



## شبیه سازی نرم افزاری هیت‌های گازی ایستگاه تقلیل فشار گاز جهت بهینه سازی و بازیافت انرژی

**ناهدید طاهریان:** استادیار دانشکده علوم ریاضی و کامپیوتر، دانشگاه خوارزمی، nahid.taherian@gmail.com

**علی رشیدمردانی:** کارشناس ارشد سیستم‌های انرژی، دانشکده مهندسی انرژی دانشگاه آزاد اسلامی، واحد علوم و تحقیقات /  
A\_rashidmardani@yahoo.com

**مهدی حمزه‌ای:** استادیار دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی، واحد اهواز / mahdi\_hamzei@iauhvaz.ac.ir

### چکیده

یکی از دستگاه‌های پرمصرفی که در صنعت انتقال گاز کاربرد فراوانی دارد، هیت‌گازی می‌باشد. در سال‌های اخیر، بحران انرژی در جهان و مشکلات زیست‌محیطی ناشی از سوخت‌های فسیلی لزوم بهینه سازی اینگونه دستگاه‌ها را بیش از گذشته آشکار ساخته است. در این تحقیق ابتدا با در نظر گرفتن ایستگاه تقلیل فشار گاز ماهشهر به عنوان مورد مطالعاتی، به محاسبه تلفات حرارتی هیت‌ر نصب شده در این ایستگاه به عنوان مهمترین عامل پایین بودن بازده این دستگاه پرداخته شده است. در ادامه سیکل فرآیندهای منتج به گرم شدن گاز طبیعی در هیت‌های گازی در نرم افزار هایسیس مدل شده است. بدین ترتیب پیشنهاد استفاده از حرارت اتلافی از دودکش در جهت پیش گرمایش هوای احتراق بررسی گردیده است. در قسمت بعد با استفاده از نرم افزار ترموفلو به مدلسازی یک سیکل ترکیبی برای استفاده از انرژی حرارتی گازهای خروجی در جهت تولید انرژی الکتریکی پرداخته شده است. همچنین تأثیر درصد هوای اضافی و رطوبت نسبی هوای احتراق بر گرمای ویژه، دمای شعله آدیاباتیک و نقطه شبنم محصولات احتراق مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاکی از آن است که افزایش دمای هوای احتراق باعث کاهش سوخت مصرفی و افزایش بازده احتراق می‌شود. همچنین با در نظر گرفتن طرح پیشنهادی به عنوان یک نیروگاه، ۱۶۸ مگاوات ساعت انرژی الکتریکی در طول یک سال تولید خواهد شد که با فروش این میزان انرژی الکتریکی می‌توان درآمد قابل توجهی بدست آورد.

**واژگان کلیدی:** ایستگاه تقلیل فشار گاز، هیت‌گازی، پیش گرمایش هوای احتراق، بازیافت حرارت، درصد هوای اضافی، درصد رطوبت نسبی



## ۱- مقدمه

انتقال گاز طبیعی در فشارهای بالا انجام می‌شود اما با توجه به نیاز مصرف‌کننده‌ها به فشارهای پایین‌تر، لازم است که فشار آن در محل مصرف تقلیل یابد. این امر توسط ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز انجام می‌گیرد. در اکثر این ایستگاه‌ها، فشار گاز توسط شیر فشارشکن به مقدار مورد نظر کاهش می‌یابد. فرآیند تقلیل فشار را می‌توان یک فرآیند آنتالپی ثابت در نظر گرفت که در آن ضریب ژول - تامپسون ( $\mu_{JT}$ ) عدد مثبتی است. یعنی با کاهش فشار دمای گاز طبیعی نیز افت خواهد کرد. با نزدیک شدن دمای گاز به نقطه شبنم، بخار مایعات همراه گاز اعم از آب و هیدروکربن‌های سنگین‌تر به صورت مایع در آمده و در دمای پایین محیط در تأسیسات ایجاد یخ زدگی می‌نماید [۱]. برای اجتناب از ایجاد چنین مشکلاتی گاز طبیعی عبوری از ایستگاه تقلیل فشار، قبل از عبور از شیر فشارشکن، توسط هیتر گازی گرم می‌شود. از آنجائیکه سالیانه میلیون‌ها متر مکعب سوخت در هیترهای گازی صرف گرمایش گاز طبیعی عبوری از ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز می‌گردد، لزوم بازنگری در عملکرد این دستگاه‌های پرمصرف بیش از هر زمان دیگری احساس می‌گردد. در این خصوص خلیلی [۲] در مطالعه‌ای که بر روی هیترگازی نصب شده در ایستگاه تقلیل فشار گاز شهرکرد انجام شده است به بررسی بازده و تلفات حرارتی این هیتر پراخته است. در تحقیقی دیگر ریاحی [۳] با تنظیم مشعل و نصب دمپر بارومتریکی باعث کاهش در تلفات دودکش هیتر نصب شده در ایستگاه برون شهری اردبیل شده‌اند. در مبحث استفاده از انرژی خورشیدی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی، فرزانه گرد و همکاران [۴] اقدامات قابل توجهی در ایستگاه آکند ساری انجام داده‌اند. در پژوهش پیش رو، سعی بر آن است که مطالعات بر روی یک مورد خاص (ایستگاه ماهشهر) بیشتر به صورت تئوری انجام گیرد تا بتوان از نتایج و راهکارهای بدست آمده در سایر موارد نیز استفاده نمود. برای این کار ابتدا یک روز به عنوان روز میانگین از ماه‌های کارکرد هیتر انتخاب شده است. تلفات حرارتی و بازده هیتر در هر ساعت از شبانه روز محاسبه گردیده است. سپس به بررسی پیشنهاداتی در رابطه با کاهش تلفات و استفاده از انرژی حرارتی گازهای خروجی از دودکش هیترهای گازی در جهت پیش گرمایش هوای مورد نیاز احتراق و تولید انرژی الکتریکی از آنها پرداخته شده است.

