



Review Article



DOI: 10.22034/farayandno.2025.2024717.1984



This journal is an open access journal licensed under an Attribution-Non Commercial 4.0 International Licenses (CC BY-NC 4.0).

Thermal Balance and Efficiency Calculation in High Pressure Boiler Control Volume According to ASME-PTC4 Standard

Abbas Behzadi^{1*}, AliAkbar abbasianarani², Ali arefmanesh²

¹ Esfahan Oil Refining Co., Esfahan, Iran

² University of Kashan, Kashan. Iran

Received: 10 Dec 2024 Accepted: 10 Feb 2025

Abstract

Based on the design of boilers in the most optimal operating mode, the percentage of energy losses, has a strong impact on the efficiency of these equipment. By identifying the sources of energy losses and finding solutions to reduce fuel consumption and save energy, an important step can be taken to improve the efficiency of boilers. In this research, the thermal performance and operational efficiency of the boilers of the Isfahan refinery are studied. The ASME PTC4 is the reference code for boiler performance testing, which accurately determines the performance of boilers based on their technical and operating specifications. The sources of heat losses in the boiler assembly are identified and significant losses are specifically investigated to propose the solution. To reduce the remarkable losses and increase the boiler efficiency, installing an economizer to use the heat available in the boiler stack to heat the boiler inlet water, is recommended.

Keyword: Steam Boiler, Heat Loss, Thermal Efficiency, Performance Test.

* Behzadi@EORC.ir

Please Cite This Article Using:

Behzadi, A., abbasianarani, A., arefmanesh, A., "Thermal Balance and Efficiency Calculation in High Pressure Boiler Control Volume according to ASME-PTC4 Standard", Journal of Farayandno – Vol. 19 – No. 88, pp. 89-103, In Persian, (2025).



DOI: 10.22034/farayandno.2025.2024717.1984



This journal is an open access journal licensed under an Attribution-Non Commercial 4.0 International Licenses (CC BY-NC 4.0).

موازنه‌ی حرارتی و محاسبه کارایی در حجم کنترل دیگ بخار فشار بالا مطابق با استاندارد ASME-PTC4

عباس بهزادی^{1*}، علی اکبر عباسیان آرانی²، علی عارف منش³

¹ مجری طرح، اداره مدیریت طرح‌ها و پروژه‌ها، شرکت پالایش نفت اصفهان، ایران

² استاد تمام گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، ایران

³ دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، ایران

دریافت: 1403/09/20 پذیرش: 1403/11/22

چکیده

با توجه به طراحی دیگ‌های بخار در بهینه‌ترین حالت عملیاتی، درصد تلفات انرژی، تأثیر شدیدی بر روی راندمان این تجهیزات می‌گذارد. با شناسایی منابع تلفات انرژی و یافتن راهکارهایی برای کاهش مصرف سوخت و صرفه‌جویی در انرژی می‌توان جهت ارتقای راندمان دیگ بخارها گام مهمی برداشت. در این تحقیق عملکرد و بازدهی عملیاتی بویلرهای پالایشگاه اصفهان مورد مطالعه قرار می‌گیرد. استاندارد ASME PTC4 کد مرجع انجام آزمون عملکردی بویلرها می‌باشد که با دقت زیادی کارایی عملیاتی بویلرها را بر اساس مشخصات فنی و شرایط عملیاتی آنها تعیین می‌کند. در این تحقیق منابع افت‌های حرارتی در بویلرها شناسایی و محاسبه می‌شوند و بطور مشخص افت‌های قابل توجه جهت پیشنهاد راهکار کاهش آنها مورد بررسی قرار می‌گیرند. بمنظور کاهش افت‌های قابل ملاحظه حرارتی و افزایش بازدهی بویلرها، نصب اکونومایزر جهت استفاده از گرمای موجود در دودکش بویلر به‌منظور گرم کردن آب ورودی بویلرها پیشنهاد می‌گردد.

کلمات کلیدی: دیگ بخار حرارتی، افت حرارت، راندمان حرارتی، آزمون عملکردی.

