

علوم و تکنولوژی محیط زیست، دوره بیست و چهارم، شماره دو، اردیبهشت ماه ۱۴۰۱ (۱۹۳-۱۸۱)

## بررسی تجربی تأثیر استفاده از پره بر روی لوله آتشدان گرم کن ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی بر راندمان حرارتی و کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای

سعید رستگار<sup>۱</sup>

هادی کارگر شریف آباد<sup>۲\*</sup>

[h.kargar@semnaniau.ac.ir](mailto:h.kargar@semnaniau.ac.ir)

نادر رهبر<sup>۳</sup>

محمد بهشاد شفیعی<sup>۴</sup>

تاریخ پذیرش: ۹۹/۳/۶

تاریخ دریافت: ۹۹/۱/۳

### چکیده

زمینه و هدف: فشار گاز طبیعی در ایستگاه تقلیل فشار به وسیله رگولاتور کم می‌شود و طبق قانون عمومی گازها، با کاهش در حجم ثابت، دمای گاز نیز کاهش می‌یابد. اگر دمای گاز به پایین‌تر از دمای نقطه شبنم برسد، سبب تشکیل هیدرات، یخ‌زدگی و در نهایت انسداد و گرفتگی مسیر عبور گاز می‌گردد. از این رو از گرم‌کن غیرمستقیم حمام آب گرم جهت افزایش دمای گاز قبل از تقلیل فشار استفاده می‌شود. در حال حاضر راندمان حرارتی این گرم‌کن‌ها بسیار پایین بوده و مقدار وسیعی از سوخت در گرم‌کن تلف می‌گردد.

روش بررسی: در این مقاله، تأثیر استفاده از پره در لوله آتشدان گرم‌کن ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی بر راندمان حرارتی آن و کاهش گازهای گلخانه‌ای به صورت تجربی بررسی شده است و مشخصات ترمودینامیکی و انتقال حرارتی گرم‌کن در حالت معمولی و در حالت با پره با یکدیگر مقایسه شده است.

یافته‌ها: نتایج نشان داد به کارگیری پره حرارتی بر روی لوله آتشدان گرم‌کن سبب می‌گردد راندمان حرارتی گرم‌کن و ضریب انتقال حرارتی جابجایی به ترتیب ۱۴ و ۱۹ درصد افزایش یابد.

بحث و نتیجه‌گیری: اگر نتایج افزایش راندمان به کلیه گرم‌کن‌های ایستگاه تقلیل فشار گاز کشور تعمیم داده شود، میزان کاهش مصرف انرژی و کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای در طی یک سال به ترتیب ۴۰ میلیون مترمکعب و ۷۶/۷۵ هزار تن برآورد گردیده است. واژه‌های کلیدی: ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی، گرم‌کن، راندمان گرمائی، گازهای گلخانه‌ای.

۱- دانشجوی دکترا، گروه مهندسی مکانیک، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران.

۲- دانشیار، مرکز تحقیقات انرژی و توسعه پایدار، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران. \* (مسئول مکاتبات)

۳- استادیار، مرکز تحقیقات انرژی و توسعه پایدار، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران.

۴- استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران.

# **Experimental Study of the Effect of Using Fin on the Fire Tube of Gas Pressure Reduction Station Heater on Thermal Efficiency and Reducing the Emission of Greenhouse Gas**

**Saeed Rastegar<sup>1</sup>**

**Hadi Kargarsharifabad<sup>2\*</sup>**

[h.kargar@semnaniau.ac.ir](mailto:h.kargar@semnaniau.ac.ir)

**Nader Rahbar<sup>3</sup>**

**Mohammad Behshad Shafii<sup>4</sup>**

Admission Date: May 26, 2020

Date Received: March 22, 2020

## **Abstract**

**Background and Objective:** The pressure of the natural gas at the pressure reduction station is reduced by the regulator and by the general law of the gases, the gas temperature is reduced by decreasing in constant volume. If the gas temperature falls below the dew point temperature, it can form hydrates, freeze, and eventually blockage and clogging of the gas passage. Therefore, indirect water bath heater is used to increase the gas temperature before the pressure reduction. At present, the thermal efficiency of these heaters is very low and a large amount of fuel is wasted in the heaters.

**Material and Methodology:** In this paper, using fin in the gas pressure reduction station heater fire tube on its thermal efficiency and greenhouse gas investigated experimentally and the thermodynamic and heat transfer characteristics of the heater are compared in the usual case and in the fin state.

**Findings:** The results showed that using fin in the heater fire tube increased the thermal efficiency of the heater and the heat transfer coefficient by 14% and 19%, respectively.

**Discussion and Conclusion:** If the results of the increasing in efficiency were applied to all gas pressure reduction station heaters, the energy saving and the reduction of greenhouse gas emissions over one year were estimated to be 40 million cubic meters and 76.75 thousand tons, respectively.

**Key words:** Natural gas pressure reduction station, Heater, Thermal efficiency, Greenhouse gas.

---

<sup>1</sup> Department of Mechanical Engineering, Semnan Branch, Islamic Azad University, Semnan, Iran.

<sup>2</sup> Energy and Sustainable Development Research Center, Semnan Branch, Islamic Azad University, Semnan, Iran. *\*(Corresponding Author)*

<sup>3</sup> Energy and Sustainable Development Research Center, Semnan Branch, Islamic Azad University, Semnan, Iran.

<sup>4</sup> Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran.

## مقدمه

انتقال گاز طبیعی از سیستم فراورش (پالایشگاه گاز طبیعی) به مراکز مصرف، از طریق افزایش فشار گاز خروجی از پالایشگاه امکان‌پذیر است. خطوط انتقال نهایتاً به ایستگاه تقلیل فشار می‌رسند. کاهش فشار در رگلاتورهای ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی باعث کاهش شدید دمای گاز شده و در نتیجه مشکلاتی از قبیل تشکیل هیدرات، یخ‌زدگی گاز و مسدود شدن مسیر عبور گاز در ایستگاه‌های تقلیل فشار به وجود خواهد آمد. بنابراین استفاده از گرم‌کن‌های گازی جهت تثبیت جریان مداوم گاز طبیعی به‌منظور جلوگیری از یخ‌زدگی و کنترل دمای گاز، ضروری می‌باشد. ساختمان گرم‌کن‌های گاز شامل محفظه گرم‌کن، لوله‌های گاز، لوله‌های آتش و سیال واسط می‌باشد. در شرایط ایمن و توسط مشعل‌های اتمسفریک حرارت به‌صورت غیرمستقیم ابتدا به سیال واسط منتقل می‌شود و سپس سیال واسط این حرارت را به گاز در حال جریان درون کویل‌ها انتقال می‌دهد. متأسفانه بخشی از گرمای تولید شده در گرم‌کن ایستگاه، از طریق دودکش وارد محیط اطراف می‌شود که علاوه بر کاهش راندمان حرارتی گرم‌کن، موجب افزایش آلاینده‌گی محیط زیست می‌گردد. بنابراین هرگونه تلاشی برای کاهش مصرف سوخت، منافع اقتصادی و زیست محیطی قابل ملاحظه‌ای را فراهم می‌نماید.

