

افزایش بازده کوره ها و دیگهای بخار با سیستم های کنترلی هوای اضافی

سیدهادی جعفرنیا: کارشناس ارشد فرایند مهندسی طرحهای پالایشگاه آبادان

غلام محمد احمدی: رئیس واحد HSE منطقه پخش شاهرود

چکیده

بخش اعظم انرژی مصرفی در اغلب صنایع انرژی سوخت مصرفی در کوره ها و دیگهای بخار می باشد. با افزایش بازده و کاهش هوای اضافی در کوره ها و دیگهای بخار بخش عمده ای از انرژی که همراه گاز داغ از این دستگاهها خارج می شود بازیافت شده و هزینه های مصرفی سوخت را به طور چشمگیری کاهش می دهد. در این مقاله جنبه های تئوری، فنی و عملی اجرای سیستم کنترل خودکار میزان هوای اضافی مورد بحث قرار گرفته و پس از تعیین نیازمندیهای اجرای آن تحلیل اقتصادی آن نیز ارائه گردیده است. اجرای این سیستم نه تنها سهولت راهبری تجهیزات را فراهم می نماید بلکه باعث کاهش قابل توجه مصرف انرژی و کاهش انتشار آلاینده ها می شود. جالب توجه است هزینه های مورد نیاز در کمتر از ۶ماه با صرفه جویی ایجاد شده در سوخت مصرفی بازیافت می شود.

کلمات کلیدی: کوره، دیگ بخار، بازیافت انرژی، بازده، هوای اضافی

مقدمه :

پدیده گرمایش زمین و مشکلات عدیده ایجاد شده ناشی از آن و نیز افزایش قیمت انواع سوخت در طی دهه های اخیر بحرانهای اقتصادی را در سراسر جهان ایجاد نموده که در کشور ما نیز در صنایع و یا حتی در زندگی آحاد مردم جنبه های مختلفی از این بحران را شاهد هستیم. کاهش ایجاد گازهای گلخانه ای با راهکارهای مختلفی از قبیل استفاده از انرژی های غیر فسیلی و نو و افزایش بازده تجهیزات مصرف کننده انرژی های فسیلی در دستور کار اغلب کشورهای صنعتی قرار گرفته که پیمان کیوتو یکی از این موارد می باشد. از سوی دیگر افزایش شدید قیمت انرژی های فسیلی رویکرد تغییر منابع تأمین انرژی به سوی انرژی های سبز یا انرژی های پاک نظیر انرژی خورشیدی، برق آبی، زمین گرمایی، باد و ... را تحمیل نموده است. علی رغم این تغییرات، هزینه های مورد نیاز جهت استفاده از انرژی های نو، استفاده از انرژی های فسیلی را در رأس

تأمین مصارف انرژی در اغلب کشورها قرارداد شده است. لیکن افزایش بازده استفاده از انرژی های فسیلی راهکاری است که در این مقاله مورد بحث قرار می گیرد. افزایش بازده در کوره ها با روشهای مختلفی انجام می شود که موارد زیر از آن جمله می باشند

۱- استفاده از پیشگرم کن هوا (Economizer)

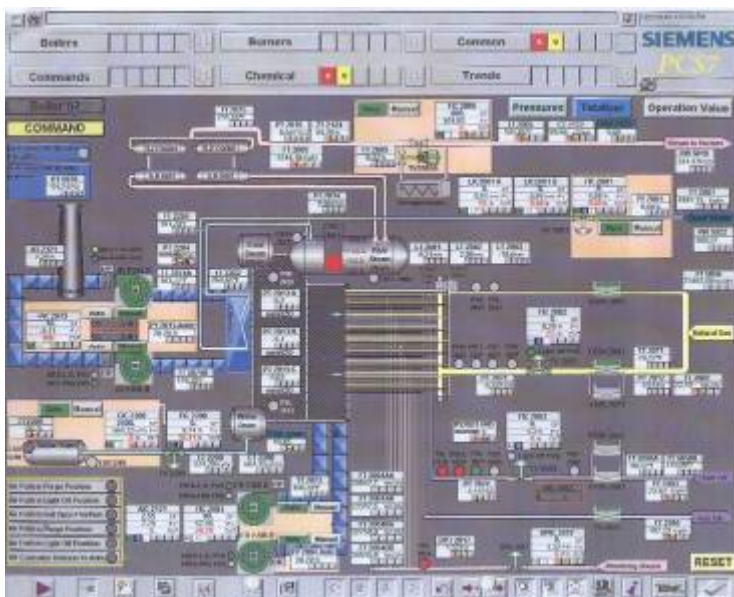
۲- استفاده از مشعلهای دو و یا چند مرحله ای با بازده بالا و هوای اضافی مورد نیاز پائین

۳- بازگردان گاز دودکش به ورودی کوره با مشعلهای مخصوص

۴- کنترل هوای اضافی در محفظه احتراق

۵- در دیگهای بخار پائین آوردن املاح آب جبرانی با بالا بردن سیکل تغلیظ به نحو قابل توجهی حجم مواد شیمیایی مصرفی و میزان تخلیه را کاهش می دهد.

یکی از اساسی ترین و مؤثرترین روشها جهت افزایش بازده بند ۴ یا کاهش میزان هوای اضافی می باشد. جهت تعیین میزان بازده کوره ها و دیگهای بخار دو روش مستقیم " با استفاده موازنه انرژی روی دو بخش مصرف کننده و تامین کننده انرژی " و غیر مستقیم " با استفاده از میزان اکسیژن باقی مانده و دمای گاز دودکش " معمول می باشد. روش محاسبه مستقیم بازده زمانبر و به علت خطاهای ممکن دارای دقت پایینی است. در روش غیر مستقیم نیز که توسط دستگاه های قابل حمل Orsat Test انجام می شود مبنای محاسباتی مشخص نمی باشد. در این مقاله با انجام موازنه انرژی روی دو بخش مصرف کننده و تامین کننده انرژی و حذف پارامترهای معلوم معادله نهایی تعیین بازده مشخص شده و به صورت تابعی از میزان اکسیژن باقی مانده و دمای گاز دودکش



رسم شده است. این نمودار با داده های عملی و نیز داده های دستگاه های قابل حمل Orsat Test مقایسه شده که انطباق بسیار خوبی را نشان می دهد. از داده های بدست آمده از این نمودار مبنای طراحی پروژه DCS دیگهای بخار پالایشگاه آبادان ارزیابی و بررسی اقتصادی گردیده و توجیه فنی آن تهیه گردید که در حال حاضر مراحل نهایی نصب و تست آنها در دست اقدام می باشد.

شکل ۱- سیستم کنترل هوای اضافی روی پروژه DCS دیگهای بخار پالایشگاه آبادان

مراحل انجام کار

در این مطالعه ما در باره چگونگی ذخیره انرژی بویلر و راههای افزایش بازده آن بحث میکنیم بخصوص تاثیر کیفیت آب خوراک، درصد هوای اضافی و دمای دودکش را بر روی بازده بویلر در نظر خواهیم گرفت. همچنین محاسبات اقتصادی تغییر سیستم کنترل بویلرهای نیروگاه پالایشگاه آبادان از نیومتیک به DCS و تاثیر آن را بر افزایش راندمان بویلر بررسی مینماییم. سپس تحت نرم افزار Excel برنامه ای مینویسیم که بازده را برحسب دو متغیر دما دودکش و درصد هوای اضافی محاسبه نماید. طراحی نرم افزار تعیین راندمان دیگهای بخار تحت Excel با در نظر گرفتن دو متغیر عملیاتی دمای دودکش و درصد هوای اضافی و همچنین محاسبه اقتصادی تغییر سیستم کنترل بویلرهای پالایشگاه آبادان به DCS بخشی از این کار می باشد.

جدول ۱- جنبه های مختلف راهبری کوره ها و دیگهای بخار

کنترل فشار کوره

افزایش دور فن دمنده هوا	افزایش فشار باکس کوره	باز کردن دمپر فن دمنده هوا
ثابت ماندن دور فن مکنده دود		ثابت ماندن دمپر فن مکنده دود
کاهش دور فن دمنده هوا	کاهش فشار باکس کوره	بستن دمپر دمنده هوا
ثابت ماندن دور فن مکنده دود		ثابت ماندن دمپر فن مکنده دود
ثابت ماندن دور دمنده هوا	کاهش فشار باکس کوره	ثابت ماندن دمپر فن دمنده هوا
افزایش دور فن مکنده هوا		باز کردن دمپر فن مکنده دود
ثابت ماندن دور دمنده هوا	افزایش فشار باکس کوره	ثابت ماندن دمپر فن دمنده هوا
کاهش دور فن مکنده هوا		بستن دمپر فن مکنده دود

Operators thorough knowledge of heater/burner system operation to ensure safe operation especially during operation transitions or upsets

Excess air and draft	High Draft/High O2
Air temperature	High Draft/Low O2
Humidity	Low Draft/Low O2
Fuel Composition	Low Draft/High O2
Wind	Low Low O2
Damper/Register Interaction	

نکته حائز اهمیت در کنترل خودکار احتراق در کوره ها و دیگهای بخار با کنترل هوای اضافی در نظر گرفتن سیستم تقدم تاخر (Lead-Lag) جهت جلوگیری از وارد آوردن آسیبهای جدی به کوره در زمان افزایش و کاهش بار ناشی از سوختن ناقص در کوره و انجام پس سوزی در دودکش می باشد. نحوه عملکرد این سیستم به گونه ای است که در زمان افزایش بار حرارتی ابتدا دبی هوای محفظه احتراق زیاد شده و سپس سوخت افزایش می یابد و برعکس در زمان کاهش بار حرارتی کوره ابتدا دبی گاز کاهش یافته و سپس دبی هوای محفظه احتراق کم می شود. با این کار از هر گونه احتمال سوختن ناقص که پس سوزی در دودکش و آسیب جدی به آن را به همراه دارد جلوگیری خواهد شد. لازم به ذکر است جهت اجتناب از پس سوزی در کوره هایی که سیستم کنترل هوای اضافی (Orsat) را ندارند اغلب میزان هوای اضافی به میزان قابل توجهی بالا گرفته می شود که این امر هدر روی بسیار بالایی انرژی را به همراه دارد. گاهی مشاهده شده که هوای اضافی به دلیل عدم اندازه گیری تا میزان ۱۰۰-۱۵۰ درصد افزایش یافته است.