* Behzadi@EORC.ir

1- مقدمه

دیگ بخار تجهیزی است که در آن از سوخت فسیلی استفاده می‌کنند و با سوزاندن انواع سوخت، حرارت مورد نیاز برای تولید بخار در دما و فشار مطلوبی را تأمین می‌کنند. گازهای حاصل از احتراق حاوی انرژی و دمای زیادی می‌باشند که از دودکش به محیط بیرون تخلیه می‌شوند و علاوه بر هدر رفت انرژی باعث آلودگی محیط زیست می‌شود بنابراین اولین کار در آنالیز بازیافت حرارت، برآورد کردن واحد مورد بررسی از دیدگاه انرژی و شناختن انرژی‌های تلف شونده قابل بازیافت در سیستم است. موازنه‌ی حرارتی دیگ بخار باید به نحوی صورت گیرد که راندمان مورد نظر، شرایط دود خروجی مورد نظر، شرایط بخار مورد نظر و توان مطلوب تأمین گردد. هدف از انجام موازنه‌ی حرارتی بر روی دیگ بخار، بدست آوردن کل انرژی است که در دیگ بخار لازم می‌باشد. برای موازنه‌ی حرارتی روی دیگ بخار، یک حجم کنترل اطراف آن انتخاب می‌کنیم. و با توجه به این حجم کنترل، ورودی و خروجی‌های سیستم تعیین شده و مطابق آن موازنه‌ی حرارتی انجام می‌گیرد. در حجم کنترل انتخاب شده، طبق قانون اول ترمودینامیک، فقط ورودی و خروجی‌ها مد نظر می‌باشند.

2- تعاریف فرایندی

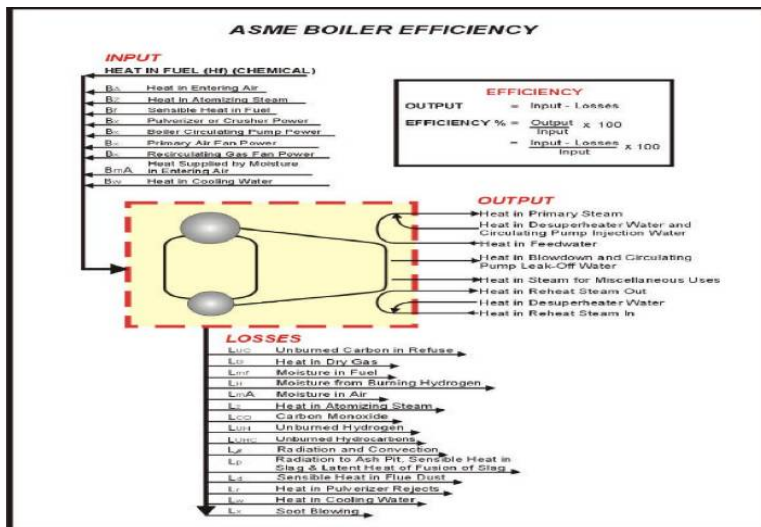
برای محاسبه‌ی انرژی منتقل شده بین آب ورودی، بخار تولید شده‌ی خروجی و آب تخلیه، باید دما و فشار هر نقطه را برای هر کدام در مرز حجم کنترل محاسبه کرد. آب تغذیه وارد دیگ بخار می‌شود و فشارش با فشار دیگ بخار برابر می‌شود. آب تغذیه در مسیر ورود به دیگ بخار با عبور از لوله‌ها دچار افت می‌شود. هم‌چنین دمای آب تغذیه باید بالاتر از دمای نقطه‌شبنم گوگرددی‌اکسید باشد. دبی آب تغذیه مجموع دبی بخار خروجی و آب تخلیه از دیگ بخار می‌باشد. آب تخلیه از دیگ بخار خارج می‌شود، دمای آب تخلیه دمای اشباع دیگ بخار است. برای خروج آب تخلیه، آب از چند مسیر عبور کرده و سپس از شیر یک طرفه خارج می‌شود. در این مسیر آب تخلیه دچار افت شده و فشارش کاهش می‌یابد. با کم شدن ظرفیت، سرعت کاهش می‌یابد و با توجه به اینکه افت فشار با سرعت رابطه‌ی مستقیمی دارد، افت فشار با کم شدن ظرفیت کم خواهد بود.

3- محاسبه‌ی راندمان حرارتی دیگ بخار

برای محاسبه‌ی راندمان حرارتی طبق قانون اول ترمودینامیک ابتدا باید حجم کنترل را انتخاب کرد. در حالت کلی محاسبه‌ی راندمان حرارتی دیگ بخار، به دو روش ورودی-خروجی (روش مستقیم) و تلفات حرارتی (روش غیر مستقیم) انجام می‌شود. برای این که استاندارد برای ورودی و خروجی‌های سیستم وجود داشته باشد، ASME-PTC 4 [1] روشی برای محاسبه راندمان ارائه کرده است که راندمان باید مطابق این استاندارد حساب شود. به این دلیل که با استفاده از این استاندارد، راندمان محاسبه شده قابل مقایسه با راندمان‌های دیگر می‌شود.