## ۲- موازنه انرژی

در هیترهای گازی شعله حاصل از سوزاندن سوخت در مشعل هیتر به همراه محصولات احتراق وارد لوله آتش‌خوار گردیده و باعث بالا رفتن دمای آن می‌شود. گرم شدن لوله باعث انتقال حرارت از آن به آب درون محفظه هیتر گردیده و آب گرم شده نهایتاً منجر به گرم شدن گاز درون کویل‌های انتقال گاز می‌شود. با در نظر گرفتن هیتر شکل (۱) به عنوان یک حجم کنترل، قانون بقای انرژی به صورت زیر خواهد بود.

$$\dot{Q}_{fuel} = \dot{Q}_{stack} + \dot{Q}_{suf} + \dot{Q}_{NG} + \dot{Q}_{stored} \quad (1)$$

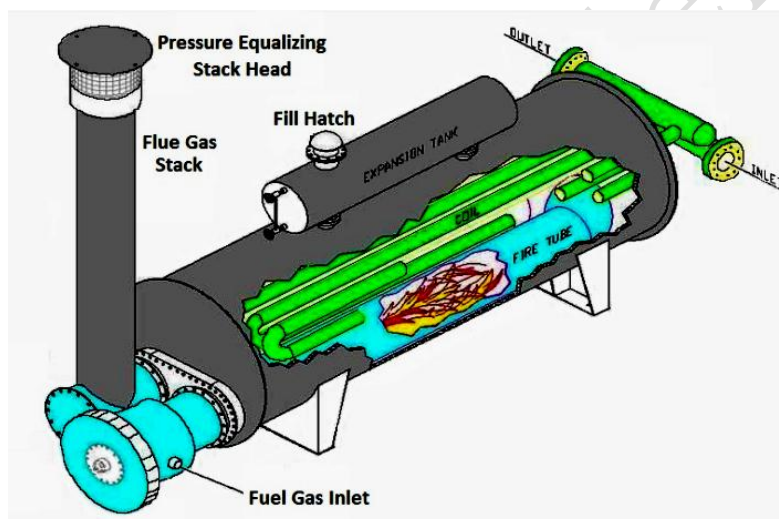
در این رابطه  $\dot{Q}_{fuel}$  توان گرمایشی ایجاد شده از احتراق سوخت،  $\dot{Q}_{NG}$  توان حرارتی برای افزایش دمای گاز طبیعی،  $\dot{Q}_{stored}$  حرارت لازم برای بالا بردن دمای آب درون محفظه هیتر و  $\dot{Q}_{suf}$  تلفات ناشی از انتقال حرارت تابشی و جابجایی از طریق سطح هیتر و همگی بر حسب ( $kW$ ) می‌باشد. برای محاسبه  $\dot{Q}_{NG}$  از قانون اول ترمودینامیک استفاده می‌شود [۲]:

$$\dot{Q}_{NG} (kW) = \dot{m}_{NG} (h_{out} - h_{in}) = \dot{m}_{NG} \int_{T_{NG-1}}^{T_{NG-2}} C_{P,NG} dT \quad (2)$$

در رابطه (۲)،  $C_{PNG}$  گرمای ویژه گاز طبیعی در فشار ثابت  $(kJ/kg.K)$ ،  $m_{NG}$  دبی جرمی گاز طبیعی  $(kg/s)$  و  $h_{out}$  و  $h_{in}$  آنتالپی گاز طبیعی در ورودی و خروجی هیتر  $(kJ/kg)$  و  $T_{NG-1}$  و  $T_{NG-2}$  به ترتیب دمای گاز طبیعی ورودی به هیتر و دمای گاز طبیعی خروجی از هیتر  $(K)$  می‌باشد. با محاسبات ترمودینامیکی مقدار دقیق گرمای ویژه در فشار ثابت گاز طبیعی به عنوان تابعی از دما بدست می‌آید [۵].

$$C_{P_{mix}} = \sum X_i \times C_{P_i} \quad (3)$$

در رابطه فوق  $X_i$  کسر جرمی اجزاء و  $C_{P_i}$  گرمای ویژه آنها می‌باشد. فرآیند احتراق در لوله‌های آتش‌خوار هیتر، فرآیندی پایدار در فشار ثابت فرض می‌شود و همگی گازها ایده‌آل در نظر گرفته می‌گردند. جدول ۱ آنالیز گاز طبیعی موجود در ایستگاه مورد نظر را نشان می‌دهد.