مطالعه متعددی در مورد گرم‌کن‌ها انجام شده و روش‌های مختلفی برای بازیافت این مقدار وسیع از اتلاف انرژی و کاهش انتشار گازهای مخرب گلخانه‌ای پیشنهاد شده است (۱، ۲). رستگار و همکاران (۳) استفاده از لوله گرمائی ترموسیفونی جهت انتقال گرما از لوله آتشدان به لوله گاز را به‌صورت تجربی بررسی نمودند و نشان دادند در این حالت راندمان گرم‌کن ۱۳٪ افزایش می‌یابد. عزیزی و همکاران (۴) اتلاف انرژی از دودکش‌های گرم‌کن ایستگاه تقلیل فشار گاز را جهت کاهش سوخت مورد مطالعه قرار دادند. نتیجه تحقیق آن‌ها نشان داد با استفاده از مبدل حرارتی برای پیش‌گرمایش گرم‌کن، راندمان حرارتی گرم‌کن ۱۱٪ افزایش یافته و دوره بازگشت سرمایه آن ۱/۲ سال خواهد بود. رستگار و همکاران (۵) گرمای تلف شده در دودکش

گرم‌کن را با استفاده از مبدل لوله حرارتی بازیافت کرده و برای پیش‌گرم کردن آب مورد استفاده در آب شیرین‌کن خورشیدی استفاده نمودند. خلیلی و همکاران (۶) تلفات حرارت و راندمان حرارتی ایستگاه تقلیل فشار گاز شهرکرد را محاسبه کردند و نشان دادند که در یک سال، تنها از طریق دودکش ۳۸٪ از انرژی گرم‌کن تلف می‌شود. فرزانه گرد و همکاران (۷) با مطالعه گسترده‌ای برای تولید الکتروسیسته موردنیاز در پالایشگاه خانگیران از تلفات انرژی در ایستگاه تقلیل فشار گاز، نشان دادند که با بازیابی اتلافات انرژی، نیازهای برق پالایشگاه مذکور فراهم می‌شود. بازیافت حرارت یکی از راهکارهای مورد استفاده در گرم‌کن‌ها برای صرفه‌جویی انرژی می‌باشد (۸-۱۰). بازیافت حرارت نه‌تنها به صرفه‌جویی انرژی کمک می‌کند بلکه منجر به کاهش اثرات محیط زیستی از طریق کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای می‌گردد (۱۱-۱۳). قاسمی کفرودی و همکاران (۱۴) میزان انتشار گازهای گلخانه‌ای از ایستگاه تقلیل فشار را برآورد نمودند. نتایج نشان داد ۷۹٪ از کل انتشار مربوط به گرم‌کن ایستگاه تقلیل فشار بیرون شهری می‌باشد. مرندی و همکاران (۱۵) تأثیرات بهینه‌سازی انرژی بر گازهای آلاینده خروجی از کوره را بررسی نمودند. نتایج این تحقیق نشان داد که با کاهش ۴۳٪ هوای اضافی با پیش‌گرم کردن هوا، مقدار قابل ملاحظه‌ای از ایجاد NO<sub>x</sub> کاهش می‌یابد.

از آنجا که انتقال حرارت از اهمیت فراوانی در کاربردهای مهندسی برخوردار است، محققان و دانشمندان علم مهندسی، روش‌های مختلف و متعددی جهت افزایش انتقال حرارت ارائه کرده‌اند. یکی از راهکارهای ساده و پرکاربرد استفاده از پره‌های حرارتی است. اگر چه مطالعات متعددی به‌منظور افزایش راندمان گرم‌کن‌های ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی انجام گردیده اما بررسی تجربی به‌کارگیری پره‌ها در جهت بهبود عملکرد حرارتی آن‌ها تاکنون مورد بررسی قرار نگرفته است. بدین منظور، در این مقاله تأثیر استفاده از پره در گرم‌کن به‌صورت تجربی بررسی شده است. همچنین با استفاده از روابط حاکم بر این نوع مبدل‌ها، تأثیر استفاده از پره‌ها بر روی آتشدان گرم‌کن در جهت کاهش سوخت

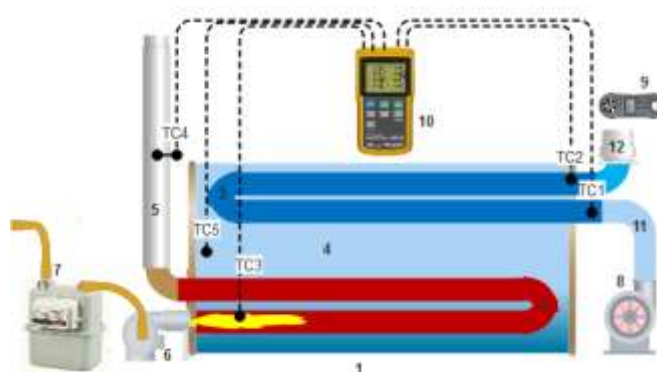
از اتلاف انرژی از هوا به جای گاز طبیعی در لوله گاز استفاده گردید. بدین منظور جریان هوا از طریق دمنده به درون لوله گاز وارد گردید و سرعت آن توسط یک بادسنج اندازه‌گیری شد. لازم به ذکر است گاز طبیعی با جزء غالب متان در شرایط مشابه انجام این آزمایش (فشار پایین)، دارای رفتاری مشابه با گاز طبیعی می‌باشند. به منظور کنترل شرایط احتراق و ثابت نگه‌داشتن شرایط آزمایش، در تمام مراحل ترکیبات محصولات احتراق با دستگاه آنالایزر گاز کنترل شد.

و انتشار گازهای گلخانه‌ای مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است.