همانگونه که در شکل و رابطه 1 مشخص است در روش مستقیم، انرژی‌های ورودی و خروجی محاسبه شده و از نسبت خروجی مفید به ورودی، راندمان محاسبه می‌شود. منظور از ورودی، حرارت داده شده به سیستم و ارزش حرارتی سوخت می‌باشد و خروجی مقدار حرارت جذب شده می‌باشد. انرژی ورودی به سیستم در ساده‌ترین حالت، انرژی سوخت و آنتالپی هوای احتراق می‌باشد. اما در برخی موارد انرژی که صرف پودر کردن سوخت‌های مایع می‌شود، یا نیروی الکتریسیته لازم برای کار کردن موتورهای الکتریکی هم به مقدار انرژی ورودی اضافه می‌شود. بنابراین برای

محاسبه‌ی راندمان، باید حجم کنترل سیستم را در نظر گرفت و تمام انرژی‌های ورودی و خروجی از مرز حجم کنترل را مشخص کرد و محاسبه انرژی خالص را انجام داد [2]. در روش غیر مستقیم، محاسبه راندمان از طریق اندازه‌گیری تلفات می‌باشد. البته منظور از اتلافات باید مشخص شود. برخی از اتلافات مانند انرژی دود خروجی از دودکش، اتلاف تشعشعی و جابجایی می‌باشند. اما باید به این نکته توجه کرد که آب تخلیه به‌عنوان اتلاف در نظر گرفته نمی‌شود. در واقع در هنگام محاسبه‌ی راندمان فرض می‌کنیم که آب تخلیه‌ای وجود ندارد [2]. در محاسبه‌ی راندمان، ورودی و خروجی سیستم و تلفات براساس استاندارد ASME-PTC 4 در نظر گرفته شده‌اند که در شکل 1 آمده است.



شکل 1- ورودی، خروجی و تلفات در حجم کنترل دیگ بخار (ASME PTC 4)

$$\text{EFFICIENCY \%} = \frac{\text{INPUT} - \text{LOSSES}}{\text{INPUT}} \times 100 \quad (1)$$

طبیعی است که خروجی سیستم برابر ورودی منهای تلفات می‌باشد. در این جا تلفات وارد شده، تلفات تشعشع و جابجایی، تلفات ناشی از رطوبت سوخت، تلفات ناشی از رطوبت هوا، تلفات ناشی از گرمای گازهای خارجی، تلفات غیر قابل اندازه‌گیری می‌باشند.

تلفات کربن‌نسوخته، تلفات انرژی لازم برای اتمیزه کردن سوخت، تلفات ناشی از هیدروکربنات‌نسوخته، تلفات ناشی از تشعشعات خاکستر، انرژی نهان موجود در لجن، انرژی لازم برای پودر کردن ضایعات و تلفات ناشی از وجود دوده به‌این دلیل که سوخت گازی استفاده شده است، حذف می‌شوند. هم‌چنین تلفات گرمای گاز خشک، تلفات رطوبت حاصل در اثر سوختن هیدروژن، انرژی موجود در آب سرد کننده نیز در این پروژه وجود ندارد.

4- موازنه انرژی و تحلیل سوخت

در این بخش ابتدا به تحلیل سوخت‌گازی مصرفی مطابق با داده‌های واحد آب و بخار پالایشگاه اصفهان پرداخته می‌شود تا ارزش حرارتی سوخت بدست آید و هم‌چنین مقدار محصولات حاصل از احتراق به‌ازای یک کیلوگرم سوخت محاسبه شود. سپس هوای اضافی مورد نیاز برای احتراق مشخص می‌شود و در ادامه تحلیل گازهای حاصل از احتراق بررسی می‌شود تا از داده‌های آن در محاسبه تلفات حرارتی دیگ بخار و نهایتاً محاسبه راندمان حرارتی دیگ بخار استفاده شود. برای طراحی دیگ بخار و اکونومایزر، ضروری است هم تحلیل سوخت‌گازی و هم مواد حاصل از احتراق

موجود باشد. در این فصل محاسبات احتراق سوخت گازی که شامل مقدار هوای مورد نیاز، گازهای حاصل و تجزیه و غلظت این گازهاست مورد بررسی قرار می‌گیرد و در نهایت ارزش حرارتی سوخت محاسبه می‌شود. در جدول 1 ترکیبات موجود در سوخت گازی مورد استفاده برای دیگ بخار آمده است.