شکل ۲- بررسی تاثیر کنترل هوای اضافی روی بازده کوره و میزان تولید آلاینده NOx

Excess Air Control

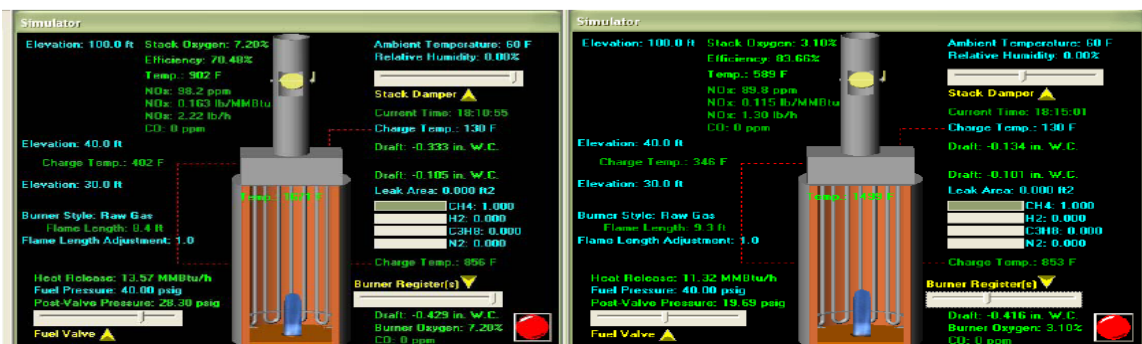
www.energysavers.gov/industry



www.oit.doe.gov

Fuel Reduction - 16.6%

NOx Reduction - 41%



تئوری محاسبات

جهت نوشتن این برنامه از موازنه جرم و انرژی اطراف بویلر بهره گرفته و نتیجه را فرمول بندی مینماییم که ثابت عددی

فرمول از موازنه ذکر شده بدست می آید شکل معادله اینگونه خواهد شد:

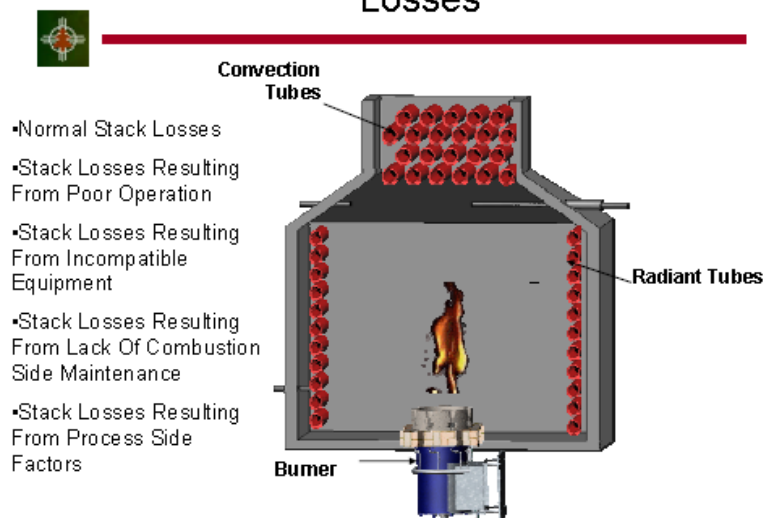
$$E=(A-(B*Ex+C))*(T-Ta)*100$$

که در آن: Ex = درصد هوای اضافی T = دمای دودکش Ta = دمای محیط A, B, C = ثابتهای معادله میباشد در عمل (آزمایش و تجربه) میتوانیم نتیجه بدست آمده برای بازده از طریق معادله را با بازده واقعی بویلر که عبارت است از: (بازده = انرژی همراه بخار تولیدی تقسیم بر انرژی حاصل از سوختن) مقایسه کنیم.

عوامل زیادی بر عملکرد بویلر تاثیر میگذارد که میزان صرفه جویی انرژی، راندمان و اقتصاد بویلر را تعیین مینماید. از قبیل کیفیت تصفیه آب ورودی، احتراق، روشهای بازیافت انرژی، تولید حرارت و الکتریسیته بطور همزمان، عایقکاری و ... در این مبحث بیشتر روی درصد هوای اضافی و دمای دودکش تمرکز مینماییم و در خصوص سایر عوامل مختصری بررسی خواهیم داشت.

شکل ۳- منابع هدرروی انرژی در کوره ها

Fired Equipment Energy Losses



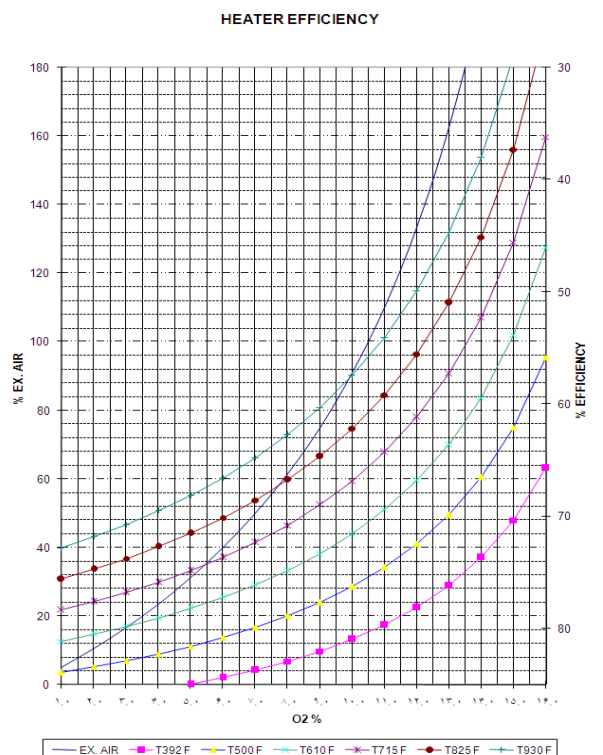
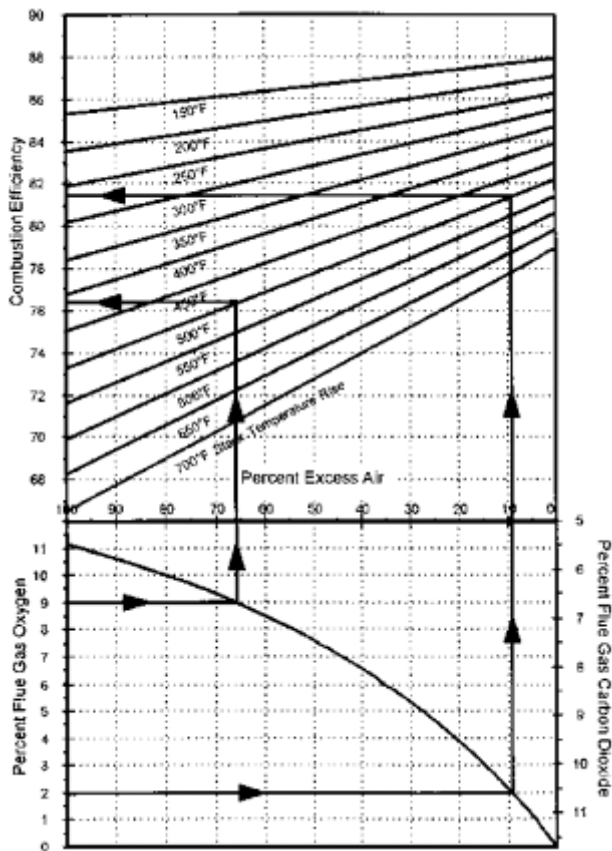
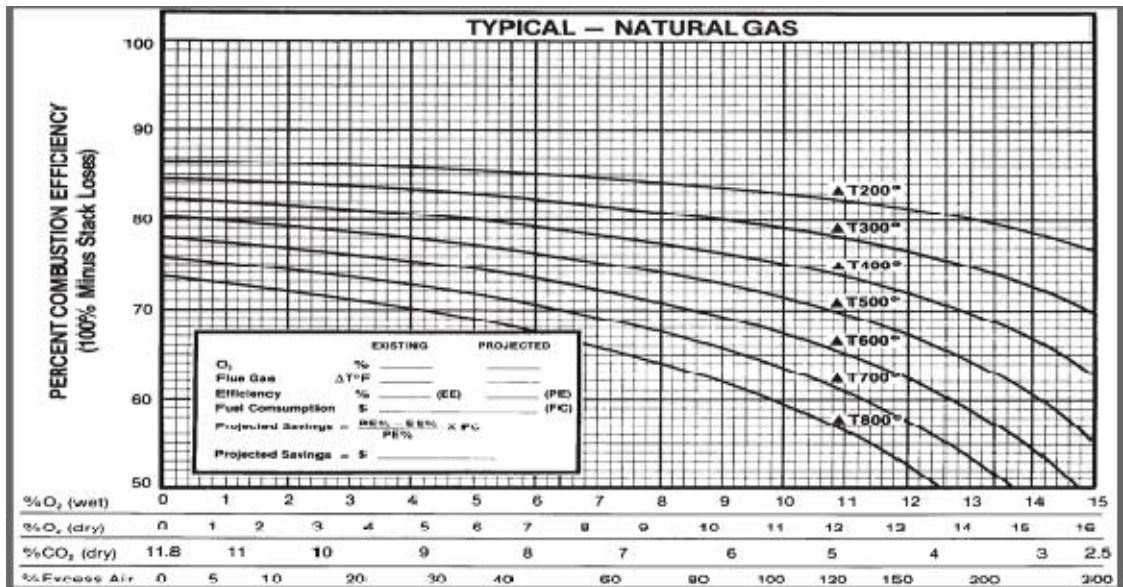
دو روش جهت ارزیابی راندمان بویلر وجود دارد که عبارتند از:

روش مستقیم: که انرژی بدست آمده از سیال موثر (بخار) با محتوای انرژی سوخت مورد استفاده مقایسه می شود.