### ۱. بررسی تجربی و تئوری

#### ۱.۲. گرم‌کن غیرمستقیم گاز

شماتیک دستگاه آزمایش گرم‌کن غیر مستقیم این تحقیق، در شکل ۱ نشان داده شده است. مطابق با شکل ۱، ۵ عدد ترموکوپل در نقاط مختلف گرم‌کن برای ثبت دما در طی انجام آزمایش نصب گردید. در این مقاله به دلیل ملاحظات ایمنی و جلوگیری



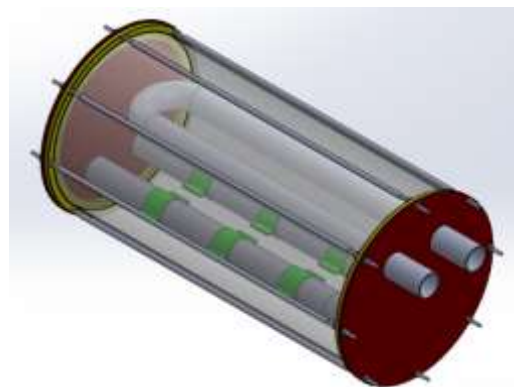
شکل ۱- شماتیک تجهیزات آزمایشگاهی گرم‌کن آبی غیرمستقیم (۱- گرم‌کن، ۲- لوله آتش، ۳- لوله گاز، ۴- آب به‌عنوان سیال واسط، ۵- دودکش، ۶- مشعل، ۷- کنتور گاز، ۸- دمنده هوا، ۹- بادسنج، ۱۰- ثبت‌کننده دما، ۱۱- ورود گاز سرد و ۱۲- خروج گاز گرم)

Figure 1. Schematic of the experimental setup of indirect water bath heater (1-Heater, 2- Fire tube, 3- Gas tube, 4- water as an intermediate fluid, 5- Stack, 6-Burner, 7- Gas flowmeter, 8-Blower, 9- Anemometer, 10- Temperature data logger, 11- Inlet cold gas and 12- Outlet hot gas)

#### ۲.۲. گرم‌کن با پره حرارتی

دقیق آزمایشگاهی با در نظر گرفتن تمامی پارامترهای دخیل در آن طراحی و ساخته شد (شکل ۲).

به‌منظور بررسی تجربی انتقال حرارت جابجایی در گرم‌کن در حالت معمولی و مقایسه در حالت به‌کارگیری پره، یک دستگاه



شکل ۲- تصویر شماتیک و فتوگرافیک گرم‌کن با پره

Figure 2. Schematic and photographic image of the heater with fin

۳، ۲. تئوری مسئله

می‌کند و واکنش برگشتناپذیر است. باید توجه شود که فرض گاز کامل برای گاز طبیعی صحیح نیست زیرا در این صورت با ثابت بودن آنتالپی قبل و بعد رگولاتور، دمای آن‌ها نیز بایستی ثابت باشد که این‌طور نیست.

در گرمکن مورد بررسی، سیال گرم شونده، از طریق لوله گاز وارد بدنه گرمکن شده و از آب گرم درون مخزن، گرما دریافت می‌کند. لوله گاز، لوله‌هایی مستقیم به طول  $L_{gt}$  و قطر  $D_{gt}$  بوده که درون آب ساکن داغ قرار گرفتند. گرما از طریق جابجایی طبیعی و سپس رسانش و نهایتاً توسط جابجایی اجباری از آب داغ به سیال سرد انتقال یافت. شماتیک ابعاد و تجهیزات مورد استفاده در شکل ۳ نشان داده شده است. روش انجام آزمایش به این صورت بود که ابتدا گرمکن معمولی مورد بررسی تجربی قرار گرفت و خصوصیات حرارتی آن محاسبه گردید. سپس شش عدد پره حرارتی (سه عدد در مسیر رفت و سه عدد در مسیر برگشت آتشدان گرمکن) مطابق با ابعاد و موقعیت نشان داده شده در شکل ۳، مورد آزمایش قرار گرفت و در این حالت نیز مشخصه‌های حرارتی گرمکن بررسی و با گرمکن حالت معمولی مقایسه گردید.

گاز ورودی دارای دبی  $\dot{m}_1$ ، فشار  $P_1$  و دمای  $T_1$  است. گاز پس از عبور از لوله سیال گرم شونده که در تماس با آب با دمای  $T_5$  بود، با دریافت حرارت به دمای مورد نیاز  $T_2$  رسید. در این نقطه با فرض ناچیز بودن افت فشار و نشتی گاز در کویل‌ها، گاز دارای فشار  $P_1 = P_2$  و دمای  $T_2$  و نرخ جریان جرمی  $\dot{m}_2 = \dot{m}_1$  بود. بنابراین معادلات زیر صادق هستند:

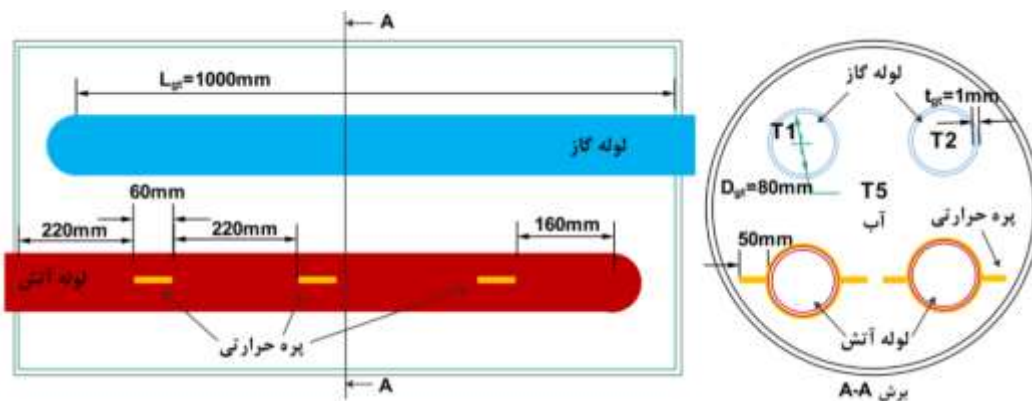
$$P_2 = P_1 \quad (۱)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (۲)$$