جدول 1- نتایج تحلیل سوخت مصرفی دیگ بخارها براساس داده‌های پالایشگاه

	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	IC ₄ H ₁₀	NC ₄ H ₁₀	IC ₅ H ₁₂	N ₂	H ₂
%Molar	70.5	4.3	2.4	2.1	3.8	0.2	5.5	11.2

در اثر واکنش هر یک از ترکیبات با هوا شامل اکسیژن و نیتروژن، محصولات هم‌چون دی‌اکسیدکربن، بخار آب، نیتروژن و حتی دی‌اکسیدگوگرد تولید می‌شود. در این جا از حضور نیتروژن مونوکسید صرف نظر می‌شود و چون عمل احتراق با هوای اضافی صورت می‌گیرد، بنابراین مونوکسیدکربن هم تولید نخواهد شد. با توجه به ضرایب استوکیومتری هر واکنش و جرم مولکولی ترکیبات شرکت‌کننده در واکنش می‌توان رابطه ساده‌ای برای مقدار تولید ترکیبات تشکیل شده در محصولات احتراق را به ازای هر کیلوگرم سوخت نوشت [1]. بعنوان مثال در معادله واکنش گاز متان با اکسیژن، به ازای هر کیلوگرم از این ترکیب، مقدار بخار آب تشکیل شده از روابط 2 و 3 بدست می‌آید:



$$H_2O : \frac{18.015 \text{ kg } H_2O}{16.043 \text{ kg } CH_4} \times \frac{2 \text{ kmol } H_2O}{1 \text{ kmol } CH_4} = 2.246 \quad (3)$$

این مقدار در ادامه به درصد وزنی ترکیب موجود در سوخت ضرب می‌شود تا مقدار واقعی محصولات محاسبه شوند. درصد وزنی هر ترکیب به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\%Wt_i = \frac{MW_i \times \%Mol_i}{\sum_1^N MW_i \times \%Mol_i} \quad (4)$$

در رابطه 4 MW_i جرم مولکولی هر ترکیب و $\%Mol_i$ درصد مولی حاصل از تحلیل سوخت می‌باشد [3] در جدول 2 برای هر یک از ترکیبات موجود در سوخت میزان اجزای تشکیل شده در فرآورده‌ها آورده شده است.

جدول 2- راهنمای محاسبه درصد جرمی ترکیبات گازهای احتراق مطابق با داده‌های جدول 1

Fuel Gas	N ₂	CO ₂	H ₂ O	SO ₂
CH ₄	13.207% Wt /100	2.744% Wt /100	2.246% Wt /100	
C ₂ H ₆	12.330% Wt /100	2.927% Wt /100	1.798% Wt /100	
C ₃ H ₈	12.012% Wt /100	2.994% Wt /100	1.634% Wt /100	
i-C ₄ H ₁₀	11.847% Wt /100	3.029% Wt /100	1.550% Wt /100	
n-C ₄ H ₁₀	11.847% Wt /100	3.029% Wt /100	1.550% Wt /100	
i-C ₅ H ₁₂	11.744% Wt /100	3.050% Wt /100	1.498% Wt /100	
n-C ₅ H ₁₂	11.678% Wt /100	3.050% Wt /100	1.498% Wt /100	
H ₂ S	4.661% Wt /100		0.529% Wt /100	1.880% Wt /100
H ₂	26.270% Wt /100		8.937% Wt /100	
O ₂	-3.310% Wt /100			
N ₂	1% Wt /100			

می‌دانیم هر کدام از ترکیبات ارزش حرارتی بالا و پایین متفاوتی دارند، بنابراین در جدول 3 برای هر ترکیب با توجه به ارزش حرارتی که دارد و به نسبت درصد جرمی آن ارزش حرارتی بالا و پایین سوخت مصرفی در دیگ بخار بدست می‌آید. از این عامل بسیار مهم در محاسبه راندمان حرارتی استفاده می‌شود [4].