شکل ۱: شماتیک عملکرد هیترگازی [۶]

جدول ۱: آنالیز گاز طبیعی موجود در ایستگاه ماهشهر

درصد حجمی آنالیز گاز	ترکیب شیمیایی	نام
۸۳/۲۳	CH4	متان
۱۰/۹۷	C2H6	اتان
۳/۴۱	C3H8	پروپان
۰/۳۷	C4H10	ایزوبوتان
۰/۸۷		نرمال بوتان
۰/۱۴	C5H12	ایزوپنتان
۰/۱۱		نرمال پنتان
۰/۳۶	CO2	دی اکسید کربن

۰/۵۴	N2	نیتروژن
۴/۲ ppm	H2S	سولفید هیدروژن
۰/۵ ppm	Na + K	سدیوم و پتاسیم
۲ ppm	Ca	کلسیم
۲ ppm	-	سایر فلزات

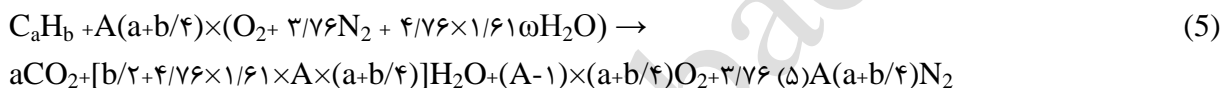
ظرفیت هیتر مذکور  $125000 \text{ m}^3/\text{h}$  می‌باشد که با در نظر گرفتن اجزای فوق چگالی گاز طبیعی این ایستگاه  $0.1763 \text{ kg}/\text{m}^3$  به دست خواهد آمد. دمای گاز ورودی را می‌توان برابر با دمای خاک احاطه‌کننده لوله‌های انتقال گاز فرض نمود و از رابطه زیر بدست آورد [۷]:

$$T_{NG-1} = T_{soil} = 0.0084 T_{am}^2 + 0.3182 T_{am} + 11.403 \quad (4)$$

در این رابطه  $T_{soil}$  دمای خاک و  $T_{am}$  دمای محیط است. دمای گاز خروجی از هیتر  $30^\circ \text{C}$  فرض گردیده است.

### ۳- تلفات حرارتی از دودکش

معادله احتراق کلی برای یک سوخت هیدروکربنی با درصد هوای تئوری برابر با  $A$  و میزان رطوبت نسبی هوای محیط  $\omega$  به صورت زیر می‌باشد [۳]:



برای ساده سازی محاسبه میزان تلفات حرارتی هیتر، متان به عنوان سوخت احتراق مفروض گردیده است. با در نظر گرفتن آنالیز گازهای خروجی از دودکش هیتر گازی نصب شده در ایستگاه تقلیل فشار گاز ماهشهر هوای اضافی برابر با ۵۰٪ برای انجام محاسبات فرض معقولی به نظر می‌رسد [۸]. همچنین میانگین سالیانه رطوبت نسبی محل مورد نظر ۴۶ درصد است. تلفات ناشی از خروج گازهای حاصل از احتراق بر طبق معادله زیر محاسبه می‌گردد [۳]:

$$\dot{Q}_{stack} (kw) = \dot{m}_{product} (h_{out,stack} - h_{in,stack}) \quad (6)$$

$$= \dot{m}_{product} \left( \int_{T_{m,o}}^{T_{m,i}} C_{p,product} dT + \int_{T_{am}}^{T_{m,o}} C_{p,product} dT \right)$$

در این رابطه  $\dot{m}_{product}$  نرخ جریان جرمی محصولات احتراق ( $\text{kg}/\text{s}$ )،  $T_{m,i}$  میانگین دمای گازهای خروجی در ورودی دودکش ( $K$ ) که در حدود  $400^\circ \text{C}$  می‌باشد،  $T_{m,o}$  میانگین دمای گازهای حاصل از احتراق در خروجی دودکش ( $K$ )، و  $C_{p,product}$  گرمای ویژه گازهای حاصل از احتراق ( $\text{kJ}/\text{kg.K}$ ) می‌باشد.

از جمله پارامترهایی که در رابطه (۶) نقش اساسی در تعیین میزان تلفات حرارتی از طریق دودکش ایفا می‌کند، گرمای ویژه ترکیب گازهای حاصل از احتراق در خروجی دودکش و در فشار ثابت است که از رابطه (۳) محاسبه می‌گردد. در ادامه تأثیر درصد هوای اضافی و رطوبت نسبی بر مقدار  $C_{p,product}$  نشان داده شده است.

برای بدست آوردن مقدار  $\dot{m}_{product}$  برای استفاده در معادله (۶) می‌باید همواره قانون بقای جرم بر طبق رابطه (۷) در نظر گرفته شود.

$$\dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{air} = \dot{m}_{product} \quad (7)$$

برای بدست آوردن  $\dot{Q}_{surf}$  دمای سطح درونی محفظه هیتر برابر با دمای آب گرم درون هیتر در نظر گرفته می‌شود، بنابراین [۸]:

$$\dot{Q}_{surf} = \frac{T_w - T_{am}}{\sum R_t} \quad (۸)$$

که در رابطه فوق،  $T_w$  دمای آب درون هیتر ( $^{\circ}C$ ) و  $R_t$  مقاومت حرارتی مواد تشکیل دهنده بدنه هیتر می‌باشد. کویل درون آب را می‌توان به عنوان لوله با دمای ثابت محیط در نظر گرفت که بدین ترتیب [۴] و [۹]:

$$\frac{T_w - T_{NG-2}}{T_w - T_{NG-1}} = e^Y, Y = \frac{-\pi D_{oc} L_c U_c}{\dot{m}_{NG} C_{p_{NG}}} \quad (۹)$$

