pr}_t} \,. \tag{6}$$

It should be noted that conduction, diffusion of species, and dispersion of viscosity have been considered for balance and conservation of energy in the computational simulation of the problem. It should also be noted that combustion includes releasing of thermal energy due to the conversion of the chemical species to one another.

The model of Eddy-Dissipation has been used in computational simulation of the combustion process. In this model, the reaction rate is controlled by turbulence. Also, the k-ε turbulence model has been employed for the computational simulation of the turbulent flow of the exhaust gas [5].

Table1. Mass fractions of species in the optimized final model

Species	Mass fraction (Percent)
Methane (CH_4)	4.61E-16
Oxygen (O_2)	0.1705
Carbon dioxide (CO_2)	1.87e-12
Carbon monoxide (CO)	0.0337
Water (H_2O)	0.0434
Nitrogen (N_2)	0.7522

3- Results and Discussion

Table 1 presents the mass fraction of different species of the exhaust gas at the downstream of the adjustable warhead and Fig. 1 illustrates the contours of these species.

Numerical results indicate that the mass fractions of the methane gas and the carbon dioxide in the exhaust gas are negligible. This means that all of the methane gas has been consumed. The numerical results have been verified by the experimental results.

4- Conclusions

In this research for obtaining the maximum thermal efficiency of a household gas water heater, both the combustion characteristics and geometry and size of the baffles have been considered simultaneously.

Numerical results show that all of the methane gas has been consumed and the thermal efficiency of the household gas water heater has been increased to 82.5%.

References

[1] .S. Hossein-pour, S. Kashaniasl, Numerical and experimental investigation on the effect of baffles on increasing thermal efficiency of a gas heater, scientific-research and fuel combustion, 2(1) (2010). (in Persian)

[2] M. Aydinalp, V.I. Ugursal, A.S. Fung, Modeling of the space and domestic hot-water heating energy-consumption in the residential sector using neural networks, Applied Energy, 79(2) (2004) 159-178

[3] A. Kakaee, S. Valipour, and M. Saeidi, Modeling the energy consumption of the water heater tank using the method of analysis of the reverse, in the second International Conference on optimization of fuel consumption in buildings. 2002: Tehran.

[4] S. Jaisankar, T. Radhakrishnan, K. Sheeba, Studies on heat transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water heating system with helical twisted tapes, Energy, 34(9) (2009) 1054-1064

[5] Kahrom, M. and M. Anbarsooz, Numerical and experimental study of the effect of the use of boundary-layer thermal stimulation phenomenon on improving the efficiency of the domestic gas infra-red. Journal of numerical methods in engineering, 2012.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

M. T. Shervani-Tabar, Sh. Kashani Asl, M. Yari, S. Baheri Eslami, Numerical Study on the Enhancement of the Thermal Efficiency of a Household Gas Water Heater and Verification with Experimental Results, Amirkabir J. Mech Eng., 54(5) (2022) 245-248.

DOI: 10.22060/mej.2019.15922.6230

This page intentionally left blank

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۴، شماره ۵، سال ۱۴۰۱، صفحات ۱۱۹۹ تا ۱۲۲۰
DOI: 10.22060/mej.2019.15922.6230

بررسی عددی افزایش راندمان حرارتی آبگرمکن مخزن‌دار گازسوز و صحه‌گذاری نتایج آن با نتایج تجربی

محمدتقی شروانی‌تبار*، شهرام کاشانی‌اصل، سیما باهری‌اسلامی، مرتضی یاری

دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، تبریز، ایران .

خلاصه: در راستای بهینه‌سازی مصرف گاز، این تحقیق افزایش راندمان حرارتی آبگرمکن مخزن‌دار گازسوز را به صورت عددی بررسی می‌نماید. قرار دادن موانع مناسب در تنوره، از خروج سریع گازهای احتراقی جلوگیری نموده و با تغییر شکل خطوط و نوع جریان، مانع هدر رفتن انرژی گرمایی می‌گردد. فرآیند احتراق، فرآیندی زنجیره‌ای بوده و کامل شدن آن به تدریج و در طول مسیر تنوره اتفاق می‌افتد، تحلیل عددی احتراق و طراحی موانع جهت بررسی انتقال حرارت در درون تنوره به صورت همزمان انجام گرفت. برای این کار با استفاده از نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی فلوئنت، ضمن شبیه‌سازی احتراق، هندسه‌های مختلف پیشنهادی برای موانع موجود در تنوره بررسی شد و با تحلیل منحنی‌های توزیع دما و سرعت گازهای داغ در تنوره و نیز میزان افزایش انتقال حرارت خالص به مخزن آب، بهترین نوع موانع که سبب افزایش راندمان حرارتی آبگرمکن شد، از نظر هندسه، طراحی و نیز محل قرارگیری بهینه آن‌ها، انتخاب گردید. با بررسی کسر جرمی گونه‌ها، مشاهده شد که مقدار متان خیلی نزدیک به صفر می‌باشد و این بدان معنی است که کل متان تقریباً مصرف شده است. در نهایت، نتایج عددی با نتایج تجربی مقایسه و صحه‌گذاری گردید.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۳۹۷/۱۲/۱۳
بازنگری: ۱۳۹۸/۰۶/۲۷
پذیرش: ۱۳۹۸/۰۶/۳۱
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸/۰۸/۱۶

کلمات کلیدی:
راندمان حرارتی
آبگرمکن مخزن‌دار گازسوز
تنوره
شبیه‌سازی
موانع

۱- مقدمه

به دلیل گستردگی مصرف گاز در سطح کشور، هر گام در راستای بهینه‌سازی وسایل گازسوز، کاهش قابل ملاحظه‌ای در مصرف انرژی در پی داشته و موجب صرفه‌جویی ارزی در سطح کش-ور می‌شود [۱]. طبق مبحث ۱۷ از مقررات ملی ساختمان، نصب وسایل گازسوز پرمصرف مانند آبگرمکن دیواری و پکیج در واحدهای مسکونی با مساحت کمتر از ۶۰ متر مربع، ممنوع است مگر آنکه هوای لازم جهت احتراق، از طریق دریچه دایمی(بشرط امکان تعبیه)که به هوای آزاد راه دارد، تأمین گردد [۲]. لذا در برخی موارد، استفاده از پکیج و آبگرمکن دیواری به دلایل مختلف از جمله مصرف زیاد گاز در آن‌ها، محدودیت در کوچک بودن فضای مورد نظر و خطرات ایمنی این وسایل پرمصرف گازسوز به دلیل استفاده از اکسیژن هوای محل مورد نظر جهت تأمین هوای لازم برای احتراق و نیز به علت محدودیت‌های پایین بودن فشار آب ورودی ساختمان، زمانی که قطر دودکش‌های مورد استفاده ساختمان کمتر از ۱۵ سانتی‌متر باشد و سایر موارد، امکان‌پذیر نبوده و باید از آبگرمکن گازسوز مخزن‌دار استفاده کرد.

