



دانشگاه صنعتی اصفهان
دانشکده مکانیک

پروژه کارشناسی

طراحی و بهینه‌سازی یک سیستم هرمتیک بخاری گازی و
ارایه راهکارهایی جهت کاهش میزان هدررفت انرژی

مجید علی‌مندگاری

شماره دانشجویی

۸۷۱۱۴۹۳

استاد راهنما

دکتر احمد صداقت

شهریور ۹۱

فهرست مطالب

صفحه	عنوان
۱	چکیده
	فصل اول: مقدمه
۲	1-1- لزوم بهینه سازی مصرف انرژی
۲	2-1- لزوم بهینه سازی مصرف گاز طبیعی و افزایش راندمان بخاریهای گازسوز
۴	3-1- ضرورت استفاده از سیستم هرمیتیک در گرمایش
۵	4-1- مروری بر کارهای گذشته
۵	5-1- هدف
	فصل دوم: بخاری گازی درون سوز
۷	1-2- تاریخچه
۷	2-2- اجزاء اصلی تشکیل دهنده
۹	3-2- مکانیزم گرمایش
۹	4-2- بازده حرارتی
۱۰	5-2- عوامل کاهش راندمان در بخاری گازی
۱۰	1-5-2- تلفات حرارتی در دودکش
۱۰	2-5-2- درصد بالای هوای اضافی در احتراق
۱۱	3-5-2- پایین بودن ضریب جابجایی آزاد
۱۱	4-5-۱۱۲- پایین بودن ضریب صدور تشعشی
۱۱	6-2- آلاینده ها
	فصل سوم: بخاری گازی هرمیتیک
۱۳	1-3- انواع سیستم هواکش و دودکش در بخاری گازی هرمیتیک
۱۳	1-1-3- هواکش و دودکش مجزا
۱۳	2-1-3- دودکش دوجداره
۱۴	2-3- مزیت های سیستم هرمیتیک
۱۵	3-3- معایب سیستم هرمیتیک
	فصل چهارم: گازی ارائه راهکارهایی جهت افزایش راندمان بخاری
۱۶	1-4- اضافه کردن طول مانع حرارتی کلاهک تعدیل
۱۷	2-4- اضافه کردن مانع حرارتی مورب و افقی درون کوره
۱۷	3-4- نصب سپر حرارتی تشعشی
۱۸	4-4- استفاده از لوله ورودی هوا با قطر و سرعت بهینه
۱۹	5-4- استفاده از کنترل کننده جریان هوا
	فصل پنجم: تئوری ها
۲۱	1-5- حرارت ناشی از واکنش احتراق گاز طبیعی

۲۱ 1-1-5- واکنش احتراق گاز طبیعی و موازنه عناصر
۲۳ 2-1-5- واکنش تجزیه CO_2
۲۵ 3-1-5- دمای شعله آدیباتیک
۲۶ 4-1-5- گرمای احتراق
۲۶ 2-5- مکانیزم‌های انتقال حرارت در بخاری گازی
۲۶ 1-2-5- جابجایی آزاد
۲۸ 2-2-5- تشعشع
۲۸ 3-5- آنالیز دودکش دو جداره
	فصل ششم: مدل سازی و محاسبات با نرم افزار EES
۳۲ 1-6- مقدمه
۳۲ 2-6- مدل سازی انتقال حرارت یک نوع بخاری گازی درون سوز و محاسبه دمای شعله و راندمان آن
۳۳ 3-6- محاسبه راندمان بخاری گازی هرمتیک
	فصل هفتم: نتایج و تحلیل آن‌ها
۳۵ 1-7- نتایج برای بخاری گازی درون سوز و تحلیل آن‌ها
۴۳ 2-7- نتایج برای بخاری گازی هرمتیک با دودکش دو جداره و تحلیل آن‌ها
۴۷ 3-7- نتایج مربوط به بخاری گازی هرمتیک با دودکش و هواکش مجزا و تحلیل آن‌ها
	فصل هشتم: نتیجه گیری
۴۹ 1-8- جمع بندی کلی
۵۰ 2-8- پیشنهادات
۵۱ مراجع
۵۲ پیوست

چکیده

نظر به اهمیت بهینه‌سازی سوخت و انرژی در گرمایش ساختمانی، در این پروژه، به شناسایی و بررسی عوامل اتلاف انرژی در بخاری گازسوز دودکش‌دار به عنوان رایج‌ترین وسیله گرمایشی در خانوار ایرانی و همچنین، به بررسی عملکرد سیستم هرمتیک بخاری‌گازی پرداخته شده و راهکارهایی عملی و نسبتاً کم‌هزینه به منظور کاهش هدر رفت انرژی، افزایش راندمان حرارتی و بهینه‌سازی مصرف گاز طبیعی در این وسایل ارائه گردیده است.

همچنین با استفاده از نرم افزار EES و با در نظر گرفتن فرض‌هایی برای کدنویسی برنامه، انتقال حرارت در یک نمونه بخاری-گازی درون‌سوز مدل‌سازی و عملکرد و بازده حرارتی انواع سیستم هرمتیک با استفاده از داده‌های نزدیک به واقعیت محاسبه شده است. علاوه بر این، تأثیر عوامل مختلف ترموفیزیکی، ترمودینامیکی و هندسی بر روی عملکرد و بازده حرارتی این وسایل بررسی شده است. در مدل‌سازی انتقال حرارت بخاری‌گازی درون‌سوز به این نتیجه دست یافته‌ایم که عواملی مانند ضریب صدور تشعشعی سطح بخاری، درصد هوای اضافی شرکت‌کننده در واکنش احتراق و ضریب انتقال حرارت جابجایی، تأثیر بسزایی روی راندمان حرارتی دارند.

نتایج بدست آمده از طراحی و بهینه‌سازی سیستم هرمتیک نشان داده است که با استفاده از یک دودکش دوجداره، می‌توان هوای گرفته‌شده از بیرون ساختمان را به مقدار ۱۰۱ درجه سانتی‌گراد پیش‌گرم کرد و به بازده حرارتی بیش از ۸۸٪ دست یافت. همچنین نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که با استفاده از یک بخاری‌گازی هرمتیک به همراه دودکش دوجداره می‌توان به مقدار تقریبی ۹۰۷ متر مکعب گاز طبیعی در سال به ارزش تقریبی ۶۳۵۰۰۰ ریال به ازای هر دستگاه بخاری، ذخیره نمود.

فصل اول

مقدمه

۱-۱- لزوم بهینه سازی مصرف انرژی

امروزه با توجه به نیاز مبرم بشر به بهره‌گیری از انرژی‌های حاصل از مصرف سوخت و در نظر گرفتن محدودیت منابع تأمین‌کننده و به پایان رسیدن منابع تجدیدناپذیر و انرژی بدست آمده از آنها در سرتاسر دنیا، به اهمیت استفاده صحیح از این منابع ارزشمند می‌توان پی‌برد.

امروزه از انرژی به عنوان یک پارامتر استراتژیک در عرصه جهانی نام برده می‌شود و همانطور که اشاره شد محدودیت منابع سوخت‌های فسیلی به عنوان اصلی‌ترین ذخایر مصرف انرژی، تجمع این منابع در نقاط خاصی از جهان، زیرساخت‌های پرهزینه سایر صورت‌های انرژی، عدم دسترسی فراگیر به انرژی اتمی و رویکرد صنعتی کشورهای در حال توسعه، هرروز بر اهمیت این پارامتر می‌افزاید.

محققان کشورهای مختلف می‌کوشند با مطالعه و تحقیق در بخش‌های تبدیل و مصرف انرژی، با افزایش راندمان تبدیل انرژی حداکثر میزان انرژی خود را تولید نمایند.

۱-۲- لزوم بهینه سازی مصرف گاز طبیعی و افزایش راندمان بخاریهای گازسوز

یکی از انواع سوخت‌ها که در بخش‌های مختلف صنعتی، تجاری و خانگی استفاده زیادی دارند، سوخت‌های گازی هستند که دارای مزایای زیر نسبت به سایر سوخت‌ها می‌باشند [۱]:

۱- ارزان تر بودن سوخت‌های گازی در ایران

۲- سهولت اشتعال، کنترل و بهینه‌سازی احتراق

۳- کاهش آلودگی هوا بعلت احتراق کاملتر و تولید گازهای آلاینده کمتر

مهمترین و پر استفاده‌ترین سوخت گازی، گاز طبیعی است. این گاز شامل درصد بالائی متان و مقدار کمی اتان و گازهای دیگر است. درصد گازهای موجود در انواع مختلف گازهای طبیعی متفاوت بوده و بستگی به

محل استخراج گاز دارد [۱]. برای مثال گاز طبیعی حاصل از میدین گازی سرخس حاوی متان بادرجه خلوص ۹۸ درصد است [۲].

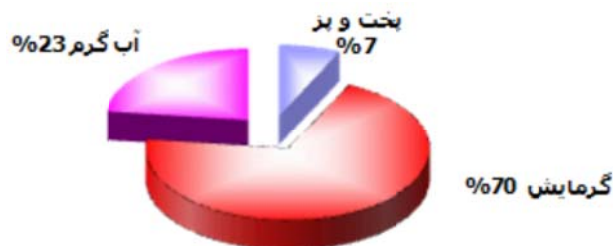
گاز طبیعی بدلیل بالابودن نسبت هیدروژن به کربن، از نظر محصولات احتراق، تمیزترین سوخت فسیلی بحساب می‌آید زیرا بخش عمده محصولات احتراق آب بوده و حداقل دی‌اکسید کربن را در مقایسه با سوخت‌ها تولید می‌کند [۲].

در جدول (۱-۱) درصد مصرف گاز طبیعی را در بخش‌های خانگی و تجاری و سایر بخش‌ها مشاهده می‌کنیم [۳].

جدول ۱-۱- درصد مصرف گاز طبیعی در بخش‌های مختلف [۳]

بخش مصرف کننده	میانگین کل سالها	تابستان	زمستان	ماه سرد
خانگی و تجاری	۳۹٪	۱۴٪	۶۴٪	۷۸٪
سایر بخش‌ها	۶۱٪	۸۶٪	۳۶٪	۲۲٪

همانطور که می‌بینیم درصد عمده مصرف گاز در ماه سرد، مربوط به بخش خانگی و تجاری است. بنابراین گزارش شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت، بیشترین مصرف گاز طبیعی، در بخش خانگی، مربوط به گرمایش است که ۷۰٪ مصرف کل را به خود اختصاص داده است. بنابراین اصلاح الگوی مصرف در سیستم‌ها و وسایل تأمین کننده گرمایش واحدهای مسکونی از بالاترین اولویت برخوردار است. از طرفی با توجه به شکل (۱-۱) می‌بینیم که صرف منابع و امکانات برای بهبود راندمان و کاهش مصرف گاز برای مصارف پخت و پز و آب گرم در اولویت نمی‌باشد [۳].



شکل ۱-۱- سهم نوع مصارف خانگی در گاز مصرفی [۳]

استفاده از وسایل گرمایشی گازسوز با راندمان پایین از مهمترین عوامل اتلاف انرژی و استفاده بی‌رویه از سوخت گازی است.

رایج‌ترین وسیله گرمایشی در ایران بخاری گازی است که دلیل استفاده زیاد از آن سادگی، قیمت پایین و نصب و استفاده آسان از آن است. بیش از ۶۰٪ خانواده‌های ایرانی که غالباً در سطوح درآمدی متوسط هستند، برای تأمین گرمایش محل سکونت خود از بخاری استفاده می‌کنند [۳].

عدم یک طراحی مهندسی خوب و توجه بیشتر به جذابیت مدل‌های تجاری موجود در بازار، دلیل اصلی کم بودن راندمان آنها و مصرف سوخت زیاد در آنهاست. برای مثال در بخاری‌های درون‌سوز، محصولات احتراق که دارای دما و انرژی بالایی هستند، از طریق دودکش به محیط بیرون از ساختمان تخلیه و در واقع تلف می‌شوند؛ بدون اینکه از انرژی آن استفاده و در واقع انرژی آن بازیافت شود و یا سرعت خروج آنها به بیرون کاهش پیدا کند. که این موضوع باعث بوجودآمدن عمده‌ترین اتلافات انرژی در بخاری شده و راندمان آن را به مقدار قابل توجهی کاهش می‌دهد.

مقادیر پایین راندمان حرارتی مدل‌های موجود در بازار ما را برآن داشت تا روی عوامل مختلف کاهش راندمان آنها و آلاینده‌هایی که این وسایل تولید می‌کنند، بررسی‌هایی را انجام داده و راهکارهایی را جهت رسیدن به بازده بیشتر و بهینه سازی مصرف سوخت و همچنین کاستن آلاینده‌های مرگبار مانند کربن مونواکسید و کاهش گازهای گلخانه‌ای ارائه دهیم.

با توجه به فراوانی تعداد بخاری‌های گازی مورد استفاده در ایران، حتی یک بهبود اندک در کارایی گرمایی و کاهش آلاینده‌ها که نتیجه یک طراحی بهتر است، اثرات مهمی در کاهش هزینه‌های سوخت فسیلی و جلوگیری از تخریب محیط زیست خواهد داشت.

۱-۳- ضرورت استفاده از سیستم هرمتیک^۱ در گرمایش

به طور کلی لوازم گازسوز از لحاظ چگونگی تأمین هوای مورد نیاز برای احتراق به دو دسته درون‌سوز و برون‌سوز یا هرمتیک (دارای محفظه احتراق بسته) تقسیم‌بندی می‌شوند. بخاری گازی درون‌سوز به آن دسته از بخاری گازی‌هایی اطلاق می‌شود که در آن هوای مورد نیاز برای احتراق از محیط داخل ساختمان تأمین می‌شود و بخاری گازی برون‌سوز یا هرمتیک به آن دسته از بخاری‌های گازی گفته می‌شود که در آن هوای لازم برای احتراق از محیط بیرون از ساختمان تأمین می‌شود.

با توجه به الزامات مبحث ۱۴ و ۱۷ مقررات ملی ساختمان، توجه جدی به طراحی و اجزاء دودکش استاندارد سیستم‌ها و لوازم گازسوز دودکش دار و همچنین تهویه مناسب هوا برای احتراق ضروری است. مطابق مبحث ۱۷ در واحدهای مسکونی زیر ۶۰ متر و همچنین ساختمان‌های ۱۰ واحد به بالا، نصب وسایل گازسوز با ظرفیت بالا ممنوع است مگر آنکه هوای مورد نیاز برای احتراق از محیط بیرون تأمین شود. یعنی تنها راه حل موجود، استفاده از سیستم‌های محفظه احتراق بسته است [۳].

از طرفی آمار بالای تلفات بر اثر خفگی و مسمومیت بوسیله آلاینده بسیار خطرناک و کشنده مونو اکسید کربن، لزوم استفاده از سیستم هرمتیک که در آن تولید این آلاینده بدلیل استفاده از هوای بیرون ساختمان کاهش می‌یابد را بیشتر می‌سازد.

همچنین، استانداردهای روز اروپایی خواهناخواه در آینده‌ای نزدیک ما را مجبور به استفاده از وسایل گازسوز همرمیتیک می‌کند. از این رویافتن راهی علمی برای بهینه‌کردن مصرف سوخت در این نوع دستگاه‌ها، لازم به نظر می‌رسد.

۱-۴- مروری بر کارهای گذشته

پارامترهای ترمودینامیکی، هندسی و ترموفیزیکی متعددی بر راندمان حرارتی و میزان صدور آلاینده‌ها در بخاری‌ها موثرند. تاکنون تحقیقات متعددی در رابطه با تأثیر این عوامل روی راندمان وسایل گازسوز و همچنین بهینه‌سازی مصرف گاز در این وسایل صورت گرفته که اکثر تحقیقات در این زمینه تجربی بوده است.

معرفت در پژوهشی [۴] به مدل‌سازی تحلیلی و بررسی مکانیزم‌های مختلف انتقال حرارت از یک مشعل اجاق گازخانگی پرداخته است. نتایج بدست آمده از این تحقیق نشان می‌دهد که راندمان حرارتی اجاق گاز برای حالات مختلف در محدوده‌ای بین ۲۵٪ تا ۵۵٪ است. همچنین در این تحقیق تأثیر عوامل مختلف بر روی راندمان اجاق گاز بررسی شده است.

در یک تحقیق ارزشمند دیگر، ژوانیکو و گونزالز [۷-۵] بررسی‌ها و نتایج آزمایش‌های خود را روی رایج-ترین نوع بخاری گازسوز همرمیتیک مورد استفاده در کشور آرژانتین، در سه مقاله به چاپ رسانده‌اند. این دو محقق با ایجاد تغییرات ساده و کم هزینه روی یک مدل تجاری بخاری گازی، افزایش راندمان را اندازه-گیری کرده‌اند. نتایج بدست آمده از این تحقیق نشان می‌دهد که این تغییرات و اصلاحات ساده، راندمان بخاری را از محدوده ۶۳٪-۳۹ (مدل‌های تجاری) به محدوده ۸۵-۷۵٪ افزایش می‌دهد و اگر تغییرات و اصلاحات ارائه شده در تحقیق ایشان بر روی هریک از بخاریهای خانگی در آرژانتین اعمال شود، به مقدار تقریبی 3 Mm^3 گاز طبیعی در سال در این کشور ذخیره خواهد شد. این مقدار گاز مصرف نشده، باعث کاهش در صدور گازهای گلخانه‌ای معادل ۸/۵ میلیون تن CO_2 خواهد بود.

در پژوهشی دیگر، بیدآبادی و دیگران [۸] روش‌هایی را برای تغییر در ساختار مشعل از جمله تغییر قطر پولکی واقع در انتهای اوریفیس به منظور نگه داشتن میزان هوای اولیه در بازه ۴۵ تا ۵۵ درصد ارائه داده-اند که این امر موجب احتراق بهتر و تولید آلاینده‌های کمتر گردیده است.

۱-۵- هدف

در این پروژه اهداف زیر را دنبال خواهیم کرد:

- بررسی انواع بخاری گازسوز دودکش‌دار و شناسایی معایب و اتلافات انرژی به منظور ارائه راهکار برای افزایش راندمان و بهینه‌سازی مصرف سوخت و انتقال حرارت در این وسایل
- ارائه روابط مربوط به احتراق، انتقال حرارت و راندمان حرارتی این وسایل و همچنین روابط انتقال حرارت در مبدل حرارتی دودکش دوجداره بخاری همرمیتیک

-مدل‌سازی انتقال حرارت یک نمونه بخاری گازی درون‌سوز دودکش‌دار با استفاده از داده‌های نزدیک به واقعیت و محاسبه بازده حرارتی آن

-محاسبه راندمان بخاری گازی هرمیتیک و همچنین عملکرد دودکش دوجداره (مبدل حرارتی) طراحی شده برای این بخاری

-بررسی تأثیر پارامترهای هندسی، ترمودینامیکی و ترموفیزیکی بر روی راندمان بخاریهای گازی دودکش‌دار

لازم به ذکر است که در این پروژه برای محاسبه معادلات غیرخطی احتراق، واکنش‌های تعادلی احتراق و انتقال حرارت به طور هم‌زمان و همچنین انجام محاسبات راندمان بخاری گازی و عملکرد مبدل حرارتی و رسم نمودارها از نرم افزار EES استفاده شده است.

فصل دوم

بخاری گازی درون سوز

۲-۱- تاریخچه [۹]

اولین بخاری گازی بر طبق اصول کلی ساخت چراغ بونزن که در یک سال قبل از اختراع بخاری گازی بوجود آمده بود، ساخته شده است. بخاری گازی اولین بار توسط یک شرکت انگلیسی به نام «پیتیت و اسمیت»^۱ در سال ۱۸۶۵ ساخته شده است. هم اکنون از بخاری گازی در کشورهای غربی برای گرم کردن محیط‌های خارج از ساختمان همچون گلخانه استفاده می‌شود.

در آغاز سال ۱۸۸۱ میلادی در ساختمان مشعل شعله بخاری از پنبه نسوز استفاده می‌شده که این طرح یک مهندس انگلیسی به نام «سیگموند لیونی»^۲ بوده است. اما بعد خاک نسوز جای پنبه نسوز را گرفت زیرا استفاده از آن در قالب ریزی راحت تر بود. امروزه نیز هنوز از همین شیوه در ساخت بخاری‌های گازی استفاده می‌شود، اگرچه از مواد نسوز دیگری نیز بهره گرفته می‌شود.

۲-۲- اجزاء اصلی تشکیل دهنده

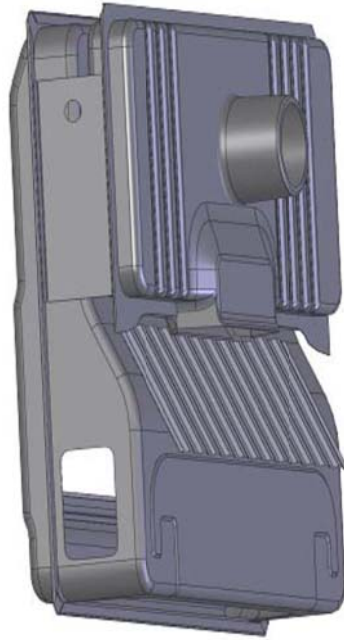
-بدنه اصلی: از ورق فولاد تهیه می‌شود و سطح آن را لعاب کاری کرده یا بارنگ کاری به روش استاتیک پوشش می‌دهند. سطوح بدنه اصلی که به آن سطوح کاری نیز گفته می‌شود، نسبت به سطوح دیگر دمای بالاتری دارند. شکل (۱-۲) سطوح کاری یک بخاری گازی را نشان می‌دهد [۱۰].

-کوره (محفظه احتراق)

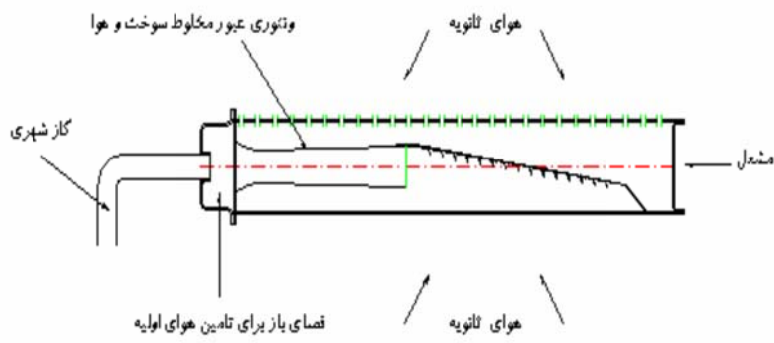
-مشعل: در آن احتراق مخلوط گاز و هوا صورت می‌گیرد. مشعل بخاری همچنین میزان هوای اولیه کشیده شده توسط بخاری و همچنین میزان اختلاط سوخت و هوا را کنترل می‌کند. هرچه اختلاط سوخت و هوا بیشتر باشد، مخلوط یکنواخت تر خواهد بود [۱۱].