جدول 3- راهنمای محاسبه ارزش حرارتی بالا و پایین سوخت گازی

Content	Ho (kcal/kg)	Hu (kcal/kg)
CH ₄	13260*% Wt /100	11950*% Wt /100
C ₂ H ₆	12390*% Wt /100	11340*% Wt /100
C ₃ H ₈	12030*% Wt /100	11070*% Wt /100
i-C ₄ H ₁₀	11830*% Wt /100	10930*% Wt /100
n-C ₄ H ₁₀	11800*% Wt /100	10900*% Wt /100
i-C ₅ H ₁₂	11710*% Wt /100	10830*% Wt /100
n-C ₅ H ₁₂	11710*% Wt /100	10830*% Wt /100
H ₂ S	4160*% Wt /100	3840*% Wt /100
H ₂	33870*% Wt /100	28650*% Wt /100
O ₂	0	0
N ₂	0	0
Total (Calculated)	Ho	Hu

در روابط بالا Ho ارزش حرارتی بالا سوخت و Hu ارزش حرارتی پائین سوخت می‌باشد.

5- هوای اضافی احتراق

برای کامل شدن احتراق به درصد هوای بیشتری از هوای تئوری احتیاج است. چون در هوای احتراق به‌ازای هر یک مول اکسیژن تقریباً چهار مولکول نیتروژن وجود دارد. درحین انجام فرآیند از درصد اکسیژن کاسته می‌شود و سطح تماس سوخت با اکسیژن کاهش می‌یابد و باعث کامل نسوختن سوخت گازی می‌شود که برای جبران این موضوع از هوای اضافی استفاده می‌کنند. هوای اضافه، درصد برخورد بین هوا و سوخت را افزایش می‌دهد و به این دلیل است که باعث کامل شدن احتراق می‌شود. در جدول 4 میزان درصد هوای اضافی آزمون عملکرد و درصد هوای اضافی اصلاح شده نشان داده شده است.

جدول 4- درصد هوای اضافی در حال استفاده و اصلاح شده در طراحی جدید

Item	Unit	Fuel Gas Firing-100%	Fuel Gas Firing-87%	Fuel Gas Firing-70%	Fuel Gas Firing-65%	Fuel Gas Firing-50%	Remark
ε	kg/kg	1.38	1.38	1.38	1.33	1.59	As Performance Test
(Excess Air)		1.30	1.30	1.30	1.30	1.40	Modified Excess Air

6- مبانی تحلیل دود

مقدار کل دود به‌ازای یک کیلوگرم سوخت از مجموع مواد موجود در دود که در جدول 3 به آن‌ها اشاره شده است، مطابق رابطه 5 حاصل می‌شود.

$$G_{theo} = N_2 + CO_2 + H_2O + SO_2 \quad (5)$$

مقدار تئوری کیلوگرم هوای خشک به‌ازای یک کیلوگرم سوخت از رابطه 6 بدست می‌آید.

$$m_{d,theo} = G_{theo} - 1 \quad (6)$$

درصد هوای اضافه برای سوخت‌گازی را می‌توان از جدول 4 استفاده نمود. مقدار هوای خشک اضافی به‌ازای یک کیلوگرم سوخت‌گازی از رابطه 7 به دست می‌آید.

$$Excess\ dry\ air = (\varepsilon - 1) \times m_{d,theo} \quad (7)$$

کل هوای خشک احتراق از جمع حداقل هوای خشک و هوای اضافی به‌ازای یک کیلوگرم سوخت‌گازی مطابق رابطه 8 بدست می‌آید.

$$Excess\ dry\ air = (\varepsilon - 1) \times m_{d,theo} \quad (7)$$

$$m_d = \varepsilon \times m_{d,theo} \quad (8)$$

به‌منظور محاسبه‌ی رطوبت موجود در هوا، رطوبت مطلق در شرایط جوی 20 درجه سلسیوس و رطوبت‌نسبی 70% فرض می‌شود. با توجه به نمودار سایکومتريک هوا، 10/3 گرم رطوبت در یک کیلوگرم هوا موجود می‌باشد، بنابراین میزان رطوبت هوا به‌ازای یک کیلوگرم سوخت‌گازی از رابطه 9 بدست می‌آید [5].

$$M_a = 0.0103 \times m_d \quad (9)$$

هوای مرطوب احتراق به‌ازای کیلوگرم سوخت‌گازی از رابطه 10 بدست می‌آید.

$$m_{tot} = m_d + M_a \quad (10)$$

مقدار دود به‌ازای کیلوگرم سوخت‌گازی از رابطه 11 بدست می‌آید.

