



بررسی ارتباط آلاینده های گازی ناشی از احتراق بویلر با راندمان حرارتی آن به هنگام استفاده از سوخت گاز در نیروگاه رامین

امین تاجدانی^۱ - عبدالکریم مشاک^۲

نیروگاه رامین

چکیده:

نیروگاههای حرارتی بخش عمده ای از برق کشور را تولید می کند که بر خلاف نیروگاه های برق آبی و بادی از انرژی آزاد شده سوخت های فسیلی برای این منظور استفاده می شود. آلودگی ایجاد شده از احتراق این سوخت ها همواره از موارد مورد توجه در صنعت برق می باشد. در سالهای اخیر نیروگاه های حرارتی به منظور دریافت گواهی نامه ISO-14001 سعی در کنترل میزان آلاینده های گازی خروجی از بویلر در حد مجاز را داشته اند. در سال ۱۳۸۵ در نیروگاه رامین جهت دریافت گواهی نامه ISO-14001، تحقیقات وسیعی در خصوص کنترل این آلاینده های گازی صورت گرفت که برای این منظور مانورهای متعددی بر روی هوا و سوخت ورودی به بویلر و دود خروجی از بویلر انجام شد و با ثبت پارامترهای بهره برداری و پارامترهای آلاینده های زیست محیطی (NO_x , CO, CO₂) و در نظر گرفتن میزان تولید واحد، راندمان بویلر محاسبه شد. با توجه به مقایسه اطلاعات بدست آمده مشخص گردید که هر کدام از این آلاینده ها با پارامترهای بهره برداری از جمله درجه حرارت دود خروجی، میزان هوای اضافی، نسبت سوخت به هوا، میزان درجه حرارت احتراق بویلر در ارتباط هستند که در مواردی باعث ایجاد محدودیت در افزایش راندمان بویلر می شوند، چرا که در این صورت از حد مجاز بیشتر می شوند و همچنین با توجه به میزان حرارت خارج شده (تلف شده) توسط این گازها از بویلر از عوامل کاهش راندمان بویلر نیز می باشند. در نهایت کنترل میزان این آلاینده ها در مواردی عاملی برای بهره برداری با ظرفیت کمتر از بویلر و در نتیجه تولید بار کمتر واحد نیروگاهی و کاهش راندمان کل نیروگاه حرارتی می باشد. که این امر به منظور حفظ سلامت محیط زیست اجتناب ناپذیر است.

کلید واژه: محیط زیست - نیروگاه رامین - راندمان بویلر - احتراق

۱- مقدمه

تولید مقادیر عظیم انرژی الزاماً با افت هایی در منابع زیست محیطی، تخلیه خاکستر و دیگر آلاینده ها در هوا و بسیاری از عوارض پدیده های دیگر همراه است که همگی در تغییر اکوسیستم موثر می باشند. برق را می توان به روش های متعددی تولید کرد که هر یک از آنها ویژگی های فنی، اقتصادی و محیطی منحصر به فردی دارد. هر روش تولید، مجموعه تأثیرات محیطی خاص خود را دارد که قبل از هر چیز با خصوصیات ذاتی فنا وری مورد استفاده تعیین می شود. در نیروگاه های حرارتی همواره هدف اصلی بالا بردن میزان راندمان است و یکی از موارد موثر در آن راندمان بویلر می باشد. از آنجا که مشکلات زیست محیطی

۱ - مدیر بهره برداری، نیروگاه رامین

۲ - کارشناس بهره برداری، نیروگاه رامین



آلاینده های گازی منتشر شده از نیروگاه ها ارتباط مستقیم با نحوه احتراق و ایجاد انرژی حرارتی بعنوان یکی از فاکتورهای افزایش راندمان دارد، می بایست صنعت برق سلامت محیط زیست را در اولویت اهداف مطلوب خود قرار دهد.

