



در موتورخانه تأسیسات :

بهینه سازی عملی سیستم گرمایش ساختمان

از : شرکت بهینه سازان صنعت تأسیسات

۲



سوختهای مایع و گازی استفاده می شود و بر این اساس مشعل های گازسوز، گازوئیل سوز یا دوگانه سوز طراحی شده و مورد استفاده قرار می گیرند.

صرفه جویی های فردی، وضع قوانین و مقررات یا فشارهای اقتصادی و همچنین افزایش کارایی، بهینه سازی مصرف انرژی و استفاده از تجهیزات کارا تر می توانند باعث کاهش مصرف سوخت گردند. با اجرای

▣ دیدگاه کاهش مصرف سوخت

انرژی کالایی است گرانبها که در صورت استفاده درست و منطقی از آن می تواند در هر کشوری باعث پیشرفت در علم، تکنولوژی و رفاه مردم آن جامعه گردد. به طور کلی در موتورخانه ها از سوختهای فسیلی شامل

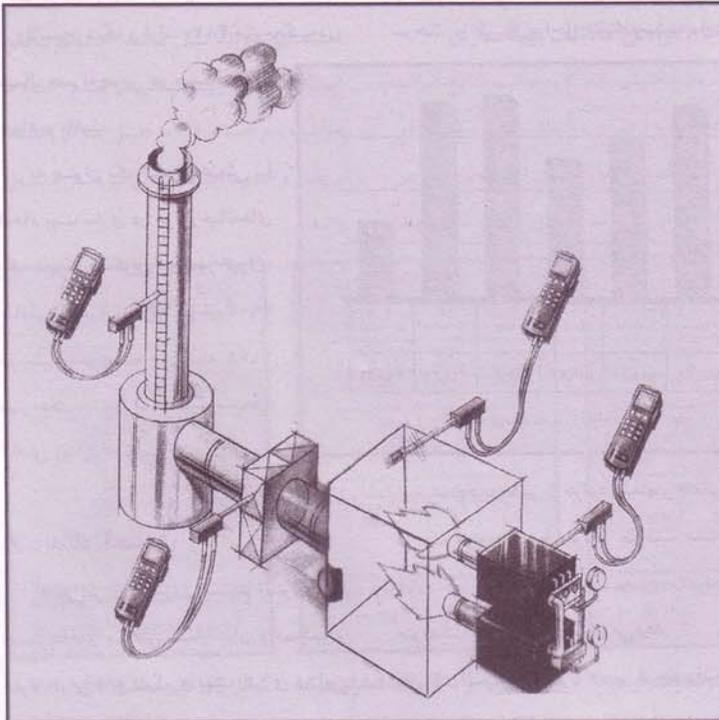
▣ ضرورت بهینه سازی مصرف سوخت

در موتورخانه ها

حدود ۳۰ درصد از کل گاز طبیعی و ۲۵ درصد از فرآورده های نفتی کشور در بخش ساختمان به مصرف می رسد. بررسی های به عمل آمده نشان می دهد که نحوه استفاده از موتورخانه در ایران در بخش خانگی بسیار نامطلوب بوده و فاصله زیادی تا شرایط صحیح طراحی دارد و این مسأله موجب اتلاف کلان انرژی و سوخت در سطح ملی می گردد. همچنین کارکرد نامطلوب و غیر استاندارد موتورخانه همواره با تخریب محیط زیست و افزایش گازهای آلاینده نظیر هیدروکربورهای نسوخته (HCS)، اکسیدهای ازت (Nox) و مونوکسیدکربن (CO) همراه است.