شکل (۱-۳) ساختمان یک مشعل بخاری را نشان می‌دهد [۱۲].

1. Pettit and Smith
2. Sigmund Leoni



شکل ۱-۲- سطوح گرماده یک بخاری گازی [۱۰]



شکل ۱-۳- ساختمان یک مشعل بخاری [۱۲]

-کلاهک تعدیل: مانعی که در مسیر تخلیه محصولات احتراقی قرار گرفته و از تأثیر شدید جریان مکش بر دودکش جلوگیری کرده و همچنین اثر منفی جریان هوای معکوس دودکش را بر ثبات شعله مشعل و احتراق آن به کمترین مقدار می‌رساند [۱۰].



شکل ۱-۴- تصویر یک کلاهک تعدیل جریان دودکش

- دودکش: لوله‌ای که برای تخلیه محصولات احتراق به بیرون از ساختمان بکار می‌رود.

۲-۳- مکانیزم گرمایش

بخاری گازی از طریق مشعل که احتراق مخلوط گاز و هوا در آن صورت می‌گیرد تولید گرما می‌کند. گرمای تولید شده ابتدا بصورت افزایش دمای گازهای حاصل از احتراق و مقدار اندکی انرژی تشعشعی شعله ظاهر می‌شود و سپس در حین حرکت این گازها به سمت دودکش به هر سه شکل مختلف انتقال گرما به بدنه بخاری گازی منتقل شده و سپس از طریق جابجایی آزاد و تشعشع به هوای اطراف بخاری منتقل شده و باعث گرمایش می‌شود [۱۰].

۲-۴- بازده حرارتی

بر اساس استاندارد بازده بخاری‌هایی که میزان گاز ورودی آنها بیشتر از 5000 kcal/hr می‌باشد، نباید کمتر از 70% باشد. همچنین، بخاریهایی که میزان گاز ورودی آنها کمتر از 5000 kcal/hr است، نباید بازده حرارتی کمتر از 65% داشته باشند و این مقدار بر اساس ارزش حرارتی گاز مصرفی بخاری گازی تعیین می‌گردد [۱۳].

راندمان گرمایی بخاری گازی را می‌توان به چند صورت مختلف بیان کرد. یک راه بیان آن بصورت رابطه (۱-۲) است [۱۳]:

$$\eta = \frac{\dot{q}_{out}}{\dot{m}_g Q_c} \quad (1-2)$$

که در آن:

\dot{q}_{out} : آهنگ انتقال گرما از سطوح بخاری و دودکش به محیط (W)

\dot{m}_g : جرمی گاز مصرفی ($\text{kg}_{fuel}/\text{s}$)

Q_c : ارزش گرمایی سوخت ($\text{J}/\text{kg}_{fuel}$)

یک رابطه دیگر برای بازده بخاری بیان شده [۱۳] که به صورت رابطه (۲-۲) است:

$$\eta = 100 - \left(\frac{Hl}{Q} \times 100 \right) \quad (2-2)$$

که در آن:

η : بازده حرارت بر حسب درصد

Hl : حرارت گازهای تنوره خارج شده از بخاری نسبت به دمای اتاق (kcal/hr)

Q : مقدار ارزش حرارتی گاز ورودی (kcal/hr)

رابطه‌ای که موسسه استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران برای بدست آوردن بازده بخاری گازی معرفی می‌کند به صورت رابطه تجربی زیر است [۱۴]:

$$\text{درصد افت دودکش} - 100 = \text{بازده حرارتی (بر حسب درصد)} \quad (2-3)$$

که در آن درصد افت دودکش از رابطه (۲-۴) محاسبه می‌شود [۱۴]:

$$Y_{CO_2} = 9.68 + T(0.00909 + 0.33/Y_{CO_2}) \quad (4-2)$$

که در آن:

T : اختلاف دمای گاز خروجی و دمای هوای محل آزمون (K)

$$Y_{CO_2}: \text{درصد جرمی دی اکسید کربن موجود در محصولات احتراق} \left(Y_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_g} \right)$$

۲-۵- عوامل کاهش راندمان در بخاری گازی

۲-۵-۱- تلفات حرارتی در دودکش

همان‌طور که گفته شد، محصولات احتراق دارای دمای بالا و انرژی زیادی هستند که توسط لوله دودکش به محیط بیرون تخلیه و در واقع تلف می‌شوند. در بخاری‌های گازی معمولی بطور متوسط در حدود ۲۵٪ از انرژی مصرفی از طریق دودکش تلف می‌شود به طوری که دمای دود در پشت بام به ۲۰۰ درجه سانتیگراد نیز می‌رسد [۱۵].

در جدول (۲-۱) مشخصات بخاری و دمای دود اندازه‌گیری شده از خروجی دودکش برای چند مورد مختلف آمده است [۱۵].

جدول ۲-۱- مشخصات کاربردی چند نمونه بخاری و دمای دود در پشت بام [۱۵]

بخاری	توان حرارتی (وات)	طول لوله (متر)	تعدادزانو در مسیر	دمای دود در پشت بام (C^0)
۱	۷۲۰۰	۳	۱	۱۸۵
۲	۸۰۰۰	۳.۵	۳	۱۴۵
۳	۸۰۰۰	۳.۵	۳	۱۳۵
۴	۱۲۰۰۰	۵	۳	۱۱۸
۵	۴۰۵۰	۳	۱	۱۴۳

۲-۵-۲- درصد بالای هوای اضافی در احتراق

مقدار هوایی که بیش از هوای تئوری (حداقل هوای لازم برای ایجاد احتراق کامل) به سیستم احتراق وارد می‌شود، هوای اضافی نامیده می‌شود [۱].

در یک بخاری گازی دودکش‌دار میزان هوایی که وارد بخاری می‌شود و نیز اینکه چه مقدار از این هوا به صورت هوای اولیه و چه مقدار به صورت هوای ثانویه وارد می‌شود، بر بازدهی بخاری بسیار موثر است. به طور معمول در یک بخاری ۳۵٪ تا ۵۰٪ هوای استوکیومتری لازم برای احتراق از طریق هوای اولیه که مشعل می‌کشد، تأمین می‌شود. برای اینکه سوخت به طور کامل بسوزد، باید مقداری هوای اضافی وارد بخاری شود. معمولاً کوره‌ها طوری طراحی می‌شوند که ۵۰٪ تا ۳۰۰٪ هوای اضافی وارد بخاری شود. این میزان هوا از

طریق هوای ثانویه تأمین می‌شود. در بسیاری از بخاری‌ها میزان هوای اضافه در حالتی که بخاری با شعله کم روشن است تا ۳۰٪ هم می‌رسد [۱۱].

این مقدار هوای اضافی شرکت کننده در واکنش احتراق به دو صورت می‌تواند در کاهش راندمان بخار نقش داشته باشد:

درصد هوای اضافی بالا باعث کاهش دمای محصولات احتراق می‌شود، چون انرژی آزاد شده از واکنش سوخت صرف گرم کردن تعداد بیشتری مول هوا می‌شود، بنابراین دمای محصولات احتراق کاهش می‌یابد. کاهش دمای محصولات احتراق نیز سبب کاهش دمای بدنه کوره و در نتیجه کاهش انتقال حرارت از بخاری به محیط اطراف، هم از طریق جابجایی و هم از طریق تشعشع می‌شود. تأثیر همه این موارد، کاهش راندمان حرارتی بخاری را در پی خواهد داشت.

درصد هوای اضافی بالا به طور مستقیم باعث جریان بیشتر گازهای داغ خروجی می‌شود که نتیجه آن اتلاف حرارتی دودکش و یک کاهش چشمگیر در بازده بخاری خواهد بود.

۲-۵-۳- پایین بودن ضریب جابجایی آزاد

همان‌طور که گفته شد، یکی از مکانیزم‌های انتقال گرما در بخاری، بدلیل ساکن بودن هوای اتاق، جابجایی آزاد یا طبیعی است. از آنجایی که سرعت‌های جریان در جابجایی آزاد معمولاً خیلی کوچکتر از سرعت‌ها در جابجایی اجباری اند آهنگ انتقال جابجایی نیز کمتر است. بدلیل همین آهنگ انتقال جابجایی کم، راندمان بخاری کاهش می‌یابد.

۲-۵-۴- پایین بودن ضریب صدور تشعشی

در بعضی از بخاری‌هایی که دارای سطوح با رنگ روشن هستند، دمای بدنه آنها بالاست. دلیل این امر ضعیف بودن انتقال حرارت تشعشی بواسطه پایین بودن ضریب صدور بدنه بخاری است. متخصصان بازاریابی اعتقاد دارند که رنگ‌های روشن مثل سفید یا خاکستری جذابیت بیشتری دارد و به زیبایی منزل نیز کمک می‌کند، درحالی‌که رنگ‌های تیره ممکن است تداعی کننده جنس قدیمی باشد [۵]. به همین دلیل برخی از سازندگان بخاری ترجیح می‌دهند تا به منظور افزایش جذابیت بخاری، رنگ روشن را برای سطح آن انتخاب کنند که این امر باعث کاهش انتقال حرارت تشعشی از سطح بخاری و در نتیجه کاهش راندمان بخاری و افزایش خطر تماس افراد با سطح داغ بخاریمی‌شود.

۲-۶- آلاینده‌ها [۱۱]

از آنجا که در یک بخاری همه شرایط لازم برای واکنش کامل میسر نمی‌باشد، همیشه مقداری آلاینده در محصولات وجود دارد. این آلاینده‌ها شامل CO , NO , SO_x می‌باشند. در حال حاضر بخاری‌ها طوری طراحی می‌شوند که SO_x بسیار کمی تولید کنند. تولید CO معمولاً بدلیل کمبود اکسیژن در مخلوط

احتراق است. افزایش هوای اولیه و هوای اضافه تأثیر اساسی بر کاهش CO دارند. با این وجود حتی در مقادیر زیاد هوای اضافه نیز مقدار ناچیزی CO در محصولات داریم.

NO_2 , NO در اثر واکنش نیتروژن وارده از هوای اولیه و ثانویه تولید می‌شوند. معمولاً هوای اولیه خیلی کم یا دمای شعله زیاد باعث ایجاد NO_x می‌شود. زیرا برای واکنش نیتروژن دمای بالا لازم است.

فصل سوم

بخاری گازی هرمتیک

۳-۱- انواع سیستم هواکش و دودکش در بخاری گازی هرمتیک

در بخاری‌های هرمتیکسیستم هواکش و دودکش برحسب وضعیت قرارگیری شان نسبت به یکدیگر، به دو دسته تقسیم می‌شوند که در ادامه آنها را بررسی خواهیم کرد.

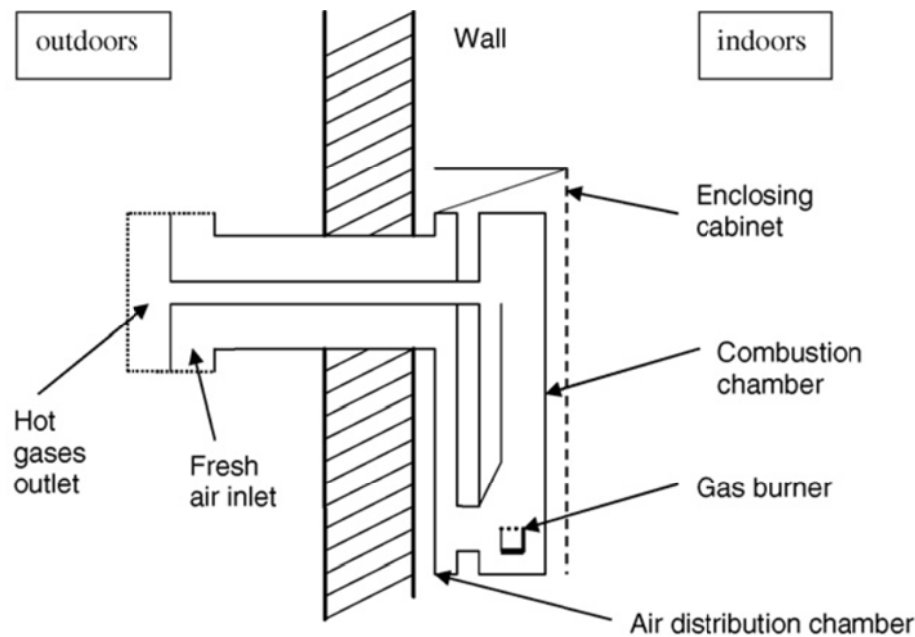
۳-۱-۱- هواکش و دودکش مجزا

در این سیستم هوای مورد نیاز برای احتراق از خارج ساختمان و بوسیله یک لوله ورودی هوا (هواکش) وارد محفظه احتراق شده و محصولات احتراق از طریق لوله دودکش که مجزا از لوله هواکش است به خارج از ساختمان هدایت می‌شوند.

۳-۱-۲- دودکش دوجداره

در این سیستم از دولوله هم‌مرکز به عنوان دودکش (لوله داخلی) و هواکش (لوله خارجی) برای بخاری هرمتیک استفاده می‌شود که در اصطلاح به آن دودکش دوجداره می‌گویند. در واقع با این کار یک مبدل حرارتی تشکیل می‌شود که بوسیله آن می‌توان از گرمای محصولات احتراق که در انواع دیگر بخاری‌ها به هدر می‌رفت، برای پیش گرم کردن هوای ورودی استفاده کرد. بدین ترتیب کاهش دبی حجمی گاز مصرفی را خواهیم داشت که این امر به نوبه خود، صرفه جویی در مصرف گاز طبیعی و یک نوع بازیافت انرژی محسوب می‌شود.

شکل (۳-۱) یک بخاری هرمتیک با دودکش دوجداره افقی را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۱- یک بخاری هرمیتیک با دودکش دوجداره افقی [۶]

۳-۲- مزیت‌های سیستم هرمیتیک

این بخاری‌ها به دلیل گرفتن هوای مورد نیاز برای احتراق از بیرون ساختمان دارای مزیت‌هایی نسبت به بخاری‌های نوع درون‌سوز هستند که در زیر به برخی از آنها اشاره می‌کنیم:

در بخاری‌های درون‌سوز که از هوای داخل ساختمان برای احتراق استفاده می‌شود، خطر بوجود آمدن احتراق ناقص بدلیل کمبود اکسیژن کافی خصوصاً در محیط‌های کوچک و بسته که هوای کافی در آنها جریان ندارد، وجود دارد اما در بخاری‌های هرمیتیک بدلیل اینکه هوا دائماً از بیرون ساختمان به داخل محفظه احتراق راه پیدا می‌کند، احتراق کامل خواهیم داشت و تولید کربن مونواکسید که آلاینده‌ای بسیار خطرناک و کشنده است و بواسطه احتراق ناقص بوجود می‌آید به حداقل می‌رسد.

در سیستم هرمیتیک به همراه دودکش دوجداره، دمای هوای ورودی به محفظه احتراق بواسطه تبادل حرارت با گازهای داغ خروجی از دودکش، بالا می‌رود و بدین ترتیب هوای ورودی پیش‌گرم می‌شود.

در صورتی که بتوان هوای مورد نیاز برای احتراق را بوسیله مبدل حرارتی دودکش دوجداره پیش‌گرم کرد به مقدار قابل ملاحظه‌ای در مصرف سوخت صرفه جویی می‌شود. انجام این کار ضمن بهبود فرآیند احتراق و افزایش دمای شعله، از احتراق ناقص سوخت نیز جلوگیری می‌کند [۴].

استفاده از بخاری‌های گازی درون‌سوز در محیط‌های کوچک و بسته باعث کاهش اکسیژن در این مکان‌ها می‌شود که برای افراد حاضر در آنجا ناخوشایند است. در نتیجه این محیط‌ها به تهویه مطبوع نیاز دارند. از طرفی استفاده از هوای سرد بیرون برای جایگزین شدن هوای بکار رفته در احتراق و تخلیه شده به بیرون، بار گرمایشی ساختمان را افزایش می‌دهد و مصرف سوخت بیشتر را در پی خواهد داشت. سیستم‌های هرمیتیک

به دلیل استفاده از هوای بیرون ساختمان، مناسب برای محیط های بسته، بدون نیاز به تجهیزات اضافی برای تهویه مطبوع هستند.

به دلیل بازبودن محفظه احتراق و جریان هوا از منافذ به داخل محفظه احتراق، مقدار هوایی که در شرایط معمولی از درون یک بخاری درون سوز، ضمن احتراق جریان پیدا می کند بسیار بیشتر از مقدار هوای استوکیومتری است که همانطور که گفته شد می تواند بازده گرمایی بخاری گازسوز را به مقدار قابل توجهی کاهش دهد. اما در سیستم هرمیتیک امکان کنترل درصد هوای اضافی بوسیله طراحی یک لوله ورودی هوا با قطر مناسب و استفاده از فن برای دمیدن مقدار هوای مورد نیاز به داخل محفظه احتراق وجود دارد.

۳-۳- معایب سیستم هرمیتیک

از آنجایی که مجراهای ورودی هوا و خروجی محصولات احتراق در این نوع بخاری ها به بیرون از ساختمان مرتبط می شوند، تغییرات جزئی در سرعت باد خارج از ساختمان و شرایط جوی، چه از طریق مجرای ورودی هوا و چه مجرای خروجی دود، عیناً به محفظه احتراق انتقال داده می شوند. اگر تدابیر جبران کننده ای برای چنین تغییراتی اتخاذ نشود نابالانسی فشاری نامطلوب ممکن است در سیستم احتراق بیفتد و عملیات گرمایش را مختل کند و در مواردی حتی موجب خاموشی شعله شود که خطر آفرین است.

در بخاری هرمیتیک دارای لوله هواکش و دودکش مجزا به دلیل ورود هوای سرد بیرون از ساختمان به محفظه احتراق، بازده حرارتی بخاری تا حدودی کاهش می یابد.

در بخاری هرمیتیک دارای دودکش دوجداره فشار محصولات احتراق بدلیل کاهش دما در حین تبادل حرارت با هوای ورودی افت پیدا می کند و در مواردی محصولات احتراق نمی توانند به بیرون تخلیه شوند و ممکن است به محفظه احتراق برگردند و خطر آفرین شوند. به همین دلیل بخاری های دارای دودکش دوجداره یا باید دارای دودکش کوتاه باشند، یا باید در مسیر دودکش از فن استفاده نمود تا مکش لازم برای خروج محصولات احتراق فراهم شود که این خود نیازمند نصب تجهیزات برقی بر روی بخاری بوده که به افزایش قیمت تمام شده بخاری می انجامد.

فصل چهارم

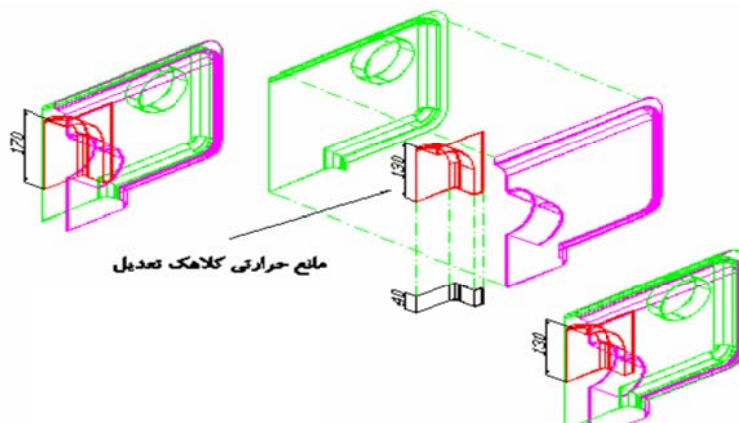
ارائه راهکارهایی جهت افزایش راندمان بخاری گازی

همان‌طور که قبلاً اشاره شد، عواملی همچون اتلافات حرارتی دودکش و درصد هوای اضافی بالا در بخاری باعث کاهش راندمان حرارتی این وسیله گرمایشی می‌شوند. در این فصل قصد داریم چندراهکار برای افزایش راندمان حرارتی بخاری گازی ارائه دهیم.

۴-۱- اضافه کردن طول مانع حرارتی کلاهک تعدیل [۱۲]

با توجه به اینکه مقداری از حرارت تولید شده در بخاری، همراه گازهای حاصل از احتراق به بیرون هدایت شده و تلف می‌شود، با کم کردن سرعت خروجی این گازها می‌توان از انرژی آن استفاده بیشتری نمود و راندمان را افزایش داد.

در این روش با افزایش ۴۰ میلیمتری کلاهک، ۴٪ به بازده اضافه می‌گردد.

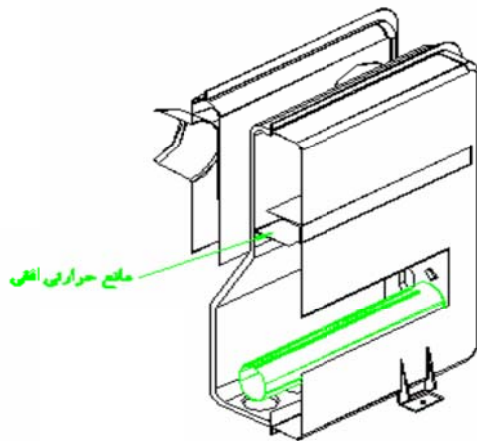


شکل ۴-۱- مانع حرارتی کلاهک تعدیل [۱۲]

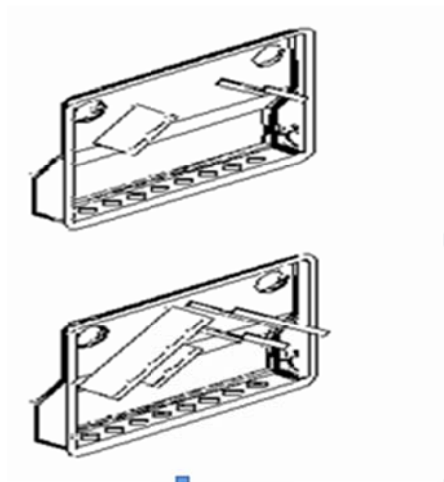
۴-۲-۲- اضافه کردن مانع حرارتی مورب و افقی درون کوره

با افزودن مانع حرارتی، جریان سیال (گازهای خروجی از احتراق) مغشوش تر شده و ضریب انتقال حرارت جابجایی بیشتر می‌شود بنابراین انتقال حرارت به بدنه بیشتر شده و باعث می‌شود دمای آن بالا رفته و در نتیجه با توجه به افزایش انتقال حرارت از بدنه به محیط، راندمان بخاری افزایش پیدا کند [۱۲].