که در آن  $D_{oc}$  و  $L_c$  و  $U_c$  به ترتیب قطر خارجی، طول و ضریب انتقال حرارت کلی کویل می‌باشند. با مرتب کردن معادله فوق براساس  $T_w$  معادله زیر بدست می‌آید:

$$T_w = (T_{NG-2} - T_{NG-1} e^Y) / (1 - e^Y) \quad (۱۰)$$

$\dot{Q}_{stored}$  با فرض دوره زمانی ۱ ساعته از  $i$  تا  $i+1$  و  $C_{p_w}$  (گرمای ویژه آب) ثابت به صورت زیر محاسبه می‌گردد [۳]:

$$\dot{Q}_{stored} (kW) = \int_i^{i+1} \dot{m}_w C_{p_w} dT \quad (۱۱)$$

#### ۴- اثرات پیش گرم نمودن هوای احتراق

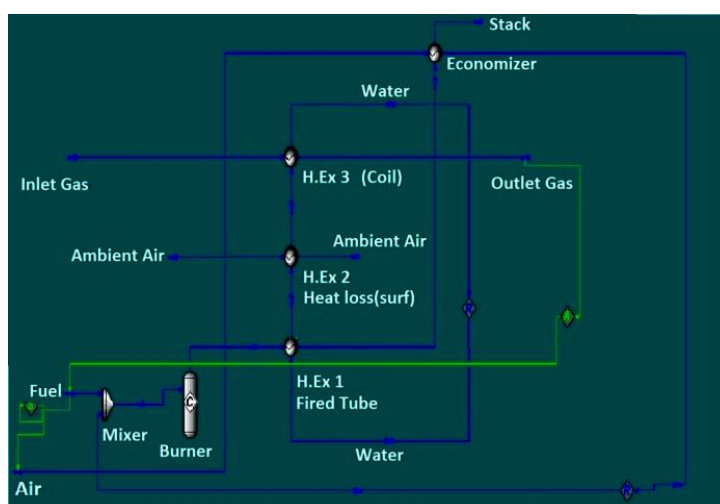
دمای شعله متغیری مهم در تشخیص میزان انتقال حرارت از شعله به لوله آتشخوار و به تبع آن آب و گاز طبیعی درون کویل-ها است. مقدار دمای واقعی و آدیاباتیک شعله با یکدیگر متفاوت است، اما جهت گیری‌های یکسانی دارند. با فرض آنکه کاری انجام نشده باشد و تغییری در انرژی جنبشی و پتانسیل رخ ندهد، درجه حرارت آدیاباتیک شعله حداکثر دمایی است که مواد اولیه می‌توانند در اثر احتراق به آن برسند، زیرا هیچ انتقال حرارتی از مواد اولیه صورت نگرفته و هیچ احتراق ناقصی باعث کاهش درجه حرارت محصولات نشده است. برای یک سوخت معین و فشار و درجه حرارت مشخص مواد اولیه، حداکثر درجه حرارت آدیاباتیک شعله، با مخلوط استوکیومتری قابل حصول است. برای محاسبه درجه حرارت آدیاباتیک شعله در مورد حاضر چون فرآیند آدیاباتیک است [۵]:

$$H_R = H_P \Rightarrow \sum_R n_i (\bar{h}_f^0 + \Delta h)_i = \sum_P n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta h)_e \quad (۱۲)$$

یعنی آنتالپی مواد اولیه واکنش دهنده ( $H_R$ ) همواره برابر با آنتالپی محصولات ( $H_P$ ) خواهد بود. در این رابطه  $\bar{h}_f^0$  معرف آنتالپی تشکیل،  $\Delta h$  اختلاف آنتالپی از حالت مرجع و  $n$  بیانگر تعداد مول‌ها می‌باشد. با استفاده از رابطه (۶)، جداول ترمودینامیکی و با روش آزمون و خطا درجه حرارتی برای محصولات پیدا شود که در معادله فوق صدق کند. این دما برابر با ۱۱۷۷K بدست می‌آید [۸]. از پارامترهای مؤثر بر دمای شعله آدیاباتیک می‌توان به درصد هوای اضافی و رطوبت نسبی هوای احتراق اشاره کرد که در ادامه تأثیر آنها نشان داده شده است.

پیش گرم نمودن سوخت و یا اکسید کننده، نیز منجر به افزایش انرژی حرارتی محسوس و در نتیجه دمای شعله آدیاباتیک می‌شود. البته به علت آنکه نرخ جرمی هوا به عنوان اکسید کننده در مقایسه با سوخت بیشتر می‌باشد، پیش گرم نمودن آن

تأثیر بیشتری بر دمای شعله آدیاباتیک دارد. در هیترهای گازی کم کردن مصرف سوخت مشعل در حالیکه دمای گاز طبیعی خروجی بر روی عدد موردنظر ثابت باشد مهمترین هدف است. یکی از روش‌های موفق در کاهش مصرف سوخت، استفاده از گازهای داغ خروجی از دودکش برای پیش گرم کردن هوای احتراق است. برای بررسی این موضوع سیکل منتج به گرمایش گاز طبیعی در هیترگازی مطابق شکل ۲ در نرم افزار هایسیس مدل شده است. در این مدل سعی شده است معادله انرژی (۱) در هیترهای گازی رعایت شود.