بهینه سازی مصرف سوخت در موتورخانه از سه دیدگاه قابل بررسی است که عبارتند از :

- دیدگاه کاهش مصرف سوخت
- دیدگاه اقتصادی
- دیدگاه محیط زیست



شماره ۷۷ / صنعت تأسیسات ۲۳



بهینه‌سازی مصرف سوخت در یک موتورخانه شامل تنظیم مشعل، شستشوی دیگ و نصب دمپر بارومتریک با در نظر گرفتن متوسط ظرفیت مشعل ۲۱۰۰۰۰ Kcal/hr (با مصرف ۱۰۰۵۳ مترمکعب گاز در سال) حاصل از بهینه‌سازی مصرف سوخت از دیدگاه اقتصادی را می‌توان در قالب موارد زیر بیان کرد:

۱- کاهش هزینه‌های انرژی ناشی از کامل شدن احتراق و در نتیجه کاهش مصرف سوخت. جدول ۱ افزایش بهره‌وری سوخت پس از مراحل مختلف بهینه‌سازی در یک موتورخانه

۲- افزایش ظرفیت مشعل (مترمکعب گاز در سال) به صورت بهینه‌سازی بارومتریک و شستشوی دیگ

۳- کاهش هزینه‌های مربوط به تعمیرات و نگهداری تجهیزات و سیستمها

۴- کاهش هزینه‌های بهداشتی و درمانی ناشی از آلودگی محیط زیست

جدول ۱: افزایش بهره‌وری سوخت پس از مراحل مختلف بهینه‌سازی در یک موتورخانه

افزایش میزان بهره‌وری سوخت (%)	افزایش میزان بهره‌وری سوخت (مترمکعب گاز در سال)	افزایش میزان بهره‌وری سوخت (تومان در سال)
۴۳.۱%	۴۳۴۰	۱۳۵.۲۸۰
۴۵.۷%	۴۶۰۰	۱۴۲.۳۰۰
۵۱.۱%	۵۱۳۷	۱۶۰.۰۰۰

برای یک واحد موتورخانه حدوداً:

- در صورت بهینه‌سازی مشعل و نصب دمپر بارومتریک ۴۳۴۰ مترمکعب در سال

- در صورت بهینه‌سازی بارومتریک و شستشوی دیگ ۴۶۰۰ مترمکعب در سال

مشعل، نصب دمپر بارومتریک و شستشوی دیگ ۴۶۰۰ مترمکعب در سال

بهینه‌سازی و نصب دمپر بارومتریک ۴۳۴۰ مترمکعب در سال

بهینه‌سازی و شستشوی دیگ، بارومتریک، شستشوی دیگ، ایزولاسیون دیگ ولوله

نتایج حاصل از بهینه‌سازی مصرف سوخت از دیدگاه محیط‌زیست را می‌توان به صورت خلاصه در قالب موارد زیر بیان کرد:

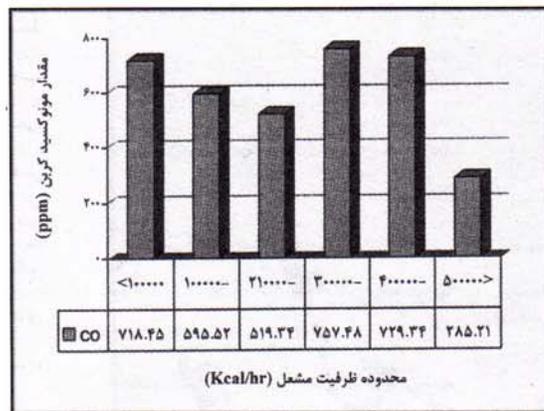
۱- کاهش گازهای گلخانه‌ای

۲- کاهش آلاینده مونوکسیدکربن

در صورت بهینه‌سازی مشعل، نصب دمپر بارومتریک، شستشوی دیگ، و ایزولاسیون دیگ و ولوله ۴۸۲۰ مترمکعب در سال صرفه‌جویی در مصرف گاز خواهیم داشت.

به عنوان یک تجربه عملی با انجام بهینه‌سازی در موتورخانه‌های یک شهرک مسکونی در شهر تهران، میانگین مصرف روزانه گاز از ۲۸۰۷ مترمکعب به روزانه ۱۱۷۵ مترمکعب، تنها با تنظیم مشعل، کاهش پیدا کرده است.