علاوه بر این، با تعبیه موانع مناسب درون کوره و در مسیر جریان گازهای داغ خروجی، از خروج سریع گازهای حاصل از احتراق از طریق دودکش جلوگیری شده و زمان ماندن گازهای داغ در داخل بخاری افزایش و به تبع آن بازده بخاری گازی بهبود می‌یابد [۱۰].



شکل ۴-۲- مانع حرارتی افقی در کوره [۱۲]

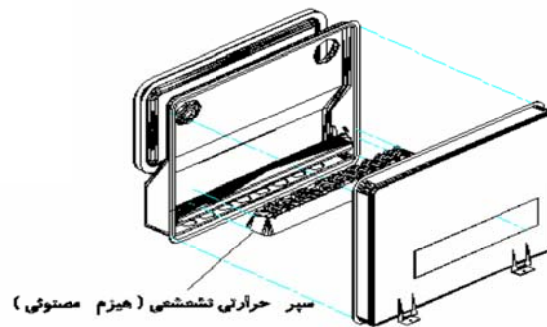


شکل ۴-۳- مانع حرارتی مایل در کوره [۱۲]

راندمان بخاری با این روش به اندازه ۴٪ افزایش می‌یابد.

۴-۳- نصب سپر حرارتی تشعشی [۱۲]

از آنجایی که حدود ۹۰٪ افت های حرارتی و همینطور انتقال حرارت از طریق تشعشع انجام شود، با گذاشتن یک سپر حرارتی گذاخته می‌توان حدود ۱٪ بازده حرارتی بخاری را افزایش داد.



شکل ۴-۴- سپر حرارتی تشعشعی در کوره

۴-۴- استفاده از لوله ورودی هوا با قطر و سرعت بهینه

با کاهش هوای اضافه دمای محصولات احتراق و دمای بدنه کوره بالا رفته که در نتیجه در یک سطح معین انتقال حرارت بیشتری هم از طریق همرفت و هم تشعشع به محیط صورت می‌گیرد بنابراین بازده بخاری افزایش می‌یابد. افزایش بازده بخاری تا زمانی که هوای اضافی تقریباً به صفر برسد (هوای استوکیومتری) ادامه دارد. همچنین کاهش هوای اضافه، مقدار انرژی اتلافی بوسیله دودکش را نیز کاهش می‌دهد. از طرفی کاهش بیش از حد هوای اضافه باعث افزایش آلاینده‌ها خواهد بود. بنابراین هوای اضافه باید به میزانی باشد که آلاینده‌ها در سطح قابل قبول باقی بمانند و در عین حال بازدهی بخاری مناسب باشد [۱۱].

باتوجه به نتایج تجربی مرجع [۱۱] هوای اولیه بین ۴۵٪ تا ۵۰٪ مطلوب است. همچنین هوای ثانویه بالاتر از ۱۲۰٪ قابل توجه نیست. بنابراین هوای اضافی کلی به مقدار بیشینه ۱۷۰٪ قابل قبول است. نسبت حجمی هوا به سوخت در شرایط متعارفی با توجه به معادله واکنش احتراق گاز طبیعی برابر ۱۱/۲۳ خواهد بود. وجود رطوبت و افزایش کسر مولی گونه‌های غیرفعال دیگر موجود در هوا و اختلاف دمای هوا و سوخت، نسبت فوق را به مقدار ناچیزی می‌تواند تغییر دهد [۱۱]. این نسبت حجمی استوکیومتری به معنای آنست که حداقل هوای ورودی به محفظه احتراق می‌بایستی ۱۱/۲۳ برابر مقدار سوخت باشد. با توجه به مقدار هوای اضافی بهینه ۱۷۰٪، مقدار هوای مورد نیاز برای احتراق (در حالت بهینه) به مقدار $30.32 = 11/23 \times 27$ خواهد بود. با استفاده از این مقدار می‌توانیم قطر لوله هواکش در بخاری هرمتیک را با بکارگیری روابط زیر محاسبه کنیم.

$$\frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_g} = \frac{V_a}{V_g} = 30.32 \quad (1-4)$$

$$\dot{V}_a = U_a \cdot A = U_a \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \quad (2-4)$$

که در آن‌ها:

$$\dot{V}_a: \text{دبی حجمی هوای ورودی (m}^3/\text{s)}$$

\dot{V}_g : دبی حجمی گاز طبیعی ورودی (m^3/s)

V_a : حجم هوای ورودی (m^3)

V_g : حجم گاز طبیعی ورودی (m^3)

U_a : سرعت هوا در داخل لوله هواکش (m/s)

A : مساحت مقطع لوله هواکش (m^2)

D : قطر لوله هواکش (m)

از آنجایی که برای لوله های بخاری قطرهای استاندارد در بازار وجود دارد، تغییر قطر آن صرفه اقتصادی ندارد. پس با قطر لوله و استفاده از روابط بالا سرعت بهینه هوای ورودی به بخاری بدست می آید که این سرعت را می توان با استفاده از یک فن بدست آورد.

۴-۵- استفاده از کنترل کننده جریان هوا

این راهکار در واقع استفاده از تعداد زیادی لوله نازک در داخل لوله ورودی هوا به منظور افزایش نیروهای اصطکاکی بر روی جریان هواست. برای یک بخاری هرمیتیک با لوله دودکش مجزا، نی های پلاستیکی موجود در بازار می تواند گزینه مناسبی برای لوله های ورودی باشد. از آنجایی که در این حالت لوله هواکش مجزا از دودکش است این نی ها در معرض دمای بالا و خطر ذوب شدن نیستند ولی برای بخاری هرمیتیک دارای دودکش دوجداره، بدلیل دمای بالای لوله ورودی هوا، نمی توان از نی پلاستیکی استفاده کرد.



شکل ۴-۵- تصویر یک لوله هواکش به همراه کنترل کننده ها [۶]

ایده کنترل کردن جریان هوا با این روش براساس اصول دینامیکی سیالی است. عدد رینولدز جریان هوا در این لوله ها به صورت رابطه زیر تعریف می شود:

$$Re = \frac{v \times d}{\nu} \quad (۳-۴)$$

که در آن:

V : سرعت جریان (m/s)

d : قطر لوله (m)

ν : ویسکوزیته سینماتیکی هوا (m^2/s)

Re : عدد رینولدز هوای داخل نی

برای یک جریان آرام ($Re < 3000$)، که در اینجا فرض معقولی است) ضریب اصطکاک بصورت رابطه زیر تعریف می شود:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (4-4)$$

با توجه به رابطه (۳-۴) با کم شدن قطر مجرای هوا عدد رینولدز کاهش پیدا می کند و از آنجایی که با توجه به رابطه (۴-۴) ضریب اصطکاک با عدد رینولدز نسبت عکس دارد، با کاهش عدد رینولدز، ضریب اصطکاک افزایش پیدا می کند.

از طرفی افت فشار بواسطه اصطکاک در طول لوله از رابطه زیر بدست می آید:

$$\Delta P_f = \frac{1}{2} f \left(\frac{l}{d}\right) \rho V^2 \quad (5-4)$$

که در آن:

ΔP_f : افت فشار استاتیکی جریان هوا (Pa)

f : ضریب اصطکاک داریسی جریان هوا

l : طول لوله جریان هوا (m)

ρ : چگالی هوا (kg/m^3)

با توجه به رابطه (۵-۴) با کاهش قطر و افزایش ضریب اصطکاک (به واسطه کاهش عدد رینولدز)، افت فشار اصطکاکی افزایش پیدا می کند. بدین ترتیب با افزایش نیروهای اصطکاکی بر روی جریان هوا بواسطه استفاده از لوله های نازک در داخل مجرای ورودی هوا، جریان هوا به داخل محفظه احتراق بخاری هرمیتیک کنترل شده و بازده بخاری افزایش پیدا می کند.

فصل پنجم

تئوری ها

در این فصل روابط مربوط به محاسبهٔ حرارت ناشی از احتراق گاز طبیعی، مکانیزم‌های انتقال حرارت در بخاری و روابط نیمه تجربی مربوط به دودکش دوجداره (مبدل حرارتی) مورد استفاده در بخاری گازی هرمتیک بیان می‌شوند که از آنها در نوشتن کد برنامه‌های EES مربوطشان (پیوست) استفاده شده است.

۱-۵- حرارت ناشی از واکنش احتراق گاز طبیعی

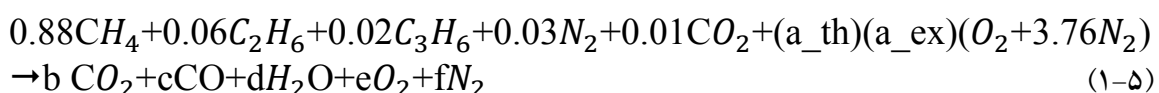
سوخت هیدروکربنی مورد مطالعه مخلوطی از گازهای متان، اتان، پروپان، دی اکسید کربن و نیتروژن است که به طور معمول در ترکیبات گاز طبیعی ایران وجود دارد. درصد این ترکیبات در یک مول گاز طبیعی معمولاً متغیر است. در این جا حد متوسط آن‌ها به شرح جدول (۱-۵) در نظر گرفته شده است [۱۷].

جدول ۱-۵- ترکیبات متوسط گاز طبیعی ایران [۱۷]

جزء	درصد مولی
CH ₄	۸۸٪
C ₂ H ₆	۶٪
C ₃ H ₈	۲٪
N ₂	۳٪
CO ₂	۱٪

۱-۱-۵- واکنش احتراق گاز طبیعی و موازنهٔ عناصر

با توجه به ترکیب گاز طبیعی، واکنش احتراق یک مول گاز طبیعی با هوا به صورت معادله (۱-۵) بیان می‌شود [۴]:



که در آن:

a_th: مقدار هوای استوکیومتری در واکنش احتراق گاز طبیعی

a_ex: مقدار هوای اضافی در واکنش احتراق گاز طبیعی

b: تعداد مول دی اکسید کربن در محصولات احتراق

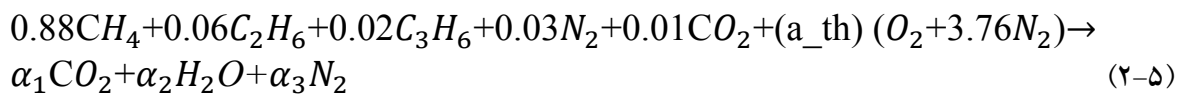
c: تعداد مول مونواکسید کربن در محصولات احتراق

d: تعداد مول بخار آب در محصولات احتراق

e: تعداد مول اکسیژن در محصولات احتراق

f: تعداد مول نیتروژن در محصولات احتراق

برای بدست آوردن مقدار هوای تئوری، باید عناصر موجود در دو طرف معادله واکنشی (۵-۲) را موازنه کرد.



موازنه عناصر کربن، هیدروژن، اکسیژن و نیتروژن به ترتیب، طبق معادلات زیر صورت می گیرد:

$$0.88 + (2 \times 0.06) + (3 \times 0.02) + 0.01 = \alpha_1 \quad (۳-۵)$$

$$(4 \times 0.88) + (6 \times 0.06) + (8 \times 0.02) = 2\alpha_2 \quad (۴-۵)$$

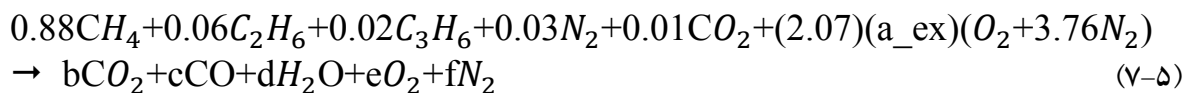
$$(2 \times 0.01) + (2 \times a_{th}) = 2\alpha_1 + \alpha_2 \quad (۵-۵)$$

$$(2 \times 0.03) + (2 \times 3.76 \times a_{th}) = 2\alpha_3 \quad (۶-۵)$$

با حل معادلات (۳-۵) تا (۶-۵) که بصورت چهارمعادله و چهارمجهول است مقدار هوای استوکیومتری و ضرایب محصولات احتراق بدست می آید.

$$\alpha_1 = 1.07 \quad \alpha_2 = 2.02 \quad \alpha_3 = 7.81 \quad a_{th} = 2.07$$

با بدست آمدن مقدار هوای استوکیومتری، معادله (۵-۱) را میتوان بصورت معادله (۵-۷) بازنویسی کرد.



برای بدست آوردن ضرایب مجهول محصولات احتراق، عناصر کربن، اکسیژن، هیدروژن و نیتروژن را در دو طرف معادله (۷-۵) موازنه می کنیم:

$$0.88 + (2 \times 0.06) + (3 \times 0.02) + 0.01 = b + c \quad (۸-۵)$$

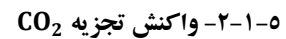
$$4 \times 0.88 + 6 \times 0.06 + 8 \times 0.02 = 2d \quad (۹-۵)$$

$$2 \times 0.01 + 2 \times 2.07 \times a_{ex} = 2b + c + d + 2e \quad (۱۰-۵)$$

$$2 \times 0.03 + 2 \times 3.76 \times 2.07 \times a_{ex} = 2f \quad (۱۱-۵)$$

همانطور که می بینیم، معادلات (۸-۵) تا (۱۱-۵) تشکیل چهار معادله و پنج مجهول (f, e, d, c, b) می دهند (مقدار هوای اضافی را خودمان انتخاب می کنیم).

در نتیجه برای بدست آوردن مول‌های محصولات احتراق به معادلات دیگری نیازمندیم که در ادامه با معرفی واکنش‌های تجزیه، از این معادلات کمکی استفاده خواهیم کرد.



برخی از مواد ایجاد شده در طی احتراق در اثر تجزیه مولکول‌ها به مولکول‌های کوچکتر یا اتم‌ها بوجود می‌آیند. این پدیده را انفکاک^۱ می‌نامند. علاوه بر عدم ترکیب تمامی مولکول‌های سوخت با هوا در اثر عدم اختلاط کامل، عامل دیگری که موجب عدم ایجاد احتراق کامل سوخت می‌باشد، انفکاک است. انفکاک معمولاً در دماهای بسیار زیاد رخ می‌دهد و مقدار آن در دماهای پایین ناچیز است [۱].

در واکنش شیمیایی احتراق گاز طبیعی با هوا فرض شده که در دمای احتراق واکنش تجزیه $2CO_2 \leftrightarrow 2CO + O_2$ وجود دارد و از بقیه واکنش‌های تجزیه صرف‌نظر شده است. از این معادله تجزیه برای تعیین ضرایب مجهول محصولات احتراق در معادله (۵-۷) استفاده می‌شود. برای این منظور از تعریف ثابت تعادل^۲ و هم‌ارزی آن با تابع گیبس^۳ استفاده می‌کنیم [۴].

ثابت تعادل در واقع برای پیش‌بینی میزان انفکاک در شرایط معین تعریف می‌شود و مقدار آن در هر دما مقدار ثابتی است. برای واکنش تجزیه $2CO_2 \leftrightarrow 2CO + O_2$ ثابت تعادل به صورت روابط (۵-۱۲) و (۵-۱۳) تعریف می‌شود [۱]:

$$k = e^{\frac{-\Delta G^0(t)}{RT}} \quad (5-12)$$

$$k = \frac{Y_{CO}^2 Y_{O_2}}{Y_{CO_2}^2} \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (5-13)$$

که در آن‌ها:

K: ثابت تعادل واکنش تجزیه CO_2

$\Delta G^0(T)$: تغییرات تابع گیبس استاندارد (kJ)

T: دمای محصولات احتراق (K)

\bar{R} : ثابت جهانی گازها برابر با ۸/۳۱۴ (kJ/kmol.K)

Y_x : کسر مولی گونه X در تعادل

P: فشار محصولات احتراق (kPa)

P_0 : فشار استاندارد (kPa)

تغییرات تابع گیبس استاندارد $\Delta G^0(T)$ برای واکنش تعادلی تجزیه CO_2 به صورت زیر تعریف می‌شود [۱]:

$$\Delta G^0(T) = 2\bar{g}_{CO}(T) + \bar{g}_{O_2}(T) - 2\bar{g}_{CO_2}(T) \quad (5-14)$$

1. dissociation
2. Equilibrium constant
3. Gibbs function

بنابراین با توجه به رابطه (۵-۱۲) با داشتن مقادیر تغییرات تابع گیبس استاندارد در دمای معین میتوان مقادیر ثابت تعادل را برای واکنش تعادلی تجزیه CO_2 در همان دما بدست آورد. برای محاسبه $\Delta G^0(T)$ براساس معادله (۵-۱۴) می توان مقادیر $\bar{g}_i(T)$ را از رابطه (۵-۱۵) بدست آورد [۱].

$$\bar{g}_i(T) = \bar{g}_i(T_0) + \Delta \bar{g}_i(T_0 \rightarrow T) \quad (5-15)$$

که در آن $\bar{g}_i(T_0)$ ، تابع گیبس تشکیل گونه i در شرایط استاندارد و برحسب (KJ/kg) است.

همچنین $\Delta \bar{g}_i = \Delta \bar{g}_i(T_0 \rightarrow T)$ از رابطه (۵-۱۶) بدست می آید [۱].

$$\Delta \bar{g}_i = \bar{g}_i(T) - \bar{g}_i(T_0) = [\bar{h}_i(T) - T \cdot \bar{s}_i(T)] - [\bar{h}_i(T_0) - T_0 \cdot \bar{s}_i(T_0)] \quad (5-16)$$

که در آن:

$\bar{h}_i(T)$: آنتالپی تشکیل گونه i در دمای T (kJ/kmol)

$\bar{s}_i(T)$: آنتروپی گونه i در دمای T (kJ/kmol.K)

$\bar{h}_i(T_0)$: آنتالپی تشکیل گونه i در شرایط استاندارد (kJ/kmol)

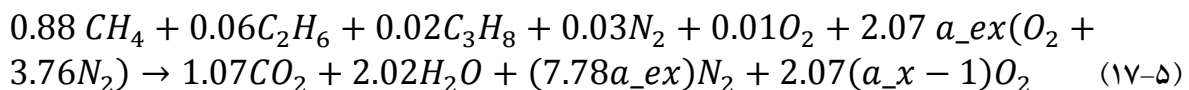
$\bar{s}_i(T_0)$: آنتروپی گونه i در شرایط استاندارد (kJ/kmol.K)

T : دمای محصولات احتراق (K)

T_0 : دمای شرایط استاندارد (K)

حال برای بدست آوردن کسر مولی شرکت کننده های واکنش تجزیه که در رابطه (۵-۱۳) آمده بصورت زیر عمل می کنیم.

ابتدا باید با نوشتن معادله واکنش احتراق کامل گازی طبیعی (احتراقی که در آن همه کربن و هیدروژن موجود در سوخت H_2O, CO_2 تبدیل می شود) به صورت معادله (۵-۱۷) و سپس موازنه عناصر، مقدار اولیه ترکیبات CO, O_2, CO_2 را قبل از شرکت در واکنش تجزیه بدست آوریم.



حال با داشتن مقادیر اولیه، با تشکیل جدول (۵-۱) مقدار نهایی و کسر مولی گونه ها را بدست می آوریم.

جدول ۵-۱- غلظت ترکیبات در واکنش تجزیه کربن دی اکسید

CO_2	CO	O_2	
۱.۰۷	۰	$2.07(a_{ex}-1)$	مقدار اولیه
-2z	+2z	+z	مقدار تغییرات
$1.07-2z$	2z	$2.07(a_{ex}-1)+z$	مقدار نهایی
$\frac{1.07-2z}{m_t}$	$\frac{2z}{m_t}$	$\frac{2.07(a_{ex}-1)+z}{m_t}$	کسر مولی (Y_x)

در جدول بالا Z تعداد مول‌هایست که دچار انفکاک شده‌اند و همچنین m_t مجموع مول‌های موجود در مخلوط سه گاز فوق است و از جمع مقادیر مول‌های نهایی هر گونه بدست می‌آید.

برای بدست آوردن ضرایب مولی به یک معادله دیگر نیاز داریم که موازنه جرمی ترکیبات شرکت کننده در واکنش تجزیه قبل از شرکت در واکنش و بعد از آن و بصورت رابطه (۱۸-۵) است.

$$(1.07 - 2z) \times M_{CO_2} + 2z \times M_{CO} + (2.07(a_{ex}-1) + z) \times M_{O_2} = b \times M_{CO_2} + c \times M_{CO} + e \times M_{O_2} \quad (18-5)$$

که در آن:

M_{CO_2} : جرم مولی دی اکسید کربن (kg/mol)

M_{CO} : جرم مولی مونو اکسید کربن (kg/mol)

M_{O_2} : جرم مولی اکسیژن (kg/mol)

همانطور که مشاهده می‌کنیم معادلات (۸-۵) تا (۱۳-۵) و همچنین معادله (۱۸-۵) تشکیل هفت معادله می‌دهند که دارای هفت مجهول (z, k, f, e, d, c, b) هستند که این مجموعه معادلات را می‌توان با فرض یک دمای معقول برای محصولات احتراق حل نمود.

۵-۱-۳- دمای شعله آدیاباتیک^۱

چنانچه در یک فرآیند احتراق هیچگونه انتقال حرارتی به خارج صورت نگیرد و کار و تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل نیز صفر باشند، دمای محصولات را دمای شعله آدیاباتیک می‌نامند. در این حالت تمام حرارت ایجاد شده صرف گرم شدن محصولات احتراق می‌شود و این دما حداکثر دمای ممکن محصولات احتراق برای هر نسبت اختلاط خاص است [۱].