2- انواع سوخت در نیروگاه های حرارتی

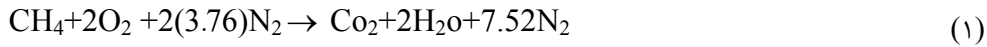
اجسامی که در موقع ترکیب با اکسیژن هوا بسوزند و تولید حرارت کنند سوخت نام دارند. سوخت های فسیلی عمدتاً می توان از عناصر شیمیایی کربن و هیدروژن بوده و از ترکیب آنها با اکسیژن حرارت تولید می شود. در نیروگاه های بخاری عمدتاً از سوخت های ذغال سنگ و نفتی (گاز و مایع) استفاده می شود. البته با توجه به محل نصب نیروگاه وسایل اقتصادی نیروگاه ما برای یک یا چند سوخت خاص طراحی می شوند که شامل سوخت های گاز طبیعی و گازوئیل و مازوت نام برد. گاز طبیعی سوخت آماده طبیعت است که متان (CH_4) به میزان بیش از ۸۰٪ درصد در ترکیب آن می باشد. بقیه مواد تشکیل دهنده آن را هیدروکربورهای اشباع سنگین تر مثل، اتان C_2H_6 ، پروپان C_3H_8 و نیتروژن تشکیل می دهند. جدول شماره (۱) ترکیب چند گاز طبیعی ایران و کشورهای خارجی را نشان می دهد. [1]

جدول ۱ - ترکیب چند گاز طبیعی در کشورهای مختلف

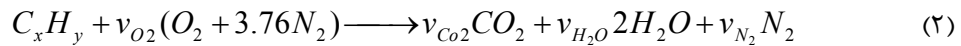
ارزش متوسط حرارتی Kcal / m ³	نیتروژن (%)	انیدرید کربنیک (%)	بوتان نرمال ایزوبنتان و بالاتر (%)	ایزو بوتان (%)	پروپان (%)	اتان (%)	متان (%)	محل استخراج
9000	1.27	0.28	0.42	0.13	0.35	1.21	96.34	سرخس (ایران)
10350	-	0.4	0.81	0.36	3.51	9.07	85.33	اهواز (ایران)
10000	-	0.47	0.55	0.25	3.25	9.34	86.14	خط لوله سراسری
7950	14.	0.80	0.06	0.31	0.35	2.7	81.9	هلند
9280	2.40	0.40	0.40	0.25	0.80	3.70	92.00	انگلستان
7680	8.40	0.80	-	-	-	6.70	84.10	آمریکای شمالی

3- فرایند احتراق

از آنجایی که عمده ترین ماده سوختنی در نیروگاه های حرارتی گاز طبیعی است و بخش عمده آن را متان تشکیل می دهد واکنش های شیمیایی این گاز را با هوا مورد بررسی قرار می دهیم. با فرض آنکه عناصر تشکیل دهنده ها و عنصر اکسیژن با درصد حجمی ۲۱ درصد نیتروژن با درصد حجمی ۷۹ درصد باشد، می توان نتیجه گرفت که به ازای هر مول اکسیژن، 3.79 مول نیتروژن وجود دارد. لذا وقتی که اکسیژن برای احتراق متان به کار می رود واکنش را به صورت زیر می توان نوشت.



حداقل مقدار هوایی که اکسیژن کافی برای احتراق تمام کربن، هیدروژن و دیگر اجزاء در سوخت که ممکن است اکسید شوند را تأمین می‌کند، هوای تئوری نامیده می‌شود. زمانی که احتراق کامل با هوای تئوری بدست آمد محصولات حاوی هیچ اکسیژن نیستند. یک واکنش احتراق کامل با یک سوخت هیدروکربوری و هوا برای توان به صورت زیر نوشت:



ضرائب مورد استفاده در معادله را ضرائب استوکیومتری می‌نامند. و با استفاده از موازنه اتمها میزان هوای تئوری را می‌توان بدست آورد.

$$C: v_{CO_2} = x$$

$$H: v_{H_2O} = y$$

$$N_2: v_{N_2} = 3.76 \times v_{O_2}$$

$$O_2: v_{O_2} = v_{CO_2} + v_{H_2O}/2 = x + y/4$$

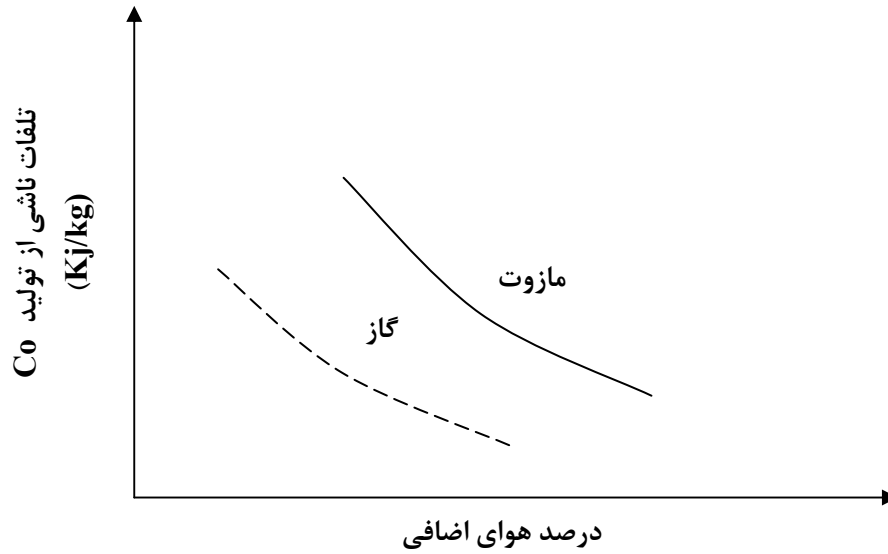
بنابراین تعداد کل مول های هوای تئوری برابر است با:

$$n_{air} = v_{O_2} \times 4.76 = 4.76(x + y/4) \quad (3)$$

این مقدار هوا معادل ۱۰۰٪ هوای تئوری است که در عمل، احتراق کامل صورت نمی‌گیرد مگر آنکه هوای ورودی بیشتر از مقدار تئوری باشد. که به این مقدار هوای اضافی گفته می‌شود. [2]

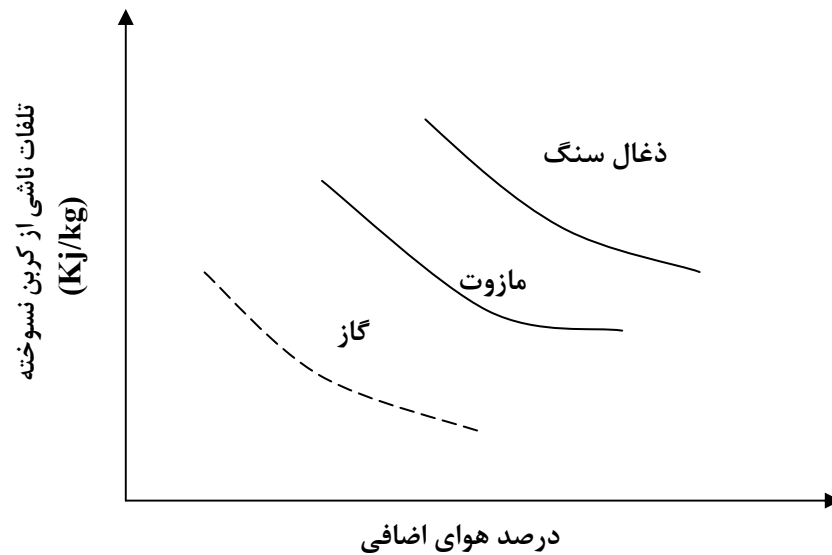
4- هوای اضافی^۱

در تحول احتراق به هوای بیش تر از حداقل هوای لازم احتیاج است که به آن هوای اضافی گفته می‌شود. علت نیاز فرایند احتراق به این میزان هوا، وجود $\frac{4}{5}$ نیتروژن در یک مول هوا است. هنگام ترکیب سوخت با اکسیژن، نیتروژن به عنوان عایق و مانع عمل می‌کند و وجود هوای اضافی سرعت اختلاط سوخت با اکسیژن را زیاد می‌کند. از سوی دیگر، وجود هوای اضافی تلفات ناشی از CO را در درون کاهش می‌دهد. در شکل ۱ این موضوع نشان داده شده است.



شکل ۱- میزان تلفات ناشی از CO نسبت به درصد هوای اضافی

و همچنین با افزایش هوای اضافی تلفات ناشی از تولید کربن نسوخته کاهش می‌یابد، برای مثال در سوخت های گازی با افزایش 5٪ هوای اضافی این تلفات به صفر می‌رسد. [3]