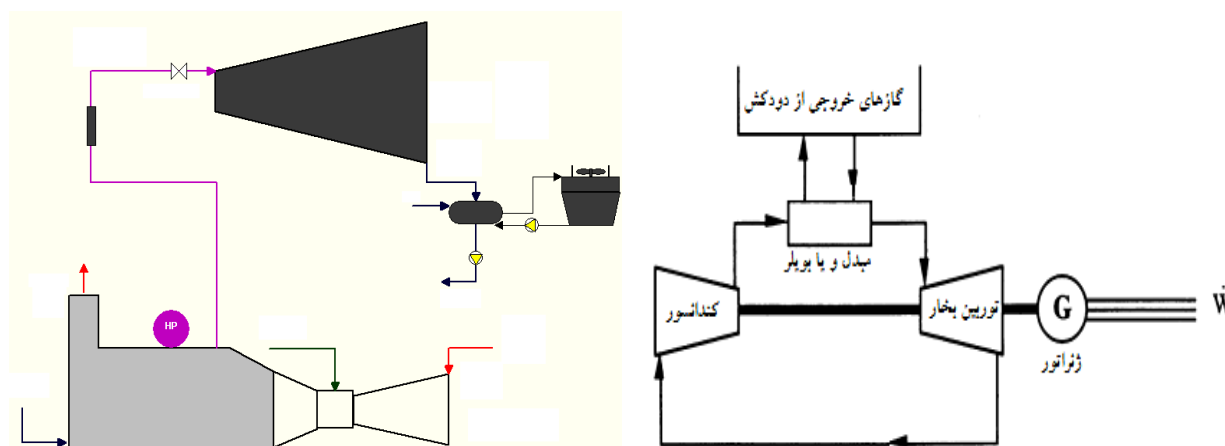


شکل ۲: شماتیک سیکل منتج به گرم شدن گاز در نرم افزار هایسیس

## ۵- تولید انرژی الکتریکی از گازهای خروجی از دودکش

از دیگر راه‌های بکارگیری انرژی حرارتی اتمالی از دودکش، کاربرد آن در توربین‌های بخار به منظور تولید انرژی الکتریکی است. اگر گازهای خروجی از دودکش هیترهای گازی را همچون گازهای خروجی از توربین‌های گازی تصور کنیم، با استفاده از یک مبدل حرارتی و انتقال حرارت از گازهای خروجی به آب و تولید بخار، توسط یک توربین بخار و اتصال آن به ژنراتور می‌توان میزان قابل توجهی برق تولید نمود. بخار پس از عبور از توربین وارد کندانسور می‌شود و آب تولید شده در آن مجدداً وارد سیکل می‌گردد. شکل ۳ شماتیک توضیحات گفته فوق را نشان می‌دهد. در این قسمت با استفاده از نرم افزار ترمو فلو و ماژول جی تی پرو مدل‌سازی این طرح انجام شده است (شکل ۴). گازهای خروجی از توربین گازی از نظر ترکیب، دما و دبی بر اساس اطلاعات بدست آمده از گازهای خروجی از دودکش هیترگازی مورد مطالعه تعیین گردیده‌اند.





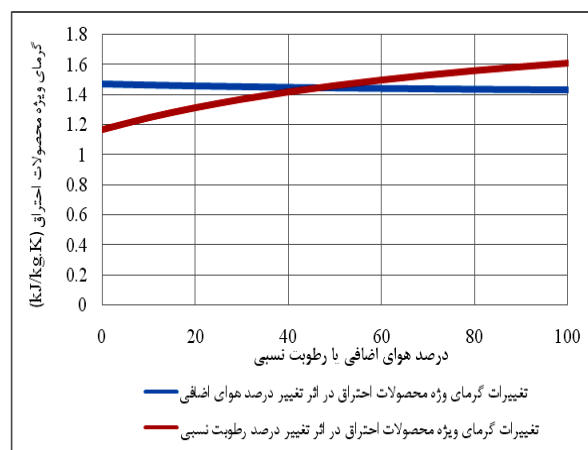
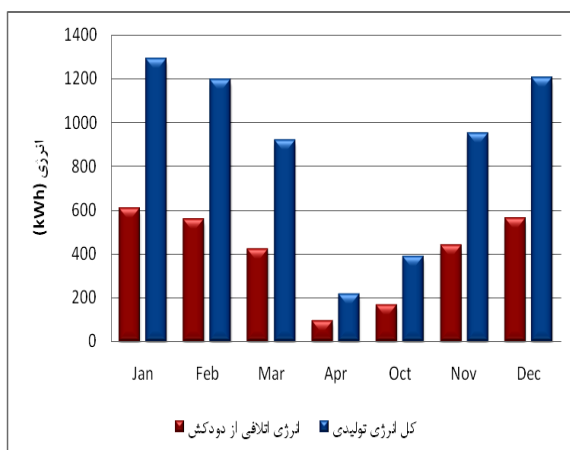
شکل ۳: طرح پیشنهادی برای تولید برق از گازهای خروجی [۱۱] شکل ۴: شماتیک طرح پیشنهادی برای تولید برق در نرم افزار ترموفلو

با تجزیه مولی محصولات احتراق و فرض انجام عمل احتراق در فشار  $100 \text{ kPa}$ ، فشار جزئی آب بدست می‌آید. درجه حرارت اشباع مربوط به این فشار برابر با درجه حرارت نقطه شبنم محصولات می‌باشد که در مورد حاضر حدود  $80.6^\circ\text{C}$  محاسبه می‌گردد. آب حاصل از چگالش بخار در محصولات احتراق معمولاً حاوی برخی گازهای محلول است و لذا ممکن است کاملاً خورنده باشد. به همین دلیل محصولات احتراق را غالباً در درجه حرارتی بالاتر از نقطه شبنم نگه می‌دارند تا در اتمسفر تخلیه شوند. اگر از گاز بدون سولفور به عنوان سوخت استفاده گردد و دودکش عایق‌بندی نشده باشد، مینیمم دمای گازهای خروجی حاصل از احتراق می‌بایست در حدود  $250^\circ\text{F}$  ثابت نگهداشته شود تا درون دودکش خوردگی ایجاد نگردد [۱۲]. بنابراین نقطه شبنم محصولات احتراق در طرح پیشنهادی فوق نیز می‌باید مورد توجه قرار گیرد. پارامترهای مؤثر بر نقطه شبنم محصولات، نیز درصد هوای اضافی و رطوبت نسبی هوای احتراق می‌باشد.