پس از حل معادلات حاصل از بقای عناصر و معادله کمکی (۱۳-۵) و یافتن کسر مولی هریک از محصولات احتراق برای تعیین درجه حرارت شعله آدیاباتیک از قانون اول ترمودینامیک استفاده می‌شود [۴]:

$$-\frac{\dot{w}}{\dot{n}_{fuel}} + \sum_i \frac{Q_i}{\dot{n}_{fuel}} - \sum_{i=1}^l v_{p_i} \bar{h}_{p_i} + \sum_{i=1}^m v_{R_i} \bar{h}_{R_i} = 0 \quad (19-5)$$

که در آن، m, l به ترتیب تعداد گونه‌های واکنش دهنده و محصولات است.

این رابطه بر حسب مول سوخت بیان شده است. با توجه به زمان کوتاه احتراق فرضی می‌شود که احتراق در شرایط آدیاباتیک انجام می‌شود و با توجه به اینکه $\dot{W} = 0$ است، رابطه (۱۹-۵) به صورت رابطه (۲۰-۵) ساده می‌شود [۴]:

$$H_{reactants} = H_{products} \quad (20-5)$$

$H_{reactants}$: آنتالپی محصولات احتراق (kJ)

$H_{products}$: آنتالپی واکنش دهنده ها (kJ)

با حل معادله (۲۰-۵) دمای شعله آدیاباتیک بدست خواهد آمد.

1. Adiabatic flame temperature

۵-۱-۴- گرمای احتراق

گرمای ناشی از احتراق را می‌توان از رابطه (۵-۲۱) که بیان‌کننده اختلاف آنتالپی محصولات احتراق و واکنش دهنده‌هاست، بدست آورد [۱]:

$$Q = \sum_{i=1}^l v_{p_i} \bar{h}_{p_i} - \sum_{i=1}^m v_{R_i} \bar{h}_{R_i} \quad (5-21)$$

که در آن :

Q : گرمای احتراق (سوخت $kJ/kmol$)

v_{p_i} : تعداد کیلو مول محصول احتراق i ام ($kmol$)

v_{R_i} : تعداد کیلو مول واکنش دهنده i ام ($kmol$)

\bar{h}_{p_i} : آنتالپی یک کیلو مول از محصول احتراق i ام ($kJ/kmol$)

۵-۲- مکانیزم‌های انتقال حرارت در بخاری گازی

همان‌طور که قبلاً گفته شد، سطوح بخاری به دو روش انتقال حرارت تشعشی و جابجایی آزاد، گرما را به محیط اطراف منتقل می‌کنند. در این قسمت روابط مربوط به محاسبه انتقال حرارت با این دو شیوه بیان می‌شود.

۵-۲-۱- جابجایی آزاد

از آنجایی که در حالت عادی هوای اطراف سطوح بخاری تقریباً ساکن است، بخاری با روش جابجایی آزاد (طبیعی) به هوای اطراف خود حرارت منتقل می‌کند. از طرف دیگر چون سرعت‌های جریان در جابجایی آزاد معمولاً خیلی کوچکتر از سرعت‌ها در جابجایی اجباری‌اند، آهنگ انتقال حرارت جابجایی به این روش نیز کمتر است.

آهنگ انتقال گرمای جابجایی آزاد از سطوح بخاری به محیط اطراف با قانون سرمایش نیوتن تعیین می‌شود که به صورت رابطه (۵-۲۲) است:

$$q = \bar{h}A(T_s - T_\infty) \quad (5-22)$$

\bar{h} ضریب جابجایی آزاد است که از تعریف عدد نوسلت در رابطه (۵-۲۳) بدست می‌آید.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L}{K} \quad (5-23)$$

که در این دو رابطه:

Q : آهنگ انتقال گرمای جابجایی آزاد (W)

\bar{h} : ضریب جابجایی متوسط ($W/m^2 \cdot K$)

A : مساحت سطح مورد نظر (m^2)

T_s : دمای سطح مورد نظر (K)

T_∞ : دمای محیط اطراف (K)

\overline{Nu} : عدد نوسلت متوسط

L: طول مشخصه سطح (m)

$$K: \text{ضریب رسانندگی هوا در دمای فیلم } T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \text{ (W/m.K)}$$

عدد نوسلت برای هریک از سطوح افقی و عمودی، روابط جداگانه‌ای دارد. دربخاری سطوح جانبی و دودکش، سطوح عمودی و سطح بالای بخاری یک سطح افقی است.

عدد نوسلت متوسط برای صفحات عمودی از رابطه تجربی (۲۴-۵) بدست می‌آید [۱۷].

$$\overline{Nu}_l = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (24-5)$$

لازم بذکر است که روابط مربوط به محاسبه عدد نوسلت متوسط در جابجایی آزاد، برحسب عدد ریلی، که حاصل ضرب عدد گراشف و عدد پرانتل است، بیان می‌شوند. این عدد از رابطه (۲۵-۵) بدست می‌آید [۱۸]:

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (25-5)$$

که در آن:

Ra_L : عدد ریلی (بی بعد)

Gr_L : عدد گراشف (بی بعد)

Pr : عدد پرانتل (بی بعد)

g : شتاب جاذبه زمین برابر $9.82 \text{ (m/s}^2\text{)}$

β : ضریب انبساط ($1/k$)

L : طول مشخصه سطح (m)

ν : ویسکوزیته سینماتیکی (m^2/s)

α : پخشندگی گرمایی (m^2/s)

همه خواص هوا در دمای فیلم $\left(T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}\right)$ به دست می‌آید. همچنین ضریب انبساط برای هوا (هوا را گاز ایده آل فرض می‌کنیم) از رابطه (۲۶-۵) به دست می‌آید [۱۷]:

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (26-5)$$

که در آن T_f دمای فیلم (متوسط دمای سطح بخاری و هوای اطراف آن) است و برحسب کلوین بیان می‌شود.

برای سطح افقی در بخاری، عدد نوسلت از رابطه (۲۷-۵) محاسبه می‌شود [۱۷]:

$$\overline{Nu}_L = 0.15 Ra_L^{\frac{1}{3}} \quad (27-5)$$

که در آن عدد ریلی از رابطه (۲۵-۵) و طول مشخصه سطح افقی از رابطه (۲۸-۵) بدست می‌آید:

$$L = \frac{A_s}{P} \quad (28-5)$$

که در آن:

A_s : مساحت صفحه (m^2)

P : محیط صفحه (m)

۲-۲-۵- تشعشع

این گرمایش از یک سطح بسیار گرم مانند سطوح یک بخاری که دمای نسبتاً بالایی دارند، تأمین می‌شود. در مکان‌هایی که ارتفاع سقف زیاد است، تشعشع روش مناسبی برای انتقال گرما می‌باشد. برای یک بخاری گازی که در یک اتاق نسبتاً بزرگ قرار دارد، می‌توان بخاری را یک جسم کوچک در یک محفظه بزرگ فرض کرد. با توجه به این فرض، آهنگ انتقال گرما بوسیله تشعشع از رابطه (۲۹-۵) بدست می‌آید [۱۷]:

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon (T_s^4 - T_{sur}^4) \quad (29-5)$$

که در آن:

q_{rad} : آهنگ انتقال گرمای تشعشعی (W)

σ : ثابت استفان _ بولتزمن برابر $5.67 \times 10^{-8} (W/m^2 \cdot K^4)$

A : مساحت سطح بخاری (m^2)

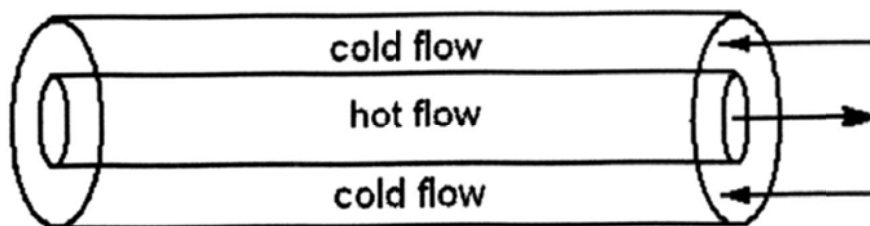
ε : ضریب صدور تشعشعی سطح

T_s : دمای سطح بخاری (K)

T_{sur} : دمای دیوارهای اتاق (K)

۳-۳-۵- آنالیز دودکش دوجداره

دودکش دوجداره در سیستم هرمیتیک بخاری گازی یک نوع مبدل حرارتی دو لوله‌ای با جریان مخالف است که در آن جریان گرم که همان محصولات احتراق است از لوله داخلی عبور کرده و جریان سرد که همان هوای بیرون ساختمان است، از بین لوله داخلی و خارجی مبدل عبور می‌کند [۱۶]. در شکل (۱-۵) شماتیک مبدل حرارتی دودکش دوجداره نشان داده شده است:



شکل ۱-۵- شماتیک مبدل حرارتی دودکش دوجداره [۱۶]

تعداد واحدهای انتقال حرارت (NTU) یک پارامتر بی‌بعد، با تعریف زیر است که برای تحلیل مبدل گرمایی خیلی از آن استفاده می‌شود [۱۸]:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (30-5)$$

که در آن:

NTU: تعداد واحدهای انتقال حرارت

U : ضریب کلی انتقال حرارت دودکش ($W/m^2 \cdot K$)

A : مساحت کل تبادل حرارت (m^2)

C_{min} : ظرفیت گرمایی کمترین سیال گرم و سرد (J/K)

برای پیدا کردن C_{min} ، ظرفیت گرمایی سیال گرم و سرد را به ترتیب از روابط (۳۱-۵) و (۳۲-۵) بدست می‌آوریم:

$$C_h = \dot{n}_{flue} c_{p_h} \quad (31-5)$$

$$C_c = \dot{n}_{air} c_{p_c} \quad (32-5)$$

که در آن‌ها:

C_h : ظرفیت گرمایی سال سیال گرم ($J/K \cdot s$)

C_c : ظرفیت گرمایی سیال سرد ($J/K \cdot s$)

\dot{n}_{flue} : آهنگ جریان محصولات احتراق (mol/s)

\dot{n}_{air} : آهنگ جریان هوا (mol/s)

c_{p_h} : ظرفیت گرمایی ویژه مولی سیال گرم ($J/mol \cdot K$)

c_{p_c} : ظرفیت گرمایی ویژه مولی سیال سرد ($J/mol \cdot K$)

برای محاسبه C_{p_h} (ظرفیت گرمایی ویژه مولی دود) از رابطه (۳۳-۵) استفاده می‌کنیم:

$$C_{p_h} = \frac{\sum_{i=1}^L n_i c_{p_i}}{\sum_{i=1}^L n_i} \quad (33-5)$$

که در آن:

n_i : ضریب مولی گونه i ام در محصولات احتراق (mol)

C_{p_i} : ظرفیت گرمایی ویژه مولی گونه i ام در محصولات احتراق ($J/mol \cdot K$)

L : تعداد گونه‌های موجود در محصولات احتراق

حال با توجه به واکنش احتراق گاز طبیعی در معادله (۵-۱)، آهنگ جریان مولی سیالات گرم و سرد را با استفاده از روابط زیر محاسبه می‌کنیم:

$$\dot{n}_{flue} = \frac{n_t \rho_g \dot{v}_g}{3600} \quad (34-5)$$

$$\dot{n}_{air} = \frac{(2.07 \times 4.76 \times \alpha_{ex}) \rho_g \dot{v}_g}{3600} \quad (35-5)$$

که در آن‌ها:

n_t : تعداد کل مول محصولات احتراق (mol)

ρ_g : مول حجمی گاز طبیعی (mol/m^3)

\dot{v}_g : دبی حجمی گاز طبیعی در بخاری گازی (m^3/hr)

حال با بدست آمدن NTU می‌توانیم کارایی مبدل گرمایی را از رابطه $\varepsilon - NTU$ زیر که مخصوص مبدل‌های حرارتی دولوله‌ای هم‌مرکز با جریان مخالف است، محاسبه کنیم [۱۸]:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c_r)]}{1 - c_r \exp[-NTU(1 - c_r)]} \quad (36-5)$$

که در آن:

$$c_r = \frac{c_{min}}{c_{max}}$$

نسبت ظرفیت گرمایی و بصورت $c_r = \frac{c_{min}}{c_{max}}$ است.

همچنین ε کارایی مبدل حرارتی است که برای این نوع مبدل گرمایی بصورت رابطه (۳۷-۵) تعریف می‌شود [۱۸]:

$$\varepsilon = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (37-5)$$

که در آن:

$$T_{h1}: \text{دمای اولیه محصولات احتراق (K)}$$

$$T_{c1}: \text{دمای اولیه هوای ورودی (K)}$$

$$T_{c2}: \text{دمای ثانویه هوای ورودی (K)}$$

در نتیجه با داشتن دمای اولیه محصولات احتراق و همچنین دمای اولیه هوای ورودی و استفاده از روابط (۳۰-۵) تا (۳۷-۵)، دمای ثانویه محصولات احتراق که از دودکش دوجداره خارج و به محیط بیرون تخلیه می‌شود، به دست می‌آید.

با موازنه انرژی بین جریانهای گرم و سرد از طریق رابطه (۳۸-۵) دمای ثانویه هوا (هوای ورودی به محفظه احتراق) نیز بدست می‌آید:

$$q = C_h(T_{h1} - T_{h2}) = C_c(T_{c2} - T_{c1}) \quad (38-5)$$

که در آن T_{h2} دمای ثانویه محصولات احتراق بر حسب درجه کلوین است.

با بدست آمدن همه دماها می‌توان مقدار پیش گرم شدن هوای ورودی را از رابطه (۳۹-۵) بدست آورد:

$$\Delta T = T_{c2} - T_{c1} \quad (39-5)$$

همانطور که قبلاً گفته شد، دمای خروجی دود (T_{h2}) نباید از دمای نقطه شبنم محصولات احتراق کمتر باشد. برای بدست آوردن دمای نقطه شبنم و مقایسه آن با دمای خروجی دود، ابتدا بایستی فشار جزئی بخار آب در محصولات احتراق را از رابطه (۴۰-۵) بدست آورد [۱]:

$$P_{H_2O} = \left(\frac{d}{n_t}\right) P \quad (40-5)$$

که در آن:

$$P_{H_2O}: \text{فشار جزئی بخار آب در محصولات احتراق (kPa)}$$

$$d: \text{تعداد مول بخار آب در محصولات احتراق (mol)}$$

$$n_t: \text{تعداد کل مول محصولات احتراق (mol)}$$

P: فشار کل محصولات احتراق (kPa)

دمای اشباع بخار متناظر با فشار جزئی بخار آب بدست آمده از رابطه (۴۰-۵) همان دمای نقطه شبنم محصولات احتراق خواهد بود که باید کمتر از دمای خروجی دود از مبدل حرارتی (T_{h2}) باشد.

فصل ششم

مدل سازی و محاسبات با نرم افزار EES

۶-۱- مقدمه

نرم افزار EES، نرم‌افزاری ساده با امکانات متنوع و دارای کتابخانه‌ای غنی از جداول و خصوصیات ترمودینامیکی می‌باشد و محیط نرم‌افزاری مناسبی را برای انجام انواع محاسبات و حل همزمان معادلات و رسم نمودار مهیا می‌کند. بنابراین برای اینکه تمامی گفته‌های خود در فصول مذکور را به صورت نرم‌افزاری پیاده‌سازی کرده و به نتایج مطلوب برسیم، بر آن شدیم تا با استفاده از این نرم‌افزار، انتقال حرارت یک نمونه بخاری گازی درون‌سوز را مدل‌سازی کرده و همچنین راندمان و عوامل موثر بر راندمان انواع بخاری‌های گازی درون‌سوز و برون‌سوز را بررسی کرده و نتایج بدست آمده را تحلیل نماییم.

۶-۲- مدل سازی انتقال حرارت یک نوع بخاری گازی درون‌سوز و محاسبه دمای شعله و راندمان آن
بخاری مورد بررسی در این قسمت، بخاری ۱۲۰۰۰ جهان افروز مدل کیانا است که تصویر آن در شکل (۶-۱) و مشخصات فنی آن در جدول (۶-۱) آمده است.

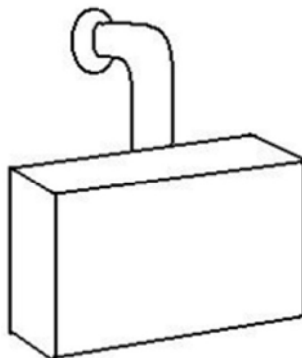


شکل ۶-۱- تصویر بخاری گازی مورد مطالعه

جدول ۶-۱- مشخصات فنی بخاری گازی مورد مطالعه

ارتفاع (cm)	طول (cm)	عرض (cm)	قطر دودکش (w)	ظرفیت حرارتی (w)	بازدهی	نوع سوخت	میزان مصرف (m^3/hr)
۷۳۰	۸۴۰	۳۶۰	۱۰۰	-۲۳۰۰ ۸۰۰۰	۸۴	گاز شهری	۱.۵

در مدل‌سازی این بخاری که در شکل (۷-۱) شماتیک مدل‌سازی انتقال حرارت آن نشان داده شده است فرض شده که بخاری گازی از طریق پنج سطح (بدون در نظر گرفتن سطح پایینی بخاری) بعلاوه سطح دودکش با محیط که دمای آن ۲۹۸ درجه کلوین در نظر گرفته شده، بصورت جابجایی آزاد و تشعشع انتقال حرارت انجام می‌دهد. همچنین در این بخاری فرض شده است که سوخت (گاز طبیعی) در دمای ۲۹۸ درجه کلوین و در دبی حجمی بیشینه خود با ۱۲۰ درصد هوای اضافی که آن هم در دمای ۲۹۸ کلوین است واکنش می‌دهد و دمای محصولات احتراق ۸۰۰ درجه کلوین در نظر گرفته شده است.



شکل ۶-۱- تصویر شماتیک مدل‌سازی انتقال حرارت

همچنین فرض شده است که سطح بخاری دارای ضریب صدور تشعشعی ۰/۷۸ و دمای ۵۰۰ درجه کلوین و سطح لوله دودکش دارای ضریب صدور تشعشعی ۰/۵۶ و دمای ۴۰۰ درجه کلوین است. در نوشتن برنامه EES مربوط به این قسمت که کدهای آن در پیوست آمده، برای بدست آوردن دمای شعله آدیاباتیک، گرمای حاصل از احتراق و همچنین انتقال حرارت بخاری از روابط فصل ۵ و برای بدست آوردن بازده حرارتی از رابطه (۲-۱) استفاده شده است.

۶-۳- محاسبه راندمان بخاری گازی هرمتیک

در نوشتن برنامه EES مربوط به این قسمت که کدهای آن در پیوست ۱ آمده است، برای بدست آوردن ضریب مولی محصولات و واکنش احتراق و همچنین محاسبات مربوط به مبدل حرارتی دوجداره از روابط فصل ۵ و برای محاسبه راندمان حرارتی بخاری گازی هرمتیک از رابطه (۲-۴) استفاده شده است.

برای هر دو نوع بخاری همرمیتیک فرض شده است که سوخت (گاز طبیعی) در دمای ۲۹۸ درجه کلوین و با دبی حجمی $1/5 \text{ (m}^3/\text{hr)}$ وارد محفظه احتراق می‌شود. دمای هوای اطراف بخاری را نیز ۲۹۸ درجه کلوین و دمای هوای بیرون از ساختمان که در این نوع بخاریها برای احتراق بکار گرفته می‌شود را ۲۷۳ درجه کلوین (دمای یک روز سرد زمستانی) در نظر گرفتیم .

در برنامه EES مربوط به بخاری همرمیتیک دارای دودکش دوجداره، دودکش را به قطر ۰/۱ متر و طول ۴ متر و از جنس آهن گالوانیزه ($U=0.0057\text{kW/m}^2.\text{k}$) در نظر گرفتیم [۱۶].

فصل هفتم

نتایج و تحلیل آن‌ها

۱-۷- نتایج برای بخاری گازی درون‌سوز و تحلیل آن‌ها

نتایج جداول (۱-۷) و (۲-۷) حاصل از اجرای برنامه EES برای بخاری گازی درون‌سوز است که در فصل ۶ در مورد آن توضیح داده شد.