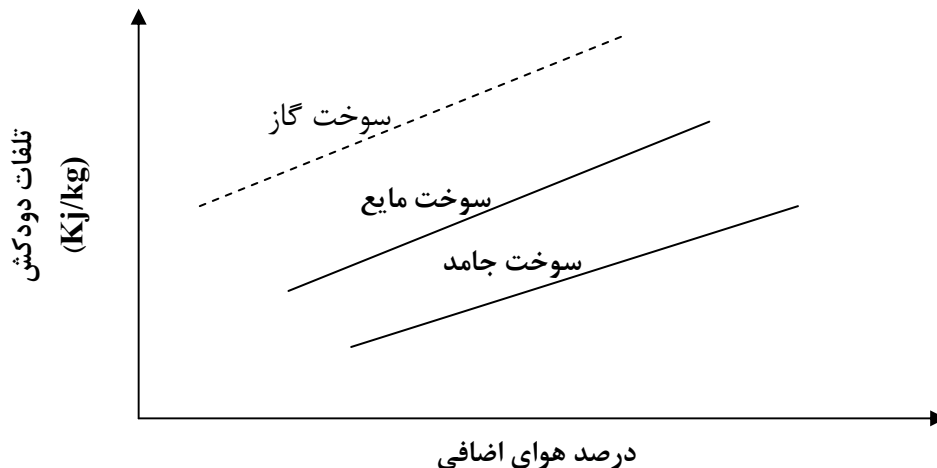
شکل ۲: تغییرات تلفات ناشی از کربن نسوخته در کوره نسبت به هوای اضافی در سوخت های مختلف

نسبت هوای واقعی و عملی (A) به حداقل هوای لازم (A_0) را ضریب هوای اضافی α می‌نامیم.

$$\alpha = \frac{A}{A_0} \quad (4)$$



علیرغم نیاز احتراق واقعی به میزان مشخص هوای اضافی، با افزایش این میزان هوا، تلفات حرارتی در گازهای خروجی از دودکش افزایش می‌یابد، که در سوخت گاز طبیعی این میزان تلفات بیشتر از سایر سوخت هلی فسیلی و جامد خواهد بود و علت آن گرمای نهان تبخیر آب حاصل از احتراق گاز است، زیرا درصد H_2 در این سوخت بیشتر از سایر سوخت ها می‌باشد. که این امر باعث کاهش راندمان بویلر و در نتیجه راندمان کل نیروگاه بخار می‌شود. و از سوی دیگر افزایش بی رویه هوای اضافی تولید NO_x را افزایش می‌دهد. [4]



شکل ۳: تلفات دودکش با درصد هوای اضافی در سوخت های مختلف

پارامتر نسبت هوا به سوخت که بر مبنای مولی یا جرمی بیان می‌شود. عبارت است از:

$$AF_{mole} = \frac{n_{air}}{m_{fuel}} \quad (5)$$

$$AF_{mass} = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} \quad (6)$$

نسبت اکی والان که معادل نسبت سوخت به هوای واقعی تقسیم به نسبت سوخت به هوای تئوری است نیز به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\Phi = FA / FA_S \quad (7)$$

5- ارزش حرارتی^۱

ارزش حرارتی یک سوخت عبارت است از مقدار حرارتی که مخلوط سوخت و هوا پس از احتراق کامل و رسیدن به دمای محیط آزاد می‌کند واحد آن مقدار حرارت آزاد شده در واحد جرم سوخت است.



ارزش حرارتی به دو صورت عنوان می‌شود، ارزش حرارتی بالا و پایین منظور از ارزش حرارتی بالا آن است که در محاسبه آن آب موجود در سوخت را به صورت مایع دیده ایم؛ اما بر ارزش حرارتی پایین، آب به صورت بخار مدنظر قرار گرفته است. در محاسبات حرارتی بویلر از ارزش حرارتی پایین یا خالص استفاده می‌شود. در محاسبه ارزش حرارتی پایین برای سوخت های گازی شکل بهتر است از روش پیشنهادی از سوی کمپانی Sulzer که خطای کمتری دارد استفاده شود.

$$L.H.V(Gas) = 30.2CO_2 + 25.7H_2 + 85.5CH_4 + ZC_nH_n \quad (kcal/Nm^3)$$

جدول ۲- رابطه بین (Z) و C_nH_m برای محاسبه ارزش حرارتی گاز طبیعی

C_nH_m	C_2H_2	C_2H_4	C_2H_6	C_3H_6	C_3H_8	C_4H_8	C_6H_6
Z	136	143.2	153.7	210.7	223.5	271.9	335.2

به جای CH_4 , H_2 , CO ، درصد حجمی آن مولکولها را از آنالیز یک متر مکعب گاز طبیعی در شرایط استاندارد (Nm^3) می‌گذاریم و به این ترتیب Z از جدول (۲) با توجه به C_nH_n محاسبه می‌شود. [5]

6- اندازه گیری اجزای دود در نیروگاه

یکی از مهمترین پارامترهای بهره برداری، دانستن شرایط احتراق در کوره است به همین جهت امروزه از آنالیزهای احتراق برای یافتن این مساله سود می‌برند. آنالیز دستگاهی است که درصد حجمی محصولات احتراق، شامل، CO ، CO_2 ، SO_2 ، SO_3 ، NO_x ، O_2 را توسط حس گرهای^۱ خود مشخص می‌کند. با استفاده از مقادیر بدست آمده می‌توان از کامل یا ناقص بودن احتراق، راندمان بویلر، کافی بودن میزان هوای اضافی، در حد مجاز بودن آلاینده های زیست محیطی، اطلاع حاصل کرد.