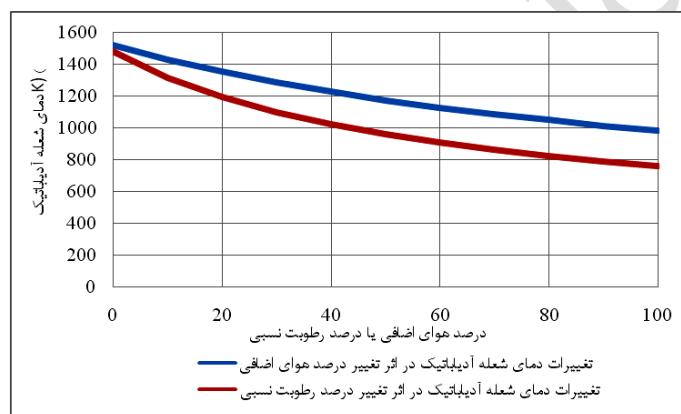
## ۶- نتایج

در این بخش به بررسی نتایج حاصله از این تحقیق پرداخته می‌شود. در شکل ۵ میزان انرژی حرارتی اتلافی از دودکش در قیاس با کل انرژی تولیدی حاصل از سوزاندن سوخت در مشعل هیتر نشان داده شده است [۱۳]. این میزان ۴۶٪ کل انرژی تولیدی از سوزاندن سوخت در مشعل هیتر را تشکیل می‌دهد. انرژی حرارتی اتلافی از سطح هیتر در حدود ۱٪ از کل انرژی تلف شده از هیتر را شامل می‌شود.

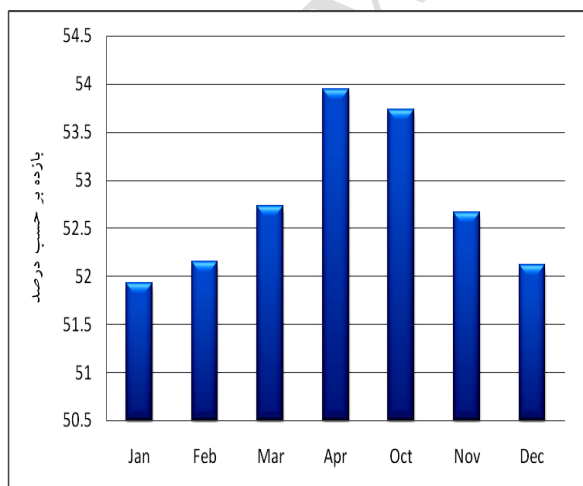
در شکل ۶ تأثیر درصد هوای اضافی و رطوبت نسبی بر گرمای ویژه محصولات احتراق بر حسب  $(\text{kJ/kg.K})$  نشان داده شده است. لازم به ذکر است مقادیر  $C_{p_{\text{product}}}$  محاسبه شده در این نمودار برای دمای خروجی دودکش برابر با  $673 \text{ K}$  بدست آمده‌اند. برای رسم نمودار تغییرات گرمای ویژه محصولات احتراق در اثر تغییر درصد هوای اضافی، رطوبت نسبی برابر با شرایط سایت مورد نظر (۴۶ درصد) و برای رسم نمودار تغییرات گرمای ویژه محصولات احتراق در اثر تغییر رطوبت نسبی، میزان هوای اضافی ۵۰٪ در نظر گرفته شده است. شکل ۷ تغییرات دمای شعله آدیاباتیک محصولات احتراق، در اثر تغییر درصد هوای اضافی و درصد رطوبت نسبی هوای احتراق را نشان می‌دهد.



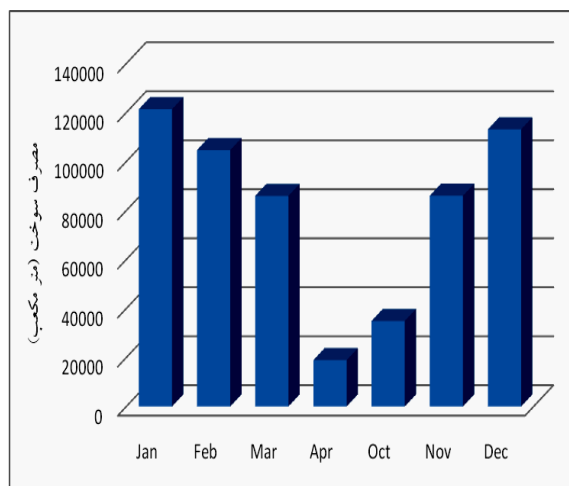
شکل ۵: حرارت اتلافی از دودکش در قیاس با کل انرژی تولیدی (kWh) شکل ۶: تأثیر هوای اضافی و رطوبت نسبی بر گرمای ویژه محصولات احتراق