۳- کاهش آسیبهای بهداشتی ناشی از افزایش گازهای آلاینده مونوکسیدکربن گازی بی‌رنگ و بی‌بو است. میزان مونوکسیدکربن متصاعده در جهان ۳۵۰ میلیون تن در سال تخمین زده می‌شود که ۲۰٪ آن توسط ساخته‌های دست بشر تولید می‌شود. بدین ترتیب سالیانه ۳ppm/۰ به غلظت CO افزوده می‌شود. مونوکسیدکربن در نتیجه احتراق ناقص تولید می‌شود. این ماده جذب اکسیژن خون را در بدن انسان کم می‌کند و به میزانی که غالباً در هوای تهران وجود دارد ممکن است به فعل و انفعالات مغزی صدمه بزند. یکی از علل وجود این اندازه مونوکسیدکربن در هوای شهر تهران مطمئناً احتراق ناقص در اکثر موتورخانه‌ها می‌باشد. شکل ۱، مقدار مونوکسیدکربن ناشی



شکل ۱: مقدار مونوکسیدکربن ناشی از کاربرد مشعلهای خانگی در شهر تهران

در یک موتورخانه با متوسط ظرفیت مشعل ۲۱۰۰۰۰ Kcal/hr (با مصرف ۱۰۰۵۳ مترمکعب گاز در سال) نشان می‌دهد.

۲- افزایش طول عمر تجهیزات و سیستمها به دلیل استفاده بهینه از آنها

افزایش روزافزون سهم انرژی در هزینه‌های بخش ساختمان و مسکن، صرفه‌جویی و به کارگیری بهینه انرژی در این بخشها را اجتناب‌ناپذیر نموده است. نتایج

دیدگاه اقتصادی



FT °C	CO ppm	EAir %
248.0	15	42.8
CO2 %	O2 %	Drgh mbar
8.34	6.29	-0.28
NOx ppm	EffG %	EffN %
56	79.0	87.0
AT °C	CO2m %	CO2i %
29.8	11.9	---
Heat carrier te: --- °C		
23.01.06 17:45:41		

FT °C	CO ppm	EAir %
234.9	1	57.4
CO2 %	O2 %	Drgh mbar
7.56	7.66	-0.28
NOx ppm	EffG %	EffN %
50	78.7	86.8
AT °C	CO2m %	CO2i %
29.6	11.9	---
Heat carrier te: --- °C		
23.01.06 17:43:46		

FT °C	CO ppm	EAir %
211.4	44	30.4
CO2 %	O2 %	Drgh mbar
9.13	4.89	-0.13
NOx ppm	EffG %	EffN %
52	81.7	90.0
AT °C	CO2m %	CO2i %
33.1	11.9	---
Heat carrier te: --- °C		
23.01.06 17:29:35		

FT °C	CO ppm	EAir %
212.4	343	32.6
CO2 %	O2 %	Drgh mbar
8.97	5.17	-0.17
NOx ppm	EffG %	EffN %
52	81.3	89.6
AT °C	CO2m %	CO2i %
31.5	11.9	---
Heat carrier te: --- °C		
23.01.06 17:26:55		

شکل ۱۰: آنالیز محصولات احتراق دیگ شکل ۱۱: آنالیز محصولات احتراق دیگ شکل ۱۲: آنالیز محصولات احتراق دیگ شکل ۱۳: آنالیز محصولات احتراق دیگ

شماره یک، پس از نصب دو دمپر شماره دو، پس از نصب دمپر اول شماره دو، پس از نصب دمپر اول و تنظیم

سیستم با دبی سوخت و هوای ورودی متناسب باشد. ظرفیت وسیله حرارتی و مقدار فشار لازم در داخل کوره نیز یکی دیگر از پارامترهای تعیین کننده در طراحی دودکش است. از جمله متغیرهای اولیه در طراحی دودکش عبارتند از: جنس، قطر، ارتفاع و اتصالات (زانوها و...)، در موتورخانه ساختمانهای خانگی و تجاری، معمولاً از دیگهای چدنی و یا بویلرهای با ظرفیت متوسط استفاده می شود. در این مورد مکش بیش از حد در داخل دودکش سبب تغییر در وضع شعله، ورود هوای سرد از محیط به داخل دیگ، خروج سریع هوای گرم از دیگ و در نتیجه کاهش بازده حرارتی دیگ می گردد. از سوی دیگر مکش بیش از حد در دودکش باعث می شود که فرصت کافی برای احتراق کامل و ماندگاری گازهای احتراق در داخل دیگ و همچنین انتقال حرارت بالا در داخل دیگ وجود نداشته باشد.