دمای گاز در نقطه ۲ بایستی به مقداری باشد تا بتواند پس از عبور از رگولاتور (شیر فشارشکن) دمای بالاتری از دمای استاندارد داشته باشد. با تحلیل قانون اول ترمودینامیک در رگولاتور و با فرض اینکه فرایند آدیاباتیک بوده و انتقال حرارتی به محیط صورت نپذیرفته می‌توان رابطه بین دمای نقطه ۲ و بعد از رگولاتور را بر حسب آنتالپی و به صورت ذیل مشخص کرد:

$$h_2 = h_{@After\ regulator} \quad (۳)$$

به عبارت دیگر در یک انبساط ژول-تامسون، آنتالپی ابتدایی و انتهایی برابر خواهد بود. باید دقت کرد که گاز در عبور از شرایط تعادلی اولیه به شرایط تعادلی نهایی از شرایط غیرتعادلی عبور



شکل ۳- شما تیک ابعاد و تجهیزات به کارگیری شده در آزمایش

Figure 3. Schematic of dimensions and equipment used in experiment

۱، ۳، ۲. تحلیل انتقال حرارت لوله گاز

$$\dot{Q}_{NG} = \dot{m}_{NG}(h_2 - h_1) \quad (۴)$$

نرخ انتقال حرارت از رابطه زیر به دست می‌آید (۱۷):

مقدار گرمای مورد نیاز که از تحلیل ترمودینامیکی با استفاده از معادله (۳) ارائه شد، می‌بایست از طریق مکانیزم های انتقال حرارت تأمین شود (۱۶).

$$R_1 = \frac{1}{\overline{h_1} A_1} \quad (۸)$$

که در آن  $\overline{h_1}$  ضریب انتقال حرارت متوسط است که با استفاده از عدد ناسلت که خود به عدد رایلی، اختلاف دماها و پراتل آب مربوط می‌شود، به دست می‌آید. ترم  $A_1$  نیز مربوط به مساحت سطح خارجی لوله گاز است.

$$A_1 = \pi \times (D_{gt} + t_{gt}) \times L_{gt} \quad (۹)$$

که در رابطه فوق  $D_{gt}$  قطر داخلی لوله گاز،  $t_{gt}$  ضخامت لوله گاز و  $L_{gt}$  طول لوله گاز می‌باشند. رابطه عدد ناسلت با ضریب انتقال حرارت به صورت زیر می‌باشد:

$$\overline{Nu}_1 = \frac{\overline{h_1}(D_{gt} + t_{gt})}{k_{water@T_5}} \quad (۱۰)$$

که  $k_{water@T_5}$  ضریب رسانندگی حرارتی آب در دمای متوسط پوسته  $T_5$  است. عدد ناسلت برای جریان اطراف لوله در جریان جابجایی طبیعی از رابطه نیمه-تجربی زیر به دست می‌آید:

$$\overline{Nu}_1 = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr_{water@T_5})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2, Ra_D \leq 10^{12} \quad (۱۱)$$

با توجه به اینکه بر اساس تحلیل ترمودینامیکی مقدار گرمای مورد نیاز برای تأمین افزایش آنتالپی گاز طبیعی مشخص است، با استفاده از این تحلیل حرارتی می‌توان دمای  $T_5$  آب را برای اینکه به دمای مورد نظر برسد، محاسبه نمود.

مقاومت مربوط به لایه فلزی لوله حاوی گاز طبیعی،  $R_{t,wall}$  نیز از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$R_{t,wall} = \frac{\ln \frac{(D_{gt} + t_{gt})}{D_{coil}}}{2k_{gt}\pi L_{gt}} \quad (۱۵)$$

مقاومت مربوط به انتقال حرارت اجباری  $R_2$ ، از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$R_2 = \frac{1}{\overline{h_2} A_2} \quad (۱۶)$$

که در آن  $\overline{h_2}$  ضریب انتقال حرارت متوسط است که با استفاده از عدد ناسلت که خود به عدد رینولدز و پراتل جریان مربوط

$$\dot{Q}_{NG} = \frac{\Delta T_{lm}}{R_{t,gt}} \quad (۵)$$

که منظور از  $R_{t,NG}$  مقاومت حرارتی لوله حاوی گاز طبیعی و منظور از  $\Delta T_{lm}$  میانگین لگاریتمی دمایی متوسط می‌باشد. میانگین لگاریتمی دما برای لوله نشان داده شده در شکل ۳، از رابطه زیر محاسبه می‌شود (۱۸):

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{(T_5 - T_2)}{(T_5 - T_1)}} \quad (۶)$$

که  $T_1$ ،  $T_2$  و  $T_5$  به ترتیب دمای گاز ورودی، گاز خروجی و دمای آب داخل پوسته گرمکن می‌باشند. مقاومت حرارتی کل نیز عبارت است از مجموع مقاومت‌های حرارتی:

$$R_t = R_1 + R_{t,wall} + R_2 \quad (۷)$$

$R_1$ ،  $R_{t,wall}$  و  $R_2$  به ترتیب مقاومت حرارتی مربوط به انتقال حرارت جابجایی طبیعی برای بیرون لوله گاز، مقاومت حرارتی دیواره لوله گاز و مقاومت حرارتی درون لوله گاز می‌باشند.  $R_1$  از رابطه زیر به دست می‌آید:

که  $Ra_D$  عدد رایلی و  $Pr_{water@T_5}$  عدد پراتل آب در دمای متوسط مخزن  $T_5$  می‌باشد. عدد رایلی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Ra_D = Gr Pr_{water@T_5} \quad (۱۲)$$

که در آن  $Gr$  عدد گراشف بوده و از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$Gr = \frac{g\beta(T_5 + T_m)\overline{h_1}(D_{gt} + t_{gt})^3}{(v_{water@T_5})^2} \quad (۱۳)$$

که  $v_{water@T_5}$  ویسکوزیته سینماتیکی گاز طبیعی در دمای آب درون تانک می‌باشد.  $g$  مربوط به شتاب گرانش و برابر با  $9.81 \text{ m/s}^2$  و  $\beta$  مربوط به تغییرات چگالی و به عنوان ضریب انبساط بوده و از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\beta = \frac{1}{(T_5 + 273.15)} \quad (۱۴)$$

که در آن  $D_{gt}$  قطر لوله حاوی سیال گرم شونده (گاز) و  $k_{NG@Tm}$  ضریب رسانایی حرارتی گاز طبیعی در دمای متوسط

گاز  $T_m$  است. دمای متوسط گاز از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (۱۹)$$

با توجه مقادیر جدول ۲ و ۳، رینولدز جریان در داخل لوله گاز برابر با  $۷۵۵۹۴/۶$  می‌باشد. لذا از روابط ناحیه معشوش برای به دست آوردن ضریب انتقال حرارت متوسط استفاده می‌شود:

$$\overline{Nu}_2 = 0.023 \times (Re_{gt})^{-0.8} \times (Pr_{NG@Tm})^m \quad (۲۰)$$