جدول ۲- روش مستقیم محاسبه راندمان کوره

EFFICIENCY & DUTY OF HVU HEATER									
FEED RATE = 20000									
	FLASH	RATE	S.G.	RATE	TEMP.	ENTH.	MW	HEAT	DUTY
UNIT	VOL%	BBL/D		LB/HR	F	BTU/LB		MMBTU/H	MMBTU/H
INPUT	100.00	10,206.00	0.9555	142,367.01	380	252.80	####	35.99	41.12
LIQ. OUT	56.70	5,786.80	0.9796	82,758.10	750	498.60	####	41.26	
VAP. OUT	43.30	4,419.20	0.8998	59,608.91	750	601.40	####	35.85	
TOTAL		10,206.00		142,367.01					41.12
FUEL GAS RATE(MSCF/HR)=				52.08	HEAT LIBERATED(MMBTU/H)=				64.59
HEAT CONTENT(BTU/SCF)=				1,240.12	EFFICIENCY(%)=				63.67

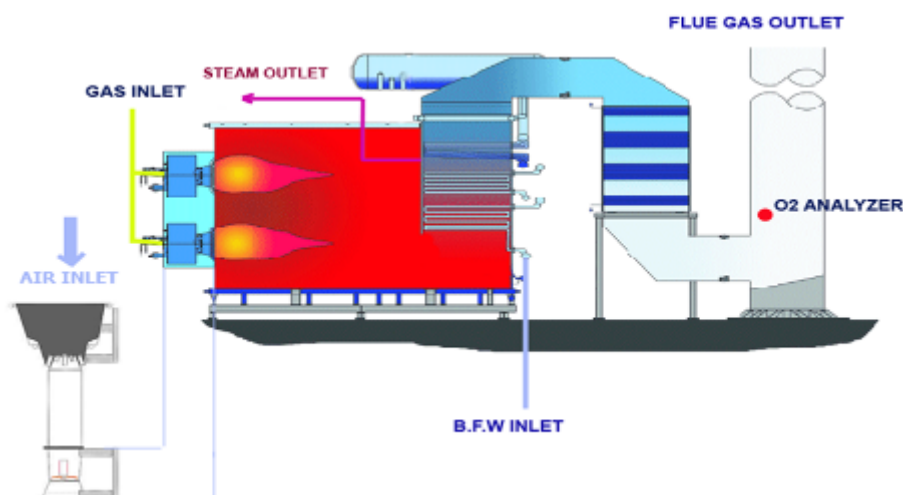
روش غیر مستقیم: که راندمان اختلاف بین انرژی ورودی (محتوای سوخت) با انرژیهای هدر رفته می باشد.



شکل ۳ - نمودار تهیه شده جهت روش غیر مستقیم محاسبه راندمان کوره و نمونه های مشابه آن

طبق اصل بقای انرژی: انرژی از بین نمی رود بلکه از صورتی به صورت دیگر تبدیل میگردد. در احتراق انرژی شیمیایی سوخت به انرژی حرارتی تبدیل میگردد. اما چیزی از بین نمی رود. بعنوان مثال اگر مجموعه انرژی در سیال، انرژی همراه گازهای خروجی دودکش، انرژی تشعشعی و انواع دیگر انرژی که در بویلر تولید و از آن خارج میشود را در نظر بگیریم دقیقاً برابر با انرژی موجود در سوخت زغال سنگ، نفت یا گاز سوخته شده می باشد که میتوان به صورت فرمول ساده زیر نوشت:

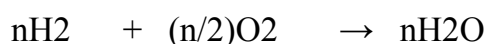
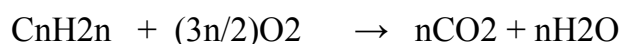
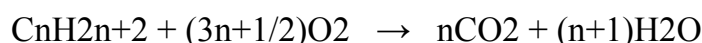
شکل ۳ - نمودار مسیر جریان گازها و سیالات در دیگهای بخار



انرژی حرارتی تلف شده + انرژی موجود در بخار تولیدی = انرژی موجود در زغال سنگ، نفت یا گاز بازده بویلر درصدی از انرژی گاز نفت یا زغال سنگ است که به انرژی بخار تبدیل شده است. روش اتلاف حرارتی دقیقترین و صحیح ترین روش برای تعیین بازده بویلر می باشد.

حرارت اتلافی - ۱۰۰٪ = بازده بویلر

اگر گاز طبیعی را به عنوان سوخت پایه در نظر بگیریم معادلات احتراق به صورت زیر خواهد شد.



حال میتوانیم هوای استوکیومتری مورد نیاز احتراق و انرژی موجود در سوخت را محاسبه کنیم. اما اگر موازنه حرارت را در اطراف کوره در نظر بگیریم خواهیم داشت:

گرمای وارده به بویلر از سه منبع زیر میباشد:

(a) حرارت خالص احتراق (QCOMB)

(b) حرارت محسوس هوای احتراق (QAIR)

(c) حرارت محسوس سوخت به اضافه حرارت همراه بخار آب پودر کننده برای سوخته های سنگین (QFUEL)

گرمای خروجی از بویلر از چهار مسیر زیر می باشد

(a) حرارت انتقال یافته به لوله ها قسمت تشعشعی (QRADIANT)

(b) حرارت انتقال یافته به لوله ها قسمت همرفتی (QCONV)

(c) حرارت انتقال یافته به جداره و دیواره های بویلر (QCASING)

(d) حرارت محسوس همراه گاز خروجی از دودکش (QLOSS)

با استفاده از تعاریف بالا جهت موازنه انرژی داریم :

$$Q_{COMB} = Q_{RADIANT} + Q_{CONV} + Q_{CASING} + Q_{LOSS} - Q_{AIR} - Q_{FUEL}$$

$$\text{Or } Q_{IN} = Q_{COMB} + Q_{AIR} + Q_{FUEL}$$

اگر فرض شود که هوا و سوخت در دمای محیط هستند داریم :

$$Q_{IN} = Q_{COMB}$$

$$\text{And } Q_{ABS} = Q_{RADIANT} + Q_{CONV}$$

$$Q_{LOSS} = Q_{CASING} + Q_{FLUEGAS} + \dots$$

SO:

$$\eta = Q_{ABS} / Q_{IN} = (Q_{IN} - Q_{LOSS}) / Q_{IN}$$

Where η = Efficiency

برای محاسبه حرارت آزاد شده از احتراق و دبی محصولات احتراق ، مسیر ترمودینامیکی شکل زیر را می توان دنبال کرد. فرایند احتراق واقعی از واکنش دهنده ها در دمای T_1 به سمت محصولات احتراق در دمای T_2 پیش می رود. اگر چه میتوان فرض نمود که واکنش دهنده ها در دمای T_1 حرارت دیده یا سرد میشوند تا به دمای استاندارد 298 درجه کلوین برسند سپس احتراق در دمای ثابت استاندارد کامل شده و محصولات احتراق حرارت دیده تا دمای T_2 میرسند. جداول گرمای احتراق در دمای استاندارد در کتب مرجع موجود است.

حرارت کلی احتراق از فرمولهای زیر بدست می آید.

$$\Delta H_{COMB} = \Delta H_R + \Delta H_{oCOMB} + \Delta H_P$$

ΔH_{COMB} = حرارت احتراق بر حسب ژول بر کیلو مول

نخستین همایش مشعل و کوره های صنعتی - ۲۳ تیرماه ۱۳۹۰ - تهران

ΔHR = حرارتی که واکنش دهنده ها را از دمای اولیه T_1 به دمای استاندارد میرساند بر حسب ژول بر کیلو مول