جدول ۱-۷- نتایج مربوط به پارامترهای انتقال حرارت در بخاری

h_{rad}	h_{conv}	Ra	Nu	سطح بخاری
۱۱/۹۶	۶/۸۷۲	$۲/۰۴ \times ۱۰^۹$	۱۵۳/۱	جانبی
۱۱/۹۶	۸/۵۳	$۱/۰۴ \times ۱۰^۷$	۳۲/۸۴	بالایی
۵/۵۱	۵/۰۷	$۳/۰۲ \times ۱۰^۹$	۱۷۳/۵	دودکش

جدول ۲-۷- نتایج مربوط به عملکرد بخاری گازی

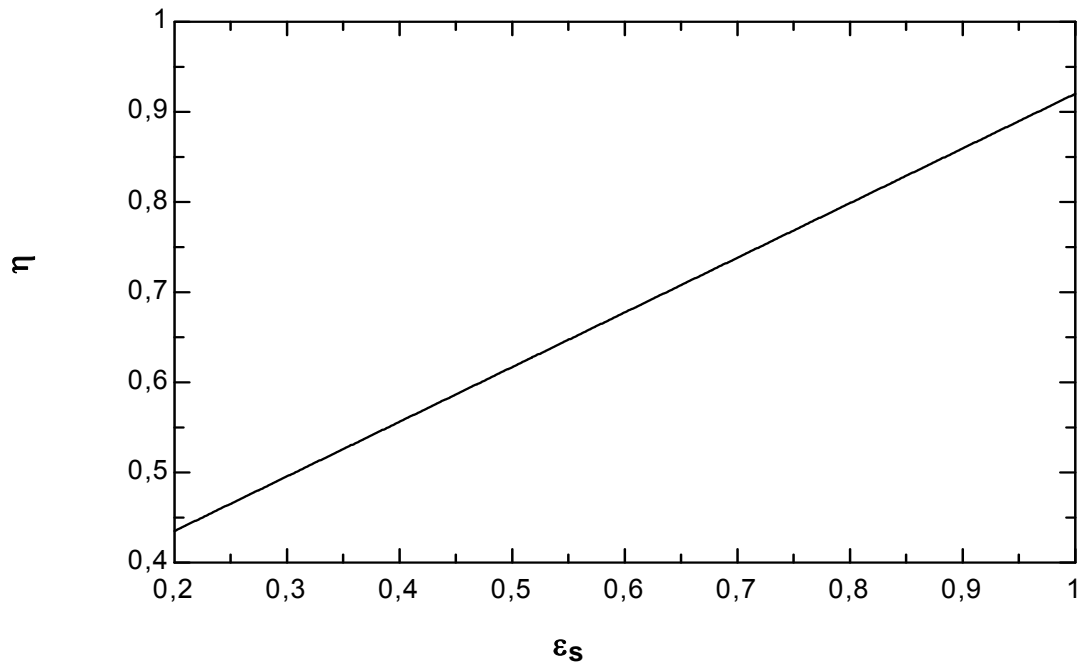
η	q_{conv}	q_{rad}	q_{tot}	Q	T_{adiab}
۸۲٪	۳۱۱۶	۵۱۳۹	۸۲۵۵	۵۸۵۸۸۳	۲۵۳۷

q_{tot} : آهنگ انتقال حرارت کل از بخاری (W)

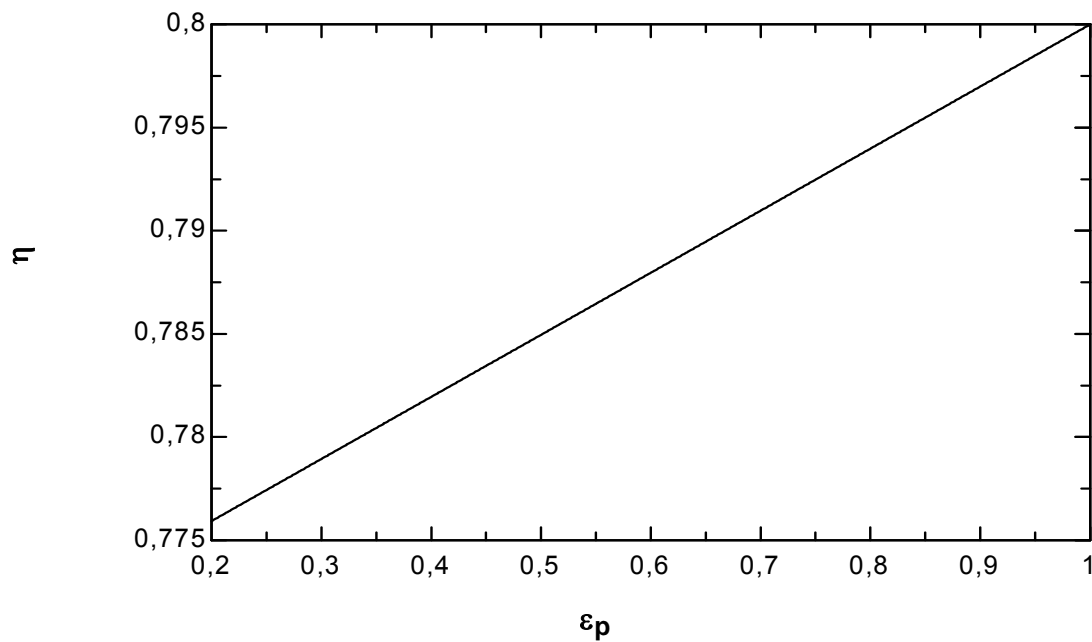
Q : گرمای حاصل از احتراق (kJ/kmol_{fuel})

T_{adiab} : دمای شعله آدیاباتیک (K)

مقادیر بدست آمده در جدول (۲-۷) برای انتقال حرارت کل از بخاری و راندمان آن نزدیکی بسیار خوبی با مقادیر آن‌ها در جدول (۱-۶) (مخسصات فنی بخاری) دارد.

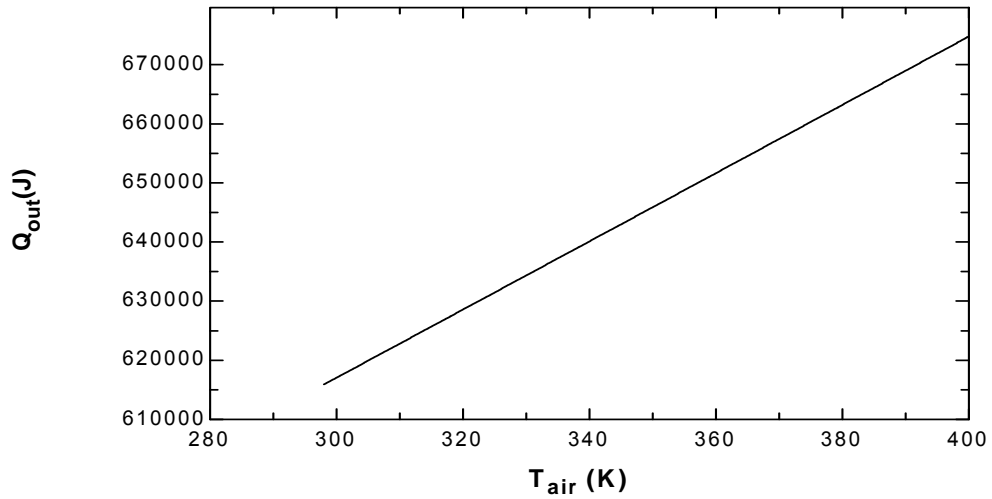


شکل ۷-۱- اثر ضریب صدور تشعشعی سطح بخاری بر راندمان

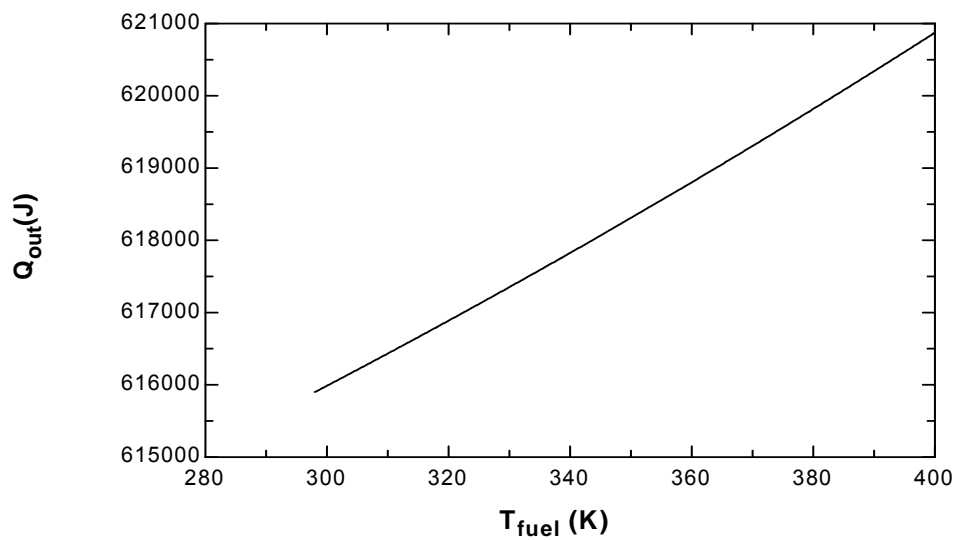


شکل ۷-۲- اثر ضریب صدور تشعشعی دودکش بر راندمان

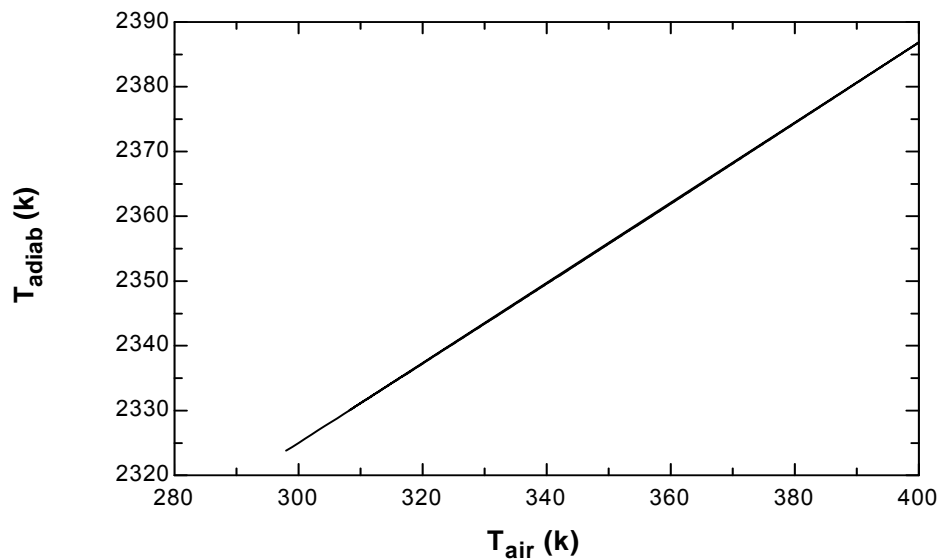
نمودارهای شکل (۷-۱) و (۷-۲) روند افزایشی راندمان را با افزایش ضریب صدور تشعشعی سطح بدنه بخاری و همچنین سطح دودکش نشان می‌دهند. بنابراین همانطور که گفته شد، می‌توان با افزایش ضریب صدور سطوح بخاری مثلاً استفاده از رنگ‌هایی که ضریب صدور بالایی دارند، به راندمان حرارتی بالاتری دست یافت. همچنین این کار باعث می‌شود با افزایش انتقال حرارت از سطح بخاری، دمای آن پایین آمده و ایمنی افراد در برابر خطر تماس با سطح داغ (که دلیل آن ضعف انتقال حرارت است) افزایش یابد.



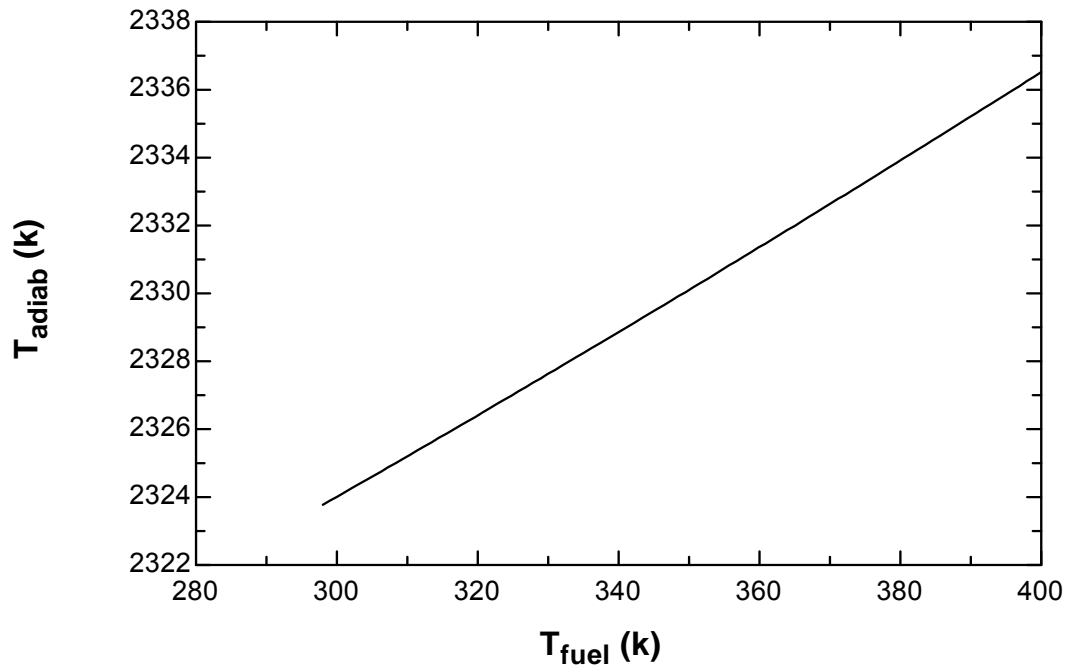
شکل ۳-۷- اثر دمای هوای ورودی بر گرمای احتراق



شکل ۴-۷- اثر دمای سوخت بر گرمای احتراق

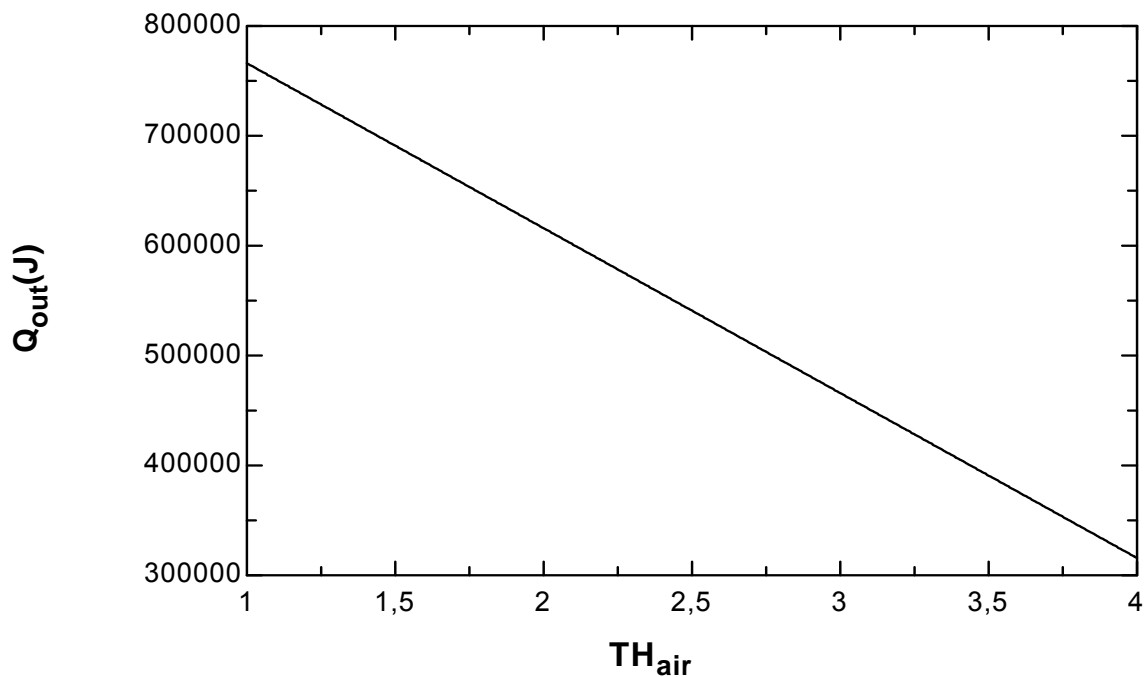


شکل ۵-۷- اثر دمای هوای ورودی بر دمای شعله آدیاباتیک

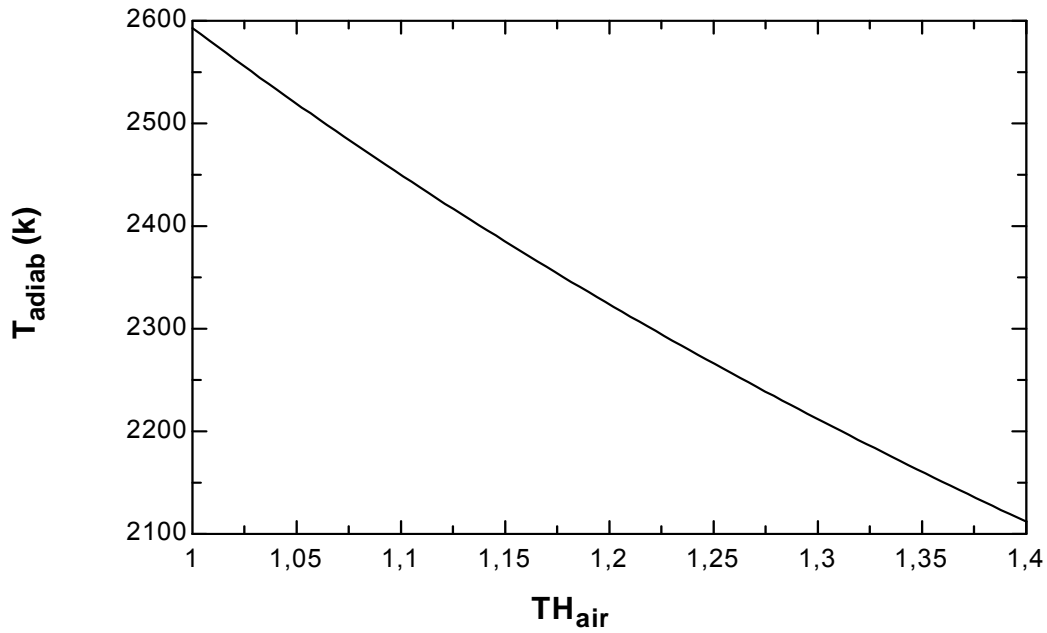


شکل ۷-۶- اثر دمای سوخت بر دمای شعله آدیاباتیک

افزایش دمای سوخت و هوای ورودی سبب افزایش درجه حرارت شعله شده که باعث افزایش هر دو مکانیزم انتقال حرارت می شود [۴]. همچنین شکل‌های (۳-۷)، (۴-۷)، (۵-۷)، (۶-۷) نشان می دهند که افزایش دمای سوخت و هوای ورودی سبب افزایش گرمای حاصل از احتراق و همین طور افزایش دمای شعله آدیاباتیک می شود. البته همانطور که در شکلها مشاهده می شود تأثیر افزایش دمای هوای ورودی بر روی گرمای احتراق و دمای شعله، بسیار بیشتر از تأثیر افزایش دمای سوخت می باشد.



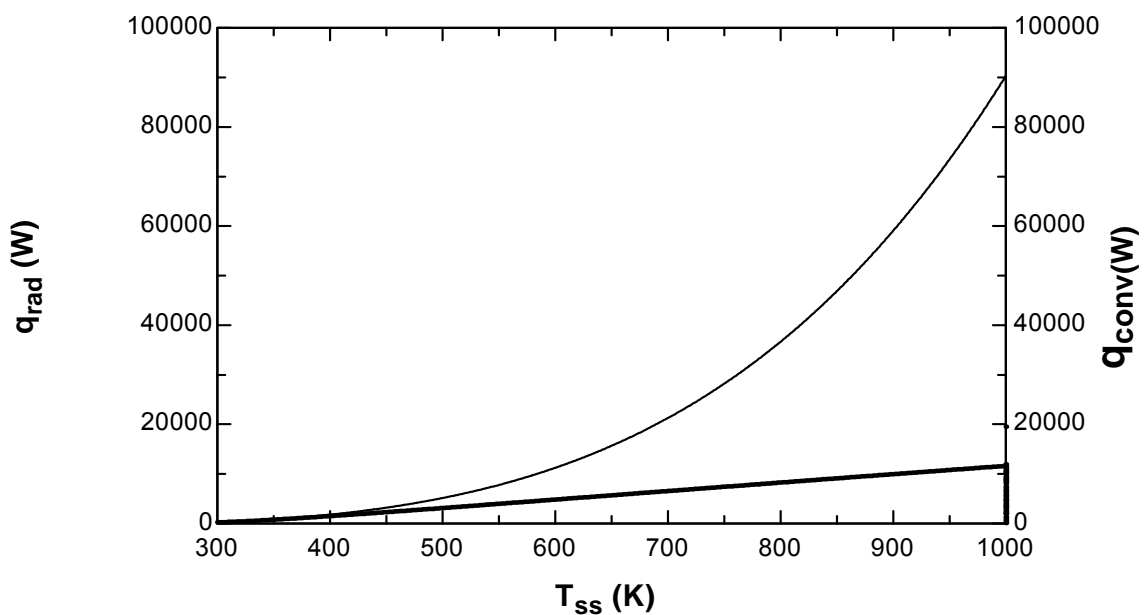
شکل ۷-۷- اثر هوای اضافی ورودی بر گرمای احتراق



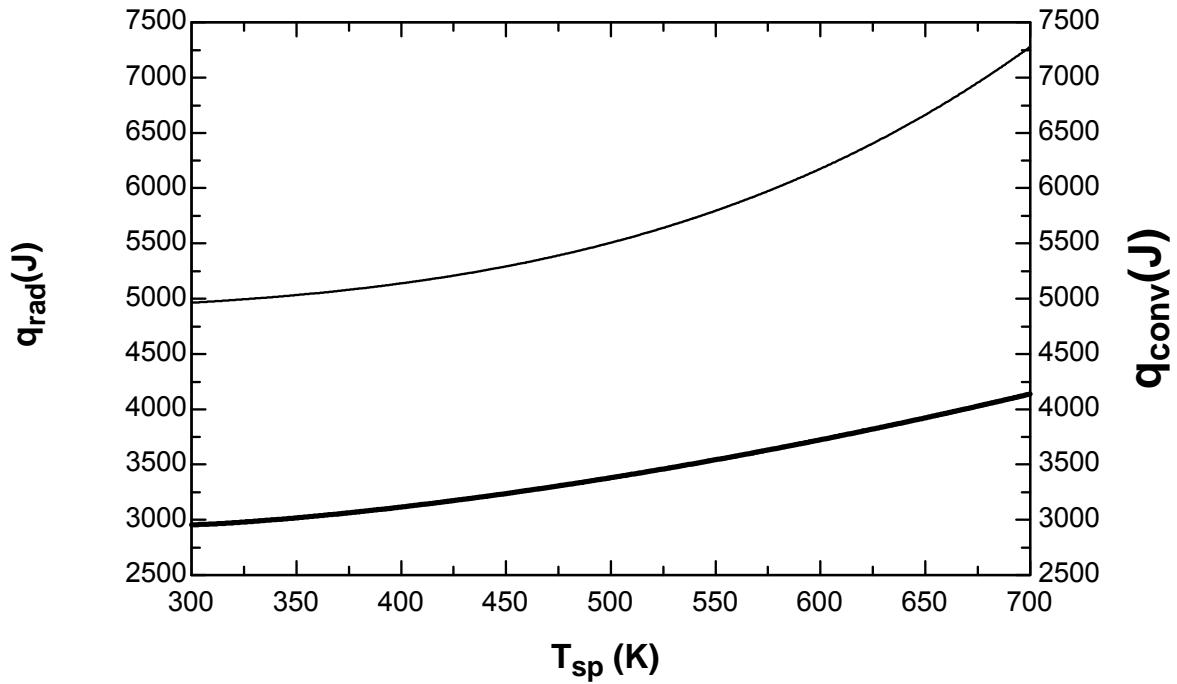
شکل ۷-۸- اثر هوای اضافی ورودی بر دمای شعله آدیاباتیک

شکل (۷-۷) نمودار اثر افزایش هوای اضافی بر گرمای حاصل از احتراق را نشان می‌دهد. این نمودار نشان می‌دهد با افزایش هوای اضافی، گرمای حاصل از احتراق کاهش پیدا می‌کند. همانطور که قبلاً گفته شد، با افزایش هوای اضافی، دمای شعله نیز کاهش می‌یابد که این امر موجب کاهش راندمان بخاری می‌شود. از این رو کنترل هوای اضافی در بخاری امری بسیار مهم و ضروری جهت افزایش راندمان و صرفه جویی در مصرف گاز به حساب می‌آید.