جابجایی در برابر ضریب انتقال حرارت اجباری (به دلیل نرخ بسیار زیاد جریان گاز و در نتیجه عدد رینولدز بالای آن) و همچنین کوچک بودن رسانش دیواره کوئل می‌تواند با تقریب مناسبی مقاومت کل را با مقاومت ناشی از ضریب انتقال حرارت اجباری یکسان در نظر گرفت. در نتیجه:

$$\dot{Q}_{gas} = \frac{\Delta T_{lm}}{R_2} \quad (۲۲)$$

خطای ایجاد شده در این حالت ناچیز بوده و از پیچیدگی و غیرخطی بودن مسئله جلوگیری می‌کند. با ساده‌سازی معادله (۲۲) از معادله زیر به عنوان جایگزین استفاده گردید:

$$T_2 = T_5 - (T_5 - T_1) \times \exp(-\overline{h}_2 A_2 / \dot{m}_{gt} C_{pNG@Tm}) \quad (۲۳)$$

با توجه به استفاده از هوا به جای گاز طبیعی در انجام آزمایشات و نزدیک بودن رفتار هوا در شرایط آزمایش به رفتار گاز ایده آل داریم:

$$\eta = \frac{\dot{m}_a C_p (T_{g-2} - T_{g-1})}{\dot{m}_f LHV} \times 100 \quad (۲۶)$$

نرخ جریان‌های جرمی هوا و سوخت مطابق با روابط ذیل محاسبه گردید:

$$\dot{m}_a = \rho \cdot V \cdot A \quad (۲۷)$$

$$\dot{m}_f = \frac{P\dot{V}}{ZRT} \quad (۲۸)$$

ضرایب و خواص ترموفیزیکی مورد استفاده در روابط فوق به شرح جدول ۱ می‌باشد.

می‌شود، به دست می‌آید. ترم  $A_2$  نیز مربوط به مساحت سطح خارجی لوله گاز است.

$$A_2 = \pi \times D_{gt} + \times L_{gt} \quad (۱۷)$$

که در رابطه فوق  $D_{gt}$  قطر داخلی لوله گاز و  $L_{gt}$  طول لوله گاز می‌باشند. رابطه عدد ناسلت با ضریب انتقال حرارت به صورت زیر می‌باشد (۱۸):

$$\overline{Nu}_2 = \frac{\overline{h}_2 D_{gt}}{k_{NG@Tm}} \quad (۱۸)$$

که در این رابطه  $Re_{gt}$  عدد رینولدز برای جریان درون لوله حاوی گاز،  $Pr_{NG@Tm}$  عدد پرائتل گاز طبیعی در دمای میانگین و  $m$  توان مربوط به حالت سرمایش و گرمایش می‌باشد. عدد  $m$  برای حالت گرمایش برابر  $m = 0.4$  و برای حالت سرمایش برابر  $m = 0.3$  است. با توجه به قطر لوله حاوی گاز  $D_{gt}$  می‌توان عدد رینولدز جریان را به صورت زیر ارائه نمود:

$$Re_{gt} = \frac{4 \times \dot{m}_{gt}}{\mu_{NG@Tm} \times \pi \times D_{gt}} \quad (۲۱)$$

که در آن  $\mu_{NG@Tm}$  ویسکوزیته گاز طبیعی در دمای متوسط لوله می‌باشد. به دلیل کوچک بودن ضریب انتقال حرارت

### ۲.۳.۲. تحلیل ترمودینامیکی گرم‌کن

انرژی مفید خروجی از گرم‌کن همان تغییر آنتالپی گاز در ورودی و خروجی کوئل‌ها می‌باشد و انرژی ورودی همان انرژی شیمیایی آزاد شده سوخت مصرفی است. در نتیجه بازده از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{NG}}{\dot{m}_f LHV} \times 100 \quad (۲۴)$$

با جایگذاری رابطه (۴) در رابطه (۲۴) خواهیم داشت:

$$\eta = \frac{\dot{m}_{NG}(h_2 - h_1)}{\dot{m}_f LHV} \times 100 \quad (۲۵)$$

## جدول ۱- ضرایب و خواص ترموفیزیکی مورد استفاده

Table 1. Used Thermophysical properties and coefficients

کمیت	$\rho$	$\mu$	k	LHV	P	T	R	$C_p$	Z
واحد	kg/m <sup>3</sup>	N.S/m <sup>2</sup>	W.m/K	kJ/kg	kPa	K	J/kg.K	J/g.K	-
مقدار	۱/۲۳	۱/۷۵*۱۰ <sup>-۴</sup>	۱۱/۳	۲۹۱۷۵/۳۸	۱۰۱/۳۰	۲۸۸/۱۵	۲۸۶/۹	۱/۰۰۵	۰/۹

برای بررسی دقت آزمایش و بررسی خطاهای غیر سیستماتیک، حرارت جابجایی و راندمان حرارتی مطابق با روابط (۲۳) و (۲۶)، تمامی آزمایشات حداقل ۵ مرتبه تکرار گردید. در جدول ۲

کمیت‌های اندازه‌گیری شده مورد نیاز برای محاسبه ضریب انتقال

## جدول ۲- نتایج تست تجربی جهت محاسبه راندمان در حالت معمولی

Table 2. Experimental results for the calculation of efficiency in normal condition

$\eta$ (%)	$T_{g,2}$ (°C)	$T_{g,1}$ (°C)	$\dot{m}_f$ (kg/s)	t (hr)	V(m <sup>3</sup> )	$\dot{m}_a$ (kg/s)	V(m/s)	مرحله تست
۳۵	۴۱/۲	۱۱/۶	۲/۲۴*۱۰ <sup>-۴</sup>	۳/۳۶	۲/۷۱۵	۰/۰۷۸	۱۳/۹	۱
۳۶	۴۰/۹	۱۱/۴	۲/۲۳*۱۰ <sup>-۴</sup>	۳/۳۴	۲/۶۸۰	۰/۰۸۰	۱۴/۱	۲
۳۵	۴۱/۴	۱۱/۸	۲/۲۷*۱۰ <sup>-۴</sup>	۳/۴۱	۲/۷۹۰	۰/۰۷۹	۱۴/۰	۳
۳۵	۴۰/۵	۱۰/۹	۲/۲۵*۱۰ <sup>-۴</sup>	۳/۳۸	۲/۷۴۰	۰/۰۷۸	۱۳/۸	۴
۳۶	۴۰/۹	۱۱/۱	۲/۲۱*۱۰ <sup>-۴</sup>	۳/۳۳	۲/۶۵۵	۰/۰۷۸	۱۳/۹	۵
۳۵	۴۱/۰	۱۱/۵	۲/۲۳*۱۰ <sup>-۴</sup>	۳/۳۵	۲/۶۹۰	۰/۰۷۹	۱۴/۱	۶

که برای CO<sub>2</sub> برابر ۵۶/۱\*۱۰<sup>-۳</sup>، برای CH<sub>4</sub> برابر ۱۰<sup>-۶</sup> و برای N<sub>2</sub>O برابر ۱۰<sup>-۷</sup> است (۲۰).