$\Delta H_o COMB$ = گرمای احتراق در شرایط استاندارد بر حسب ژول بر کیلو مول

ΔHP = گرمای لازم جهت رساندن محصولات از دمای استاندارد به دمای نهایی T_2

$$\Delta HR = \int_{298}^{T_1} CP_{react} dT$$

$$\Delta HP = \int_{298}^{T_2} CP_{prod} dT$$

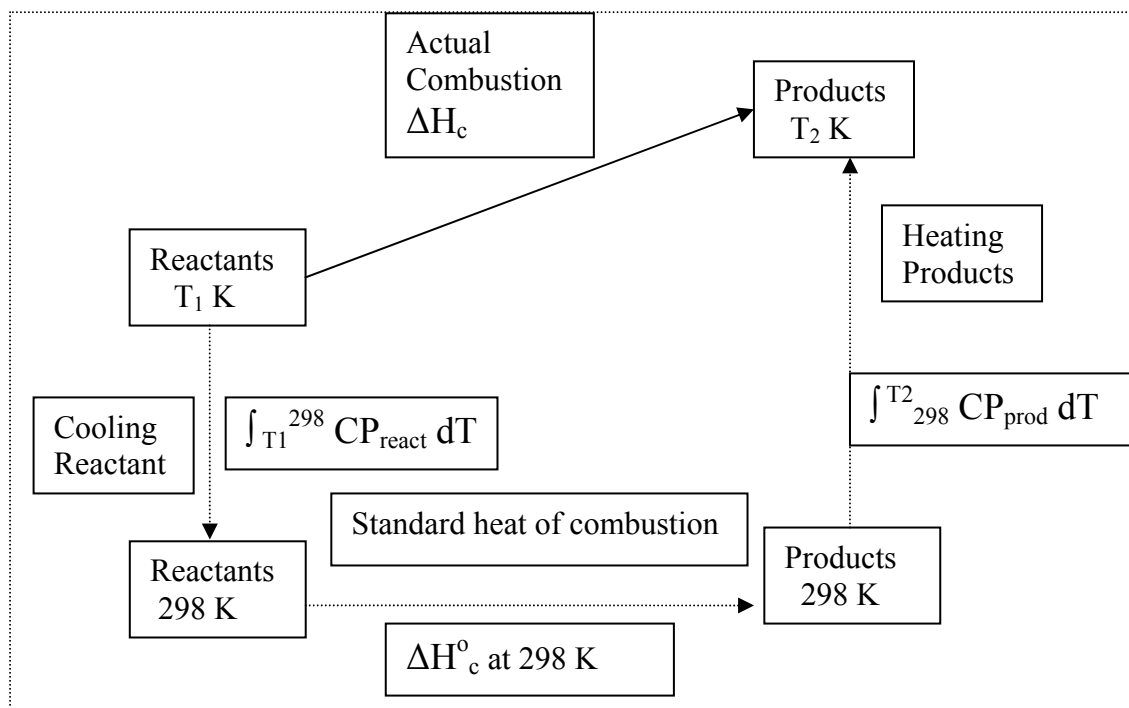
CP_{react} = ظرفیت ویژه حرارتی واکنش دهنده ها بر حسب $(j.kmol^{-1}.K^{-1})$

CP_{prod} = ظرفیت ویژه حرارتی محصولات بر حسب $(j.kmol^{-1}.K^{-1})$

$$\Delta HP = -\Delta HR - \Delta H_o COMB$$

برای احتراق آدیاباتیک (بی دررو) $\Delta H COMB = 0$ است و داریم

شکل ۴ - نمودار روش مستقیم محاسبه راندمان کوره با استفاده از موازنه انرژی



سطوح هوای اضافی

شرایط عملیاتی یک بویلر با ظرفیت بخار داده شده برای مقدار بار تولید بخار معین یک بویلر که با مقدار هوای اضافی بهینه کار کند در بالاترین سطح بازدهی خواهد بود. هوای اضافی بهینه یا اکسیژن اضافی معادل آن، درصدی است که در بهترین تطابق بین سوخت سوخته نشده و حرارت اتلافی گاز دودکش (flue gas) داده می شود. بویلرها معمولاً با سطح هوای اضافی بالاتر از مقدار بهینه کار می کنند تا کمتر بعضی از دلایل این موضوع عبارتند از :

بویلر بوسیله سیستم تثبیت شده که نسبت سوخت به هوارا از یک سری لینک های مکانیکی دریافت می کند، کنترل می شوند. چگونگی این عمل نیاز به چک کردن برپایه یک برنامه منظم و تنظیم شده جهت پوشش خطاهای زمانی دارد. این لینک ها (حلقه های ارتباطی) معمولاً طوری کالیبره می شوند که مقدار هوای اضافی بدلیل تغییرات موجود در فشار سوخت (دبی سوخت)، مقدار ارزش حرارتی و غیره به طور محافظه کارانه ای بالاتر از شرایط عملیاتی در نظر گرفته شده است. آنالایزهای اکسیژن در بویلر غیر فعال هستند یا وجود ندارند.

Solutions



NOx Reduction

Energy Conservation

Control Excess Air	Control Excess Air
Reduced Bridgewall Temperature	Reduced Bridgewall Temperature
Proper Draft Control	Proper Draft Control
Elimination of Tramp air	Elimination of Tramp Air
Operator Training	Operator Training
Equipment Selection	Equipment Selection

مدیریت عملیات واحد دوست دارد نسبت سوخت به هوا جهت اطمینان (راحتی) بالاتر از شرایط پتانسل سوخت باشد. یک قانون کلی این است که ۱٪ کاهش در اکسیژن اضافی کاربرد سوخت را حدود یک درصد کاهش می دهد. این مسئله به این دلیل اتفاق می افتد که هوا یا اکسیژن کمتر به معنای تولید گاز دودکش کمتر می باشد. سرعت گاز کمتر است و مدت زمان احتراق افزایش می یابد و انتقال حرارت بهتر صورت می گیرد. برخی دیگر از متغیرها و عوامل عبارتند از:

۵٪ رطوبت زغال سنگ مساوی است با حدود ۱٪ بازده بویلر

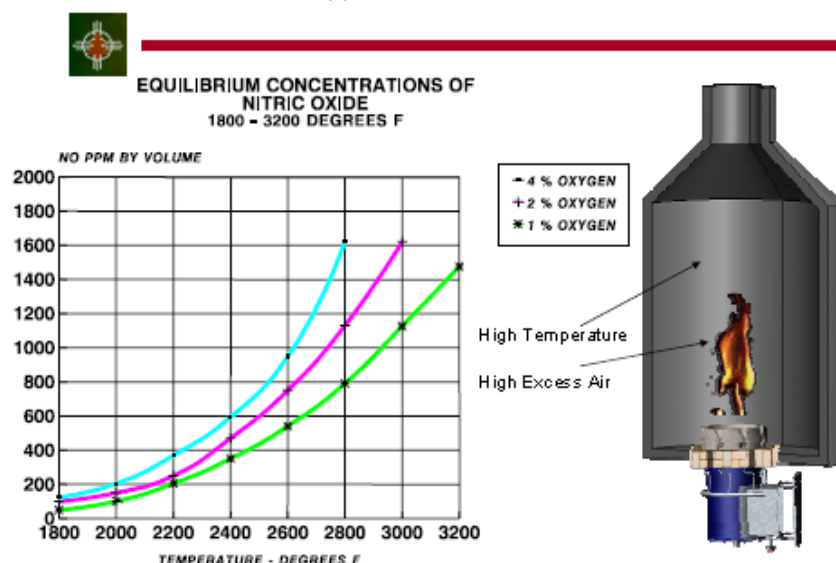
۱٪ خاکستر بیش از حجم ۱۰٪، مساوی است با حدود ۳٪ بازده بویلر

۱٪ هیدروژن مساوی است با حدود ۱٪ بازده بویلر

افزایش دمای خروجی بویلر ۴۰ درجه مساوی است با حدود ۱٪ کاهش بازده بویلر

یک روش خوب برای ارزیابی بهبود عملکرد بویلر با اجرای اقدامات کاهش هوای اضافی شامل، رسم نمودار بازده بویلر در شرایط قبل از انجام اصلاحات و بعد از انجام اقدامات اصلاحی میباشد. بازده می تواند از روش آزمایش انجمن مهندسی مکانیک آمریکا (ASME) با تکمیل فرمهای آزمایش فوق که بر اساس کدهای قدرت PTC4.1 برای واحدهای تولید بخار تهیه شده است برآورد گردد.

NO_x Formation Factors



جهت رسم نمودار بازده بویلر داده ها بر پایه واحد بار در یک بار معین اندازه گیری می شود. هیچ کوششی جهت افزایش سطح هوای اضافی از مقدار مشخص شده توسط سیستم کنترل نباید انجام پذیرد. میزان هوای اضافی در مقدار کمی بالاتر از آستانه دود شعله یا شرایط قابل احتراق منواکسیدهای کربن به حد کافی تنظیم شده است (همچنانکه از شعله میتوان مشاهده نمود) در این شرایط بازده بهبود یافته اندازه گیری میشود. برای سوخته های جامد سطح هوای اضافی کمی بالاتر جهت اطمینان از سوختن کربنهائی که به شکل خاکستر باقی میمانند در نظر گرفته میشود

روش جمع آوری داده های با ارزش برای راندمان از بررسی کالیبره بودن ترانسسمیتر و آنالیزر شروع میشود و آنالیز جریان سوخت درخواست میگردد. سپس بویلر در یک بار معین تثبیت میگردد. داده ها در یک بازه زمانی در حالی که شرایط کارکرد بویلر ثابت نگهداشته میشود ثبت میگردد. میزان متوسط دما و فشار در نظر گرفته می شود در حالی که مقادیر عددی مانند دبی بخار و سوخت جمع میگردد. برای دستیابی به اهداف قابل قبول از آزمایش انجمن مهندسی مکانیک آمریکا (ASME) بمدت زمان تثبیت شرایط عملکرد برای سوخته های گاز و نفت را یک ساعت و برای پودر زغال سنگ چهار ساعت پیشنهاد مینماید.

جدول زیر راندمانهای نمونه برای بویلرها در درصد هوای اضافی مختلف برای چارنمونه سوخت را نشان میدهد. این داده ها برای بویلرهای مجهز به اکونومایزر و پیش گرمکن هوا میباشد.

Excess Air %	Natural Gas	#2 Oil	#6 Oil	Bituminous Coal
2.0	83.08%	—	—	—
2.5	82.37%	85.35%	88.91%	
3.0	81.68%	84.63%	86.11%	87.58%
3.5	80.71%	83.61%	85.22%	86.74%
4.0	79.72%	82.57%	84.22%	85.79%
4.5	78.60%	81.40%	83.08%	84.72%
5.0	77.31%	80.05%	81.78%	83.48%
5.5	75.32%	78.51%	80.27%	82.07%
6.0	74.03%	76.68%	78.51%	80.40%
6.5	72.01%	74.52%	78.43%	78.42%

Table A-1. Typical Boiler Efficiencies (%) For Common Fuels as a Function of Excess Air.