کاکایی و همکاران [۳] براساس روش استاندارد تعیین مصرف انرژی، آزمون‌هایی را معرفی و بر اساس آن‌ها، مدلی ترمودینامیکی که هر دو سمت محصولات احتراق و آب را شبیه‌سازی نماید، پیشنهاد نمودند. رحیمی [۴] جهت بهینه‌سازی آبگرمکن‌های گازی، با بررسی افزایش سطح تبادل حرارت، افزایش زمان ماندن محصولات احتراق داخل تنوره و اثرات رسوب آب در آبگرمکن ساخته شده، نشان داد، با افزایش ۲ برابری سطح تبادل حرارت در آبگرمکن، مصرف گاز آن ۲۱ درصد کمتر می‌گردد. آیدینالپ و همکاران [۵] نشان دادند که مدل‌سازی مصرف انرژی آبگرمکن‌های خانگی با روش شبکه عصبی، قادر به مدل‌سازی دقیق مصرف انرژی لوازم خانگی است که دقت پیش‌بینی این روش را با ارائه چند نمونه برای مناطق مسکونی کشور کانادا بررسی نمودند. معینی و خدادادی [۶] ضمن بررسی مدل‌های مختلفی از مقاطع آبگرمکن گازی، با پیشنهاد دو نوع مانع، نتایج بررسی عددی و تجربی را باهم مقایسه و در نهایت مانعی که مصرف سوخت را ۴/۹۵ درصد کاهش می‌دهد، انتخاب نمودند. امینی [۷] با تعبیه تعدادی صفحه دایره‌ای

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: msherv@tabrizu.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

با شعاع‌های مختلف در تنوره آبگرمکن گازسوز مخزن‌دار خانگی، راندمان حرارتی را افزایش داد. محرم‌خانی و همکاران [۸] با مقایسه کمی و کیفی جریان‌های سیال در آبگرمکن مخزن‌دار گازسوز دارای کلاهک تعدیل با حالت آبگرمکن بدون کلاهک تعدیل، نشان دادند میزان حرارتی که از دهانه خروجی سیستم دارای کلاهک به بیرون می‌رود، ۶۲ درصد نسبت به حالت بدون کلاهک بیشتر شده است. بیدآبادی و همکاران [۹] با بررسی عددی و تجربی تأثیر تغییر موارد مؤثر بر عملکرد مشعل بخاری‌های دودکش‌دار ثابت کردند، با افزایش قطر روزنه مشعل[1] و افزایش سرعت ورودی گاز، میزان اکسیژن ورودی مشعل به صورت قابل توجهی افزایش و این امر، تأثیر مستقیمی در اختلاط بهتر و افزایش راندمان دارد. کاشانی و همکاران [۱۰] با مطالعه عددی انتقال حرارت گازهای حاصل از احتراق، تأثیر شکل موانع در راندمان حرارتی بخاری گازی دودکش‌دار را بررسی نمودند. حسین‌پور و کاشانی‌اصل [۱۱ و ۱۲] با تعبیه موانع مناسب درون کوره بخاری گازی و در مسیر جریان گازهای داغ خروجی، از خروج سریع گازهای حاصل از احتراق از طریق دودکش جلوگیری نموده و زمان ماندن گازهای داغ در داخل بخاری را افزایش دادند که به تبع آن بازده حرارتی بخاری گازی را بهبود دادند. بیدآبادی و همکاران [۱۳] در جهت بهینه‌سازی آبگرمکن گازی، موارد مؤثر بر راندمان حرارتی از جمله مشعل، استفاده از عایق پلی‌یورتان بین مخزن و جداره، کاهش سوخت و مواد اولیه و نیز ایجاد رسوب در مخزن را بررسی نمودند. کاشانی و همکاران [۱۴] با قرار دادن شش مانع بهینه طراحی شده در داخل تنوره از خروج سریع گازهای حاصل از احتراق از طریق تنوره جلوگیری نموده و راندمان حرارتی آبگرمکن مخزن‌دار گازسوز را به مقدار ۸۲/۵ درصد ارتقاء دادند. جایسنکار و همکاران [۱۵] نشان دادند که کاهش در عدد ناسلت در کل طول مارپیچ پیچشی سیستم آبگرمکن خورشیدی در حداقل مقدار خود قرار دارد. گل‌نشان و متقی [۱۶] با طراحی مخزنی جدید برای آبگرمکن‌های گازی،گازهای گرم را به جای گذر از لوله میانه، از درون کانال حلقوی عبور داده و ثابت کردند که در جریان مساوی گاز، آبگرمکن با مخزن جدید راندمان بالاتری دارد. کرمی‌نژاد و همکاران [۱۷] با بررسی احتراق آبگرمکن‌های گازسوز خانگی و تأثیر هندسه تنوره بر نرخ انتقال حرارت، راندمان حرارتی آن را شبیه‌سازی عددی نموده و همچنین با تعبیه موانع در مسیر جریان و استفاده از کلاهک تعدیل نشان دادند، تشکیل فوران[2] سیال و گردابه در پشت موانع با شکل‌های مختلف، سبب بالا رفتن ضریب انتقال حرارت شده و زمان ماندن محصولات احتراق داخل تنوره را افزایش می‌دهد.

اکثر تحقیقات گذشته، یا در خصوص آبگرمکن‌های مخزن‌دار الکتریکی بوده و یا یک مورد از روش‌های افزایش راندمان حرارتی را بررسی نموده است. بدیهی است که با بررسی یک روش و کمک گرفتن از یک راهکار، افزایش قابل توجهی در راندمان حرارتی مشاهده نخواهد شد. در این تحقیق، سعی شد با بررسی هندسه‌های مختلف پیشنهادی برای موانع، علاوه بر انتخاب مناسب موانع و محل دقیق قرارگیری آن‌ها تعیین شده و در جریان کامل شدن تدریجی احتراق زنجیره‌ای با کمترین درصد هوای اضافه در داخل تنوره، راندمان احتراق افزایش داده شود. طبق بررسی‌های به عمل آمده، در آبگرمکن‌های گازسوز مخزن‌دار، به دلیل زنجیره‌ای بودن فرآیند احتراق در درون تنوره و تأثیر مستقیم نحوه چینش موانع و شکل آن‌ها، موضوع احتراق به صورت اساسی بررسی و تحلیل نشده که در این تحقیق تا حد امکان تأثیر احتراق در افزایش راندمان حرارتی آبگرمکن بررسی شد. جهت دست‌یابی به حداکثر راندمان، هر دو بحث احتراق و طراحی موانع به صورت همزمان مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت که در نوع خود از تازگی‌های این تحقیق است.

۲- معادلات حاکم برای احتراق و جریان گازهای حاصل از احتراق

- معادله بقای جرم [۱۲]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i)=0 \qquad (۱)$$

- معادلات بقای اندازه حرکت

معادلات بقای اندازه حرکت برای جریان‌های سه بعدی و تراکم‌پذیر به صورت زیر نوشته می‌شود [۱۲]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}+\rho g_i+F_i \qquad (۲)$$

که تانسور تنش در آن به صورت زیر تعریف می‌گردد:

1 -Burner orifice
2 -Jet

$$\tau_{ij} = \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (۳)$$

که در آن:

لزجت مؤثر μ_{ffe} به صورت مجموع لزجت تلاطمی μ_t و لزجت مولکولی سیال μ با رابطه زیرتعریف می‌شود:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (۴)$$

– معادله بقای انرژی

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i}(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_j(\tau_{ij})_{eff}) \quad (۵)$$

که در معادله بقای انرژی:

E به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (۶)$$

و K_{ffe} ضریب هدایت مؤثر، از رابطه زیر محاسبه می‌شود که اندیس t مربوط به اغتشاش می‌باشد:

$$K_{eff} = K + K_t = K + \frac{C_P \mu_t}{\Pr_t} \quad (۷)$$

و لزجت تلاطمی نیز از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۶]:

$$\mu_t = \rho \frac{C_\mu k^2}{\varepsilon} \quad (۸)$$

با توجه به وجود انتقال حرارت در مساله احتراق، معادله انرژی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla.\left(\bar{v}(\rho E + p)\right) = \nabla.(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_i \bar{J}_i + (\bar{\tau}_{eff}.\bar{v})) + S_h \quad (۹)$$

که در آن، $\bar{\tau}_{eff}$ تنش مؤثر، J شار پخش گونه‌های i، Tدما، S_h ترم چشمه انرژی(شامل حرارت واکنش‌های شیمیایی و دیگرعبارت‌های حرارتی حجمی می‌باشد) و h آنتالپی است و سه عبارت اول در سمت راست معادله به ترتیب بیان کننده انتقال انرژی بصورت هدایت، پخش گونه‌ها و پراکندگی لزجت می‌باشند [۶، ۱۸].