## ۴.۲. آنالیز عدم قطعیت

از آنجایی که بررسی تجربی همیشه با خطا همراه است، محققین همیشه سعی دارند تا مقدار آن را به حداقل برسانند که به علت دقت تجهیزات اندازه‌گیری و ابزارهای آزمایشگاهی، در این زمینه محدودیت وجود دارد (۲۱). به منظور درک بهتر نتایج اندازه‌گیری و به دست آوردن اندازه‌گیری با کیفیت‌های بالا آنالیز عدم قطعیت حائز اهمیت می‌باشد (۲۲). در مطالعه تجربی حاضر، عدم قطعیت تمام پارامترهای مستقل اندازه‌گیری شده محاسبه شده است (۳). مشخصات دستگاه‌ها و تجهیزات اندازه‌گیری مختلف با خصوصیات توصیف شده در جدول ۳ نمایش داده شده است. با توجه به مقدار حداکثر اندازه‌گیری پارامترها، عدم قطعیت نرخ جریان‌های جرمی سوخت و هوا به ترتیب ۱/۸٪ و ۱/۲٪ محاسبه

## ۲، ۳، ۴. بررسی میزان انتشار گازهای گلخانه‌ای

افزایش بهره‌وری سیستم‌های انرژی و کاهش هدر رفت حامل‌های انرژی از جمله گاز طبیعی یکی از مهم‌ترین روش‌های انتشار گاز گلخانه‌ای و غلبه بر نگرانی‌های زیست‌محیطی می‌باشد. گاز طبیعی عمدتاً از متان تشکیل شده و متان یکی از مهم‌ترین گاز گلخانه و مؤثر بر تغییر اقلیم محسوب می‌شود. جهت محاسبه میزان انتشار گازهای گلخانه‌ای از منابع احتراقی رابطه (۲۹) استفاده گردید (۱۹):

$$E_{C,NG,j} = Q_{NG} \times LHV \times EF_{NG,j} \quad (29)$$

که  $E_{C,NG,j}$  مقدار انتشار گازهای گلخانه‌ای احتراق گاز طبیعی بر حسب تن،  $Q_{NG}$ ،  $(CO_2, CH_4, N_2O)$ ،  $LHV$  مقدار مصرف سالیانه گاز طبیعی بر حسب مترمکعب، ارزش حرارتی گاز طبیعی  $(34.2 \times 10^{-3} GJ/m^3)$  و  $EF_{NG,j}$  ضریب انتشار گاز گلخانه‌ای ز برای گاز طبیعی می‌باشد



گردید. در تمامی آزمایشات مقدار ماکزیمم عدم قطعیت راندمان

حرارتی ۳/۸٪ به دست آمد.

جدول ۳- مشخصات دستگاه‌ها و تجهیزات ابزار دقیق

Table 3. Specification of equipment and instrument.

نام	سازنده	مدل	دامنه کارکرد	دقت
دستگاه ثبت کننده داده‌های دما	Lutron	BTM-4208 SD	-100 to 1300 C	Display resolution: 0.1 degree
دستگاه بادسنج	Lutron	LM-9000	0.4 to 30.0 m/s	$\leq 20$ m/s : $\pm 3\%$ F.S.
ترموکوپل	Omega	K Type	-270 to 1260C	0.75%
کنتور گاز دیافراگمی	گازسوزان	G4	0.5-6SCMH	$3\% q_{min} < q_i < 2q_{min}$ $2\% 2q_{min} < q_i < q_{max}$

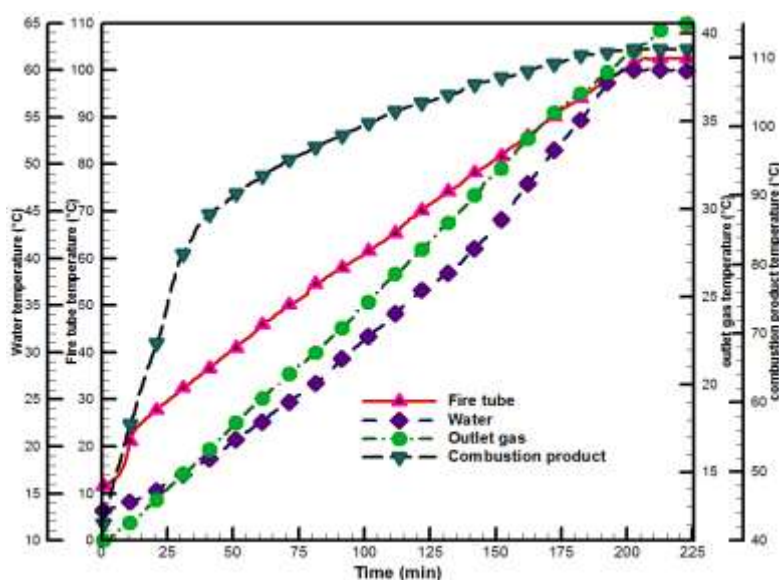
### ۳. نتایج

در این بخش ابتدا نتایج آزمایشات در خصوص راندمان حرارتی و ضریب انتقال حرارت جابجایی گرمکن ارائه و سپس با حالتی که از پره حرارتی بر روی لوله آتشدان گرمکن برای افزایش نرخ انتقال گرما به لوله گاز، گزارش گردیده است.

#### ۱.۳. نتایج تست تجربی در زمان به کارگیری گرمکن

##### ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی

همان‌طور که در بخش ۱،۲ توضیح داده شد دو عدد ترموکوپل در ورودی و خروجی سیال گرم شونده نصب شدند و حرارت دادن به گرم‌کن تا رسیدن دمای آب به حالت پایا، ادامه یافت. در این حالت، تمام دماها اندازه‌گیری و ثبت شدند. همان‌طور که از شکل ۴ ملاحظه می‌شود دمای سیال گرم شونده بعد از حدود ۲۱۰ دقیقه جریان گاز، پایا گردید.