زمانی که مقادیر اندمان قبل و بعد از تغییر درصد هوای اضافی در دست باشد میزان صرفه جوئی سوخت مستقیماً محاسبه می‌گردد. نسبت بازده قبل و بعد از تغییرات نشان دهنده درصد سوخت مورد نیاز جهت تولید مقدار مشابه بخار در بازده جدید می‌باشد و مقدار صرفه جوئی سوخت برابر کسر این نسبت از یک می‌باشد بعنوان مثال اگر بازده قبل و بعد به ترتیب ۸۲ و ۸۵ درصد باشد خواهیم داشت

$$\begin{aligned} \text{Fuel Fraction} &= \frac{\text{Efficiency (baseline)}}{\text{Efficiency (improved)}} & \text{Fuel Savings} &= 1 - \frac{\text{Efficiency}}{\text{Efficiency}} \\ &= \frac{82\%}{85\%} & &= 1 - \frac{82\%}{85\%} \\ &= 0.9647 \text{ or } 96.47\% & &= 0.0353 \text{ or } 3.53\% \end{aligned}$$

این فرمول زمانی که با مقادیر داده های جدول بالا مرتبط گردد یک روش جهت حدس میزان صرفه جوئی در سوخت با تغییر درصد اکسیژن اضافی بدست می آید. این صرفه جویی با استراژی شبکه کنترل هوا که کالیبره و تیون شده می‌باشد قابل دست یابی است. همچنانکه قبلاً نیز گفته شد از آنجائی که ترکیبی از ارتباط مکانیکی بین اجزا وجود دارد باید سیستم به صورت دوره ای جهت تنظیم حالت و ثبت صحیح بازرسی و چک گردد.

احتراق:

یک سیستم احتراق سوخت کارا نیازمند توجه به کلیه وسایل احتراق دارد. از آنجائیکه اکثر مشکلات سیستم‌های احتراق مشترک هستند بجای پرداختن به جزئیات وسایل مشترک را مرور مینمائیم

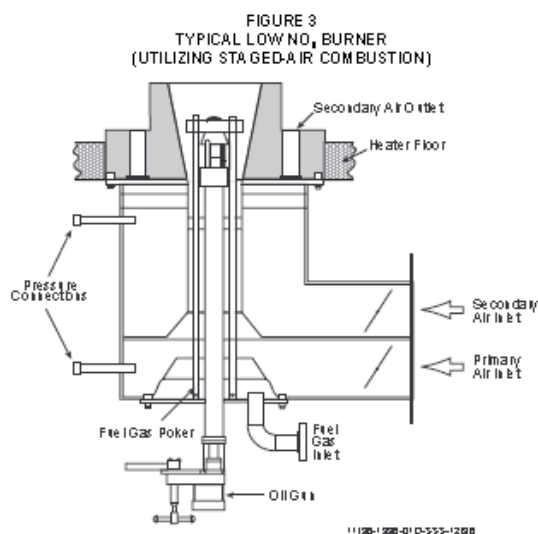
نفوذ هوا

هوای اضافی را درصد هوای بیشتر از مقدار مورد نیاز جهت واکنش کامل سوختن در موازنه شیمیائی که به مشعل وارد میشود تعریف می نمایند. نفوذ هوا در ارتباط مستقیم با راندمان فرایند سوختن می‌باشد. هوا میتواند از راههای مختلفی به دیگ نفوذ نماید از جمله:

قسمت تولید بخار ، از میان مشعلها یا همراه سوخت. کلیه آزمایشات جهت اطمینان از نفوذ ناپذیری هوای اضافی در زمان تعمیرات برنامه ریزی شده باید انجام پذیرد.

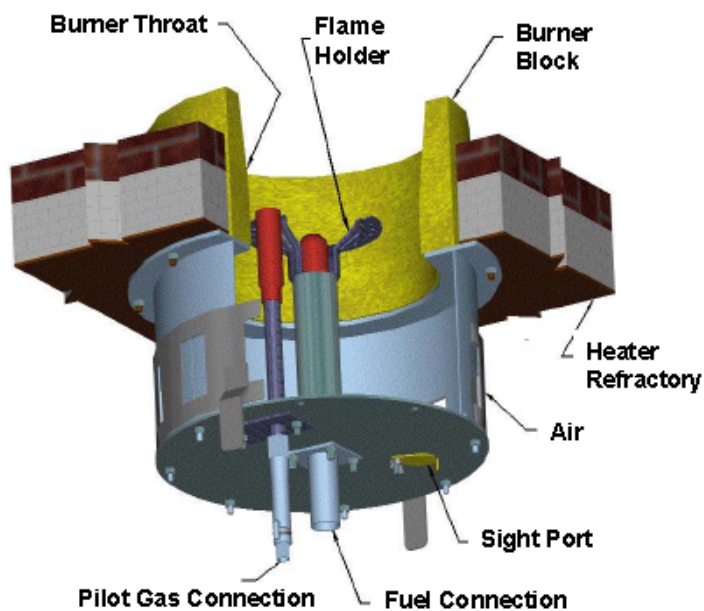
دمای هوای احتراق

فاکتور دیگری که روی انواع تجهیزات احتراق تاثیر گذار است دمای هوای احتراق می باشد. این دما می تواند تاثیر بسیار زیادی روی بازده کوره داشته باشد. تغییر در دمای هوای احتراق به طور مستقیم در میزان هوای بکار رفته در مشعل موثر است و ممکن است میزان هوای اضافی را افزایش یا کاهش دهد. افزایش هوای اضافی ارتباط مستقیم با هدر رفتن انرژی از دودکش ، افزایش دمای دودکش و کاهش راندمان کوره دارد. کاهش درصد هوای اضافی ممکن است باعث سوختن ناقص ، ایجاد دود و هدر رفتن سوخت گردد. جهت حداقل نمودن این هدر روی مشعلها برای عملکرد مناسب در ۱۵٪ هوای اضافی تنظیم شده اند. این درصد با طراحی دیگ و نوع سوخت متغیر خواهد بود. متأسفانه ثابت نگهداشتن درصد هوای اضافی مشکل است. و تغییرات فصلی دما می تواند درصد فوق را تغییر دهد. همچنین تغییرات در تنظیم دیگها ، مشعلهایی که از سرویس خارج هستند و نفوذ هوای سرگردان درصد هوای اضافی را تغییر می دهد.



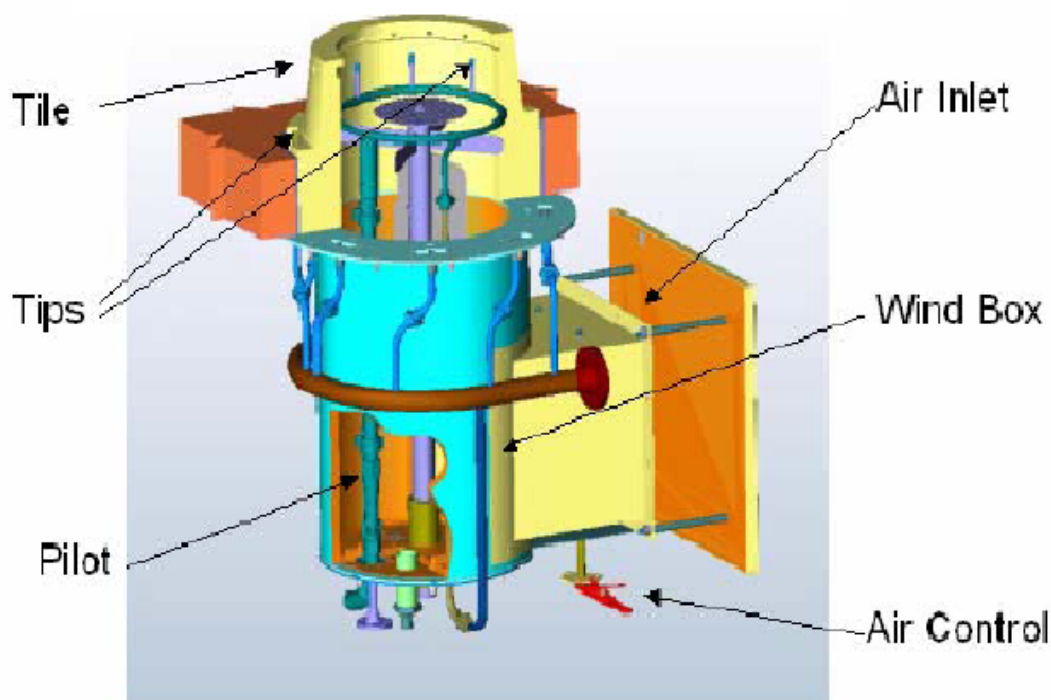
افزایش ۳۰ درجه فارنهایت در دمای هوای احتراق ۵٪ هوای اضافی را تغییر میدهد و ۴۰ درجه فارنهایت معادل ۱۰٪ تغییر در هوای اضافی میباشد. مشکلات بالقوه مرتبط با احتراق با روشهای پایش نرمال مشعلها قابل شناسایی است. تغییر در شکل ، رنگ و صدای شعله از مشخصه های اولیه می باشد. افزایش یا کاهش دمای محیط مطمئناً روی دمای هوای احتراق موثر است. جهت اطمینان از شرایط واقعی احتراق نیاز به یک آنالایزر احتراق میباشد اگر چه استفاده از اکسیژن آنالایزر اندازه گیریهای کافی را بدست می دهد. سیستم های جدید اکسیژن تریم که در بویلرهای قدیمی وجود ندارند می تواند در کارکرد بویلر در بالاترین بازده کمک نماید.