شکل ۷: دمای شعله آدیباتیک در اثر تغییر هوای اضافی و رطوبت نسبی



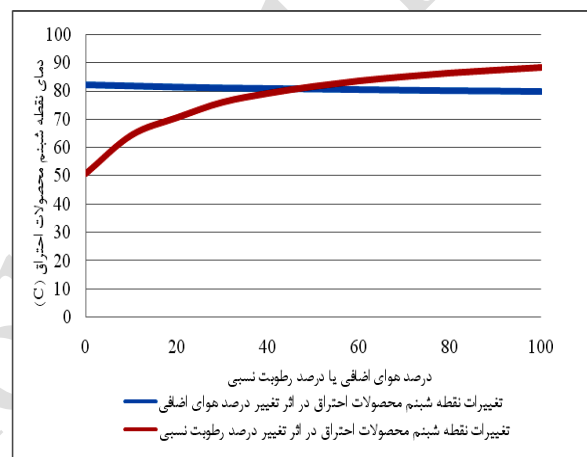
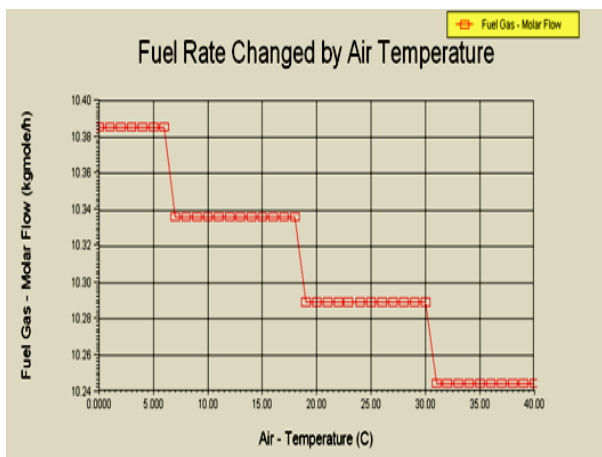
شکل ۹: مصرف سوخت در ماه‌های مختلف



شکل ۸: میانگین بازده هیترگازی در ماه‌های کارکرد



شکل ۸ بازده هیتر در ماه‌های مختلف را نشان می‌دهد. میانگین کلی بازده هیتر در حدود ۵۲٪ می‌باشد. همانطور که در شکل ۹ مشخص است هیتر تحت مطالعه با وجود قرار داشتن در منطقه آب و هوایی نسبتاً گرم و خاموش بودن در ۵ ماه از سال، نزدیک به  $565000 \text{ m}^3$  گاز طبیعی در یک سال مصرف خواهد کرد. شکل ۱۰ تغییرات مصرف سوخت مشعل هیتر با افزایش دمای هوای احتراق در مشعل هیترگازی را نشان می‌دهد. در یک مورد مطالعاتی خاص، افزایش هوای لازم برای احتراق به میزان  $40^\circ \text{C}$  با ثابت نگاهداشتن دمای گاز خروجی از هیتر باعث کاهش حدود  $0.15 \text{ kgmole/h}$  در مصرف سوخت مشعل می‌شود. در جدول ۲ میانگین انرژی الکتریکی تولیدی توسط سیستم پیشنهادی در ماه‌های کارکرد هیتر نشان داده شده است. جدول ۳ نیز هزینه‌های طرح پیشنهادی و طول عمر اجزای اصلی این طرح را نشان می‌دهد.



شکل ۱۰: تغییرات مصرف سوخت با افزایش دمای هوای احتراق شکل ۱۱: تأثیر هوای اضافی و رطوبت نسبی بر نقطه شبنم محصولات

جدول ۳: هزینه‌های طرح پیشنهادی و طول عمر اجزای اصلی [۱۱]

کندانسور و سیستم خنک	مولد بخار و باز یافت	ژنراتور تولید	توربین بخار	
۴۵	۸۰	۲۳۰	۶۳۰	هزینه سرمایه گذاری اولیه ( $\$/kW$ )
۱/۳۵	۱/۶	۲/۳	۳/۷۵	هزینه تعمیرات و نگهداری ( $\$/kW$ )
۳۰	۳۰	۲۰	۲۰	طول عمر (سال)

جدول ۲: میزان انرژی الکتریکی تولیدی توسط سیستم پیشنهادی

ماه‌های کارکرد هیتر	میانگین دمای محیط ( $^\circ \text{C}$ )	میانگین $m_{product}$ در ماه ( $t/h$ )	میانگین توان الکتریکی تولیدی ( $kW$ )
ژانویه	۱۲/۲	۴/۰۸	۵۱/۱
فوریه	۱۴	۳/۷۶	۴۶/۶۵
مارس	۱۸/۸	۲/۸۹	۳۵
آوریل	۲۹/۲	۰/۶۵	تقریباً صفر
اکتبر	۲۶/۸	۱/۱۷	۱۳/۸۵
نوامبر	۱۸/۳	۲/۹۹	۳۶/۲۹
دسامبر	۱۳/۸	۳/۸	۴۷/۱۹



در شکل ۱۱ نیز اثر تغییرات درصد هوای اضافی و درصد رطوبت نسبی هوای احتراق بر دمای نقطه شبنم محصولات احتراق نشان داده شده است. نقاط تلاقی دو خط در نمودارهای ۲ و ۷ شرایط سایت مورد نظر (۵۰٪ هوای اضافی و ۴۶٪ رطوبت نسبی) را نشان می‌دهد.