شکل ۴- تغییرات دمای نقاط مختلف گرم‌کن تا زمان رسیدن به حالت پایا

Figure 4. Temperature variation in different parts of the heater until steady state

مانند حالت قبل، نتایج برای گرم‌کن همراه با پره حرارتی تکرار گردید. در این حالت مدت زمان پایدار شدن دمای آب در ۶۰ درجه سانتی‌گراد حدود ۱۹۶ دقیقه به طول انجامید.

و این حرارت از طریق جابجایی طبیعی به سیال گرم شونده (هوا)، انتقال یافت. اعمال حرارت تا رسیدن دمای آب به حالت پایا، ادامه یافت. با اعمال نتایج تست تجربی و اندازه‌گیری شده در روابط ۲۳ و ۲۶، میزان ضریب انتقال حرارت جابجایی و همچنین راندمان حرارتی مطابق جدول ۴ محاسبه گردید.

۲.۳. تحلیل انتقال حرارت و ترمودینامیکی گرم‌کن با به‌کارگیری پره حرارتی  
پس از انجام آزمایش و محاسبه مشخصات حرارتی و ترمودینامیکی گرم‌کن نسبت به نصب پره حرارتی مطابق با توضیحات در بخش ۱.۲ اقدام گردید. پس از آماده شدن تجهیزات آزمایشگاهی، حرارت از طریق آتشدان به آب اعمال شد

#### جدول ۴- نتایج تست تجربی

Table 4. Experimental test results

نوع گرم‌کن	t (min)	$T_{fg}(^{\circ}C)$	$T_{g-out}(^{\circ}C)$	$\eta$ (%)	$h(W/m^2K)$
معمولی	۲۱۰	۱۱۱/۲	۴۰/۶	۳۵	۶۸/۲
پره دار	۱۹۶	۹۶/۷	۴۳/۸	۴۱	۸۴/۳

#### ۳.۳. اعتبار سنجی نتایج

برای لوله گاز و آتشدان و ضرایب انتقال حرارت کلی، دمای آب به‌عنوان متغیر وابسته بر حسب زمان به‌عنوان متغیر مستقل با رابطه زیر محاسبه گردید (۲۳):

$$T_w(t) = \frac{0.02}{0.00031} (1 - e^{-0.00008797t}) + 48e^{-0.00008797t} \quad (33)$$

مدت زمان لازم برای رسیدن دمای آب به حالت پایا، یعنی ۶۰ درجه سانتی‌گراد، به مقدار ۲۲۶ دقیقه محاسبه گردید که با مقدار تجربی ۴٪ اختلاف وجود داشت. با عنایت به اینکه مقاومت ناشی از تشکیل رسوب در دیواره داخلی لوله گاز در ضریب کلی انتقال حرارت صرف‌نظر گردید، لذا در نظر گرفتن اثرات آن منجر به کاهش اختلاف مقادیر تجربی و تحلیل خواهد شد.

برای زمانی که مشعل روشن و گاز در آن در جریان است، با استفاده از روابط مربوط به انتقال حرارت و قانون اول ترمودینامیک، ضرایب انتقال حرارت جابجایی طبیعی و اجباری

صرف گرم کردن گاز طبیعی می‌گردد (۲۴). اگر نتایج این تحقیق (که منجر به بهبود راندمان به ۴۱٪ گردید) در کل ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز کشور به‌کارگیری شود، با انجام محاسبات ساده ملاحظه می‌گردد که از مصرف سوخت گرم‌کن به میزان ۰/۳۹ میلیارد مترمکعب کاهش می‌یابد. به‌منظور محاسبه میزان کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای متناظر با ۴۰ میلیون مترمکعب گاز طبیعی از رابطه (۲۹) استفاده گردید:

#### ۴.۳. تحلیل گرم‌کن با به‌کارگیری پره حرارتی در کاهش انتشار گاز گلخانه‌ای

در گرم‌کن‌های موجود در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی سراسر کشور، با راندمان (۳۵٪)، حدود ۰/۴۳ میلیارد مترمکعب

$$E_{C,NG,j} = 40 \times 10^6 m^3 \times 34.2 \times 10^{-3} GJ/m^3 \times (56.1 \times 10^{-3} + 10^{-6} + 10^{-7}) = 76746.3 ton$$

نتیجه‌گیری

- (۳) در گرم‌کن با پره حرارتی، دمای سیال گرم شونده در خروج از لوله گاز ۷٪ نسبت به حالت بدون پره افزایش داشت.
- (۴) مشخصات ترمودینامیکی و راندمان حرارتی گرم‌کن با پره نسبت به گرم‌کن معمولی ۱۴٪ ارتقا یافت.
- (۵) ضریب انتقال حرارت جابجایی گرم‌کن با پره نسبت به گرم‌کن معمولی ۱۹٪ بهبود یافت.
- (۶) با تعمیم نتایج بهبود راندمان به کلیه گرم‌کن‌های موجود در ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی در کشور، میزان کاهش مصرف انرژی و کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای طی یک سال، به ترتیب ۴۰ میلیون مترمکعب و ۷۶/۷۵ هزار تن برآورد گردید.

- در این تحقیق اثرات به‌کارگیری پره در افزایش راندمان حرارتی گرم‌کن ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی مورد بررسی قرار گرفت و ضمن اندازه‌گیری پارامترهای مختلف دستگاه آزمایش، نتایج به شرح ذیل حاصل گردیده است:
- (۱) در شرایط تقریباً مشابه در حالت گرم‌کن با پره حرارتی، زمان رسیدن دمای آب به حالت پایا، ۱۴ دقیقه کاهش یافت.
- (۲) در گرم‌کن با پره حرارتی، دمای گازهای حاصل از احتراق در خروجی از دودکش ۱۳٪ کاهش یافت که بیانگر انتقال حرارت بیشتر از لوله آتشدان به لوله حاوی سیال گرم شونده و در نتیجه کاهش اتلاف انرژی و انتشار گازهای گلخانه‌ای است.