Conventional Burner



- Fuel Is Injected Directly Into Air
- Goal Is Quick Mixing Of Air And Fuel
- Result Is Short Flame And "High" NO_x

Ultra-Low NOx Burners



- Staged Combustion "Cools" Flame

- Combustion Product Recirculation "Cools" Flame

- Combustion Product Recirculation Reduces Partial Pressure Of Oxygen

منابع اتلاف انرژی

گاز خروجی از دودکش

بزرگترین منبع هدر رفت انرژی در بویلر های متداول که از سوخت زغال سنگ استفاده میکنند انرژی همراه گازهای خروجی از دودکش میباشد. این اتلاف می تواند تا ۳۰٪ سوخت مصرفی در شرایط بسیار نامطلوب برسد. گرمای اتلافی از این طریق به سه راه زیر اندازه گیری می شود:

گرمای هدر رفته همراه گاز خشک

گرمای هدر رفته در اثر رطوبت موجود در سوخت

اتلافات حاصل از سوختن هیدروژن در سوخت و تولید بخار آب

میزان ای اتلاف انرژی به دما و حجم گازهای خروجی بویلر بستگی دارد. بنابر این کاهش هریک از این متغیرها میزان گرمای اتلافی را کاهش خواهد داد. محدوده عملی دمای گاز خروجی از دودکش ۳۰۰ درجه فارنهایت می باشد. که بسته به نوع سوخت متغیر است. دمای پایین تر از این حد میتواند بخارات اسید سولفوریک همراه گاز را روی سطح سرد دیواره مایع نماید و باعث خوردگی شدید گردد. بعضی از اتلافات دودکش اجتناب ناپذیر است، اما جهت جلوگیری از هدر رفتن کامل گرما باید دمای گازهای خروجی را تا دمای محیط اطراف پایین آورد، که عملاً ناممکن است سه استرادی پایه ای جهت کاهش اتلاف انرژی از دودکش به قرار زیر است:

حداقل سازی درصد هوای اضافی

تمیز نگهداشتن سطوح انتقال حرارت

افزایش تجهیزات بازیافت حرارت از گازهای خروجی در حالی که کلیه راههای نفوذ هوا به بویلر کاملاً گرفته شده است.

با کاهش هوای اضافی حجم گازهای خروجی از دودکش کم می شود و بنابراین دمای این گازها نیز بدلیل کاهش سرعت حرکت آنها و زمان ماند بیشتر جهت انتقال حرارت کاهش می یابد. از نظر اقتصادی جذاب است. بر اساس یک قانون سر انگشتی راندمان کوره به ازاء کاهش ۱۵٪ هوای اضافی یک درصد افزایش می یابد. همچنین این افزایش معادل ۱/۳ درصد کاهش اکسیژن و ۴۰ درجه فارنهایت کاهش دمای گاز خروجی از دودکش می باشد.

تمیز نگه داشتن سطوح انتقال حرارت در داخل لوله ها قویاً به تصفیه آب بستگی دارد. نشست خاکستر روی دیواره لوله های آب پیش گرمکن (slagging) و داخل تیوبهای بویلر (fouling) و رسوب ناخالصیهای روی دیواره طرف آب لوله ها مانند یک عایق حرارتی عمل نموده و جذب حرارت از گازهای خروجی توسط آب بویلر را کاهش می دهد. قابل پیش بینی است که دمای گازهای خروجی بالاتر از مقداری که باید باشد راندمان آن کمتر است.

Fouling و slogging با استفاده مناسب از دودپاک کن (soot blower) روی هوای احتراق و اضافی قابل کنترل می باشد. نشست رسوبات با تصفیه کامل آب ورودی و استفاده مناسب از تخلیه (blow down) قابل کنترل است.

گرمای تشعشی

قسمتی از گرمای احتراق از طریق دیواره های کوره بدون اینکه جذب آب بویلر گردد فرار می کند. مقداری از این هدرروی اجتناب ناپذیر است. با تکنیکهای عایق بندی مناسب و تعمیرات لایه های عایق اتلاف حرارت از این طریق را می توان کنترل نمود. برای اطلاعات بیشتر که در تعمیر عایقها باید نگران چه بود گرمای هدر رفته از یک بویلر عایق بندی شده مناسبی با بار کامل کار می کند در جدول زیر نشان داده شده است. این مقادیر را به عنوان راهنما می توان استفاده نمود. توجه داشته باشید که بویلرهای بزرگتر مقدار کمتری از گرمای خود را از طریق تشعشع از دست می دهند.

Boiler Size	Radiation Heat Loss
200,000 lbs. steam/hr	.5%
100,000 lbs. steam/hr	.7%
50,000 lbs. steam/hr	.9%
20,000 lbs. steam/hr	1.0%

تخلیه (blow down):

هدر رفت گرما به طرق دیگر نیز وجود دارد ولی معمولاً کم است. بجز تخلیه (blow down) مقداری تخلیه جهت جلوگیری از تجمع جامدات معلق در آب بویلر مورد نیاز است اما چون این جامدات گرما جذب نموده اند تخلیه اضافی باعث اتلاف گرما می شود زیرا انرژی جذب شده دور ریخته می شود. بعنوان یک مبنای ساده یک سیستم باز یافت گرما در تخلیه مداوم برای بویلرهایی که حداقل ۵۰۰ lbs/hr تخلیه می نمایند می تواند این مقدار اتلاف را کاهش دهد.

کنترلها

از سال ۱۹۵۰ به بعد گامهای بلندی در خصوص تکنولوژی کنترل دیگهای بخار انجام پذیرفته است و پیشرفت قابل توجهی در خصوص بهره برداری بویلرها و راندمان آن بدست آمده است.

مالکان و مدیران به صورت گسترده ای سیستم های کنترل قدیمی پنوماتیک و برقی آنالوگ را با سیستم های دیجیتال، کامپیوتری و سیستم های کنترل گسترده DCS تعویض نموده اند همچنین در فرایندها آموخته شده است که می توانند طول زمان کارکرد بویلرها را افزایش داد. پیشرفت های اخیر به دلیل تغییر استراتژی های کنترلی بر پایه تغییرات نرم افزاری از تغییرات تاقیت فرسای سخت افزاری بهره برداران در زمان قدیم می باشد. دیگر مزیت های سیستم کنترل نرم افزاری قابل اعتماد بودن آنها می باشد.

انواع کامپیوترها مورد استفاده ذاتاً خود-شناخت می باشند و گستردگی مدلهای کنترل که با کامپیوتر کار می کنند اجازه می دهد هر مدلی خود را در یک فرکانس مشخص چک کند. خطاها به راحتی ایزوله می گردند و عکس العملهای درست به طور خودکار انجام می گردد. در حقیقت سیستم کنترل در عمل خود را بازبینی می نماید. از زمان معرفی سیستمهای کنترل پایه کامپیوتری در سال ۱۹۷۰ با واکنشگرهای بزرگتر جایگزین سیستم های قدیمی به صورت پیوسته گشته اند. یک دلیل برای این همگرایی کمیاب شدن قطعات سیستم های قدیمی و نیروی انسانی آشنا به سرویس سیستم های کنترل قدیمی با پایه پنوماتیک یا آنالوگ می باشد. همچنین دلایل دیگری نیز وجود دارد.

کنترل دمای بخار آب بویلر

کنترل دمای خروجی بخار آب بویلر روی عملکرد بویلر و استفاده کننده بخار تأثیر دارد. کنترل ضعیف دمای بخار آب می تواند تخریب تجهیزات را در اثر استرسهای حاصل در نوسان دما در بر داشته باشد. راندمان گرمایی توربین بخار به ثابت ماندن دمای بخار آب در نقطه طراحی آن بستگی دارد.

بازیافت گرما

تجهیزات بازیافت حرارتی انواع مختلفی از مبدلهای حرارتی را شامل می شوند که در جایی که می توانند گرما را از گازهای احتراق بعد از عبور از سوپر هیترها و تولید کننده بخار در بویلر جذب نمایند قرار می گیرند.

گرمکن اولیه (economizer)

پیش گرمکن به بهبود راندمان بویلر بوسیله جذب گرما از گازهای خروجی که از سوپر هیترهای نهایی بویلر خارج می شوند کمک می کند. گرما به آب ورودی انتقال می یابد که در دمای خیلی پایین تر از دمای بخار اشباع وارد می گردد. اکونومایزر یک سری قطعات لوله ای افقی است و می تواند لوله های ساده یا از نوع سطح گسترده مانند فین تیوب ها باشد. تیوبهای ساده معمولاً شامل اندازه های متغیر می باشند که می توانند به صورت مارپیچی یا دارای حلقه های چندتایی باشند. لوله هایی که سطوح انتقال حرارت را تشکیل می دهند معمولاً از کربن استیل ساخته شده اند زیرا استیل حتی در حضور غلظت پایین اکسیژن خورده می شود. آب باید عملاً صد در صد از هوا عاری باشد. در نیروگاههای مرکزی و دیگر واحدهای بزرگ استفاده از هوا زدا جهت گرفتن اکسیژن مرسوم است. بویلرهای کوچک با فشار پایین ممکن است پیش گرمکن هایی از جنس چدن که مستعد خوردگی نیستند استفاده شود. استفاده از این جنس تا فشار ۲۵۰ psig مجاز می باشد.

گرمکن هوا

گرمکن های هوا گازهای خروجی را قبل از اینکه به اتمسفر وارد شوند سرد می کنند، راندمان سوخت را افزایش می دهند و دمای ورودی هوای احتراق را افزایش می دهند. در بویلرهای صنعتی کم فشار گازی یا نفتی گرمکن شبیه سردکننده گاز عمل می کند که نیاز به پیش گرم کردن نفت یا گاز برای سوختن ندارد. کوره های با سوخت زغال سنگ پودر شده نیاز به استفاده گرم کن هوا یا پیش گرم کن جهت تبخیر رطوبت در زغال سنگ قبل از جرقه زدن را دارد. این هوای گرم همچنین جهت حمل سوخت پودر به کوره استفاده می گردد. بویلرهای با سوخت زغال stoker نیاز به هوای پیش گرم ندارند تا زمانی که درصد رطوبت زغال سنگ از ۲۵٪ بیشتر شود. خوردگی بزرگترین مشکل همراه با بهره برداری از گرم کن هوا به صورت کارا می باشد. سولفور موجود در سوخت، رطوبت همراه گازها و نوع سوخت همگی یک نقش در خوردگی دارند. در حالیکه طراحی خوب اغلب می تواند خوردگی را کاهش یا از آن جلوگیری نماید. تکنیکهای تغییراتی مشخص اغلب جهت بهره برداری با راندمان بالا از گرم کن هوا استفاده می شود که شامل دود زدایی و شستشوی با آب می باشد.