نصب دمپر بارومتريک (دمپر یک طرفه برای مشعلهای گازوئیل سوز و دمپر دو طرفه

باید نصب و مونتاژ اولیه دیگ (به ویژه نصب دیگهای چدنی) به طور کاملاً صحیح انجام شده و سپس تمام نقاط نفوذ هوای ناخواسته، با مواد مخصوص پوشانده شود.

FT °C	CO ppm	EAir %
221.1	52	20.4
CO2 %	O2 %	Drgh mbar
9.88	3.56	-0.20
NOx ppm	EffG %	EffN %
57	81.8	90.1
AT °C	CO2m %	CO2i %
33.5	11.9	---
Heat carrier te: --- °C		
23.01.06 17:47:55		

شکل ۱۴: آنالیز محصولات احتراق دیگ

شماره دو، پس از نصب دمپر دوم

ج- نصب دمپر بارومتريک:

یکی از عوامل اصلی تأثیرگذار بر کیفیت احتراق و نیز بازده حرارتی یک سیستم گرمایشی، شرایط حاکم بر دودکش (Stack) است. به طور کلی طراحی دودکش باید به گونه ای باشد که دبی گازهای خروجی از

شرح مراحل اجرایی

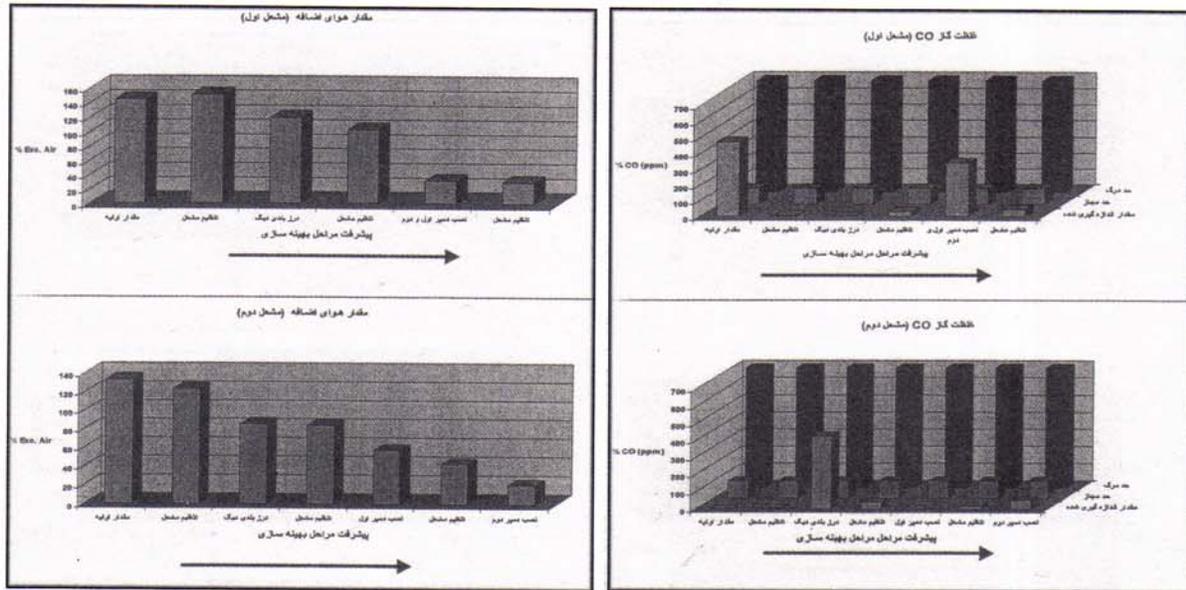
مراحل مختلفی که در جهت بهینه سازی مصرف سوخت در موتورخانه به اجرا درآمدند عبارتند از:

الف- تنظیم مشعل:

رعایت صحیح نسبت سوخت به هوای ورودی به مشعل نقش کلیدی در کیفیت احتراق، پروفیل و دمای شعله، بهره وری سوخت و به تبع آن بازده حرارتی سیستم گرمایش (اعم از دیگ آب گرم، بویلر و یا کوره) دارد.