$$G_{tot} = m_{tot} + 1 \quad (11)$$

رطوبت موجود در دود از جمع رطوبت هوا و بخار آب موجود در سوخت مانند رابطه 12 بدست می‌آید.

$$M_{tot} = M_{fuel} + M_a \quad (12)$$

واضح است که میزان دود خشک از کم کردن کل دود از رطوبت موجود در دود مانند رابطه 13 بدست می‌آید.

$$G_{d,tot} = G_{tot} - (M_{fuel} + M_a) \quad (13)$$

7- محاسبه راندمان حرارتی دیگ بخار

همان‌طور که در بخش 3 به روش تلفات حرارتی اشاره شد، محاسبه راندمان از طریق اندازه‌گیری تلفات می‌باشد. در محاسبه‌ی راندمان، ورودی و خروجی سیستم و تلفات براساس استاندارد 4 ASME-PTC در نظر گرفته شده‌اند. ورودی به سیستم میزان انرژی حاصل از سوخت لحاظ می‌شود و خروجی‌های حائز اهمیت شامل موارد زیر هستند به‌ترتیب در ادامه شرح داده می‌شوند [6].

- تلفات ناشی از گرمای گاز خشک خروجی

- تلفات تشعشعی و جابجایی
- تلفات ناشی از رطوبت در سوخت

7-1- تلفات ناشی از گرمای گازهای خشک خارجی¹ (L_d)

روش محاسبه‌ی این تلفات با استفاده از روابط زیر می‌باشد. براساس ارزش حرارتی بالای سوخت از رابطه 14 و براساس ارزش حرارتی پایین سوخت از رابطه‌ی 15 استفاده می‌شود [7].

$$L_d = \frac{G_{d,tot} \times C_p \times (T_{g,out} - T_a) \times 100}{Ho} \quad (14)$$

$$L_d = \frac{G_{d,tot} \times C_p \times (T_{g,out} - T_a) \times 100}{Hu} \quad (15)$$

در روابط بالا P_{dry} مقدرا دود خشک با احتساب درصد هوای اضافی می‌باشد و C_p گرمای ویژه دود خشک است. T_{gout} دمای گازهای خروجی و T_a دمای هوا می‌باشد. در نهایت این تلفات برحسب درصد محاسبه می‌شوند.

7-2- تلفات تشعشعی و جابجایی (L_r)

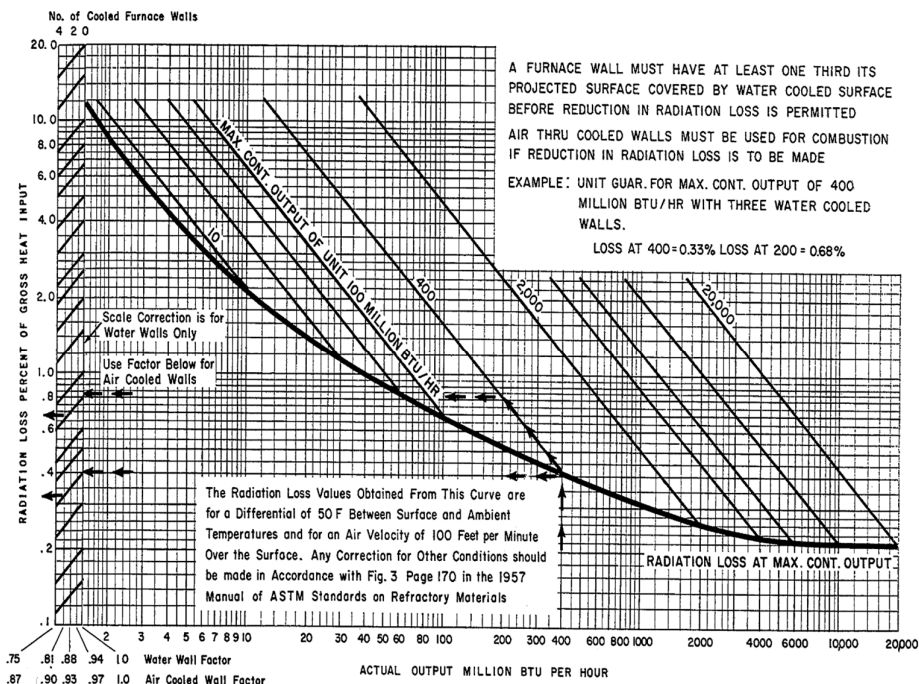
اتلاف ناشی از دمای جداره دیگ بخار، فقط افت تشعشعی نیست و افت جابجایی را هم شامل می‌شود. چون محاسبه‌ی افت تشعشعی و جابجایی مشکل است و عوامل مختلفی بر مقدار این تلفات تاثیر می‌گذارد و ممکن است دچار خطا شویم به همین دلیل استاندارد ASME PTC 4 نموداری ارائه کرده است که در این نمودار تلفات تشعشعی و جابجایی با ضریب اطمینان بالایی حساب شده است. در محاسبه‌ی تلفات تشعشعی و جابجایی از این نمودار استفاده شده است. روش محاسبه‌ی این تلفات، استفاده از نمودار 2 و توجه به حداکثر ظرفیت مورد استفاده² و انرژی کل حرارتی مورد نیاز است که تلفات بر اساس ارزش حرارتی بالا بدست می‌آیند. بدین صورت که ظرفیت حداکثر کاری مشخص می‌باشد و با تعیین انرژی مورد نیاز در یک ظرفیت کاری، ابتدا باید از نقطه حداکثر ظرفیت روی محور افقی به سمت بالا و روی نمودار در خط اریب مانند به سمت حرارت مورد نیاز ادامه داد. پس از رسیدن به آن حرکت افقی ادامه می‌یابد و در سمت چپ و با در نظر گرفتن 2 عدد لوله در دیواره‌ها، تلفات ظرفیت کاری مدنظر حاصل می‌شود. همچنین برای بدست آوردن مقدار این تلفات بر اساس ارزش حرارتی پایین از رابطه 16 استفاده می‌شود.