7- راندمان

یکی از پارامترهای مهم در صنعت، میزان راندمان^۲ و یا کارایی یک سیستم است. که صرفه اقتصادی آن سیستم را مشخص می‌کند. در نیروگاه های حرارتی همواره این مورد توجه جدی قرار گرفته و تلاش برای افزایش راندمان حرارتی از اهداف مطلوب این مجموعه می‌باشد.

برای بررسی ارتباط گازهای آلاینده محیط زیست با راندمان حرارتی نیروگاه ابتدا باید به مفهوم راندمان پرداخت. از آنجا که افزایش و یا کاهش راندمان بویلر ارتباط مستقیم با راندمان حرارتی کل نیروگاه دارد، ابتدا بویلر را به عنوان یک حجم کنترل^۳ فرض می‌کنیم و با محاسبه انرژی های ورودی از مرز سیستم و میزان انرژی تلف شده، میزان راندمان بویلر را بدست می‌آوریم. در نیروگاه رامین به منظور دست یابی به استاندارد ISO14001، مانورهای متعددی بر روی واحد ۴ انجام شد، که از جمله آنها می‌توان به افزایش و کاهش میزان هوا سوخت، تغییرات در میزان باز و بسته بودن دمپرهای هوا و دود اشاره کرد. در

1- sensors
2- efficiency
3- Control volume



زمان انجام این مانورها کارشناس محیط زیست نیروگاه توسط دستگاه آنالایزر میزان آلاینده های گازی خروجی دود از بویلر اندازه گیری می شد، که با توجه مقادیر بدست آمده مقادیر آنها در حد مجاز استاندارد ISO14001 قرار گرفت. با وجود آنکه میزان آلاینده ها در حد مجاز قرار گرفتند، برای مثال در مواردی شاهد نیاز به مصرف سوخت بیشتری در بویلر و یا محدودیت در کاهش درجه حرارت دود خروجی به دود کش ها بودیم. که این موارد کاهش راندمان بویلر را ناشی می شدند.

روابط موجود برای بدست آوردن راندمان بویلر عبارتند از:

$$\text{راندمان بویلر} = \frac{\text{تلفات انرژی} - \text{انرژی ورودی}}{\text{انرژی ورودی}} \times 100 \quad (8)$$

$$\text{راندمان بویلر} = \frac{\text{انرژی خروجی}}{\text{انرژی ورودی}} \times 100 \quad (9)$$

که در این بحث با توجه به بررسی ارتباط بین آلاینده های گازی (عامل تلفات حرارتی) و راندمان از رابطه (8) استفاده می کنیم.

1-7- انرژی های ورودی به بویلر [6]

1-7-1- حرارت ورودی از احتراق سوخت مصرفی

حرارت آزاد شده از احتراق را از رابطه زیر بدست می آوریم.

$$H_1 = m_f \times L.H.V \quad (10)$$

که در آن،

H_1 (kJ/hr) = انرژی حاصل از احتراق سوخت در بویلر در هر ساعت

m_f (kg/hr) = آهنگ جرمی سوخت مصرفی

$L.H.V$ ($\frac{kJ}{kg}$) = ارزش حرارتی پایین سوخت

2-1-7- انرژی ورودی آب تغذیه

آب تغذیه قبل از ورودی به بویلر گرم می شود و به عبارت دیگر آنتالپی آن افزایش می یابد. میزان انرژی داده شده به آب تغذیه را از رابطه زیر بدست می آوریم. [6]

$$H_2 = C_w . m_w . T_w \quad (11)$$

m_w (kg/hr) = دبی آب ورودی بویلر

T_w ($^{\circ}C$) = درجه حرارت آب تغذیه



گرمای ویژه آب تغذیه C_w (kj/kg.k) =

3-1-7- انرژی ورودی بخار رهیت

بخار بعد از عبور از پره های سیلندر فشار قوی^۱ مستهلک شده و فشار دمای آن کاهش می یابد به منظور افزایش بازه نیروگاه این بخار به قسمت باز گرمکن^۲ بازگشته و درجه حرارت آن تا میزان بخار اصلی ورودی فشار قوی افزایش می یابد. انرژی ورودی توسط این بخار به بویلر را از رابطه زیر بدست می آوریم.