همچنین نمودار شکل (۷-۸) نشان می‌دهد که دمای شعله آدیاباتیک نیز با افزایش هوای اضافی، کاهش پیدا می‌کند.

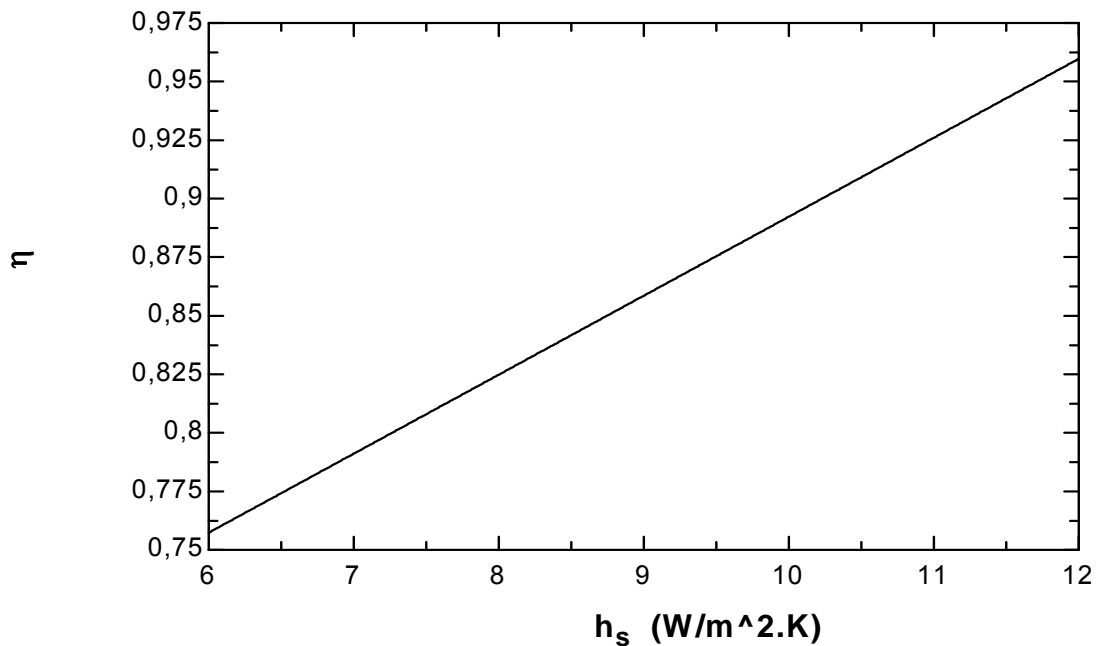


شکل ۷-۹- اثر دمای سطح بخاری بر آهنگ انتقال حرارت



شکل ۷-۱۰- اثر دمای سطح دودکش بر آهنگ انتقال حرارت

نمودارهای شکل های (۷-۹) و (۷-۱۰) به ترتیب اثر دمای سطح بخاری و دمای سطح لوله دودکش را بر انتقال حرارت تشعشی و جابجایی آزاد نشان می دهند. در شکل (۷-۹) می بینیم که در دماهای نسبتاً پایین سطح بدنه بخاری (۳۰۰-۵۰۰k)، مقادیر آهنگ انتقال حرارت تشعشی و جابجایی آزاد تقریباً برابرند. ولی با افزایش دما نمودار انتقال حرارت تشعشی در مقایسه با نمودار جابجایی آزاد روند شدیداً صعودی پیدا می کند.

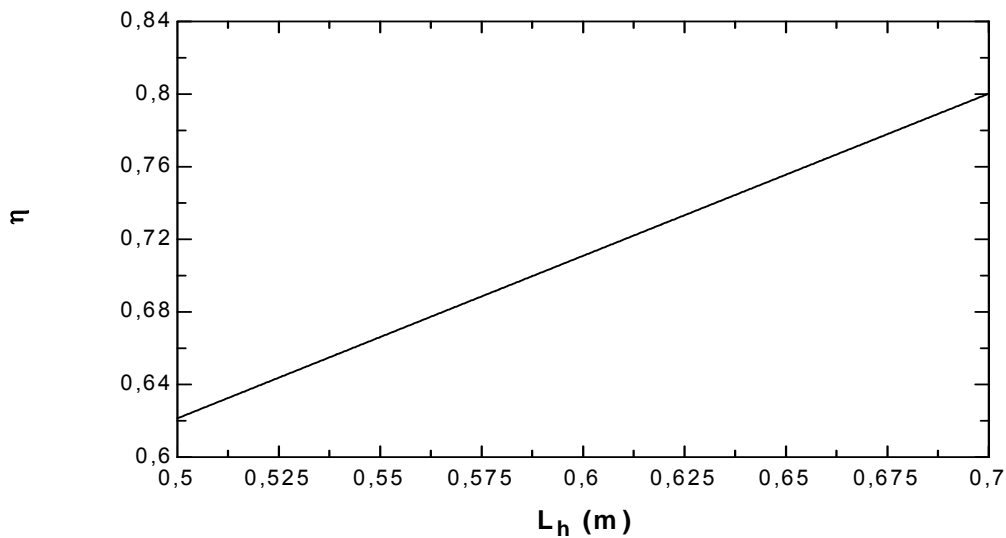


شکل ۷-۱۱- اثر ضریب جابجایی بر راندمان

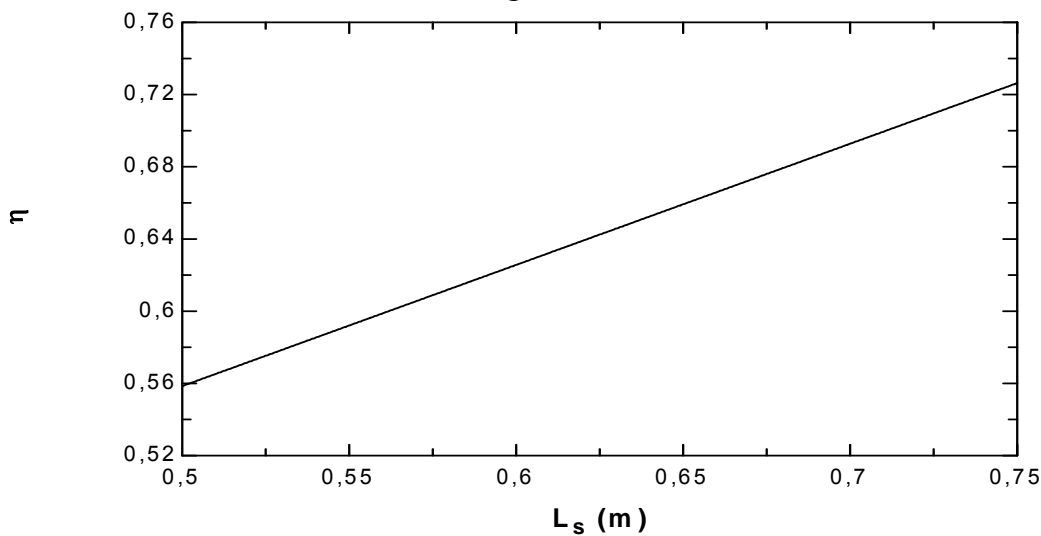
نمودار شکل (۷-۱۱) نشان می‌دهد که با افزایش ضریب جابجایی، راندمان به طور چشمگیری افزایش پیدا می‌کند. همانطور که قبلاً گفته شد، به دلیل سرعت جریان بیشتر در جابجایی اجباری، ضریب جابجایی در آن بیشتر از ضریب جابجایی طبیعی است. بنابراین از این نمودار می‌توان چنین استنباط کرد که با تغییر مکانیزم انتقال حرارت از جابجایی طبیعی به اجباری (افزایش ضریب جابجایی) راندمان افزایش پیدا خواهد کرد.

برای تحقق بخشیدن به این موضوع می‌توان برای مثال تعدادی فن ساده (فن هایی که بعنوان سیستم خنک کننده در کامپیوترهای خانگی از آنها استفاده می‌شوند) را بر روی بدنه بخاری و دودکش تعبیه کرد. این امر هم موجب افزایش انتقال حرارت و همچنین به گردش در آوردن هوای گرم شده اطراف بخاری و دودکش می‌شود.

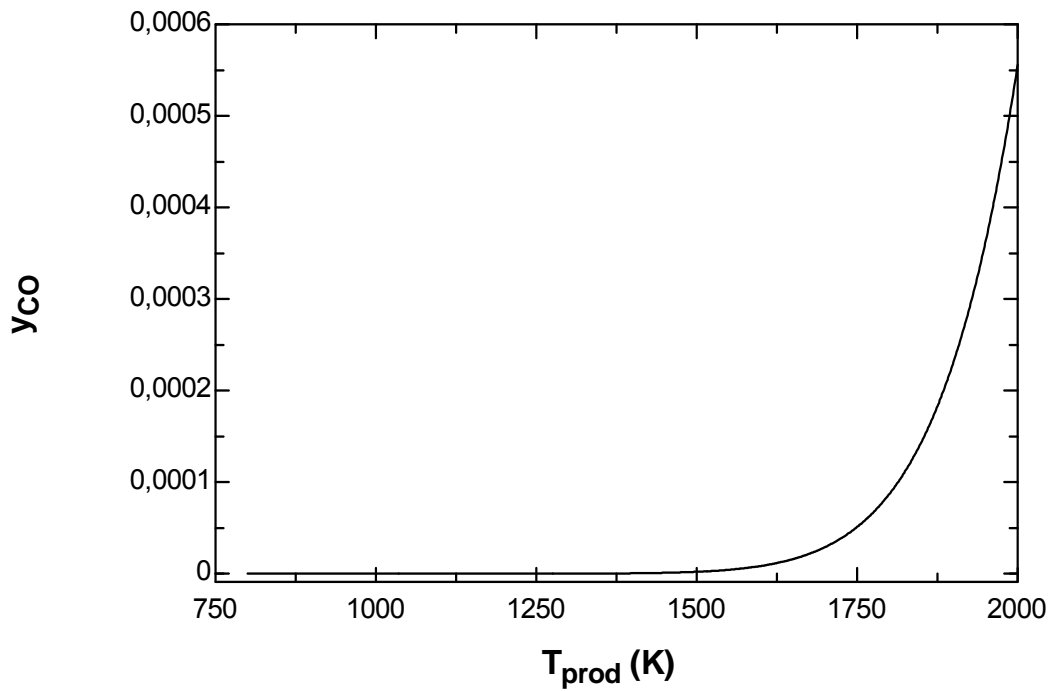
البته باید توجه داشت که استفاده از این فن ها صرفه اقتصادی داشته باشد. استفاده از فن های ۱۲ وات مورد استفاده در کامپیوترهای خانگی بدلیل ارزان و در دسترس بودن و همچنین سروصدای کمتر، بهترین گزینه برای انتخاب می‌باشد.



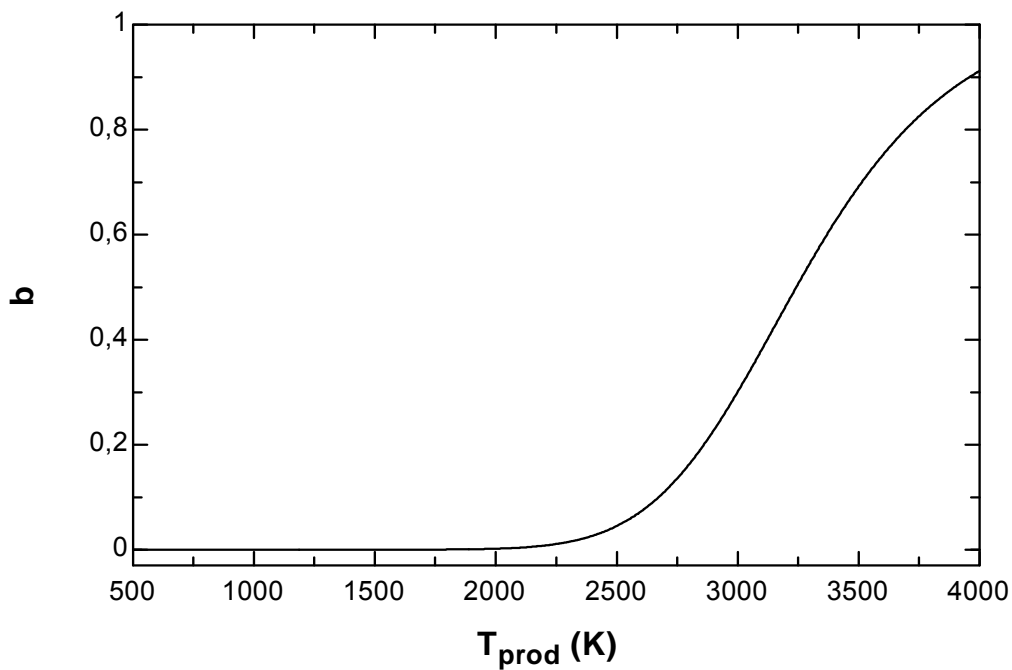
شکل ۷-۱۲- اثر ارتفاع بخاری بر راندمان



شکل ۷-۱۳- اثر طول بخاری بر راندمان



شکل ۷-۱۴- اثر دمای محصولات احتراق بر غلظت تعادلی مونوکسید کربن



شکل ۷-۱۵- اثر دمای محصولات احتراق بر ضریب مونوکسید کربن

نمودار شکل (۷-۱۴) نشان می‌دهد که در دماهای پایین شعله، مقدار غلظت مونواکسید کربن در حال تعادل بسیار کم است ولی با افزایش دمای شعله و در نتیجه انفکاک بیشتر دی‌اکسید کربن غلظت آن به شدت افزایش پیدا می‌کند. به همین ترتیب نمودار شکل (۷-۱۵) نشان می‌دهد که افزایش دمای شعله باعث افزایش ضریب مولی مونواکسید در محصولات واکنش احتراق گاز طبیعی می‌شود.

۲-۷- نتایج برای بخاری گازی هرمیتیک با دودکش دوجداره و تحلیل آن‌ها

جدول ۳-۷- نتایج مربوط به عملکرد مبدل حرارتی و بخاری

η	ε	NTU	C_r
۸۸/۹۸٪	۰/۴۹	۰/۸۴	۰/۶۲

جدول ۴-۷- نتایج مربوط به دماها در مبدل حرارتی

ΔT_{air}	T_{sat}	T_{h2}	T_{h1}	T_{c2}	T_{c1}
۱۰۱	۳۲۸/۳	۴۱۳/۱	۴۷۶	۳۷۴	۲۷۳

T_{sat} : دمای نقطه شبنم محصولات خروجی (K)

ΔT_{air} : مقدار پیش گرم شدن هوای ورودی (K)

نتایج جدول (۳-۷) نشان می‌دهد که با استفاده از یک دودکش دوجداره برای تخلیه محصولات احتراق و گرفتن هوای مورد نیاز برای احتراق از بیرون می‌توان به بازده بیش از ۸۸٪ نیز رسید. همچنین نتایج جدول (۴-۷) نشان می‌دهد که با استفاده از این نوع دودکش هوای ورودی به اندازه تقریبی ۱۰۱ درجه کلوین پیش گرم شده است. این نتایج همچنین نشان می‌دهد که دمای خروجی دود بیشتر از دمای نقطه شبنم محصولات است و چگالش محصولات خروجی احتراق به علت کاهش دما رخ نمی‌دهد.

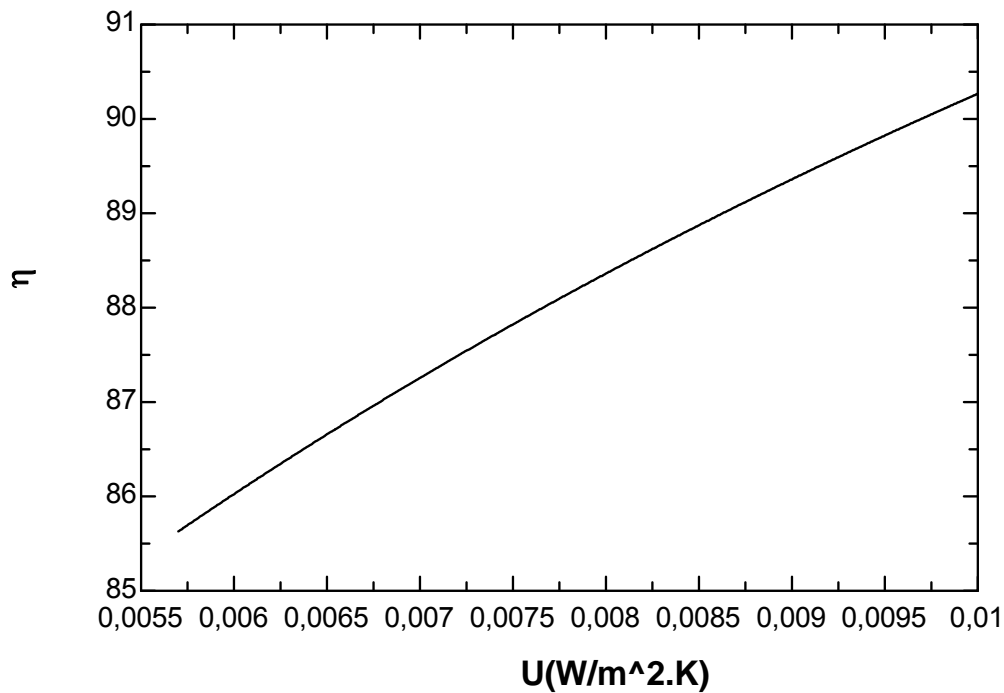
با توجه به میزان افزایش راندمان در بخاری هرمیتیک با دودکش دوجداره می‌توان میزان صرفه جویی در مصرف گاز طبیعی در این بخاری را در مقایسه با نوع درون‌سوز آن در شش ماه سرد سال محاسبه نمود. فرض دبی حجمی $1.5 \text{ m}^3/\text{hr}$ و راندمان متوسط ۷۵٪ برای بخاری گازی میزان صرفه جویی سالانه در مصرف گاز طبیعی برای یک دستگاه از این نوع بخاری بصورت زیر محاسبه می‌شود:

$$907.2 \text{ (m}^3/\text{year)} = (89\% - 75\%) \times 1.5 \times 24 \times 30 \times 6$$

با در نظر گرفتن قیمت متوسط ۷۰۰ ریال به ازای هر متر مکعب گاز طبیعی برای مصرف خانگی، مقدار پس-

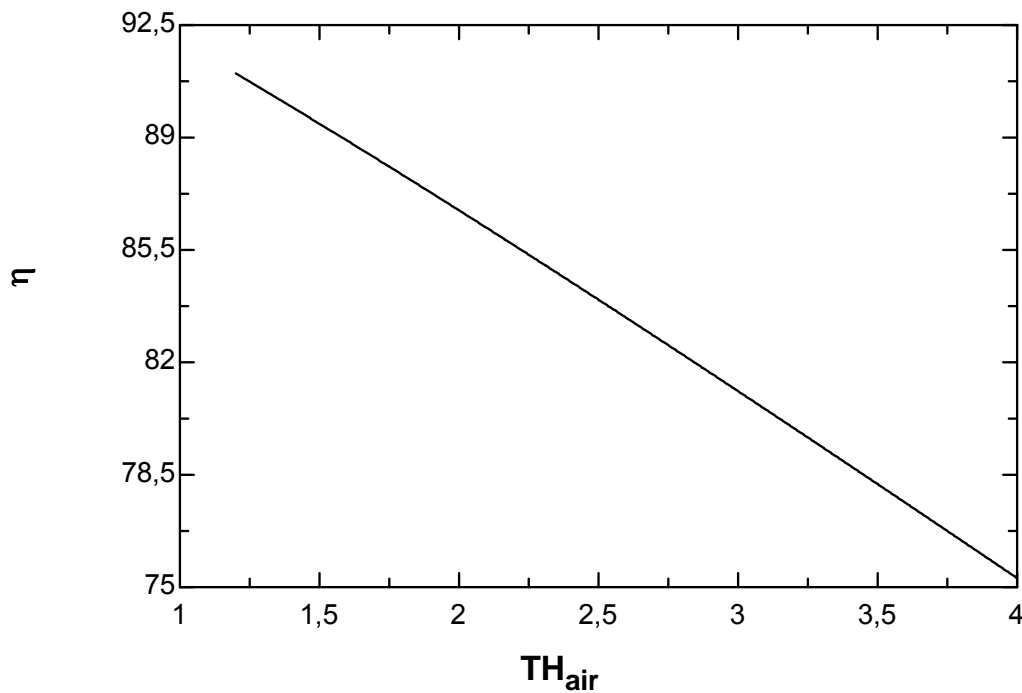
انداز مالی به ازای این مقدار صرفه جویی در مصرف گاز طبیعی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$635040 = 907.2 \times 700 \text{ (ریال)}$$

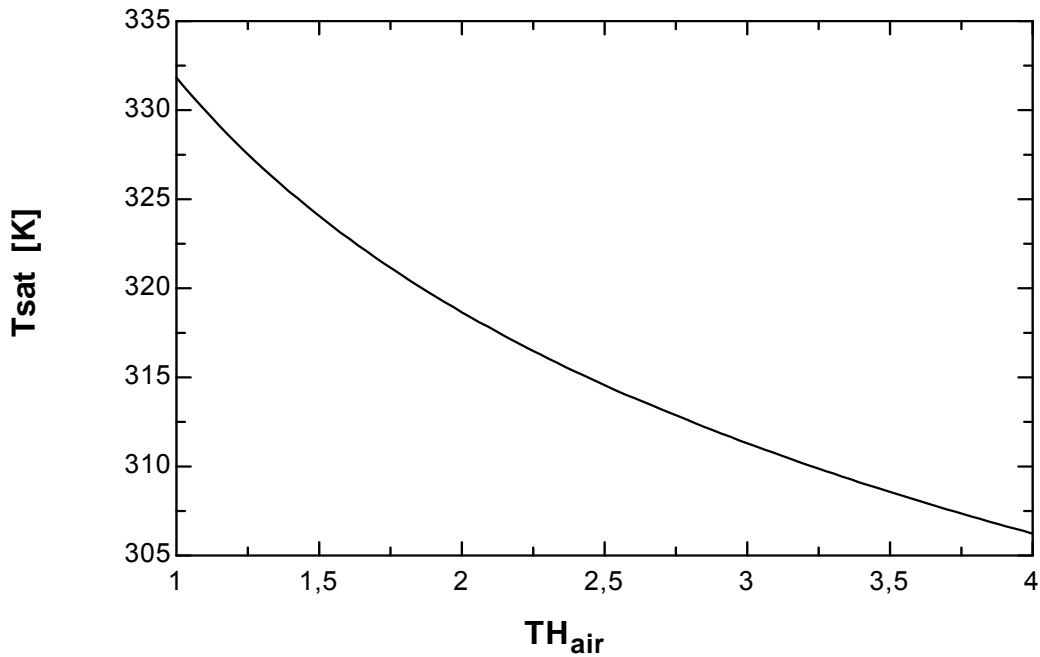


شکل ۷-۱۶- اثر ضریب کلی انتقال حرارت بر راندمان

نمودار شکل (۷-۱۶) روند افزایشی بازده بخاری را برحسب افزایش ضریب انتقال حرارت کلی نشان می‌دهد. بنابراین برای افزایش راندمان بخاری گازی می‌توان با ایجاد تغییراتی در دودکش مثلاً قراردادن پره‌هایی در دودکش دوجداره، ضریب انتقال حرارت کلی آن را افزایش داد. البته باید توجه داشت که قراردادن پره باعث افت فشار می‌شود که این مشکل را نیز می‌توان با قراردادن یک فن در دودکش برطرف نمود.