۲- ۱- معادلات انتقال گونه‌ها

جریان‌های احتراقی شامل آزاد شدن انرژی حرارتی در اثر تبدیل گونه‌های شیمیایی به یکدیگر می‌باشند.این خصوصیات جریان‌های احتراقی، نیاز به مدل‌سازی احتراق و اضافه نمودن آن‌ها به معادلات ناویراستوکس دارند [۱۹ و ۲۰].

معادلات انتقال گونه‌ها به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla.(\bar{v} \rho Y_i) = -\nabla.\bar{J}_i + R_i \quad (۱۰)$$

که در آن:

R_i نرخ خالص تولید گونه i در واکنش شیمیایی و J شار پخش گونه‌ها می‌باشد. در این تحقیق قانون گازهای کامل به کار گرفته شده و از نیروهای خارجی و اثر آن‌ها صرف نظر می‌شود.

۲- ۲- احتراق گاز طبیعی

فرآیند احتراق عبارت است از اکسایش اجزایی از ترکیب سوخت که قابلیت اکسید شدن دارند و در نتیجه می‌توان آن را به صورت یک معادله شیمیایی بیان کرد [۱۷]. در بین محصولات احتراق، آب یک محصول اجباری احتراق است و هم در سوختن ناقص و هم سوختن کامل متان، همواره ۲

جدول۱ . مقایسه نتایج تجربی برای آبگرمکن اولیه و نهایی بهینه‌سازی شده

Table 1. Comparison of the experimental results for the initial and final optimized water heaters

مدل	اکسیژن (برحسب درصد)	مونواکسیدکربن (برحسبppm)	دی‌اکسیدکربن (برحسب درصد)	هوای اضافی (برحسب درصد)	نسبت هوا به سوخت
آبگرمکن اولیه	۸/۵	۵	۶/۴	۶۸	۱۵/۹۹
آبگرمکن نهایی	۵/۸	۱۸	۸/۵	۳۸	۱۳/۱۳

مول آب در محصولات احتراق تولید می‌شود. در حالی که مونواکسیدکربن و دی‌اکسیدکربن، محصولات اختیاری به حساب می‌آیند. از احتراق ناقص متان، گونه‌های دیگری در محصولات احتراق مشاهده می‌شود که مهم‌ترین آن‌ها مونواکسیدکربن می‌باشد. این نوع گاز در دمای بالا، در صورت وجود اکسیژن کافی به دی‌اکسیدکربن تبدیل‌شود. واکنش تبدیل به دی‌اکسیدکربن حرارت زیادی تولید کرده و سبب افزایش راندمان احتراق می‌شود. نیتروژن به عنوان رقیق کننده‌ای است که دا را کاهش می‌دهد و همیشه همراه اکسیژن در هوای احتراق موجود می‌باشد [۲۱].

در حالت استوکیومتری، سوختن گاز متان با رابطه زیر قابل نمایش می‌باشد:

$$CH_4 + 2(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow CO_2 + 2H_2O + 2\times 3.76N_2 \quad (۱۱)$$

واکنش احتراق در نمونه آبگرمکن نهایی بهینه‌سازی شده به صورت رابطه زیر نوشته می‌شود:

$$CH_4 + 1.38\times 2(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow CO_2 + 2H_2O + 0.76O_2 + 10.37N_2 \quad (۱۲)$$

در این حالت نسبت هوا به سوخت به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$AFR = \frac{A}{F} = \frac{1.38\times 2\times 4.76}{1} = 13.13$$

در جدول ۱، نتایج تجربی برای آبگرمکن اولیه و نهایی بهینه‌سازی شده جهت مقایسه آورده شده است [۱۴].

علت افزایش مقدار گازهای مونواکسیدکربن و دی‌اکسیدکربن در آبگرمکن نهایی، کم شدن مقدار هوای اولیه است. چنانچه هدف کاهش گاز مونواکسیدکربن باشد، با افزایش مقدار هوای اولیه و یا افزایش هوای اضافی این‌کار امکان‌پذیر است ولی مقداری از حرارت صرف گرم کردن این هوا شده و موجب کاهش راندمان حرارتی می‌گردد. بنابراین در حالت بهینه و با توجه به اینکه افزایش بخش کوچکی از مونواکسیدکربن هنوز با مقدار مجاز استاندارد فاصله زیادی دارد، افزایش راندمان حرارت بر افزایش مقدار گاز مونواکسیدکربن تا حدی که هنوز تا مقدار مجاز فاصله زیادی داشت، ترجیح داده شد. در مورد NOx در آبگرمکن مخزن‌دار گازسوز، طبق استاندارد ملی مربوطه به شماره ۱۲۱۹، چنانچه سازنده وسیله گازسوز رده NOx را برای آبگرمکن خود اعلام نموده باشد، این رده‌بندی باید مطابق جدولی که در استاندارد ملی مزبور آمده است، صورت گیرد که طبق بررسی‌های به عمل آمده از آزمایشگاههای سازمان ملی استاندارد، سازندگان وسایل گازسوز رده NOx را اعلام نمی‌کنند. در آبگرمکن تحقیق حاضر نیز این رده توسط سازنده اعلام نشده است. در خصوص آلاینده‌ها، به دلیل محدویتی که از نظر ایمنی و عملکردی وجود دارد، برای مونواکسیدکربن مقدار مجاز در استاندارد ملی مشخص شده است. بنابراین علاوه بر گاز دی‌اکسیدکربن، مقدار گاز مونواکسیدکربن نیز با استفاده از تحلیل‌گر[1] گاز در آزمایشگاه اندازه‌گیری شده است.

1 -Analyser

واکنش احتراق در نمونه اولیه آبگرمگن قبل از انجام بهینه‌سازی به صورت رابطه زیر نوشته می‌شود:

$$CH_4 + 1.68\times 2(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow CO_2 + 2H_2O + 1.36O_2 + 12.63N_2 \quad (۱۳)$$

در این حالت نسبت هوا به سوخت به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$AFR = \frac{A}{F} = \frac{1.68\times 2\times 4.74}{1} = 15.99$$

تعداد شش گونه زیر در واکنش سوختن گاز متان شرکت دارند:

$N_2, CO_2, H_2O, CO, O_2, CH_4$

در این تحقیق بدلیل اهمیت مطالعه CO، ساز و کار[1] دو مرحله‌ای برای احتراق متان در نظر گرفته شده است [۱۷]:

واکنش اول در مرحله اول:

$$CH_4 + 1.5O_2 \longrightarrow CO + 2H_2O \quad (۱۴)$$

واکنش دوم در مرحله دوم:

$$CO + 0.5O_2 \rightarrow CO_2 \quad (۱۵)$$

بر اساس این ساز و کار، در مرحله اول از اکسیداسیون متان، گاز مونواکسیدکربن و بخار آب تشکیل می‌شود. سپس از اکسیداسیون مونواکسیدکربن، گاز دی‌اکسیدکربن تشکیل می‌شود. همانگونه که مشاهده می‌گردد، در واکنش‌های مرحله اول و دوم، درمجموع تعداد ۵ گونه شرکت دارد که به شرح زیر می‌باشد:

$CO, O_2, CH_4, CO_2, H_2O$

1 -Mechanism

۲- ۳- مدل احتراق

مدل‌سازی احتراق در واقع بکارگیری مجموعه‌ای از روابط ریاضی، فیزیکی و تجربی است که با استفاده از آن‌ها می‌توان رفتارها و تغییرات انجام شده در اثر احتراق را پیش‌بینی کرد [۶ و ۲۲].

در جریان‌های مغشوش همراه با واکنش‌های شیمیایی معمولاً نرخ واکنش، از مدل اتلاف گردابه به دلیل سادگی و کاربرد وسیع آن محاسبه می‌شود. در این تحقیق نیز نرخ واکنش از مدل اتلاف گردابه[2] بر پایه مدل ارائه شده توسط مگنسن- هرتاگر، محاسبه شده است. در این مدل آشفتگی، کنترل کننده نرخ واکنش است [۲۰ و ۲۳].