$$H_3 = m_v H_v \quad (12)$$

که در آن

آهنگ جرمی بخار برگشتی به بویلر m_v (kg/hr)

آنتالپی بخار H_v (kj/kg)

با توجه به روابط فوق انرژی کل ورودی به مرز سیستم (بویلر) برابر است با:

$$H_T = \sum_{i=1}^3 H_i \quad (13)$$

2-7- میزان انرژی تلف شده در آنالیز حرارتی بویلر

1-2-7- انرژی تلف شده توسط دود خشک:

دود خشک، محصولات احتراقی هستند که بخار آب در درون آنها وجود ندارد و شامل so_2 , Nox , N_2 , co_2 , co , o_2 می باشند.

برای محاسبه انرژی تلف شده از رابطه زیر استفاده می کنیم؛

$$L_1 = M_{Dg} C_{P_{Dg}} (T_g - T_a) \quad (14)$$

که در آن؛

دبی دود خشک M_{Dg} (kg/hr)

گرمای ویژه دود خشک $C_{P_{Dg}}$ (kj/kg.k)

دمای محصولات احتراق T_g (°k)

دمای محصولات احتراق T_a (°k)

1- High pressure cylinder
2- reheater



7-2-2- انرژی تلف شده به وسیله احتراق ناقص و تولید مونو اکسید کربن

میزان این انرژی از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$L_2 = m_{co} \cdot (H.H.V)_{co} \quad (15)$$

7-2-3- میزان انرژی تلف شده به وسیله همرفت و تابش

همواره بر اثر نشتی دیواره ها کوره و صد درصد نبودن عایق بندی کوره ها مقداری انرژی حرارتی تلف می‌شود. که میزان این اتلاف از رابطه زیر بدست می‌آید،

$$L = \frac{1}{100} (L_1 + L_2) \quad (16)$$

مجموع کل انرژی تلف شده در بویلر را از رابطه زیر بدست می‌آوریم

$$L_r = \sum_{j=1}^3 L_j \quad (17)$$

برای بدست آوردن راندمان بویلر با توجه به محاسبه انرژی های ورودی و تلفات بویلر از رابطه زیر استفاده می‌کنیم [7]

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^3 H_i - \sum_{j=1}^3 L_j}{\sum_{i=1}^3 H_i} \times 100 \quad (18)$$

8- محاسبه راندمان بویلر واحد 4 نیروگاه رامین

به منظور دستیابی به راندمان ایده آل بویلر از یک سو و در نظر داشتن میزان آلاینده های گازی در حد مجاز از سوور دیگر، بروی بویلر واحد 4 نیروگاه رامین مانورهای انجام گرفت. با انجام این مانورها مقادیر پارامترهای بویلر در بارهای مختلف واحد ثبت گردید که در جدول زیر ارائه می‌شوند.

جدول (3) - پارامترهای ثبت شده واحد 4 نیروگاه رامین

پارامتر	1	2	3	4
بار واحد (MW)	260	270	290	305
فلوی آب تغذیه (ton/hr)	750	780	800	870



Amirkabir Univ. of Technology
Aerospace Engineering Dept.

The Third Fuel & Combustion Conference of IRAN

Tehran - IRAN Feb. 2010



FCCI2010-17129

دمای آب تغذیه ورودی به بویلر ($^{\circ}C$)	171	172	172	172
دمای بخار برگشتی از بویلر (رहित گرم) ($^{\circ}C$)	545	545	545	545
فشار بخار برگشتی از بویلر (رहित گرم) (atm)	40	41	42	43.5
دبی بخار برگشتی از بویلر (رहित گرم) (ton/hr)	675	710	720	760
$O_2\%$	5.7	6.3	7.1	7.3
$CO_2\%$	8.1	8.37	9.2	9.8
NO (p.p.m)	384	405	340	450
NO_2 (p.p.m)	6.5	5.5	5	5
NO_x (p.p.m)	390	410.5	345	455
CO (p.p.m)	0	0	0	0
دمای دود خروجی ($^{\circ}C$)	90	95	110	125
دبی هوای ورودی به بویلر در دوشاخه (m^3/hr)	2×660000	2×690000	2×720000	2×740000
دبی سوخت ورودی را به بویلر (m^3/hr)	64000	68000	70000	72000
دبی جری دود خروجی از دوشاخه (m^3/hr)	2×594000	2×621000	2×648000	2×666000

با استفاده از پارامترهای جدول ۳ می‌توان مقادیر راندمان بویلر را محاسبه کرد.