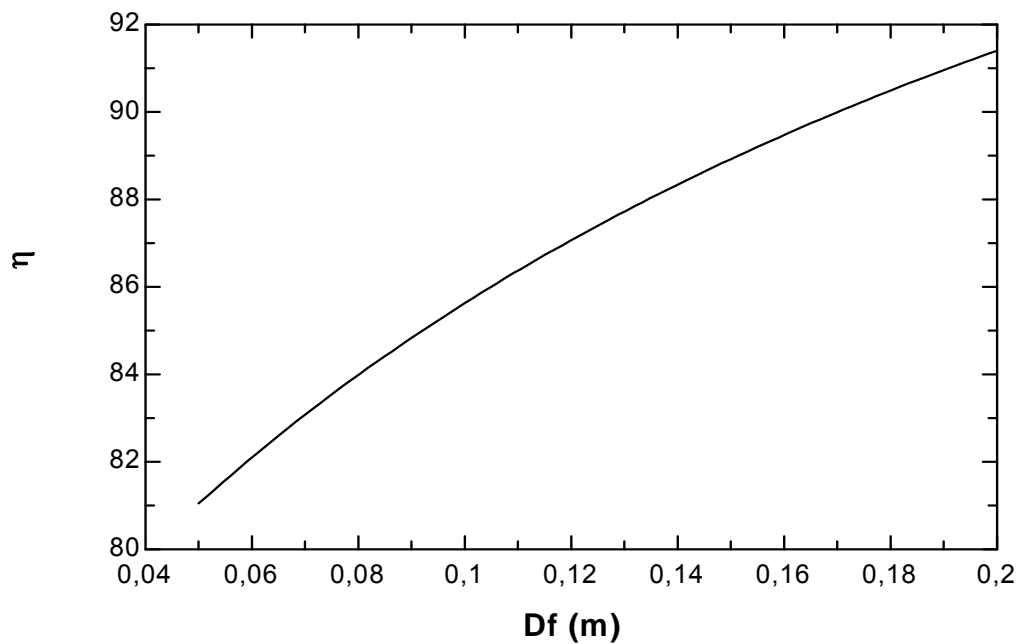


شکل ۷-۱۷- اثر هوای اضافه بر راندمان



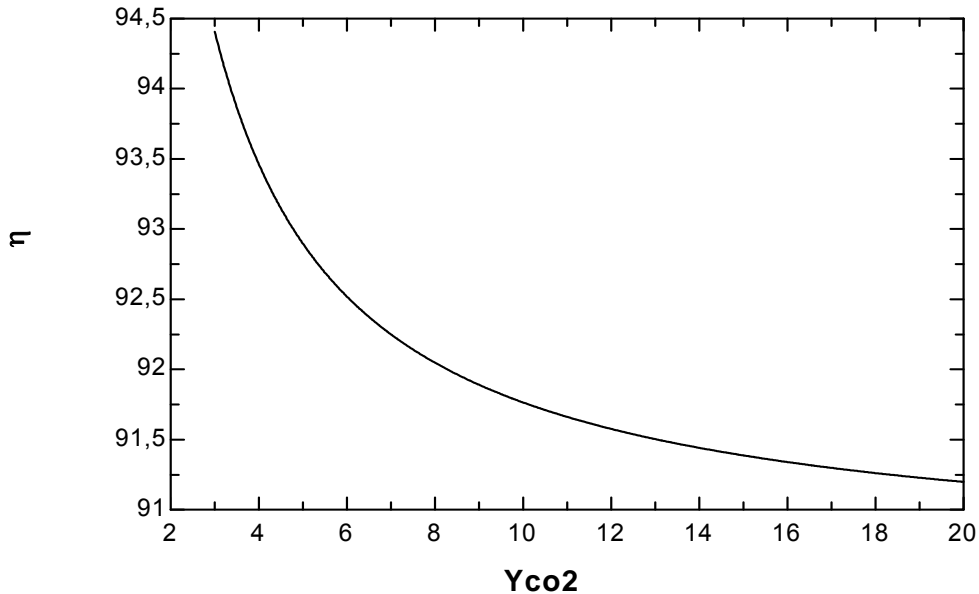
شکل ۷-۱۸- اثر هوای اضافه بر دمای نقطه شبنم محصولات

نمودار شکل (۷-۱۷) نشان می‌دهد که افزایش هوای اضافه در این نوع بخاری نیز بازده حرارتی را کاهش می‌دهد. همچنین، با توجه به نمودار شکل (۷-۱۷)، افزایش هوای اضافه، دمای نقطه شبنم محصولات خروجی را کاهش می‌دهد. پس مقدار هوای اضافه در این بخاری‌ها باید به مقدار بهینه‌ای مثلاً ۲ باشد تا هم بازده در حد مطلوب بماند و هم دمای نقطه شبنم زیاد نباشد و چگالش محصولات احتراق رخ ندهد.



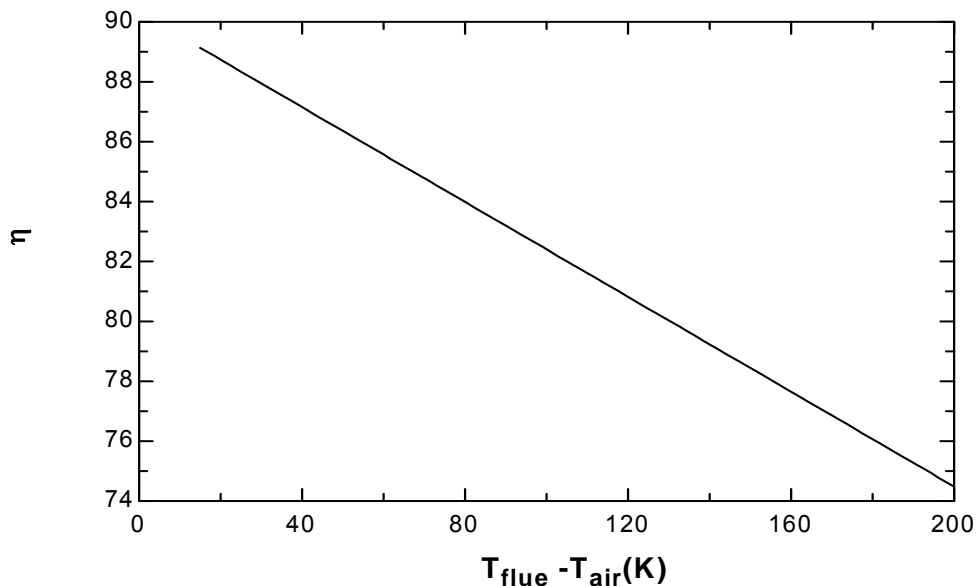
شکل ۷-۱۹- اثر قطر دودکش بر راندمان

نمودار شکل (۷-۱۹) نشان می‌دهد که افزایش قطر دودکش باعث افزایش راندمان می‌شود که دلیل آن افزایش مساحت دودکش و در نتیجه افزایش انتقال حرارت از محصولات خروجی است. البته با وجود اندازه‌های استاندارد برای قطر دودکش افزایش آن غیر عملی می‌باشد.



شکل ۷-۲۰- اثر درصد جرمی دی اکسید کربن در محصولات بر راندمان

نمودار شکل (۷-۲۰) بیانگر این است که با افزایش درصد جرمی کربن دی اکسید در محصولات احتراق بازده کاهش می‌یابد. البته کاهش بازده در این مورد خیلی محسوس نیست.

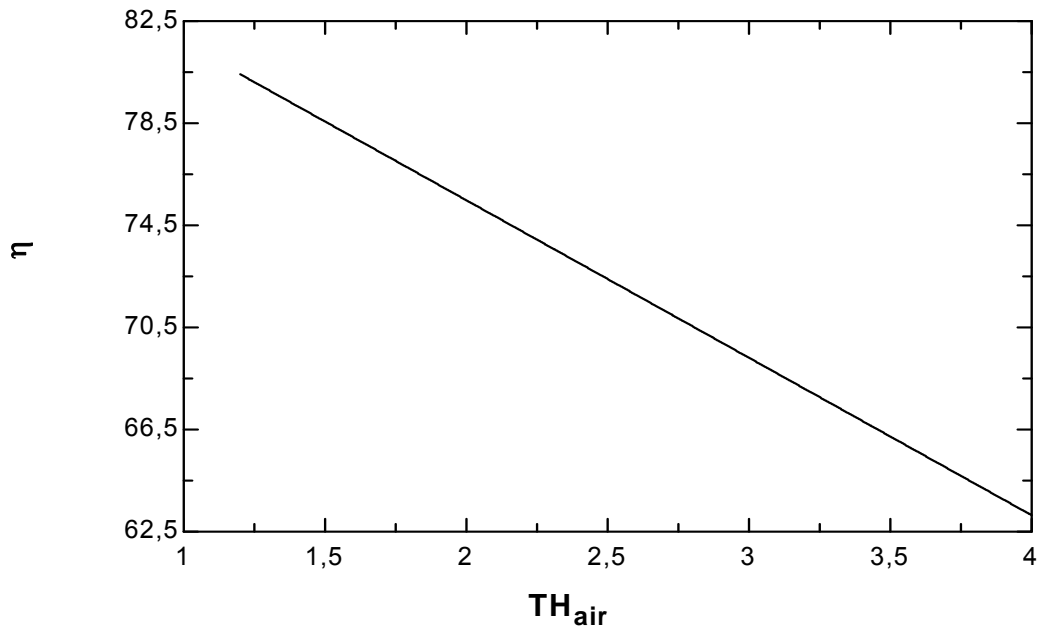


شکل ۷-۲۱- اثر اختلاف دمای محصولات و هوای ورودی بر راندمان

همانطور که در نمودار شکل (۷-۲۱) مشاهده می‌شود، با افزایش اختلاف دمای محصولات خروجی و هوای ورودی بازده بخاری به صورت چشمگیری کاهش می‌یابد.

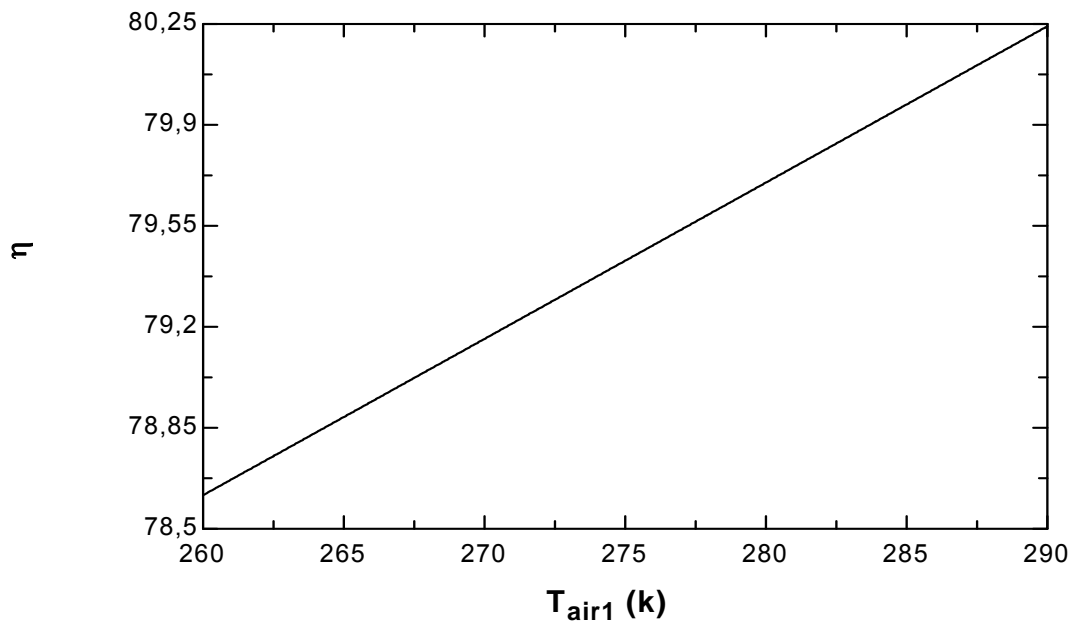
۳-۷- نتایج مربوط به بخاری گازی هرمتیک با دودکش و هواکش مجزا و تحلیل آن‌ها

با اجرای برنامه EES و با استفاده از فرض‌های در نظر گرفته شده مربوط به این نوع بخاری، راندمان حرارتی ۷۹/۳۲٪ برای آن بدست آمده است. راندمان حرارتی بدست آمده برای این نوع بخاری نسبتاً پایین است که این به دلیل اتلاف انرژی در دودکش و پیش گرم نشدن هوای ورودی برخلاف حالت دودکش دوجداره می‌باشد.



شکل ۷-۲۲- اثر هوای اضافی بر راندمان

نمودار شکل (۷-۲۲) نشان می‌دهد با افزایش هوای اضافه بکار گرفته شده در احتراق، راندمان این نوع بخاری نیز کاهش چشمگیری دارد. این نتایج لزوم استفاده از کنترل کننده های هوای ورودی را می‌رساند.



شکل ۷-۲۳- اثر دمای بیرون ساختمان بر راندمان

همانطور که قبلاً گفته شد، یکی از معایب سیستم هرمتیک بخاری گازی (مخصوصاً نوع لوله دودکش و هواکش مجزا) استفاده از هوای سرد بیرون است که بازده را کاهش می‌دهد. اما نمودار شکل (۷-۲۳) نشان می‌دهد که پایین بودن دمای هوای سرد بیرون ساختمان در زمستان و کاهش آن تأثیر محسوسی روی کاهش راندمان بخاری نمی‌گذارد.

فصل هشتم

نتیجه گیری

۸-۱- جمع بندی کلی

در این پروژه به بررسی عملکرد و راندمان حرارتی بخاری گازسوز دودکش دار که رایج ترین وسیله گرمایشی در منازل خانواده های ایرانی می باشد پرداخته شده است.

مهمترین عوامل پایین بودن راندمان در بخاری های گازسوز دودکش دار موجود در بازار، اتلافات انرژی به وسیله دودکش و همچنین هوای اضافه بسیار زیاد شرکت کننده در احتراق گاز طبیعی است. نتایج این پروژه نشان می دهد که می توان با کنترل هوای اضافی از طریق سیستم هرمتیک و کاهش اتلافات انرژی دودکش بوسیله یک دودکش دوجداره، راندمان یک بخاری گازسوز را تا بیش از ۹۲٪ نیز افزایش داد.

همچنین نتایج نشان می دهد که با استفاده از یک بخاری گازی هرمتیک به همراه دودکش دوجداره می توان به مقدار تقریبی $907/2 \text{ m}^3/\text{year}$ گاز طبیعی معادل تقریبی ۶۳۵۰۰۰ ریال ذخیره نمود که در حدود نصف قیمت یک دستگاه بخاری گازسوز می باشد.

در این پروژه با استفاده از نرم افزار EES (در پیوست توضیحاتی در مورد این نرم افزار آمده است) تأثیر عوامل مختلفی نظیر مقدار هوای اضافی، ضریب صدور تشعشعی سطوح بخاری، دمای سوخت و هوای ورودی و روی راندمان حرارتی بخاری گازی بررسی شده است که مهمترین نتایج بدست آمده عبارتند از:

۱- میزان انتقال حرارت تشعشعی و جابجایی آزاد از سطح بخاری به محیط اطراف در شرایط معمولی تقریباً برابر است.

۲- پیش گرم شدن سوخت و هوای ورودی تأثیر مثبتی روی راندمان حرارتی بخاری گازی می‌گذارد. البته تأثیر پیش گرم شدن هوای ورودی بیشتر از پیش گرم شدن سوخت است. بعلاوه افزایش دمای سوخت در بخاری گازی چندان عملی و معقول به نظر نمی‌رسد.

۳- افزایش ضریب صدور تشعشعی سطوح بخاری سبب بهبود انتقال حرارت تشعشعی و در نتیجه افزایش راندمان بخاری می‌شود.

۴- از میان پارامترهای بررسی شده در این کار، اثر هوای اضافی و ضریب جابجایی بر راندمان حرارتی از همه بیشتر است.

اکثر اصلاحات و راهکارهای ارائه شده در این پروژه مانند استفاده از رنگ‌های دارای ضریب صدور تشعشعی بالا برای سطوح بخاری، استفاده از فن برای تخلیه محصولات احتراق و مکش هوای ورودی، قراردادن موانع در مسیر محصولات احتراق، عملی و نه چندان دور از ذهن اند که می‌توانند بازده بخاریهای گازی موجود در بازار که متأسفانه فاقد یک طراحی مناسب هستند را به طور چشمگیری بهبود بخشند.

البته تحقق بخشیدن به بعضی از اصلاحات بر روی بخاری مثل استفاده از فن که مستلزم صرف هزینه جانبی برای خرید فن و همچنین صرف انرژی الکتریکی برای راه اندازی آن است قیمت تمام شده بخاری گازی را افزایش می‌دهد. ولی نتایج این پروژه گویای اینست که قیمت تمام شده اصلاحات توسط بهبود عملکرد و همچنین جلوگیری از آلاینده ها و ذخیره سوخت به طور وسیع جبران خواهد شد.

۸-۲- پیشنهادات

در پایان نیز پیشنهاد می‌شود بخاری هرمتیک دارای دودکش دوجداره به عنوان وسیله گرمایشی، جایگزین بخاری گازی درون‌سوز در منازل شود. زیرا این نوع بخاری علاوه برداشتن راندمان بالا و اتلاف انرژی کم در دودکش و همچنین امکان کنترل هوای اضافی، آلاینده خطرناک CO که مسمومیت ناشی از آن سالانه باعث مرگ عده زیادی از هموطنانمان می‌شود را نیز به حداقل می‌رساند.