فهرست علائم و اختصارات

Nomenclature		$\nu$	Specific volume(m <sup>3</sup> /kg)
$C_p$	Specific heat (J/kg.K)		<b>Abbreviations</b>
$D$	Diameter (m)	CGS	City gate station
$g$	(m/s <sup>2</sup> )Gravity acceleration	LHV	Low heating value (kJ/m <sup>3</sup> )
$h$	Convective heat transfer coefficient (W/ K)		<b>Subscripts</b>
$K$	Thermal conductivity (W.m/ K)	a	Air
$L$	(m)Length	f	Fuel
$\dot{m}$	mass flow rate (kg/s)	gt	Gas tube
$p$	(Kpa)Pressure	ft	Fire tube
$\dot{Q}$	(J/s) Heat transfer rate	NG	Natural gas
$h$	(J/kg) Enthalpy	TC	Thermocouple
$R$	Thermal resistance		<b>Greek symbols</b>
$s$	Specific entropy (J/kg.K)	$\mu$	Joule–Thomson coefficient
$T$	Temperature (°C)	$\eta$	Thermal efficiency (%)
$t$	Time (s)	$\rho$	Density(kg/m <sup>3</sup> )
$U$	Overall heat transfer coefficient(w/m <sup>2</sup> k)	$\nu$	Kinematic viscositym <sup>2</sup> /s)
$V$	Velocity (m/s)	$\beta$	Thermal expansion coefficient ( K <sup>-1</sup> )

733, 2018.

2. M. Olfati, M. Bahiraei, and F. Veysi, "A novel modification on preheating process of natural gas in pressure reduction stations to improve energy consumption, exergy destruction and

References

1. M. Olfati, M. Bahiraei, S. Heidari, and F. Veysi, "A comprehensive analysis of energy and exergy characteristics for a natural gas city gate station considering seasonal variations", *Energy*, pp. 721–

- turboexpander”, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, vol. 35, pp. 152–159, 2016.
9. M. Riahi, B. Yazdirad, M. Jadidi, and F. Berenjkar, “Optimization of Combustion Efficiency in Indirect Water Bath Heaters of Ardabil City Gate Stations”, *Seventh Mediterranean Combustion Symposium*, 2011.
  10. W. J. Kostowski and S. Usón, “Comparative evaluation of a natural gas expansion plant integrated with an IC engine and an organic Rankine cycle”, *Energy Conversion and Management*, vol. 75, pp. 509–516, 2013.
  11. M. Naderi, G. Ahmadi, M. Zarringhalam, O. Akbari, and E. Khalili, “Application of water reheating system for waste heat recovery in NG pressure reduction stations, with experimental verification”, *Energy*, vol. 162, pp. 1183–1192, 2018.
  12. M. Farzaneh-Gord, S. Izadi, M. Deymi-Dashtebayaz, S. I. Pishbin, and H. Sheikhani, “Optimizing natural gas reciprocating expansion engines for Town Border pressure reduction stations based on AGA8 equation of state”, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, vol. 26, pp. 6–17, 2015.
  13. M. Kargaran, A. Arabkoohsar, S. J. Hagighat-Hosini, V. Farzaneh-Kord, and M. Farzaneh-Gord, “The second law analysis of natural gas behaviour within a vortex tube”, *Thermal Science*, vol. 17, no. 4, pp. 1079–1092, 2013.
  14. E. ghasemikafroudi, M. Amini, M. R. Habibi and F. Goodarzvand, “Evaluation of Greenhouse Gas Emissions of Gas Pressure Reduction Stations”, *Journal of Environmental Science and Technology*, First Online, CO<sub>2</sub> emission: Preheating based on real demand”, *Energy*, vol. 173, pp. 598–609, 2019.
  3. S. Rastegar, H. Kargarsharifabad, M. B. Shafii, and N. Rahbar, “Experimental investigation of the increasing thermal efficiency of an indirect water bath heater by use of thermosyphon heat pipe”, *Thermal Science*, vol. OnLine-Fir, 2020.
  4. S. H. Azizi *et al.*, “Study of preheating natural gas in gas pressure reduction station by the flue gas of indirect water bath heater”, *Research at Islamic Azad University, Bandar Lengeh branch, Iran*, vol. 3, no. 27, pp. 17–22, 2014. (In Persian)
  5. S. Rastegar, H. Kargarsharifabad, N. Rahbar, M.B. Shafii, “Distilled water production with combination of solar still and thermosyphon heat pipe heat exchanger coupled with indirect water bath heater - experimental study and thermoeconomic analysis”, *Applied Thermal Engineering*, First Online, 2020.
  6. E. Khalili, M. Hoseinalipour, and E. Heybatian, “Efficiency and heat losses of indirect water bath heater installed in natural gas pressure reduction station; evaluating a case study in Iran”, in *Proceedings of 8th National Energy Congress, Shahrekord, Iran*, 2011. (In Persian)
  7. M. Farzaneh-Gord and M. Deymi-Dashtebayaz, “Recoverable Energy in Natural Gas Pressure Drop Stations: A Case Study of the Khangiran Gas Refinery”, *Energy Exploration & Exploitation*, vol. 26, no. 2, pp. 71–82, 2008.
  8. A. Zabihi and M. Taghizadeh, “Feasibility study on energy recovery at Sari-Akand city gate station using

- removals. 2012.
20. Greenhouse Gas Emissions., *Unofficial electronic version of the Regulation for the Mandatory Reporting of Greenhouse Gas Emissions*. [Http://www.oal.ca.gov/CCR.htm](http://www.oal.ca.gov/CCR.htm).
  21. S. A. Bell, “A beginner’s guide to uncertainty of measurement.”, 2001.
  22. F. A. MCCLINTOCK, “Describing uncertainties in single-sample experiments”, *Mechanical Engineering*, vol. 75, no. 1, pp. 3–8, 1953.
  23. S. Rastegar, “Experimental Investigation of Using Heat Pipe for Increase Efficiency of Indirect Water Bath Heater” , Ph.D Thesis, Islamic azad university, semnan beranch, 2020. (In Persian)
  24. “www.nigc.ir”, (In Persian)
  2018. (In Persian)
  15. R. Marandi, M.E. masomi, H. Azad manesh, “Investigating the Effects of Energy Optimization Methods on Gaseous Pollutant Emissions”, *Journal of Environmental Science and Technology*, vol. 8, pp. 95–108, 2007. (In Persian)
  16. M. W. Zemansky, M. M. Abbott, and H. C. Van Ness, *Basic engineering thermodynamics*. McGraw-Hill Companies, 1975.
  17. E. U. Schlunder, “Heat exchanger design handbook”, 1983.
  18. F. Incropera and D. DeWitt, “Introduction to heat transfer”, 1985.
  19. B. E. I. 14064-1, *Greenhouse gases, Part 1: Specification with guidance at the organization level for quantification and reporting of greenhouse gas emissions and*