1-8- محاسبه راندمان مرحله ۱

با توجه به رابطه (۱۷) برای راندمان بویلر ابتدا مقادیر انرژی های ورودی و سپس انرژی های تلف شده را محاسبه می‌کنیم.



$$H_1 = m_f \times L.H.V$$

$$m_f = 64 \dots m^3/hr \quad L.H.V = 1115 \cdot (kcal/m^3)$$

$$H_1 = 7.136 \times 10^8 \left(\frac{Kcal}{hr} \right) = 1.7 \times 10^9 \left(\frac{kJ}{hr} \right)$$

$$H_2 = C_w \cdot m_w \cdot T_w$$

$$m_w = 75 \times 10^3 \left(\frac{kg}{hr} \right), \quad C_w = 4.18 \left(\frac{kJ}{kg \cdot k} \right), \quad T_w = 171 + 273 = 444^\circ K$$

$$H_2 = 4.18 \times 75 \times 10^3 \times 444 = 1.4 \times 10^9 \left(\frac{kJ}{hr} \right)$$

$$H_3 = m_v \cdot H_v$$

$$m_v = 675 \times 10^3 \left(\frac{kg}{hr} \right) \quad H_v = 3149 \dots \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

$$H_3 = 675 \times 10^3 \times 3149.05 = 2.12 \times 10^9 \left(\frac{kJ}{hr} \right)$$

$$H_T = \sum_{i=1}^3 H_i = H_1 + H_2 + H_3 = 2.7 \times 10^9 \left(\frac{kJ}{hr} \right)$$

$$L_1 = M_{Dg} C_{pDg} (T_g - T_a)$$

$$M_{D(CO_2)} = 96228 \left(\frac{m^3}{hr} \right)$$

$$M_{D(O_2)} = 67716 \left(\frac{m^3}{hr} \right) \quad M_{D(NO_2)} = 772 \left(\frac{m^3}{hr} \right) \quad M_{D(NO)} = 45620 \left(\frac{m^3}{hr} \right)$$

$$c_{p(CO_2)} = 0.842 \left(\frac{kJ}{kg \cdot k} \right) \quad c_{p(O_2)} = 0.922 \left(\frac{kJ}{kg \cdot k} \right)$$

$$c_{p(NO_2)} = 0.879 \left(\frac{kJ}{kg \cdot k} \right) \quad c_{p(NO)} = 0.993 \left(\frac{kJ}{kg \cdot k} \right)$$

$$T_g = 90 + 273 = 363^\circ K \quad T_a = 30 + 273 = 303^\circ K$$

$$L_1(CO_2) = 4.86 \times 10^6 \left(\frac{kJ}{hr} \right) \quad L_1(NO_2) = 407.4 \times 10^2 \left(\frac{kJ}{hr} \right)$$



$$L_1(O_2) = 3.74 \times 10^6 \text{ (kj / hr)} \quad L_1(NO) = 2.7 \times 10^6 \text{ (kj / hr)}$$

$$L_1 = 11.3 \times 10^6 \text{ (kj / hr)}$$

$$L_2 = m_{CO} \cdot (H.H.V)_{CO} = 0 \times (H.H.V)_{CO} = 0$$

$$L_3 = \frac{1}{100} \times L_1 = 0.11 \times 10^6 \text{ (kj / hr)}$$

$$L_r = L_1 + L_2 + L_3 = 11.41 \times 10^6 \text{ (kj / hr)}$$

$$\eta_1 = \frac{2.7 \times 10^9 \text{ (kj / hr)} - 11.41 \times 10^6 \text{ (kj / hr)}}{2.7 \times 10^9 \text{ (kj / hr)}} \times 100 = 99.5\%$$

با توجه به محاسبات انجام شده برای راندمان در مرحله ۱ مقادیر راندمان را در سه مرحله بعد را بدست می آوریم .

$$\eta_2 = 99.4\%$$

$$\eta_4 = 99.3\%$$

$$\eta_3 = 99.1\%$$

باید توجه داشت که در مقادیر بدست آمده فقط اتلاف انرژی ناشی از گازهای آلاینده و اکسیژن خروجی لحاظ شده است و میزان راندمان کلی بویلر از این مقادیر کمتر است.