مراجع

۱. مبینی، کامران (۱۳۸۷)، "سوخت و احتراق"، انتشارات شرح، چاپ دوم، تهران
۲. رحیمی، مصطفی و عبدی، ابراهیم (۱۳۸۶)، "برآورد نسبت سوخت به هوای مصرفی در یک دستگاه بخاری گازسوز"، مجموعه مقالات دومین کنفرانس احتراق ایران، دانشگاه آزاد اسلامی مشهد
۳. نوفرستی، جواد (۱۳۸۸)، "اصلاح الگوی مصرف گاز در بخش مسکن"، مجموعه مقالات هفتمین همایش ملی انرژی، تهران
۴. معرفت، مهدی (۱۳۸۹)، "مدل سازی تحلیلی مکانیزم‌های مختلف انتقال حرارت بین شعله و ظرف در اجاق گازخانگی"، نشریه پژوهشی مکانیک ایران، سال دوازدهم، شماره اول
5. Juanico .l and Gonzalez,A.D, (2008), "high-efficiency prototypes of commercial gas heaters used in argentina", international journal of energy, vol.33,pp.3471-3474
6. Juanico,L and Gonzalez ,A.D,(2008), "savings on natural gas consumption by doubling thermal efficiencies of balanced-flue space heaters, energy and buildings", vol.40,pp.1479-1486
7. Juanico, L and Gonzalez , A.D,(2008), "thermal efficiency of natural gas balanced-flue space heaters", energy and Buildings, vol.40,pp. 1067-1073
۸. بیدآبادی، مهدی (۱۳۸۸)، "تحلیل تجربی و عددی جریان سیال مشعل بخاری گازی دمنده"، مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین‌المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع، تهران
9. http://www.en.wikipedia.org/wiki/gas_heater
۱۰. حسین پور، سیامک و کاشانی، شهرام (۱۳۸۹)، "بررسی عددی و آزمایشگاهی تأثیر موانع جریان بر افزایش بازده بخاری گازی"، نشریه علمی-پژوهشی سوخت و احتراق، سال سوم، شماره اول
۱۱. بیدآبادی، مهدی (۱۳۸۶)، "بهینه‌سازی بخاری‌های گازسوز"، مجموعه مقالات دومین کنفرانس احتراق ایران، دانشگاه آزاد اسلامی مشهد
۱۲. علیجانی، محمدرضا (۱۳۸۵)، "بهینه‌سازی مصرف انرژی در بخاری‌های گازسوز دودکش دار"، مجموعه مقالات پنجمین همایش بهینه‌سازی مصرف سوخت در ساختمان
۱۳. موسسه استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران (۱۳۸۵)، "بخاری گازی دودکش‌دار، ویژگی‌ها و روش‌های آزمون"، استاندارد ملی ایران به شماره ۱-۱۲۲۰
۱۴. موسسه استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران (۱۳۸۵)، "بخاری گازی دودکش‌دار، ویژگی‌ها و روش‌های آزمون و دستورالعمل برجسب انرژی"، استاندارد ملی ایران به شماره ۲-۱۲۲۰
۱۵. صادق زاده، محمدعلی (۱۳۸۶)، "امکان‌سنجی ساخت آبگرمکن از بازیافت گرمای دود بخاری"، مجموعه مقالات ششمین همایش ملی انرژی
۱۶. تعلیمی، ونداد (۱۳۸۳)، "صرفه جویی در مصرف گاز طبیعی در پکیج‌های حرارتی با اتاقک احتراق بسته"، مجموعه مقالات سومین همایش بهینه‌سازی در ساختمان
17. Incropera, Frank P (2002), "introduction to heat transfer", 4th ed.
18. Kays, W.M., and London, A.L. (1984), "Compact Heat Exchangers", 3rd ed. McGraw-Hill, New York

پیوست

در زیر کدهای نوشته شده در نرم افزار EES آورده شده است:

- برنامه مربوط به بخاری گازی درون سوز

```
{Natural Gas Combination}
x=0,88*1+2*0,06+3*0,02+1*0,01
y=0,88*4+0,06*6+0,02*8
z=2*0,01
Mgas=1,5                    "fuel debi"
A_th=x+y/4-z/2             " theoretical air"
TH_air=2,2                 " excess air"
T_air=298                  "air temperature"
T_fuel=298                 "fuel temperature"
```

```
0,88+2*0,06+3*0,02+0,01=a+b      "C"
4*0,88+6*0,06+8*0,02=2*c        "H"
2*0,03+A_th*TH_air*2*3,76=2*e    "N"
2*0,01+2*A_th*TH_air=2*a+b+c+2*d "O"
g=a+b+c+d+e
```

```
{Equilibrium of CO & CO2}
MT=x+A_th*(TH_air-1)+m
y_CO=2*m/MT
y_O2=(A_th*(TH_air-1)+m)/MT
y_CO2=(x-2*m)/MT
k=((y_CO)^2*(y_O2))/(y_CO2)^2
```

$$(x-2*m)*MOLARMASS(CO2)+2*m*MOLARMASS(CO)+(A_th*(TH_air-1)+m)*MOLARMASS(O2)=a*MOLARMASS(CO2)+b*MOLARMASS(CO)+d*MOLARMASS(O2)$$

$$g_0_f_CO=-137163$$

$$g_0_f_CO2=-394389$$

$$\begin{aligned} \text{deltaG} = & 2*(g_0_f_CO + \text{ENTHALPY}(CO; T=T_prod) - T_prod * \text{ENTROPY}(CO; T=T_prod; P=101,3) - (\text{ENTHALPY}(CO; T=298,15) - 298,15 * \text{ENTROPY}(CO; T=298,15; P=101,3))) + \text{ENTHALPY}(O2; T=T_prod) - \\ & T_prod * \text{ENTROPY}(O2; T=T_prod; P=101,3) - (\text{ENTHALPY}(O2; T=298,15) - 298,15 * \text{ENTROPY}(O2; T=298,15; P=101,3)) - \\ & 2*(g_0_f_CO2 + \text{ENTHALPY}(CO2; T=T_prod) - T_prod * \text{ENTROPY}(CO2; T=T_prod; P=101,3) - (\text{ENTHALPY}(CO2; T=298,15) - \\ & 298,15 * \text{ENTROPY}(CO2; T=298,15; P=101,3))) \end{aligned}$$

$$k = \exp(-\text{deltaG} / (8,33 * T_prod))$$

{Fuel Combustion Energy}

$$h_fuel = 0,88 * \text{ENTHALPY}(C2H4; T=T_fuel) + 0,06 * \text{ENTHALPY}(C2H6; T=T_fuel) + 0,02 * \text{ENTHALPY}(C3H8; T=T_fuel) + 0,03 * \text{ENTHALPY}(N2; T=T_fuel) + 0,01 * \text{ENTHALPY}(CO2; T=T_fuel)$$

$$HR = h_fuel + A_th * (TH_air) * \text{ENTHALPY}(O2; T=T_air) + 3,76 * (A_th) * (TH_air) * \text{ENTHALPY}(N2; T=T_air)$$

$$HP = a * \text{ENTHALPY}(CO2; T=T_prod) + b * \text{ENTHALPY}(CO; T=T_prod) + c * \text{ENTHALPY}(H2O; T=T_prod) + d * \text{ENTHALPY}(O2; T=T_prod) + e * \text{ENTHALPY}(N2; T=T_prod)$$

"HP=HR "

"Adiabatic Temperature"

$$Q_net = HP - HR$$

$$Q_out = -Q_net$$

$$T_prod = 800$$

$$T_sur = 298$$

"surrounding temperature"

$$T_ss = 500$$

"heater side temperature"

$$T_sp = 400$$

"hrater flue_pipe temperature"


```

T_bp=(T_air+T_sp)/2
T_bs=(T_air+T_ss)/2
L_h=,73          "heater height"
L_s=,84          "heater lenght"
L_p=1            "flue_pipe lenght"
w=,36           "heater width"
D_p=,1
L_t=(L_s*w/(2*(L_s+w)))

eps_s=,78        "heater surface emissivity"
eps_p=,56        "flue_pipe emissivity"
alpha_s=CONDUCTIVITY(Air;T=T_bs)/(DENSITY(Air;T=T_bs;P=101,3)*
CP(Air;T=T_bs))
alpha_p=CONDUCTIVITY(Air;T=T_bp)/(DENSITY(Air;T=T_bp;P=101,3)
*CP(Air;T=T_bp))

q_tot=q_rad+q_conv      "total heat transfer"

q_rad=2*h_rads*L_s*L_h*(T_ss-T_sur)+2*h_rads*L_h*w*(T_ss-
T_sur)+h_rads*L_s*w*(T_ss-T_sur)+h_radp*pi*D_p*L_p*(T_sp-T_sur)

q_conv=2*h_s*L_s*L_h*(T_ss-T_air)+2*h_s*L_h*w*(T_ss-
T_air)+h_t*L_s*w*(T_ss-T_air)+h_p*pi*D_p*L_p*(T_sp-T_air)

h_radp=eps_p*5,67*10^(-8)*(T_sp+T_sur)*(T_sp^2+T_sur^2)
h_rads=eps_s*5,67*10^(-8)*(T_ss+T_sur)*(T_ss^2+T_sur^2)

Ra_s=9,81*VOLEXPcoef(Air;T=T_bs)*(T_ss-
T_air)*L_h^3/(alpha_s*VISCOSITY(Air;T=T_bs)/DENSITY(Air;T=T_bs;P
=101,3))*1000*MOLARMASS(Air)
Ra_t=9,81*VOLEXPcoef(Air;T=T_bs)*(T_ss-
T_air)*L_t^3/(alpha_s*VISCOSITY(Air;T=T_bs)/DENSITY(Air;T=T_bs;P=
101,3))*1000*MOLARMASS(Air)
Ra_p=9,81*VOLEXPcoef(Air;T=T_bp)*(T_sp-
T_air)*L_p^3/(alpha_s*VISCOSITY(Air;T=T_bs)/DENSITY(Air;T=T_bs;P
=101,3))*1000*MOLARMASS(Air)

pr_s=VISCOSITY(Air;T=T_bs)*CP(Air;T=T_bs)/CONDUCTIVITY(Air;T=
T_bs)*1000/MOLARMASS(Air)
pr_p=VISCOSITY(Air;T=T_bp)*CP(Air;T=T_bp)/CONDUCTIVITY(Air;T
=T_bp)*1000/MOLARMASS(Air)

Nus_s=(0,825+(0,387*Ra_s^(1/6))/(1+(0,492/pr_s)^(9/16))^(8/27))^2

```

$$\text{Nus}_p = (0,825 + (0,387 * \text{Ra}_p^{(1/6)}) / (1 + (0,492 / \text{pr}_p)^{(9/16)})^{(8/27)})^2$$

$$\text{Nus}_t = 0,15 * \text{Ra}_t^{(1/3)}$$

$$\text{Nus}_s = h_s * L_h / \text{CONDUCTIVITY}(\text{Air}; T = T_{bs})$$

$$\text{Nus}_p = h_p * L_p / \text{CONDUCTIVITY}(\text{Air}; T = T_{bp})$$

$$\text{Nus}_t = h_t * L_t / \text{CONDUCTIVITY}(\text{Air}; T = T_{bs})$$

$$\text{Den} = 100 / ((88 / \text{DENSITY}(\text{CH}_4; T = T_{\text{fuel}}; P = 101,3)) + (6 / \text{DENSITY}(\text{C}_2\text{H}_6; T = T_{\text{fuel}}; P = 101,3)) + (2 / \text{DENSITY}(\text{C}_3\text{H}_8; T = T_{\text{fuel}}; P = 101,3)) + (4 / \text{DENSITY}(\text{N}_2; T = T_{\text{fuel}}; P = 101,3)))$$

{Heater Thermal Efficiency}

$$\text{eta} = (q_{\text{tot}} / Q_{\text{out}}) * 3,6 / (\text{M}_{\text{gas}} * \text{Den})$$

-برنامه مربوط به بخاری گازی هرمتیک دودکش دوجداره

$$x = 0,88 * 1 + 2 * 0,06 + 3 * 0,02 + 1 * 0,01$$

$$y = 0,88 * 4 + 0,06 * 6 + 0,02 * 8$$

$$z = 2 * 0,01$$

$$0,88 + 2 * 0,06 + 3 * 0,02 + 0,01 = a + b$$

"C"

$$4 * 0,88 + 6 * 0,06 + 8 * 0,02 = 2 * c$$

"H"

$$2 * 0,03 + A_{\text{th}} * \text{TH}_{\text{air}} * 2 * 3,76 = 2 * e$$

"N"

$$2 * 0,01 + 2 * A_{\text{th}} * \text{TH}_{\text{air}} = 2 * a + b + c + 2 * d$$

"O"

$$g = a + b + c + d + e$$

$$\text{M}_{\text{gas}} = 1$$

$$A_{\text{th}} = x + y / 4 - z / 2$$

$$\text{TH}_{\text{air}} = 2,2$$

$$T_{\text{air}1} = 273$$

$$T_{\text{fuel}} = 298$$

$$T_{\text{prod}} = 800$$

$$T_{\text{flue}1} = 476$$

$$T_{\text{air}m} = (T_{\text{air}1} + T_{\text{air}2}) / 2$$

$$T_{\text{flue}m} = (T_{\text{flue}1} + T_{\text{flue}2}) / 2$$

"equilibrium of CO & CO2"

$$\text{MT} = x + A_{\text{th}} * (\text{TH}_{\text{air}} - 1) + m$$

$$y_{\text{CO}} = 2 * m / \text{MT}$$

$$y_{\text{O}_2} = (A_{\text{th}} * (\text{TH}_{\text{air}} - 1) + m) / \text{MT}$$

$$y_{\text{CO}_2} = (x - 2 * m) / \text{MT}$$

$$k = \frac{(y_{CO})^2 (y_{O2})}{(y_{CO2})^2} \\ (x - 2m) \text{MOLARMASS}(\text{CO}_2) + 2m \text{MOLARMASS}(\text{CO}) + (A_{th} (T_{H_{air}} - 1) + m) \text{MOLARMASS}(\text{O}_2) = a \text{MOLARMASS}(\text{CO}_2) + b \text{MOLARMASS}(\text{CO}) + d \text{MOLARMASS}(\text{O}_2)$$

$$g_{0_f_CO} = -137163 \\ g_{0_f_CO2} = -394389$$

$$\begin{aligned} \Delta G = & 2(g_{0_f_CO} + \text{ENTHALPY}(\text{CO}; T=T_{\text{prod}}) - T_{\text{prod}} \text{ENTROPY}(\text{CO}; T=T_{\text{prod}}; P=101,3) - (\text{ENTHALPY}(\text{CO}; T=298,15) - 298,15 \text{ENTROPY}(\text{CO}; T=298,15; P=101,3))) + \text{ENTHALPY}(\text{O}_2; T=T_{\text{prod}}) - \\ & T_{\text{prod}} \text{ENTROPY}(\text{O}_2; T=T_{\text{prod}}; P=101,3) - (\text{ENTHALPY}(\text{O}_2; T=298,15) - 298,15 \text{ENTROPY}(\text{O}_2; T=298,15; P=101,3)) - \\ & 2(g_{0_f_CO2} + \text{ENTHALPY}(\text{CO}_2; T=T_{\text{prod}}) - T_{\text{prod}} \text{ENTROPY}(\text{CO}_2; T=T_{\text{prod}}; P=101,3) - (\text{ENTHALPY}(\text{CO}_2; T=298,15) - \\ & 298,15 \text{ENTROPY}(\text{CO}_2; T=298,15; P=101,3))) \end{aligned}$$

$$k = \exp(-\Delta G / (8,33 * T_{\text{prod}}))$$

$$C_c = \text{CP}(\text{Air}; T=T_{\text{airm}}) \\ C_h = (a \text{CP}(\text{CO}_2; T=T_{\text{fluem}}) + b \text{CP}(\text{CO}; T=T_{\text{fluem}}) + c \text{CP}(\text{H}_2\text{O}; T=T_{\text{fluem}}) + d \text{CP}(\text{O}_2; T=T_{\text{fluem}}) + e \text{CP}(\text{N}_2; T=T_{\text{fluem}})) / g$$

$$V_{\text{air}} = \text{Den}_{\text{fuel}} * M_{\text{gas}} * A_{th} * T_{H_{air}} * 4,76 * (T_{\text{airm}} / T_{\text{fuel}}) / 3600$$

$$V_{\text{flue}} = \text{Den}_{\text{fuel}} * M_{\text{gas}} * g * (T_{\text{fluem}} / T_{\text{fuel}}) / 3600$$

$$\text{Den}_{\text{fuel}} = 1 / (,88 / \text{DENSITY}(\text{CH}_4; T=T_{\text{fuel}}; P=101,3) + ,06 / \text{DENSITY}(\text{C}_2\text{H}_6; T=T_{\text{fuel}}; P=101,3) + ,02 / \text{DENSITY}(\text{C}_3\text{H}_8; T=T_{\text{fuel}}; P=101,3) + ,03 / \text{DENSITY}(\text{N}_2; T=T_{\text{fuel}}; P=101,3) + ,01 / \text{DENSITY}(\text{CO}_2; T=T_{\text{fuel}}; P=101,3))$$

$$C_{\text{C}} = V_{\text{air}} * C_c$$

$$C_{\text{H}} = V_{\text{flue}} * C_h$$

$$F_{\text{min}} = \min(C_{\text{C}}; C_{\text{H}}) \\ C_{\text{max}} = \max(C_{\text{C}}; C_{\text{H}})$$

$$J_r = F_{\text{min}} / C_{\text{max}}$$

$$D_f = 1$$

$$L = 4$$

$$U = ,0057$$

$$A_f = 3,14 * D_f * L$$

$$NTU = (U * A_f) / F_{min}$$

$$E_e = (1 - \exp(-NTU * (1 - J_r))) / (1 - J_r * \exp(-NTU * (1 - J_r)))$$

$$E_e = (T_{flue1} - T_{flue2}) / (T_{flue1} - T_{air1})$$

$$C_C * (T_{air2} - T_{air1}) = C_H * (T_{flue1} - T_{flue2})$$

$$Ph_{2o} = (c/g) * 101,3$$

$$T_{sat} = T_{SAT}(\text{Steam}; P = Ph_{2o})$$

$$Y_{co2} = (a * \text{MOLARMASS}(\text{CO}_2) / (a * \text{MOLARMASS}(\text{CO}_2) + b * \text{MOLARMASS}(\text{CO}) + c * \text{MOLARMASS}(\text{H}_2\text{O}) + d * \text{MOLARMASS}(\text{O}_2) + e * \text{MOLARMASS}(\text{N}_2))) * 100$$

$$\text{delt} = T_{flue2} - T_{air2}$$

$$\text{eta} = 100 - (9,68 + \text{delt} * (,00909 + (,33 / Y_{co2})))$$

$$\text{delta}_T = T_{air2} - T_{air1}$$

-برنامه مربوط به بخاری گازی هرمتیک دودکش و هواکش مجزا

$$x = 0,88 * 1 + 2 * 0,06 + 3 * 0,02 + 1 * 0,01$$

$$y = 0,88 * 4 + 0,06 * 6 + 0,02 * 8$$

$$z = 2 * 0,01$$

$$0,88 + 2 * 0,06 + 3 * 0,02 + 0,01 = a + b$$

"C"

$$4 * 0,88 + 6 * 0,06 + 8 * 0,02 = 2 * c$$

"H"

$$2 * 0,03 + A_{th} * TH_{air} * 2 * 3,76 = 2 * e$$

"N"

$$2 * 0,01 + 2 * A_{th} * TH_{air} = 2 * a + b + c + 2 * d$$

"O"

$$g = a + b + c + d + e$$

$$M_{gas} = 1,5$$

$$A_{th} = x + y / 4 - z / 2$$

$$TH_{air} = 1,2$$

$$T_{air1} = 273$$

$$T_{fuel} = 298$$

$$T_{prod} = 800$$

$$T_{flue1} = 476$$

$$T_{airm} = (T_{air1} + T_{air2}) / 2$$

$$T_{fluem} = (T_{flue1} + T_{flue2}) / 2$$

"equilibrium of CO & CO2"

$$MT=x+A_{th}*(TH_{air}-1)+m$$

$$y_{CO}=2*m/MT$$

$$y_{O2}=(A_{th}*(TH_{air}-1)+m)/MT$$

$$y_{CO2}=(x-2*m)/MT$$

$$k=((y_{CO})^2*(y_{O2}))/((y_{CO2})^2)$$

$$(x-2*m)*MOLARMASS(CO2)+2*m*MOLARMASS(CO)+(A_{th}*(TH_{air}-1)+m)*MOLARMASS(O2)=a*MOLARMASS(CO2)+b*MOLARMASS(CO)+d*MOLARMASS(O2)$$

$$g_{0_f_CO}=-137163$$

$$g_{0_f_CO2}=-394389$$

$$\begin{aligned} \Delta G = & 2*(g_{0_f_CO} + \text{ENTHALPY}(CO; T=T_{prod}) - T_{prod} * \text{ENTROPY}(CO; T=T_{prod}; P=101,3) - (\text{ENTHALPY}(CO; T=298,15) - 298,15 * \text{ENTROPY}(CO; T=298,15; P=101,3))) + \text{ENTHALPY}(O2; T=T_{prod}) - \\ & T_{prod} * \text{ENTROPY}(O2; T=T_{prod}; P=101,3) - (\text{ENTHALPY}(O2; T=298,15) - 298,15 * \text{ENTROPY}(O2; T=298,15; P=101,3)) - \\ & 2*(g_{0_f_CO2} + \text{ENTHALPY}(CO2; T=T_{prod}) - T_{prod} * \text{ENTROPY}(CO2; T=T_{prod}; P=101,3) - (\text{ENTHALPY}(CO2; T=298,15) - \\ & 298,15 * \text{ENTROPY}(CO2; T=298,15; P=101,3))) \end{aligned}$$

$$k = \exp(-\Delta G / (8,33 * T_{prod}))$$

$$C_c = CP(\text{Air}; T=T_{airm})$$

$$C_h = (a * CP(CO2; T=T_{fluem}) + b * CP(CO; T=T_{fluem}) + c * CP(H2O; T=T_{fluem}) + d * CP(O2; T=T_{fluem}) + e * CP(N2; T=T_{fluem})) / g$$

$$V_{air} = \text{Den}_{fuel} * M_{gas} * A_{th} * TH_{air} * 4,76 * (T_{airm} / T_{fuel}) / 3600$$

$$V_{flue} = \text{Den}_{fuel} * M_{gas} * g * (T_{fluem} / T_{fuel}) / 3600$$

$$\text{Den}_{fuel} = 1 / (,88 / \text{DENSITY}(CH4; T=T_{fuel}; P=101,3) + ,06 / \text{DENSITY}(C2H6; T=T_{fuel}; P=101,3) + ,02 / \text{DENSITY}(C3H8; T=T_{fuel}; P=101,3) + ,03 / \text{DENSITY}(N2; T=T_{fuel}; P=101,3) + ,01 / \text{DENSITY}(CO2; T=T_{fuel}; P=101,3))$$

$$C_C = V_{air} * C_c$$

$$C_H = V_{flue} * C_h$$

$$F_{min} = \min(C_C; C_H)$$

$$C_{\max} = \max(C_C; C_H)$$

$$J_r = F_{\min} / C_{\max}$$

$$D_f = 1$$

$$L = 3$$

$$U = 0,0057$$

$$A_f = 3,14 * D_f * L$$

$$NTU = (U * A_f) / F_{\min}$$

$$E_e = (1 - \exp(-NTU * (1 - J_r))) / (1 - J_r * \exp(-NTU * (1 - J_r)))$$

$$E_e = (T_{\text{air}2} - T_{\text{air}1}) / (T_{\text{flue}1} - T_{\text{air}1})$$

$$C_C * (T_{\text{air}2} - T_{\text{air}1}) = C_H * (T_{\text{flue}1} - T_{\text{flue}2})$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = (c/g) * 101,3$$

$$T_{\text{sat}} = T_{\text{SAT}}(\text{Steam}; P = P_{\text{H}_2\text{O}})$$

$$Y_{\text{CO}_2} = (a * \text{MOLARMASS}(\text{CO}_2) / (a * \text{MOLARMASS}(\text{CO}_2) + b * \text{MOLARMASS}(\text{CO}) + c * \text{MOLARMASS}(\text{H}_2\text{O}) + d * \text{MOLARMASS}(\text{O}_2) + e * \text{MOLARMASS}(\text{N}_2))) * 100$$

$$\Delta T = T_{\text{flue}2} - T_{\text{air}2}$$

$$\eta = 100 - (9,68 + \Delta T * (0,00909 + (0,33 / Y_{\text{CO}_2})))$$

$$\Delta T = T_{\text{air}2} - T_{\text{air}1}$$