مدل اتلاف گردابه یکی از مدل‌های برهم‌کنش احتراق- آشفتگی است که بوسیله فلوئنت بر مبنای توضیحات فوق ارائه و در آن نرخ خالص تولید گونه l در واکنش r، $R_{l,r}$ است که کوچکترین مقدار، از بین مقادیر دو عبارت زیر در نظر گرفته می‌شود [۲۴]:

$$R_{l,r} = \nu'_{l,r} M_l A\rho \frac{\varepsilon}{k} \min\left(\frac{m_R}{\nu''_{R,r} M_R}\right) \quad (۱۶)$$

$$R_{l,r} = \nu'_{l,r} M_l AB\rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum_P m_P}{\sum_j^N \nu''_{j,r} M_j} \quad (۱۷)$$

که در آن $\nu'_{l,r}$ و $\nu''_{l,r}$ به ترتیب ضرایب استوکیومتری واکنشگر و محصول l در واکنش است M_l وزن مولکولی گونه l و N تعداد گونه‌های شرکت کننده در واکنش، A و B ثابت‌های تجربی و زیرنویس‌های P و R به ترتیب به محصولات و واکنشگرها اشاره دارند.

دو رابطه بالا یکی برحسب محصولات و دیگری برحسب واکنشگرها بیان شده که هرکدام، نرخ محدودکننده واکنش را محاسبه می‌کند و از بین این دو مقدار، نرخ واکنش (k/ε) با توجه به کسر جرمی مربوطه و مقیاس زمانی جریان مغشوش، مقدار کوچکتر به عنوان نرخ کنترل کننده واکنش مورد استفاده قرار گرفته و نرخ خالص انجام واکنش به صورت زیر محاسبه می‌شود.

2 - Eddy-Dissipation

$$R_l = M_l \sum_{r=1}^{N_R} R_{l,r} \quad (۱۸)$$

که در آن N_R تعداد واکنش‌هاست [۲۴].

برای شبیه‌سازی جریان مغشوش و نشان دادن اثرات اغتشاش و اتلاف آن، مدل k-ε نوع RNG)) بکار می‌رود که در این روش انرژی جنبشی اغتشاش k و نرخ استهلاک آن ε بوده و بصورت مدل اغتشاشی دو معادله‌ای و طبق روابط زیر می‌باشد [۲۰]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_m + S_k\right) \quad (۱۹)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}) + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k + C_{3\varepsilon}G_b) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (۲۰)$$

که در روابط بالا، u سرعت، S_k و S_ε به ترتیب منابع دیگر اغتشاش و اتلاف‌اند و G_k مربوط به تولید انرژی جنبشی اغتشاش ناشی از گرادیان‌های سرعت متوسط سیال است و به شکل زیر محاسبه می‌شود [۲۰]:

$$G_k = -\rho u_i' u_j' \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (۲۱)$$

جهت اعمال اثرات شناوری، تغییر چگالی محصولات احتراق با افزایش دما و تأثیر جاذبه در نظر گرفته شد.کاهش چگالی محصولات احتراق نسبت به هوای بیرون (نیروی شناوری) سبب خروج آسان‌تر محصولات احتراق از دودکش و مکیده شدن هوای بیرون به داخل محفظه از منافذ اطراف و پایین جدار آبگرمکن می‌شود. این هوای مکیده شده، اکسیژن لازم جهت احتراق کامل را تأمین می‌کند [۱۷].

G_b مربوط به تولید انرژی جنبشی اغتشاش ناشی از نیروهای شناوری است و به شکل زیر محاسبه می‌شود:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{\Pr_t}\frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (۲۲)$$

اندیس t مربوط به اغتشاش می‌باشد و Y_M بیانگر سهم توسعه نوسانات در اغتشاش تراکم‌پذیر نسبت به نرخ پخش کل بوده و مقادیر α_k و α_ε معکوس عدد پرانتل و به ترتیب مربوط به k و ε می‌باشند و S_ε و S_k عبارات منابع تعریف شده می‌باشند.

$C_{1\varepsilon}$ و $C_{2\varepsilon}$ مقادیر ثابتی هستند که به صورت تحلیلی و با استفاده از تئوری RNG به دست می‌آیند و مقدار $C_{3\varepsilon}$ از رابطه زیر به دست می‌آید [۲۰]:

$$G_{3\varepsilon} \approx \frac{v_t.\varepsilon}{k^2} \quad (۲۳)$$

لازم به ذکر است که مدل k-ε به دلیل سادگی، کاربرد موفقیت‌آمیز فراوان آن و پایدار بودن از نظر عددی یکی از بهترین مدل‌ها برای شبیه‌سازی جریان مغشوش می‌باشد [۲۵].

۲- ۴- فرضیات

- در سراسر مخزن آب، ضریب انتقال حرارت جابجایی آب به صورت متوسط در نظر گرفته شد.
- کلیه شبیه‌سازی‌ها و بررسی‌های عددی در شرایط پایا انجام شد.
- جریان احتراق مغشوش در نظر گرفته شد.
- جریان سیال سه بعدی، لزج و مغشوش در نظر گرفته شد.
- تمامی گونه‌ها گازی بوده و از رفتار گازهای ایده‌ال پیروی می‌کنند و از نیروهای خارجی و اثر آن‌ها صرف نظر می‌شود
- شدت گرانش برابر با ۹/۱۸ m/s^2- و در امتداد محور y می‌باشد.

۳- روش حل عددی

از نرم‌افزار گمبیت برای ساخت و شبکه‌بندی مدل هندسی و از نرم‌افزار فلوئنت به منظور شبیه‌سازی فرایند احتراق و جریان سیال در داخل آبگرمکن

شکل ۱. نمایش شبکه‌بندی در ورودی سوخت و مشعل

Fig. 1. Computational domain mesh at the fuel entrance and burner

استفاده شد. هندسه‌های مختلف پیشنهادی برای موانع موجود در تنوره بررسی و با تحلیل منحنی‌های دما و نیز میزان افزایش انتقال حرارت خالص به مخزن آب، بهترین نوع مانع از نظر هندسه، طراحی و محل قرارگیری بهینه آن که سبب افزایش راندمان حرارتی آبگرمکن گازسوز می‌شود، انتخاب گردید. برای این کار ۶ مدل مختلف ایجاد شد. با تعریف دقت مورد نیاز در مدل‌سازی و شرایط اولیه و مرزی، انتخاب روش ارتباط فشار- سرعت، انتخاب روش گسسته‌سازی و با بررسی میزان انتقال حرارت در مدل‌های ایجاد شده، مدلی که بیشترین میزان انتقال حرارت به مخزن آب دارد، به عنوان مدل بهینه انتخاب شد. با بررسی کسر جرمی گونه‌های شرکت‌کننده در واکنش احتراق گاز طبیعی مدل بهینه، صحت انجام واکنش احتراق بررسی گردید. در۶ مدل ایجاد شده، منحنی‌های دما و توزیع حرارت در مدل‌ها و نیز مانع‌ها مطالعه شد. با توجه به اینکه فرآیند احتراق، زنجیره‌ای بوده و کامل شدن آن در تنوره به تدریج اتفاق می‌افتد، تحلیل عددی احتراق در درون تنوره به طور همزمان انجام گرفت. علاوه بر مدل‌سازی گازهای حاصل از احتراق که از لابلای موانع عبور می‌کند، شبیه‌سازی دیگری جهت تحلیل انتقال حرارت در حضور احتراق انجام شد. در مدل نهایی، جهت مشاهده تأثیر موانع بر جریان اطراف موانع، مسیر جریان سیال در موانع و اطراف مشعل بررسی گردید.