## ۷- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

همانطور که نشان داده شد مهمترین عامل پایین بودن بازده هیترهای گازی تلفات حرارتی از دودکش این دستگاه‌ها می‌باشد. از جمله عوامل مؤثر بر گرمای ویژه محصولات احتراق و به تبع آن تلفات حرارتی دودکش هیترهای گازی درصد هوای اضافی و رطوبت نسبی هوای احتراق می‌باشد. بنابراین همانطور که مشخص است

افزایش درصد هوای اضافی باعث کاهش  $C_{p_{product}}$  و افزایش رطوبت نسبی باعث افزایش  $C_{p_{product}}$  خواهد گردید. افزایش درصد هوای اضافی و رطوبت نسبی هوای احتراق نسبت عکس با دمای شعله آدیاباتیک دارد. کاهش دمای شعله آدیاباتیک باعث کاهش انتقال حرارت از گازهای حاصل از احتراق به لوله آتش می‌شود و سوخت بیشتری برای جبران این نقیصه در مشعل هیتر مصرف می‌گردد. همچنین افزایش هوای اضافی باعث کاهش دمای نقطه شبنم محصولات و افزایش رطوبت نسبی هوای احتراق باعث افزایش دمای نقطه شبنم محصولات خواهد گردید. از آنجاییکه معمولاً رطوبت نسبی هوای لازم جهت احتراق در مشعل هیترها قابل تنظیم نمی‌باشد تنها گزینه برای کاهش تلفات حرارتی دودکش کنترل هوای اضافی می‌باشد. هوای اضافی برای تضمین احتراق کامل سوخت لازم است. بنابراین تنها راه برای یافتن بالاترین بازده احتراق، تغییر میزان هوای اضافی، ثبت مصرف سوخت و یافتن بهینه ترین میزان درصد هوای اضافی به صورت تجربی می‌باشد.

از راهکارهای مفید استفاده از انرژی حرارتی اتلافی از دودکش هیترهای گازی، بهره بردن از آن در جهت پیش‌گرمایش هوای احتراق می‌باشد. افزایش دمای هوای احتراق باعث افزایش بازده احتراق و کاهش سوخت مصرفی می‌شود. همچنین می‌توان از حرارت گازهای خروجی برای تولید برق نیز استفاده نمود. در نمونه مطالعاتی این تحقیق با طرح پیشنهادی می‌توان  $168MWh$  انرژی الکتریکی در یک سال تولید نمود. با فروش این میزان انرژی الکتریکی به دولت که هر کیلو وات ساعت برق را در حدود ۰/۱ دلار مرجع در سال ۱۳۹۴ خریداری می‌کند، می‌توان ۱۶۸۰۰ دلار در هر سال درآمد بدست آورد. همچنین با در نظر گرفتن طرح پیشنهادی به عنوان یک نیروگاه ۵۰ کیلوواتی، می‌توان به این نتیجه رسید که مدت زمان بازگشت سرمایه در طرح مذکور در حدود ۳ سال می‌باشد.

## مراجع

[۱] حیدر اسدی، ساسان، ۱۳۹۰. "ایمینی گاز طبیعی در شرکت‌های گاز رسانی"، آموزش و تجهیز نیروی انسانی شرکت ملی گاز ایران، ص ۳۷، ۳۸ و ۳۹.

[2] Khalili.E, Hoseinalipour.M, Heybatian.E, 2010. "Efficiency and heat losses of indirect water bath heater installed in natural gas pressure reduction station"; Iran, shahrekord, pp1-9.

[3] Riahi.M, Yazdirad.B, Jadidi.M, Berenjkar.F, Khoshnevisan.S, Jamali.M, Safary.M, 2011. "Optimization of Combustion Efficiency in Indirect Water Bath Heaters of Ardabil City Gate Stations", Chia Laguna, Cagliari, Sardinia, Italy, pp1-5.



[4] Farzaneh-Gord.M, Arabkoohsar.A, Deymidasht-bayaz.M, Farzaneh-Kord.V, 2011, Feasibility of accompanying uncontrolled linear heater with solar system in natural gas pressure drop stations, Elsevier,energy, pp1-9.

[5] VanWylen.G.J., R.E.Sonntag.R.E, Borgnakke.C, 2002, Fundamentals of thermodynamics, Sixth edition.

[6] <http://www.venturegroups.com>

[7] Najafi-mod.MH, Alizadeh.A, Mohamadian.A, Mousavi.J, 2008, Investigation of relationship between air and soil temperature at different depths and estimation of the freezing depth, Journal of Water and Soil of Ferdowsi University of Mashhad, p22.

[۸] رشیدمردانی، علی، ۱۳۹۱. "بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر راندمان هیتر گازی به منظور کاهش تلفات انرژی"، پایان نامه کارشناسی ارشد، ص ۳۵ و ۳۶.

[9] Incropera.FP, DeWitt.DP, 2002, Fundamentals of heat and mass transfer, 5th ed, New York, John Wiley.

[10] <http://www.fraccaro.it/fweb/>

[۱۱] چیت چیان، حمید، ۱۳۸۳. "کاربرد سیستم‌های تولید ترکیبی برق و حرارت"، وزارت نیرو، ص ۷، ۸ و ۹.

[12] Sullivan. L. J, 1971, Indirect Heater, U. S. Patent, Ed. United State, p 5.

[13] A.Rashidmardani, M.Hamzei, 2013, "Effect of Various Parameters on Indirect Fired Water Bath Heaters' Efficiency to Reduce Energy Losses", IJSEI, 2(12), pp.17-24.