ب- درزبندی دیگ:

در اغلب سیستمهای گرمایش، مکش بیش از حد در دودکش مطرح می باشد. بنابراین، وجود درزها و مناطق نفوذ هوا به داخل دیگ و محفظه احتراق (به عنوان مثال فاصله بین پره ها در دیگهای چدنی)، سبب ورود ناخواسته هوای محیط اطراف به داخل می شود که پیامدهای نامطلوبی بر کیفیت شعله و بازدهی حرارتی سیستم خواهد داشت. برای جلوگیری از این اثرات نامطلوب



شکل ۱۵: تغییرات غلظت گاز CO پس از مراحل مختلف بهینه‌سازی

برای مشعلهای گازسوز، بر روی دودکش، یکی از بهترین راههای کنترل مکش دودکشهای معمولی است.

□ آنالیز محصولات احتراق بعد از مراحل مختلف بهینه‌سازی

● تنظیم اولیه مشعل:
شکلهای ۴ و ۵ نشان‌دهنده آنالیز محصولات احتراق بعد از تنظیم مشعلها می‌باشند. دیده می‌شود که به علت وجود مکش بسیار زیاد در دودکشها امکان کاهش قابل ملاحظه هوای اضافه وجود نداشته است. اما مشکل احتراق ناقص و تولید بیش از حد گاز CO در دیگ شماره یک برطرف شده است.

● درزبندی دیگ:
آنالیز محصولات احتراق، بعد از درزگیری بین پره‌های دیگها با مواد مخصوص در شکلهای ۶ و ۷ آورده شده است. دیده می‌شود

شکل ۱۶: تغییرات مقدار هوای اضافه پس از مراحل مختلف بهینه‌سازی

دمپر کافی نبود و بر روی هر کدام از دودکشها دو عدد دمپر نصب شد.

شکل ۱۰ نشان می‌دهد که پس از نصب دو دمپر بارومتریک، فشار دودکش (در دیگ شماره یک) از ۵/۲mbar به ۱/۱mbar -۰ کاهش پیدا کرده (تقریباً یک سوم) و به تبع آن مقدار هوای اضافه از ۱۰۳٪ به ۳۲٪ رسیده است. پس از تنظیم نهایی مشعل، کیفیت احتراق و راندمان این دیگ به بهترین وضعیت ممکن (با تجهیزات موجود) رسید که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود. در این حالت، هوای اضافه ۳۰٪ و مکش دودکش ۱۳mbar -۰ است. این بدان معناست که این سیستم هنوز قابلیت ارتقا دارد به شرطی که بتوان باز هم مکش دودکش را کاهش داد (توضیح: به دلیل مشکلات عملی در محل امکان نصب دمپر دیگری وجود نداشت).