۳- ۱- مدل‌های هندسی و نمونه‌هایی از شبکه‌بندی‌های انجام شده

پس از آماده‌سازی شکل سه‌بعدی آبگرمکن، شبکه‌بندی آن در نرم‌افزارگمبیت انجام شد. جهت شبکه‌بندی سطوح ایجادشده، شبکه‌هایی شامل سلول‌های مثلثی از نوع سه‌ضلعی[1] و جهت شبکه‌بندی حجم ایجاد شده، شبکه‌های نوع چهار وجهی[2] که از نوع شبکه‌های بی‌سازمان می‌باشند، انتخاب گردید. با استفاده از نرم‌افزار طراحی، هندسه‌های مختلفی برای موانع ایجاد و در داخل تنوره جاگذاری شد.

در این تحقیق در مجموع ۶ مدل مختلف به وسیله نرم‌افزار گمبیت طراحی و شبکه‌بندی شد که نمونه‌ای از شبکه‌بندی در شکل ۱ نشان داده شده است.

۳- ۲- شرایط مرزی و معیار همگرایی

شرایط مرزی مورد استفاده به صورت زیر تعریف شده است:

برای موانع، پخش‌کننده[3]، دیواره تنوره، مجموعه کلاهک شامل مانع داخلی و سر کلاهک و دودکش، شرط مرزی از نوع دیوار[4]، برای خروجی دودکش شرط مرزی از نوع فشار-خروجی[5]، برای ورودی کلاهک شرط مرزی از نوع فشار- خروجی[6] و برای ورودی سوخت و همچنین ورودی هوا در کف آبگرمکن از شرط مرزی نوع جرم- شار - ورودی[7] در نظر گرفته شده است. درشکل ۲ تصویر سه بعدی آبگرمکن گازی مدل‌سازی شده با شرایط مرزی نشان داده شده است.

لازم به ذکر است که معیار همگرایی برای مولفه‌های معادلات سرعت 10^{-4} معادله پیوستگی 10^{-4}و برای معادله انرژی 10^{-6} در نظر گرفته شده

1 - Triangle
2 - Tetrahedron
3 -Diffuser
4 - Wall
5 - pressure-outlet
6 - Pressure- inlet
7 - mass-flow-inlet

شکل۲. تصویر سه بعدی آبگرمکن گازی با نمایش شرایط مرزی

Fig. 2. Three dimensional schematic design of the gas water heater with boundary conditions

است. برای جفت کردن[1] معادلات سرعت–فشار از حل‌کننده تفکیکی و الگوریتم سیمپل[2] استفاده گردید. مدت زمان پیوسته لازم برای شبیه‌سازی هر مدل و رسیدن به همگرایی مطلوب به طور متوسط ۲ تا ۳ روز می‌باشد.

۴- نتایج و بحث

۴- ۱- مستقل‌سازی از تعداد شبکه‌بندی‌ها

جهت بررسی استقلال نتایج شبیه‌سازی از تعداد شبکه‌بندی در مدل بهینه آبگرمکن، در مجموعاً ۴ مدل با تعداد شبکه‌بندی‌های مختلف تولید شد. بعد از طی مراحل یکسان برای این مدل، در نرم‌افزار فلوئنت استقلال نرخ انتقال حرارت خالص در دیواره مخزن آب بررسی شد که نتایج آن در جدول ۲ آورده شده است.

همانگونه که در جدول ۲ مشاهده می‌شود، نتایج حاصل برای نرخ انتقال حرارت خالص کلی در شبکه‌بندی‌های ردیف ۱ تا ۴، تفاوت چندانی باهم ندارند به طوری که نرخ انتقال حرارت خالص در دیواره مخزن مدل اول که پایین‌ترین تعداد شبکه را دارد، تقریباً یک درصد کمتر از نرخ انتقال حرارت خالص در دیواره مخزن با شبکه‌بندی بیشتر یعنی مدل دوم می‌باشد و نرخ انتقال حرارت خالص در دیواره مخزن مدل دوم ۳ درصد کمتر از نرخ انتقال حرارت خالص مدل سوم است. در مجموع از آنجایی که نرخ انتقال حرارت خالص در مدل اول حدود ۴ درصد با نرخ انتقال حرارت خالص مدل چهارم تفاوت دارد، بنابرین می‌توان استنباط کرد که نتایج حاصل برای نرخ انتقال حرارت خالص، مستقل از تعداد شبکه‌بندی می‌باشد. از طرفی دیگر، تعداد سلول‌های مدل چهارم به تعداد ۲۳۵۹۰۳ عدد از سلول‌های مدل سوم بیشتر بوده و در صورت استفاده از این شبکه‌بندی، زمان انجام محاسبات بوسیله نرم‌افزار در رایانه بالاتر خواهد رفت و از آنجایی که نتایج حاصل برای نرخ انتقال حرارت خالص در شبکه‌بندی سوم یک درصد کمتر از نرخ انتقال حرارت خالص در دیواره مخزن مدل چهارم می‌باشد، لذا می‌توان برای بالا بردن سرعت حل بوسیله رایانه، از مدل سوم یعنی تعداد ۲۳۱۳۷۲۵ سلول استفاده نمود. دلیل عدم استفاده از مدل دوم و استفاده از مدل سوم به عنوان مدل نهایی، دقت بالاتر شبیه‌سازی در صورت استفاده از مدل سوم می‌باشد.

1 -Couple
2 - SIMPLE

جدول ۲ . بررسی استقلال نتایج شبیه‌سازی از تعداد شبکه‌بندی

Table 2. Mesh independence of the simulation results

ردیف	مدل	تعداد شبکه‌بندی	نرخ انتقال حرارت خالص کلی از دیواره مخزن و تنوره برحسب وات
۱	مدل اول	۱۶۸۵۶۹۲	۴۱۰۴/۴۷۸
۲	مدل دوم	۱۸۵۶۹۵۶	۴۱۴۴/۱۰۴
۳	مدل سوم	۲۳۱۳۷۲۵	۴۲۵۹ /۷۷۱
۴	مدل چهارم	۲۵۴۹۶۲۸	۴۲۸۵ /۹۰۳

شکل ۳. نمودار مقایسه دما در موانع مدل‌های مختلف (بر حسب کلوین)

Fig. 3. Temperature (K) comparison in models with different baffles

۴- ۲- شکل هندسی موانع

در جدول ۲ شکل هندسی موانع در مدل‌های شبیه‌سازی شده، نشان داده شده است. لازم به توضیح است که موانع ۴ مدل اول یعنی ۱،۲،۳و۴ کاملاً مانند هم و هر کدام به تعداد ۶ مانع هستند. در آبگرمکن‌های موجود در بازار هم، هندسه موانع به این صورت می‌باشد. مدل ۵، مدل بدون مانع می‌باشد که برای مقایسه و ارزیابی میزان انتقال حرارت خالص در حالتی که در تنوره اصلاً مانعی موجود نباشد، شبیه‌سازی شده است. در مدل ۶ نیز که به تعداد ۶ مانع می‌باشد، از نظر هندسی، سه نوع مانع مختلف در نظر گرفته شده است.

جدول۳ . شکل هندسی موانع در مدل‌های شبیه‌سازی شده

Table 3. Geometry of the baffles in the simulated models

ردیف	مدل	توضیح مانع مدل	شکل و هندسه مانع
۱	مدل ۱	موانع به صورت صفحات دایره‌ای سوراخ‌دار با خم ۹۰	
۲	مدل ۲	موانع به صورت صفحات دایره‌ای سوراخ‌دار	
۳	مدل ۳	موانع به صورت صفحات مثلث سوراخ‌دار	
۴	مدل ۴	موانع به صورت نیم‌کره سوراخ‌دار	
۵	مدل ۵	بدون مانع	-
۶	مدل ۶	سه نوع مانع مختلف در یک مدل	

۴- ۳- بررسی منحنی‌های[1] دما و سرعت

در شکل ۳ که نمودار مقایسه دما در موانع مدل‌های مختلف رسم شده است، مشاهده می‌شود که نمودار دما در مدل ۶ از همه مدل‌ها پایین‌تر است. این مساله به دلیل طراحی خاص موانع مدل ۶ می‌باشد. این موانع به گونه‌ای طراحی شده‌اند که به جای اینکه حرارت را صرف گرم کردن خود موانع کنند، آن را به دیواره مخزن آب منتقل نموده و باعث می‌شوند که حرارت، بیشتر از سایر مدل‌ها به مخزن آبگرمکن انتقال یابد.