سیستمهای تولید بخار

تولید بخار از جمله اصلی ترین و ابتدایی ترین وظایف اکثر سیستم های بویلر می باشد. از آنجائی که ۴۰-۶۰ درصد از کل انرژی برای تولید بخار در بویلرهای با سوخت مستقیم با بازیافت حرارت اتلافی مصرف می شود. با کارکرد مؤثر و تعمیرات روتین و مناسب بویلرها می توان پتانسیل عظیمی از ذخیره انرژی را بدست آورد. به عنوان مثال در صورت نبودن برنامه روتین و منظم تعمیرات معمولاً دیده می شود که حدود ۲۰-۱۵ درصد تله بخارها (steam trap) درست عمل نمی کنند. از دیگر طرق اتلاف انرژی نشت بخار می باشد که فرایند تولید بخار را حدود ۵-۳ درصد کاهش می دهد. عایق بندی نامناسب می تواند سبب ۱۰-۵ درصد اتلاف بخار در زمانهای بارشهای طوفانی (rainstorm) شود چون عایق مرطوب شده در نتیجه عملکرد آن کاهش می یابد. رسوب در توربین ها و مبدل های حرارتی می تواند باعث شود بیشتر از ۲۵ درصد اتلاف راندمان رخ دهد. در بحث پیرامون سیستم های بخار، بسیاری از موضوعات مربوط به دستورالعمل بهره برداری و تعمیرات با یکدیگر هم پو شانی دارند. برای مثال، در تصفیه آب: اضافه نمودن آمین ها برای بالا نگه داشتن PH آب کندانس (آب مقطر) و جلوگیری از حمله اسید را مورد بحث قرار می دهد. این موضوع در ارتباط با خوردگی در تله های بخار (steam trap) است که یکی از مشکلات خاص خوردگی سطح در سیستم های بخار می باشد. گذشته از کاربرد بخار در بسیاری فرایندهای صنعتی، در تولید الکتریسیته و همچنین برای به حرکت درآوردن پمپها و کمپرسورها و برای جلوگیری از یخ زدگی تجهیزات در زمستان از آن استفاده می گردد. بهره برداری از سیستم بخار بدلیل تولید و گسترده کاری کاربرد در فشار های مختلف پیچیده می باشد.

پنج قانون کلی برای تولید بخار با بالاترین بازده وجود دارد که باید از آنها تبعیت شود. این قوانین عبارتند از:

تولید همیشگی بخار در بالاترین دما و فشار ممکن. این یک قانون ترمودینامیکی و اقتصادی اساسی و پایه ای است.

استفاده همیشگی بخار برای فرایند در پایینترین سطح ممکن فشار و دما.

در بویلرهای fired بخار تنها برای موارد کاربردی و قابل قبول تولید می شود مانند بخار فرایندی و ریبویلرها.

همیشه بخار را از فشار بالا به فشار پایین از طریق تجهیزات با بالاترین راندمان منبسط نمایید

همیشه حداکثر بخار مورد نیاز را از سیستمهای بازیافت حرارت اتلافی فرایند تولید نمایید. طراحی سیستم بخار صحیح راندمان کاری را بسار افزایش خواهد داد. طراحی ضعیف تله های بخار یکی از دلایل اصلی عدم کارکرد مناسب یا خراب شدن کلی سیستم می باشد. سیستمهای steam tracing (برای مثال سیستمی که برای نشان دادن دمای بخار در لوله های فرایند طراحی شده است) بارها به طور اتفاقی در یک دوره کوتاه ممکن است در حل مشکلات مؤثر باشند مانند تله بخارهایی که بدرستی عمل نمی کنند. نشتی، یخ زدگی، کار نکردن سیستم بخار و خراب شدن تجهیزات، همه می تواند نتیجه یک طراحی نامناسب و غلط باشد. با یک

طراحی مناسب سیستم عایق بندی و تعمیرات به موقع می توان از اتلاف حرارت جلوگیری کرد. به دلیل گوناگونی موضوعات اتلاف انرژی (بخار) بهتر است آنها را در گروههای مشترک دسته بندی نماییم.

بویلر آبادان ۴ بویلر با ظرفیت طراحی شده ۱۷۵۰۰۰ lb/hr در این پالایشگاه وجود دارد که معمولاً ۳ تا از آنها در سرویس هستند و ۳۵۰۰۰۰ lb/hr بخار با فشار ۴۰ psig تولید می کنند و ۱۱/۹ MMft³/day گاز طبیعی مصرف می کنند. اگر مقدار blow down را ۴٪ فرض کنیم، راندمان بویلر بدین ترتیب محاسبه خواهد شد:

$$\text{Gas MWave} = 20.2$$

$$\text{Gas LHV} = 155 + 1425 * 20.2 / 28.96 = 1150 \text{ btu/ ft}^3$$

$$Q_{\text{steam}} = 350000 * (1363 - 196) = 408.5 \text{ MM btu/hr}$$

$$Q_{\text{bd}} = 350000 * .04 * (490 - 196) = 4.1 \text{ MM btu/hr}$$

$$Q_{\text{gas}} = 11.9 * 150 / 24 = 570.2 \text{ MM btu/hr}$$

$$\text{Efficiency} = (Q_{\text{steam}} + Q_{\text{bd}}) / Q_{\text{gas}} = 72.4\%$$

باتوجه بهاینکه بازده طراحی ۸۵٪ می باشد بنابراین اگر ما از یک سیستم کنترلی کامپیوتری با صرف ۶ میلیون دلار سرمایه که بتواند بازده بویلر را تا ۸۵٪ بهبود ببخشد استفاده کنیم برگشت سرمایه بدین صورت خواهد بود:

قیمت گاز با توجه به قیمت محاسبه شده توسط N.I.O.C \$/ton ۱۳۶/۵ می باشد.

$$\text{Gas flow} = 11.9 * (20.2 / 379.5) * (1 / 2200) = 285 \text{ ton/D}$$

$$\text{Gas consumption cast} = 285 * 136.5 = 38900 \text{ \$/day for } 72.4\% \text{ efficiency}$$

اگر بازده ۸۵٪ را داشته باشیم مصرف گاز خواهد بود:

$$72.4 * 285 / 85 = 243 \text{ ton/D so:}$$

$$\text{Gas consumption cast} = 243 * 136.5 = 33170 \text{ \$/day}$$

$$\text{The cast saving for a year} = (38900 - 33170) * 340 \text{ day} = 1948000$$

$$\text{Pay back period} = 6000000 / (4 * 1948000 / 3) = 2.3 \text{ year}$$

نتیجه گیری:

این بررسی و مطالعه نشان می دهد که ما می توانیم راندمان بویلر را با یک سیستم تصفیه مناسب آب حدود ۱۰٪ بهبود بخشیم. بدین معنی که با استفاده آب تمیز مقدار آب تخلیه (blow down) را کاهش داده که خود باعث کاهش اتلاف حرارت و اتلاف مواد شیمیایی می شود. همچنین با یک سیستم کنترل خوب روی نسبت سوخت به هوا ما می توانیم هوای اضافی را کنترل کنیم که روی دمای گاز خروجی از دودکش و احتراق مؤثر می باشد که دو متغیر مهم در بازده بویلر می باشند.

نرم افزار بوسیله اپراتور برای محاسبه بازده بویلر به صورت لحظه ای در یک سیستم کنترلی کامپیوتری مورد استفاده قرار خواهد گرفت.

References

- 1- Chemical process design and integration, R.Smith, 2005 John Wiley & Sons, Ltd
- 2- NALCO, Guide to Boiler Failure Analysis
- 3- Oil refineries in the 21st century, by Ozen Ocic, WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA
- 4- ENERGY EFFICIENCY & CONSERVATION: A REFINERS PERSPECTIVE
ANDY BRITAIN REGIONAL DISCIPLINE LEADER, EUROPE, MIDDLE EAST & AFRICA
CARBON & ENERGY MANAGEMENT CONSULTANCY
SHELL GLOBAL SOLUTIONS INTERNATIONAL B.V.
- 5- A Review of Control System Technologies in the Field of Energy Management, F. Hourfar(1), (2), K. Salahshoor(2), B.Moshiri(3), M.G. Ayat(4)
- 6- Economic assessment of Replacing the Current Running Industrial Burners with High-Efficiency Burners in Various Industries, Sepehr Sanaye, Hossein Babaie, Touski Hamzeh, Jafar Karimi

نخستین همایش مشعل و کوره های صنعتی - ۲۳ تیرماه ۱۳۹۰ - تهران

ATTACHMENTS:

ASME TEST FORM
CALCULATION SHEET FOR ABBREVIATED EFFICIENCY TEST Revised September, 1965

OWNER OF PLANT	TEST NO.	BOILER NO.	DATE
30	HEAT OUTPUT IN BOILER BLOW-DOWN WATER = LB OF WATER BLOW-DOWN PER HR x $\frac{\text{ITEM 15} + \text{ITEM 17}}{1000}$		kB/hr
24	<p><i>If impractical to weigh refuse, this item can be estimated as follows</i></p> <p>DRY REFUSE PER LB OF AS FIRED FUEL = $\frac{\% \text{ ASH IN AS FIRED COAL}}{100 - \% \text{ COMB. IN REFUSE SAMPLE}}$</p> <p>CARBON BURNED PER LB AS FIRED FUEL = $\frac{\text{ITEM 43}}{100} \times \left[\frac{\text{ITEM 22} \times \text{ITEM 23}}{14,500} \right]$</p>		NOTE: IF FLUE DUST & ASH PIT REFUSE DIFFER MATERIALLY IN COMBUSTIBLE CONTENT, THEY SHOULD BE ESTIMATED SEPARATELY. SEE SECTION 7, COMPUTATIONS.
23	<p>DRY GAS PER LB AS FIRED FUEL BURNED = $\frac{11\text{CO}_2 + 8\text{O}_2 + 7(\text{N}_2 + \text{CO})}{3(\text{CO}_2 + \text{CO})} \times (\text{LB CARBON BURNED PER LB AS FIRED FUEL} + \frac{3}{8} \text{ S})$</p> <p>= $\frac{11 \times \text{ITEM 32} + 8 \times \text{ITEM 33} + 7 \times (\text{ITEM 35} + \text{ITEM 34})}{3 \times (\text{ITEM 32} + \text{ITEM 34})} \times \left[\frac{\text{ITEM 24} + \text{ITEM 47}}{267} \right]$</p>		
36	<p>EXCESS AIR † = $100 \times \frac{\text{O}_2 - \frac{\text{CO}}{2}}{.2682\text{N}_2 - (\text{O}_2 - \frac{\text{CO}}{2})} = 100 \times \frac{\text{ITEM 33} - \frac{\text{ITEM 34}}{2}}{.2682(\text{ITEM 35}) - (\text{ITEM 33} - \frac{\text{ITEM 34}}{2})}$</p>		
HEAT LOSS EFFICIENCY			
65	HEAT LOSS DUE TO DRY GAS = $\frac{\text{LB DRY GAS PER LB AS FIRED FUEL}}{\text{AS FIRED FUEL}} \times C_p \times (t_{\text{vg}} - t_{\text{air}}) = \frac{\text{ITEM 25}}{\text{Unit}} \times 0.24 (\text{ITEM 13}) - (\text{ITEM 11})$		$\frac{65}{41} \times 100 =$
66	HEAT LOSS DUE TO MOISTURE IN FUEL = $\text{LB H}_2\text{O PER LB AS FIRED FUEL} \times [(\text{ENTHALPY OF VAPOR AT 1 PSIA \& T GAS LVG}) - (\text{ENTHALPY OF LIQUID AT T AIR})] = \frac{\text{ITEM 37}}{100} \times [(\text{ENTHALPY OF VAPOR AT 1 PSIA \& T ITEM 13}) - (\text{ENTHALPY OF LIQUID AT T ITEM 11})]$		$\frac{66}{41} \times 100 =$
67	HEAT LOSS DUE TO H ₂ O FROM COMB. OF H ₂ = $9\text{H}_2 \times [(\text{ENTHALPY OF VAPOR AT 1 PSIA \& T GAS LVG}) - (\text{ENTHALPY OF LIQUID AT T AIR})]$ = $9 \times \frac{\text{ITEM 44}}{100} \times [(\text{ENTHALPY OF VAPOR AT 1 PSIA \& T ITEM 13}) - (\text{ENTHALPY OF LIQUID AT T ITEM 11})]$		$\frac{67}{41} \times 100 =$
68	HEAT LOSS DUE TO COMBUSTIBLE IN REFUSE = $\text{ITEM 22} \times \text{ITEM 23}$		$\frac{68}{41} \times 100 =$
69	HEAT LOSS DUE TO RADIATION* = $\frac{\text{TOTAL BTU RADIATION LOSS PER HR}}{\text{LB AS FIRED FUEL}} = \text{ITEM 28}$		$\frac{69}{41} \times 100 =$
70	UNMEASURED LOSSES **		$\frac{70}{41} \times 100 =$
71	TOTAL		
72	EFFICIENCY = (100 - ITEM 71)		

† For rigorous determination of excess air see Appendix 9.2 - PTC 4.1-1964

*-If losses are not measured, use ABMA Standard Radiation Loss Chart, Fig. 8, PTC 4.1-1964

** Unmeasured losses listed in PTC 4.1 but not tabulated above may be provided for by assigning a mutually agreed upon value for Item 70.

**ASME TEST FORM
FOR ABBREVIATED EFFICIENCY TEST** PTC 4.1-a (1964)

TEST NO.	BOILER NO.	DATE
OWNER OF PLANT	LOCATION	
TEST CONDUCTED BY	OBJECTIVE OF TEST	DURATION
BOILER MAKE & TYPE	RATED CAPACITY	
STOKER TYPE & SIZE		
PULVERIZER, TYPE & SIZE	BURNER, TYPE & SIZE	
FUEL USED	MINE	COUNTY
	STATE	SIZE AS FIRED

PRESSURES & TEMPERATURES				FUEL DATA				
1	STEAM PRESSURE IN BOILER DRUM	psia		COAL AS FIRED PROX. ANALYSIS		% wt	OIL	
2	STEAM PRESSURE AT S. H. OUTLET	psia	37	MOISTURE		51	FLASH POINT F*	
3	STEAM PRESSURE AT R. H. INLET	psia	38	VOL MATTER		52	Sp. Gravity Deg. API*	
4	STEAM PRESSURE AT R. H. OUTLET	psia	39	FIXED CARBON		53	VISCOSITY AT 55U* BURNER 55F	
5	STEAM TEMPERATURE AT S. H. OUTLET	F	40	ASH		46	TOTAL HYDROGEN % wt	
6	STEAM TEMPERATURE AT R. H. INLET	F		TOTAL		41	Btu per lb	
7	STEAM TEMPERATURE AT R. H. OUTLET	F	41	Btu per lb AS FIRED				
8	WATER TEMP. ENTERING (ECON.) (BOILER)	F	42	ASH SOFT TEMP.* ASTM METHOD			GAS % VOL	
9	STEAM QUALITY% MOISTURE OR P. P. M.			COAL OR OIL AS FIRED ULTIMATE ANALYSIS		54	CO	
10	AIR TEMP. AROUND BOILER (AMBIENT)	F	43	CARBON		55	CH ₄ METHANE	
11	TEMP AIR FOR COMBUSTION (This is Reference Temperature) †	F	44	HYDROGEN		56	C ₂ H ₂ ACETYLENE	
12	TEMPERATURE OF FUEL	F	45	OXYGEN		57	C ₂ H ₄ ETHYLENE	
13	GAS TEMP. LEAVING (Boiler) (Econ.) (Air Htr.)	F	46	NITROGEN		58	C ₂ H ₆ ETHANE	
14	GAS TEMP. ENTERING AH (If conditions to be corrected to guarantee)	F	47	SULPHUR		59	H ₂ S	
			40	ASH		60	CO ₂	

UNIT QUANTITIES							
15	ENTHALPY OF SAT. LIQUID (TOTAL HEAT)	Btu/lb	37	MOISTURE	61	H ₂	HYDROGEN
16	ENTHALPY OF (SATURATED) (SUPERHEATED) STM.	Btu/lb		TOTAL		TOTAL	
17	ENTHALPY OF SAT. FEED TO (BOILER) (ECON.)	Btu/lb		COAL PULVERIZATION		TOTAL HYDROGEN % wt	
18	ENTHALPY OF REHEATED STEAM R. H. INLET	Btu/lb	48	GRINDABILITY INDEX*	62	DENSITY 68 F ATM. PRESS.	
19	ENTHALPY OF REHEATED STEAM R. H. OUTLET	Btu/lb	49	FINENESS % THRU 50 M*	63	Btu PER CU FT	
20	HEAT ABS./LB OF STEAM (ITEM 16 - ITEM 17)	Btu/lb	50	FINENESS % THRU 200 M*	41	Btu PER LB	
21	HEAT ABS./LB R. H. STEAM (ITEM 19 - ITEM 18)	Btu/lb	64	INPUT-OUTPUT EFFICIENCY OF UNIT %		ITEM 31 x 100 ITEM 29	
22	DRY REFUSE (ASH PIT + FLY ASH) PER LB AS FIRED FUEL	lb/lb		HEAT LOSS EFFICIENCY		Btu/lb A. F. FUEL	% of A. F. FUEL
23	Btu PER LB IN REFUSE (WEIGHTED AVERAGE)	Btu/lb	65	HEAT LOSS DUE TO DRY GAS			
24	CARBON BURNED PER LB AS FIRED FUEL	lb/lb	66	HEAT LOSS DUE TO MOISTURE IN FUEL			
25	DRY GAS PER LB AS FIRED FUEL BURNED	lb/lb	67	HEAT LOSS DUE TO H ₂ O FROM COMB. OF H ₂			
			68	HEAT LOSS DUE TO COMBUST. IN REFUSE			
			69	HEAT LOSS DUE TO RADIATION			
			70	UNMEASURED LOSSES			
			71	TOTAL			
26	ACTUAL WATER EVAPORATED	lb/hr	72	EFFICIENCY = (100 - Item 71)			
27	REHEAT STEAM FLOW	lb/hr					
28	RATE OF FUEL FIRING (AS FIRED wt)	lb/hr					
29	TOTAL HEAT INPUT (Item 28 x Item 41) 1000	kB/hr					
30	HEAT OUTPUT IN BLOW-DOWN WATER	kB/hr					
31	TOTAL HEAT OUTPUT (Item 26 x Item 20) + (Item 27 x Item 21) + Item 30 1000	kB/hr					

FLUE GAS ANAL. (BOILER)(ECON) (AIR HTR) OUTLET		
32	CO ₂	% VOL
33	O ₂	% VOL
34	CO	% VOL
35	N ₂ (BY DIFFERENCE)	% VOL
36	EXCESS AIR	%

* Not Required for Efficiency Testing

† For Point of Measurement See Par. 7.2.3.1-PTC 4.1-1964