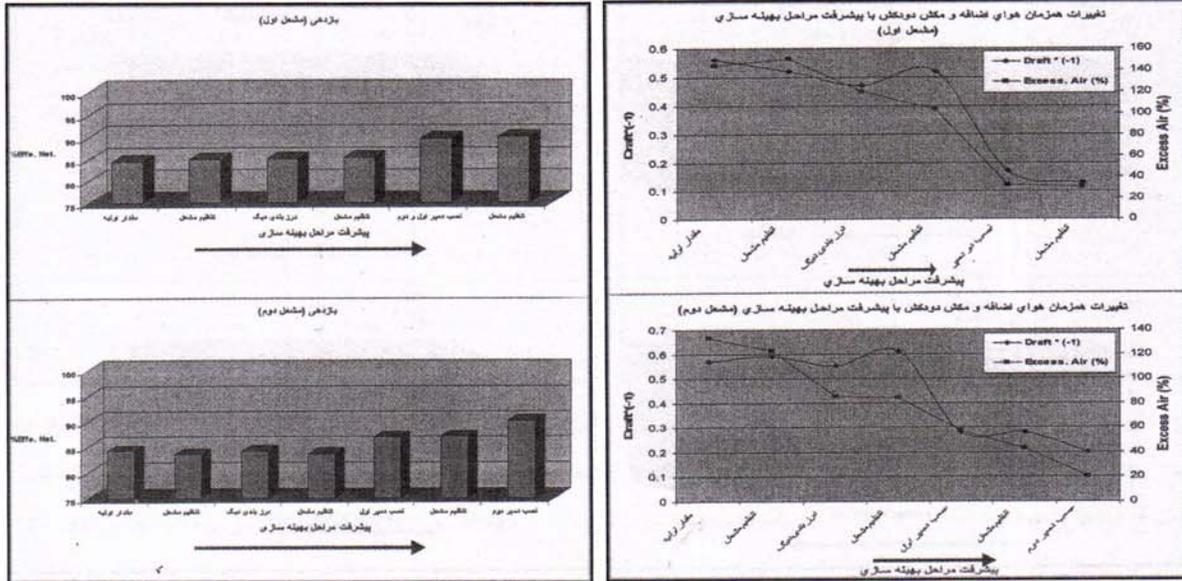
همچنین در شکلهای ۱۲ تا ۱۴ نتایج آنالیز

که هوای اضافه در دیگ شماره یک به مقدار ۳۰٪ و در دیگ شماره دو به مقدار ۳۷٪ کاهش پیدا کرده است.

● تنظیم مشعل پس از درزبندی دیگ:
در شرایط جدید که فشار محفظه احتراق تغییر کرده است، مشعلها دوباره باید تنظیم شوند. در شکلهای ۸ و ۹ دیده می‌شود که مقدار هوای اضافه، با تنظیم مجدد مشعل در دیگ شماره یک ۱۷٪ کاهش پیدا کرده است. همچنین مشکل احتراق ناقص که در شرایط جدید در دیگ شماره دو به وجود آمده بود برطرف شده است.

● نصب دمپر بارومتریک و تنظیم نهایی:

برای کنترل مکش دودکشها از دمپر بارومتریک استفاده شده است. به دلیل آنکه مکش موجود در دودکشها فاصله بسیار زیادی تا محدوده استاندارد داشت، نصب یک عدد



شکل ۱۷: تغییرات همزمان هوای اضافه و مکش دودکش با پیشرفت مراحل

شکل ۱۸: تغییرات بازدهی پس از مراحل مختلف بهینه سازی

محصولات احتراق دیگ شماره دو پس از نصب دمپر اول، تنظیم مشعل و نصب دمپر دوم دیده می شود. پس از نصب دمپر دوم نیازی به تنظیم مشعل نبود و هوای اضافی به مقدار قابل قبول ۲۰٪ رسید، ضمن آن که این سیستم نیز همچنان امکان ارتقای راندمان دارد.

بررسی تغییرات پارامترهای احتراق در مراحل مختلف بهینه سازی

تغییرات غلظت گاز مونوکسیدکربن (CO)
در شکل ۱۵ دیده می شود که مقدار اولیه CO در مشعل شماره یک بیش از حد مجاز و در نزدیکی حد مرگ بوده است. همچنین در طی مراحل بهینه سازی، در دو مورد، مقدار CO از حد مجاز بالاتر رفته که با تنظیم مشعل، مجدداً به وضعیت استاندارد بازگشت داده شده است.