در شکل ۴ منحنی دما در موانع مدل ۶ آمده است. همچنین، نوع و هندسه موانع نیز نشان داده شده است.

در جدول ۴، دمای موانع در مدل نهایی(مدل ۶) آورده شده است.

در شکل ۵، نمودار تغییرات دما در موانع مدل نهایی (مدل ۶) آورده شده است.

در شکل ۵ مشاهده می‌شود که دما در مانع شماره ۱ که در بالاترین و دورترین فاصله از مشعل قرار دارد، کمترین و در مانع شماره ۶ که در نزدیک‌ترین فاصله از مشعل قرار دارد، بیشترین مقدار را دارد. از آن جایی که موانع مورد استفاده به صورت خاصی طراحی گردیده، بنابراین بیشترین میزان انتقال حرارت به دیواره مخزن آبگرمکن از طریق این مانع‌ها صورت می‌گیرد. در شکل ۵ مشاهده می‌شود، پایین‌ترین مانع که به صورت پره‌ای طراحی شده، حرارت را به صورت خاصی چرخانده و به اطراف و بالا منتقل نموده و سبب افزایش میزان انتقال حرارت به دیواره مخزن می‌گردد. شکل هندسی موانع بر اساس آزمایش‌های تجربی بسیاری بوده که در کنار کار تحقیقی عددی حاضر در طول ۵ سال گذشته در آزمایشگاه همکار مورد تأیید سازمان ملی استاندارد انجام گردیده است.

1 -Contours

شکل ۴. منحنی دما (بر حسب کلوین) در موانع مدل بهینه نهایی (مدل ۶)

Fig.4. Counters of temperature distribution (K) in the final optimized model (number 6 model)

جدول ۴. دمای موانع مدل۶

Table 4. Baffles temperature in the model of type 6

شماره موانع به ترتیب از بالای تنوره تا پایین آن یعنی نزدیک‌ترین فاصله از مشعل	دما (بر حسب کلوین)
۱	۴۷۰
۲	۵۱۹
۳	۶۰۲
۴	۶۷۷
۵	۷۹۲
۶	۹۷۷

شکل ۵. نمودار تغییرات دما در موانع مدل نهایی (مدل ۶)

Fig. 5. Temperature variation in baffles of final model (number 6 model)

در شکل ۶، توزیع دما در ۴ مدل با موانع مختلف نشان داده شده است.

در شکل ۷، توزیع دما در مدل بدون مانع حرارتی (مدل ۵) و مدل با موانع خاص (مدل ۶)، نشان داده شده است.

در شکل ۸، مسیر جریان بوسیله مقدار سرعت در موانع مدل نهایی یا مدل ۶ نمایش داده شده است. در بند (a) از شکل ۸ مسیر جریان در اطراف موانع در داخل تنوره و نیز اطراف مشعل نشان داده شده است. همانگونه که در شکل ۸ بند (b) آمده است، بردارهای سرعت در بالای مانع ۶ که از نوع پره‌ای خاصی می‌باشد، با بردارهای سرعت در بالای بقیه مانع‌ها متفاوت است. نوع هندسه مانع ۶ به گونه‌ای است که با چرخش جریان سبب اغتشاش شده و انتقال حرارت را تا حد چشمگیری افزایش می‌دهد.

این موضوع در شکل (c) با وضوح بیشتر نشان داده شده است. در موانع ۴و ۵ نیز که دارای ۳ تا سوراخ دایره‌ای است، حرارت در دو مرحله و تا حدی حبس شده و موجب می‌شود حرارت، مدت زمان بیشتری در قسمت پایین تنوره مانده و حرارت خود را به مخزن آب انتقال نماید. علت تعبیه ۳ دایره توخالی مساوی در هرکدام از موانع ۴و ۵ کاستن از ایجاد افت فشار اضافی پشت موانع ۴و ۵ ، مغشوش کردن جریان در پایین دست جریان جهت افزایش انتقال حرارت به مخزن آب و جریان یافتن بهتر گازهای حاصل از احتراق است، بردارهای سرعت در بالای این موانع نسبت به بردارهای سرعت در بالای موانع ۱،۲و۳ بی‌نظمی بیشتری دارد. در موانع ۱،۲و۳ هیچ دایره توخالی تعبیه نشده است و حرارت جریان گازهای حاصل از احتراق که به تدریج به بالای تنوره و از لابلای موانع ۱،۲و۳ راه می‌یابد، به مخزن آب منتقل شده و کاهش می‌یابد. همانگونه که در شکل ۸ بند (b) مشاهده می‌شود، بردارهای سرعت در پایین‌دست جریان موانع ۱،۲و۳ از نظم بیشتری برخوردار است و گردابه‌های منظم در بالای موانع ۱و۲ به خوبی قابل رویت است. به طور کلی تشکیل گردابه در پشت موانع با هندسه‌های مختلف، سبب بالا رفتن ضریب انتقال حرارت شده است. در بند (d) بردار سرعت اطراف مشعل با وضوح بیشتری نشان داده شده است. فواصل موانع از هم در ۶ مانع مساوی می‌باشد و این مساله در شکل‌گیری و حالت مسیر جریان و همچنین بردارهای سرعت در بین موانع مختلف تأثیر گذاشته است.

الف- موانع با صفحات دایره‌ای سوراخ‌دار با خم ۹۰ درجه (مدل ۱)

ب- موانع با صفحات دایره‌ای سوراخ‌دار(مدل ۲)

ت- موانع با صفحات مثلث سوراخ‌دار (مدل ۳)

ث- موانع با صفحات نیم‌کره سوراخ‌دار(مدل ۴)

شکل ۶. توزیع دما (بر حسب کلوین) در۴ مدل با موانع مختلف در صفحات $X = ۰$ و $Z = ۰$

Fig. 6. Temperature distribution contours (K) in 4 models with different baffles in X=0, Z=0

ج- (مدل ۵) ح- (مدل ۶)

شکل ۷. توزیع دما (بر حسب کلوین) در مدل ۶ و مدل بدون مانع در صفحات $X=0$ و $Z=0$

Fig. 7. Temperature distribution contours (K) in the model type 6 and without baffle model in X=0, Z=0

در جدول ۵، کسر جرمی گونه‌ها[1] (نسبت جرم یک گونه به جرم کل) که در شبیه‌سازی احتراق شرکت دارند، در مدل بهینه نهایی آمده است.

جدول۵ : کسر جرمی گونه‌ها در مدل بهینه نهایی‌در شکل ۹، با بررسی کسر جرمی متوسط گونه‌های شرکت کننده در واکنش احتراق گاز طبیعی در خروجی کلاهک تعدیل و داخل دودکش مدل بهینه مشاهده می‌شود، مقدار متان تقریباً خیلی نزدیک به صفر می‌باشد و این بدان معنی است که کل متان تقریباً سوخته است. همچنین، مقدار دی‌اکسیدکربن در طول مسیر شبیه‌سازی شده نیز خیلی نزدیک به صفر است. مقدار اکسیژن در طول مسیر شبیه‌سازی شده حدود ۱۷درصد می‌باشد که در آزمایشگاه و در خروجی دودکش حدود ۱۸ درصد اندازه‌گیری شده است که تاییدی بر صحت انجام شبیه‌سازی می‌باشد. از آن جایی که نیتروژن در کل مسیر شبیه‌سازی شده وجود دارد، مقدار آن در تمام مسیر بیشترین مقدار و حدود ۷۵ درصد می‌باشد. آب نیز به مقدار ۰/۰۴۳۴ درصد در محصولات احتراق وجود دارد. مقدار مونواکسیدکربن در طول مسیر شبیه‌سازی شده نیز ۰/۰۳۳۷ درصد است.