۹- نتیجه گیری

با توجه به پارامترهای ثبت شده واحد 4، در بارهای پایین برای مثال ۲۶۰ MW میزان NOx بالاتر از حد مجاز (350 P.P.M) است که از علت های آن می توان به شناور بودن پارامترهای واحد که شامل درجه حرارت و فلو هوای ورودی و دود خروجی و در مواردی تغییرات در کیفیت گاز تحویلی به نیروگاه اشاره کرد. واز طرف دیگر در بارهای بالا برای مثال 305MW به علت هوای اضافه بیشتر از مقدار لازم ودرجه حرارت بالا و همچنین فرسودگی نازل های سوخت میزان NOx افزایش می یابد. در نتیجه با کاهش مقداری هوا و نیز کاهش دمای دود خروجی تا میزان ۱۱۰⁰C می توان میزان NOx تولیدی را کاهش و در حد مجاز قرار داد.

همچنین با توجه به مطالب گفته شده همواره با افزایش هوای اضافی میزان تلفات خروجی از دود کش افزایش پیدا می کند که در سوخت گاز بیشتر از سوخت مایع است. از آنجایی که با افزایش هوای اضافی راندمان بویلر به علت تلفات در دود خروجی روند رو به کاهش دارد در شرایط ۲۹۰ MW با تنظیم سوخت و هوای اضافی توانستیم میزان NOx تولیدی را در حد مجاز (350 P.P.M) قرار دهیم و با توجه به جدول ۳ با افزایش سوخت و هوای اضافی در مرحله ۴ علیرغم افزایش بار تولیدی واحد (305MW)، راندمان کاهش و میزان درجه حرارت دود خروجی افزایش و NOx تولیدی از حد مجاز بیشتر شد.



باتوجه به آنکه فن های دمنده هوا^۱ میزان مناسبی هوای اضافی را وارد کوره می کنند و همچنین تنظیم دمپر های هوای محیطی مشعل ها بروی ۳۰٪ و هوای مرکزی بروی ۱۰۰٪، میزان CO که ناشی از احتراق ناقص در کوره است نزدیک به صفر است.

افزایش میزان هوای اضافی تلفات حرارتی در گازهای خروجی را افزایش می دهد. در جدول ۳ مشاهده می شود که با افزایش میزان هوای اضافی میزان درجه حرارت دوده های خروجی افزایش می یابد. در دستور العمل های بویلر نیروگاه رامین میزان مناسب درجه حرارت دود خروجی $120^{\circ}\text{C} \sim 110^{\circ}\text{C}$ تعیین شده است. اگر اپراتور بویلر با تنظیم دمپرهای دود خروجی درجه حرارت را در پایین تر از این مقدار قرار دهد، میزان CO و CO₂ در دوده های خروجی افزایش می یابد و در حالت بالاتر از این مقدار، میزان NOx افزایش می یابد.

به منظور افزایش راندمان میبایست به میزان مناسبی از دود خروجی را توسط G.R.F^۲ مجدداً به کوره باز گردانند. از سوی دیگر با باز کردن بیشتر دمپر و ورود بیشتر دود به کوره و کاهش درجه حرارت در محل احتراق، تولیدی کاهش پیدا کرد که طی مانورهای انجام شده بر روی دمپر های G.R.F (زیاد و کم کردن میزان دود) مقدار بهینه آن ۳۰٪ تعیین گردید.

برای کنترل میزان هوای اضافی، رگلاتور های F.D.F نباید ۱۰۰٪ باز باشند و با تغییر میزان آن، میزان بهینه آن در حدود ۹۰٪ قرار گرفت.

مراجع

- ۱- جنت دوست، خ، دیدگ های بخار، چاپ اول، انتشارات سازمان سازندگی و آموزش وزارت نیرو، ۱۳۷۸
- ۲- ون وایلن، زونتاک، بورکنگ، میانی ترمودینامیک کلاسیک، چاپ پانزدهم، انتشارات نشر نما، ۱۳۸۱
- ۳- نبهانی، ن، سوخت و احتراق، چاپ اول، انتشارات ناقوس، ۱۳۸۴
- ۴- دستورالعمل های بهره برداری از بویلر، انتشارات وزارت نیرو، ۱۳۵۸
- 5- EL. WAKIL, power plant technology, 5th edition, MC-Graw hill book company, 1984, New York
- 6- B. woodruff, steam plant operation, 5th edition, MC-Graw hill book company, 1984, New York
- 7- D. SHIELD, boilers, first published, MC-Graw hill book company, 1984, New York