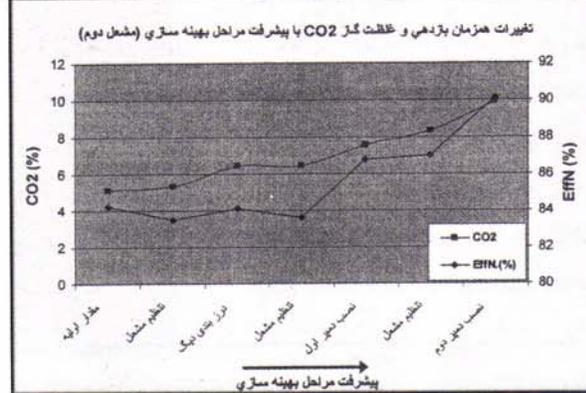
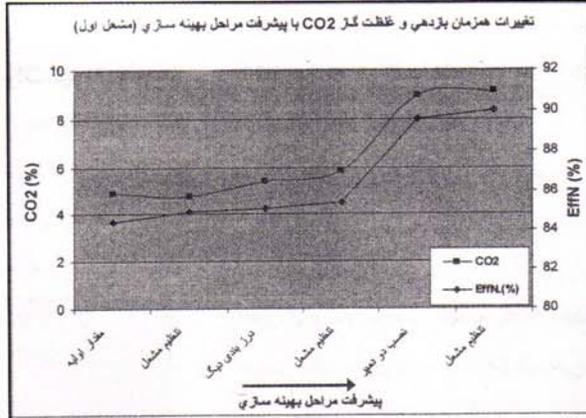
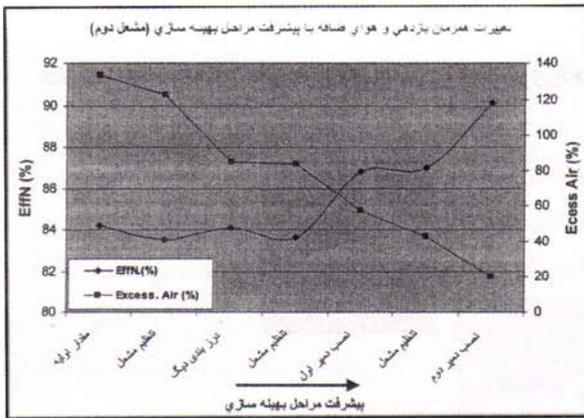
تغییرات هوای اضافه

در شکل ۱۶ به خوبی دیده می شود که هوای اضافه، که یکی از عوامل اصلی در کاهش بازده سیستمهای گرمایشی و در نتیجه افزایش مصرف سوخت است، طی مراحل انجام شده به شدت کاهش پیدا کرده و به محدوده استاندارد و مطلوب نزدیک شده است. در دیگ شماره یک بیش از ۱۱۲٪ و در دیگ شماره دو بیش از ۱۱۳٪ هوای اضافی حذف شده است.

توضیح: حذف محلهای نفوذ هوا به داخل دیگ (درزبندی) اولین گام برای کاهش هوای اضافی می باشد که ۴۰٪-۳۰٪ هوای اضافه را کاهش داده است. عامل مهم دیگری که بر هوای اضافه داخل دیگ تأثیر می گذارد، چنانکه گفته شد، مکش دودکش است. در شکل ۱۷ ارتباط این دو پارامتر به خوبی دیده می شود.

تغییرات بازدهی سیستم گرمایش

همانگونه که در شکل ۱۸ دیده می شود، همه مراحل بهینه سازی در جهت افزایش بازدهی دیگ بوده است. راندمان اندازه گیری شده به وسیله دستگاه به دو پارامتر بستگی دارد: یکی نسبت غلظت CO₂ اندازه گیری شده به CO₂ ماکزیمم (که برای هر نوع سوخت عدد ثابتی است؛ به عنوان مثال برای گاز طبیعی ۱۱/۹٪ می باشد) و دیگری اختلاف درجه حرارت داخل دودکش با دمای محیط. در نتیجه هر چه مقدار CO₂ تولیدی به CO₂ ماکزیمم مربوط به هر سوخت نزدیکتر و دمای گازهای خروجی از دودکش پایین تر باشد، راندمان سیستم گرمایش بالاتر خواهد بود. باید توجه داشت که تنظیم مشعل و کامل شدن احتراق، سبب افزایش درصد CO₂ و