1 - Mass fraction

منحنی‌های مربوط به این گونه‌ها نیز در شکل ۱۰ نشان داده شده است.

۴- ۴- نتایج انتقال حرارت خالص انتقال یافته به مخزن آب در دیواره مخزن در مدل‌های مختلف

۴- ۴- ۱- گزارش حرارت ورودی و خروجی در مدل شش [2]

در نرم‌افزار فلوئنت، حرارت ورودی به مدل با علامت مثبت و حرارت خروجی از مدل با علامت منفی نشان داده شده است و در نهایت مقدار خالص حرارت انتقال یافته به مخزن آب در مدل ۶ برابر W ۴۲۵۹/۷۷۱ – به دست می‌آید. در جدول ۶ انتقال حرارت خالص انتقال یافته به مخزن آب در مدل‌های مختلف نشان داده شده است.

همانگونه که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود، در مدل شماره ۵ که مدل بدون مانع می‌باشد، کمترین انتقال حرارت و در مدل ۶ بیشترین میزان انتقال حرارت به مخزن آب وجود دارد.

2 - Total Heat Transfer rate

شکل ۸. نمایش مسیر جریان به همراه مقدار سرعت (بر حسب متر بر ثانیه) در موانع مدل ۶

Fig. 8. The path lines and speed magnitude (m/s) in the number 6 model

جدول۵ . کسر جرمی گونه‌ها در مدل بهینه نهایی

Table 5. Mass fractions of species in optimized final model

گونه	کسر جرمی (بر حسب درصد)
متان ($CH_۴$)	۴/۶۱e-۱۶
کسر جرمی اکسیژن ($O_۲$)	۰/۱۷۰۵
کسر جرمی دی‌اکسیدکربن ($CO_۲$)	۱/۸۷e-۱۲
کسر جرمی مونواکسیدکربن(CO)	۰/۰۳۳۷
کسر جرمی آب ($H_۲O$)	۰/۰۴۳۴
کسر جرمی نیتروژن ($N_۲$)	۰/۷۵۲۲

شکل ۹. نمودار درصد گونه‌ها

Fig. 9. Percentage of the species

شکل ۱۰. (الف، ب،پ،ت،ث و ج) منحنی توزیع گونه‌های متان، مونواکسیدکربن، دی‌اکسیدکربن، آب، نیتروژن و اکسیژن برحسب درصد

Fig.10. Distribution of species contours of CH_4, CO, CO_2, H_2O, N_2 and O_2 (%)

جدول ۶. حرارت خالص انتقال یافته به مخزن آب در مدل‌های مختلف (بر حسب وات)

Table 6. Net heat transfered to the water tank in different models (W)

نام مدل	توضیح مدل‌های شبیه‌سازی شده	انتقال حرارت خالص به مخزن آب (بر حسب وات)
مدل ۱	موانع با صفحات دایره‌ای سوراخ‌دار با خم ۹۰ درجه	۳۶۲۱
مدل ۲	موانع با صفحات دایره‌ای سوراخ‌دار	۳۷۸۸/۹
مدل ۳	موانع با صفحات مثلث سوراخ‌دار	۳۱۷۹ /۵
مدل ۴	موانع با صفحات نیم‌کره سوراخ‌دار	۳۶۸۷/۵
مدل ۵	بدون مانع	۲۳۷۰/۶
مدل ۶	موانع خاص	۴۲۵۹/۷

شکل ۱۱ . نمودار میزان حرارت خالص انتقال یافته به مخزن آب در مدل‌های مختلف (بر حسب وات)

Fig. 11. Net heat transfered to the water tank in different models (W)

۴- ۵- اعتبار سنجی نرم‌افزار شبیه‌ساز از طریق مقایسه با نتایج تجربی

استفاده از شبیه‌سازی به دلیل فراهم آوردن بستری برای درک کامل‌تر فرایندهای سیالاتی، گرمایی و احتراقی امکان کنترل این فرایندها را در جهت افزایش راندمان و انتقال حرارت فراهم می‌کند [۲۶]. برای بررسی اعتبار نرم‌افزارهای شبیه‌ساز، روش‌های مختلفی به کار می‌رود. به طور کلی، این روش‌ها به سه دسته کلی روش‌های تحلیلی، مقایسه‌ای و تجربی تقسیم می‌شوند. در صنعت لوازم خانگی، رایج‌ترین نوع اعتبار سنجی تحقیقات برای اعتبارسنجی نرم افزارهای بکار رفته، روش تجربی می‌باشد که اختلاف بین میزان مصرف انرژی پیش بینی شده بوسیله نرم‌افزار و میزان مصرف انرژی از طریق وسیله گازسوز در آزمایشگاه را مورد بررسی قرار می‌دهد. در تحقیق تجربی حاضر که برای حصول بهترین راندمان حرارتی در آبگرمکن گازسوز انجام شده است، با قرار دادن شش مانع بهینه طراحی شده در داخل تنوره، راندمان حرارتی آبگرمکن مخزن‌دار گازسوز به مقدار ۸۲/۵ درصد ارتقاء داده شد. تعداد ۳ مانع از نظر هندسه تقریباً مانند هم و تعداد ۳ مانع از نظر هندسه متفاوت در نظر گرفته شدند. با استفاده از نتایج آزمایش‌های تجربی متعدد بر روی آبگرمکن‌های مختلف، برای حصول بهترین راندمان حرارتی، هندسه موانع متفاوت ولی فواصل آن‌ها یکسان انتخاب شدند [۱۴]. بنابراین با توجه به نتایج آزمون تجربی به دست آمده در آزمایشگاه برای راندمان حرارتی آبگرمکن، خطای نرم‌افزار که طبق تعریف تفاوت بین مقدار اندازه‌گیری شده برای راندمان بوسیله نرم‌افزار با مقدار واقعی اندازه‌گیری شده از طریق آزمون می‌باشد، برحسب درصد از رابطه زیر به دست می‌آید [۱]:

Q_i = انتقال حرارت آزمایشگاهی =۴/۳ kW

Q_j = انتقال حرارت نرم افزار =۴/۲۵ kW

$$e = \left| \frac{Q_i - Q_j}{Q_i} \right| = 1.16\% \qquad (۲۴)$$

که از روی نتایج حاصل از بررسی عددی و تجربی، خطای نرم‌افزار ۱/۱۶درصد به دست می‌آید که نشان از دقت خیلی بالای تحقیق دارد.

۵- نتیجه گیری

در این تحقیق، جهت دست‌یابی به حداکثر راندمان حرارتی در آبگرمکن مخزن‌دار گازسوز خانگی، هر دو بحث احتراق و طراحی موانع حرارتی به صورت همزمان مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت. طراحی و قرار دادن موانع مناسب در داخل تنوره و در مسیر عبور گازهای حاصل از احتراق، از خروج سریع این گازها از طریق تنوره جلوگیری نموده، زمان ماندن گازهای داغ در مسیر تنوره را افزایش داده و با تغییر شکل خطوط و نوع جریان، مانع اتلاف انرژی حرارتی می‌گردد. برای اینکار با استفاده از نرم‌افزار شبیه‌ساز فلوئنت، ضمن شبیه‌سازی احتراق، هندسه‌های مختلف پیشنهادی طراحی شده به وسیله نرم‌افزار گمبیت، برای موانع تنوره آبگرمکن مخزن‌دار بررسی شده و تأثیر تغییر هندسه موانع و نیز محل قرارگیری بهینه آن‌ها در افزایش راندمان حرارتی آبگرمکن، مورد ارزیابی قرار گرفت. فاصله موانع از همدیگر یکسان در نظر گرفته شد تا اطمینان حاصل گردد که بهبود راندمان فقط به خاطر تأثیر شکل هندسی موانع بوده است. با بررسی کسر جرمی گونه‌های شرکت کننده در واکنش احتراق گاز طبیعی مدل بهینه، مشاهده شد که مقدار متان تقریباً خیلی نزدیک به صفر می‌باشد و این بدان معنی است که کل متان تقریباً سوخته است. همچنین، مقدار دی‌اکسید کربن در طول مسیر شبیه‌سازی شده نیز خیلی نزدیک به صفر است. مقدار اکسیژن در طول مسیر شبیه‌سازی شده حدود ۱۷ درصد بوده و مقدار نیتروژن که در کل مسیر شبیه‌سازی شده وجود دارد، بیشترین مقدار و حدود ۷۵ درصد می‌باشد. آب نیز به مقدار ۰/۰۴۳۴ درصد در محصولات احتراق وجود دارد. مقدار مونواکسیدکربن در طول مسیر شبیه‌سازی شده نیز ۰/۰۳۳۷ درصد است. در نهایت، با بررسی واکنش احتراق گاز طبیعی و کسرجرمی گونه‌ها، همچنین نمودارها و منحنی‌های توزیع دما در تنوره، موانع و نیز میزان انتقال حرارت خالص منتقل شده به مخزن آب که نرم‌افزار گزارش می‌کند، بهترین مدل شبیه‌سازی شده که دارای مناسب‌ترین موانع از نظر هندسه، طراحی و محل قرارگیری بهینه بود، تعیین گردید. از آنجایی که انتقال حرارت خالص به مخزن آب در مدل شماره ۶ از تمامی مدل‌ها بیشتر بود، بنابراین به عنوان مدل بهینه انتخاب شد. در نهایت، از مقایسه نتایج میزان انتقال حرارت خالص انتقال یافته به مخزن آب در بررسی عددی با نتایج بررسی تجربی، صحت شبیه‌سازی عددی با دقت بالایی تأیید گردید.

منابع

[1] S. Kashaniasl, Improvement of thermal efficiency of a gas heater by comparison results of simulation of exhaust gases and experimental results, Islamic Azad University, Islamic Azad University, 2008. (in Persian)

[2] M. Ahmadi, A. Tasnimi, Piping installations and natural gas equipment for buildings the compilation Ministry of housing and urban development department and the way the building , National building regulations – natural gas piping buildings, in, Iran's Tose of the publication, Tehran, 2003, pp. 128. (in Persian)

[3] A. Kakaee, S. Valipour, M. Saeidi, Modeling the energy consumption of the water heater tank using the method of analysis of the reverse, in: the second International Conference on optimization of fuel consumption in buildings, Tehran, 2002. (in Persian)

[4] A. Rahimi, Effective parameters on the thermal efficiency of gas water heater and its economical analysis, in: The Fourth International Conference on new approaches in maintenance energy, 2014. (in Persian)

[5] M. Aydinalp, V.I. Ugursal, A.S. Fung, Modeling of the space and domestic hot-water heating energy-consumption in the residential sector using neural networks, Applied Energy, 79(2) (2004) 159-178.

[6] M.M. Sedeh, J. Khodadadi, Energy efficiency improvement and fuel savings in water heaters using baffles, Applied energy, 102 (2013) 520-533. (in Persian)

[7] S. Amini, Investigation of heat transfer rate enhancement in the water heater tank with the installation disk in the middle tube The university of idustrial esfahan, Esfahan, 2002. (in Persian)

[8] K. Moharamkhani, M. Tavakoli, F. samvad, Quantitative and qualitative comparison on the exhaust gas between a gas water heater with an adjustment warhead and a gas water heater without warhead, in: Fluid Dynamics Conference, Hormozgan university, 2013. (in Persian)

[9] M. Bidabadi, Partners, Optimizing a gas water heater, in: International Conference on optimization of fuel consumption in the building, Tehran, 2002. (in Persian)

[10] S. Kashaniasl, S. Hossein-pour, F. Rambarzin, Numerical study of heat transfer and combustion gases from the effect of the shape of the obstacles in the flue gas heaters heat efficiency., in: thermal Conference of the Islamic Azad University, Mashhad, 2010. (in Persian)

[11] S. Kashaniasl, S. Hossein-pour, F. Rambarzin, Numerical and experimental investigation of the effect of obstacles on increasing thermal efficiency of furnace gas heater, in: The first National Conference on new technologies in the home appliance industry, Isfahan, 2012. (in Persian)

[12] S. Hossein-pour, S. Kashaniasl, Numerical and experimental investigation on the effect of baffles on increasing thermal efficiency of a gas heater, scientific-research and fuel combustion, 2(1) (2010). (in Persian)

[13] M.Bidabadi, M. Sadigi, M.Shirazi, An investigation on the effect of parameters of burner on performance the gas heater, in: The second Conference of Iran's Islamic Azad University of Mashhad combustion, Mashhad 2007. (in Persian)

[14] S. Kashaniasl, M.T. Shervani-Tabar, M. Yrai, S.B. Islami, Experimental investigation of influence of baffled In the gas tank water heater thermal efficiency enhancement, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, (2019). (in Persian)

[15] S. Jaisankar, T. Radhakrishnan, K. Sheeba, Studies on heat transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water heating system with helical twisted tapes, Energy, 34(9) (2009) 1054-1064.

[16] A. Golneshan, A. Mottagi, A numerical investigation on the heat transfer in the new designed gas water heater, in: The second International Conference on optimization of fuel consumption in buildings, Tehran, 2002. (in Persian)

[17] Q.K. Nejad, H. Heravi, M. Nabavi, S. Javadi, Simulation of a household gas water heater and an investigation on the effect of the adjustment warhead and v / ۸ baffles on the heat transfer rate in the middle tube, in: The second Conference of Iran's Islamic Azad University of Mashhad combustion, Mashhad 2008. (in Persian)

[18] R. Sabag, N. Rahbar, Effect of geometric shapes on the wall temperature distribution of maximum flare tip its output contaminants in engineering modeling magazine, engineering modeling magazine, 8(40) (2015). (in Persian)

[19] M. Abdolahpour, V. Rezaee, V. Amirmardani, A study of the effect of foreign exchange on fuel than a two types of reactive flow with variable pressure and speed, the Fifth, in: Conference of the fuel and ignition of Iran, Iran University of science and technology, 2013. (in Persian)

[20] V.F. khanaposhtani, M. Seyedmirzabozorg, M. Asgari, Numerical study on cold flow inside a combustion chamber, in: the second Conference of Iran-combustion, Islamic Azad University of Mashhad, 2007. (in Persian)

[21] M. Kamali, Heat burners, publishing technical and professional employees of the cooperative organization of the country, Iran, 2012. (in Persian)

[22] H.Pasdar, Fire modeling methods, in: Iran combustion community newsletter, 2010. (in Persian)

[23] Magnussen, B. F, Hjertager, B. H, On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion, in: Symposium (international) on Combustion, Elsevier, 1977, pp. 719-729.

[24] H. Masoumi, H.A. Roshan, Numerical study of the effect of angle of burners on the combustion phenomenon in a selected power plant boiler, fuel and combustion research-journal, fuel and combustion research-journal, 5(1) (2012). (in Persian)

[25] Z. Yan, Numerical modeling of turbulent combustion and flame spread, Lund University Lund,, Sweden, 1999.

[26] M. Kahrom, M. Anbarsooz, Numerical and experimental study of the effect of the use of boundary-layer thermal stimulation phenomenon on improving the efficiency of the domestic gas infra-red, Journal of numerical methods in engineering, (1) (2012). (in Persian)

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. T. Shervani-Tabar, Sh. Kashani Asl, M. Yari, S. Baheri Eslami, Numerical Study on the Enhancement of the Thermal Efficiency of a Household Gas Water Heater and Verification with Experimental Results, Amirkabir J. Mech Eng., 54(5) (2022) 1199-1220.

DOI: 10.22060/mej.2019.15922.6230

این صفحه عمداً خالی است