شکل ۲۰: تغییرات همزمان بازدهی و هوای اضافه با پیشرفت مراحل بهینه‌سازی (مشعل دوم)

شکل ۱۹: تغییرات همزمان بازدهی و غلظت گاز CO2 با پیشرفت مراحل بهینه‌سازی (مشعل اول)

شکل ۱۹: تغییرات همزمان بازدهی و غلظت گاز CO2 با پیشرفت مراحل بهینه‌سازی (مشعل دوم)

نتیجه‌گیری

۱- بهره‌وری صحیح سوخت و بازدهی مطلوب سیستم گرمایش، در مرحله نخست به طراحی، انتخاب و نصب صحیح تجهیزات بستگی دارد.

۲- کیفیت احتراق و هوای اضافی، دو عامل مهم و مؤثر در مصرف بهینه سوخت در سیستم گرمایش می‌باشند.

۳- گاز مونوکسید کربن (CO) در اثر احتراق ناقص به وجود می‌آید و نشان دهنده پایین بودن بهره‌وری سوخت است.

۴- کنترل فشار دودکش، حذف محلهای نفوذ هوا به داخل دیگ و تنظیم صحیح نسبت سوخت و هوا در مشعل از جمله اقداماتی هستند که برای بهینه‌سازی مصرف سوخت باید "توأم با یکدیگر" انجام شوند.

۵- با حذف هوای اضافی و تنظیم صحیح مشعل، مقدار CO2 و انرژی حرارتی تولید شده در دیگ افزایش می‌یابد.

۶- به علت ثابت ماندن بازدهی دیگ (نسبت حرارت جذب شده به حرارت تولید شده)، دمای محصولات خروجی از دودکش، بعد از بهینه‌سازی افزایش پیدا می‌کند.

ممکن است گفته شود که بازده حرارتی سیستم گرمایشی پایین آمده است. اما با توجه به وجود ۱۳۳٪ هوای

شکل ۱۹: تغییرات همزمان بازدهی و غلظت گاز CO2 با پیشرفت مراحل بهینه‌سازی اضافه در حالت

اولیه می‌توان به سادگی پی‌برد که علت پایین تر بودن دما در حالت اول، خنک شدن دیگ به وسیله این مقدار هوای اضافه بوده است. افزایش درصد CO2، از ۵/۱٪ در حالت اولیه به ۹/۸۸٪ در حالت نهایی نیز شاهد دیگری بر افزایش بهره‌وری سوخت می‌باشد. در نهایت مشاهده می‌شود که راندمان محاسبه شده نیز از مقدار اولیه ۸۴/۲٪ به ۹۰/۱٪ افزایش پیدا کرده است. در شکل ۱۹ دیده می‌شود که با افزایش CO2 طی مراحل مختلف بهینه‌سازی، بازدهی دیگها نیز افزایش پیدا کرده است.

همچنین در شکل ۲۰ تأثیر هوای اضافه بر راندمان سیستم گرمایش به خوبی مشاهده می‌شود. همانگونه که گفته شد حذف هوای اضافه سبب بالا رفتن بازده حرارتی می‌گردد.

افزایش بهره‌وری سوخت می‌شود. در نتیجه مقدار انرژی حرارتی بیشتری نسبت به حالت قبل از تنظیم در محفظه احتراق دیگ تولید می‌گردد. در این حالت اگر راندمان دیگ (قابلیت جذب انرژی حرارتی) ثابت باقی بماند، طبیعتاً دمای خروجی از دودکش نیز نسبت به حالت اولیه بالاتر خواهد بود. بنابراین دمای گاز خروجی از دودکش نمی‌تواند به تنهایی مبنایی برای قضاوت در مورد راندمان سیستم گرمایی باشد. به عنوان مثال، در دیگ شماره دو (شکل ۳) دیده می‌شود که دمای گاز خروجی از دودکش، در ابتدا ۲۰۸°C بوده و پس از طی مراحل بهینه‌سازی (شکل ۱۴) به ۲۲۱/۱°C رسیده است. چنانچه به پارامترهای دیگر توجه نشود