$$L_{r|Hu} = L_{r|Ho} \times \frac{Ho}{Hu} \quad (16)$$

باید توجه کرد که چون دمای جدار خارجی دیگ‌های بخار تقریباً ثابت است و با تغییر ظرفیت تغییر نمی‌کند، در نتیجه می‌توان گفت که مقدار این افت در ظرفیت‌های مختلف، تقریباً ثابت است. اما درصد آن نسبت به کل انرژی ورودی در ظرفیت‌های پایین‌تر، بیشتر می‌باشد.

¹ Dry Flue Gas Heat Loss

² Maximum Continuous Rating (MCR)



شکل 2- محاسبه تلفات تشعشی بر حسب حرارت به دست آمده از موازنه حرارتی دیگ بخار (ASME PTC 4)

3-7- تلفات ناشی از رطوبت در سوخت³ (L_f)

روش محاسبه‌ی این تلفات استفاده از روابط زیر می‌باشد. براساس ارزش حرارتی بالای سوخت از رابطه‌ی 17 و براساس ارزش حرارتی پایین سوخت از رابطه‌ی 18 استفاده می‌شود.

$$L_f = \frac{M_{fuel} \times (595 + C_p \times (T_{g,out} - T_a)) \times 100}{H_o} \quad (17)$$

$$L_f = \frac{M_{fuel} \times (595 + C_p \times (T_{g,out} - T_a)) \times 100}{H_u} \quad (18)$$

در روابط بالا M_f مقدار رطوبت موجود در سوخت می‌باشد و C_p گرمای ویژه رطوبت سوخت است. $T_{g,out}$ دمای گازهای خروجی و T_a دمای هوا می‌باشد. این تلفات برحسب درصد محاسبه می‌شوند.

4-7- عوامل موثر بر راندمان حرارتی دیگ بخار

با توجه به تلفات ذکر شده، عوامل اصلی و تاثیر گذار در راندمان شامل دمای دود، مقدار هوای اضافی، دمای محیط و رطوبت هوا می‌باشند [8]. با افزایش دمای دود تلفات اشاره شده بزرگتر می‌شوند، بنابراین کاهش دمای دود از مهم‌ترین عوامل تاثیرگذار بر راندمان حرارتی به‌شمار می‌رود. با افزایش مقدار هوای اضافی، حجم دود بیشتر شده و باعث افزایش تلفات و متعاقباً کاهش راندمان می‌شود پس انتخاب درصد هوای اضافی مناسب از اهمیت زیادی برخوردار می‌شود. با کاهش دما مطابق روابط شرح داده شده، اختلاف دما دود و هوا زیاد می‌شود که خود عاملی بر افزایش تلفات است. مورد بعدی، رطوبت هوا است حتی اگر مقدار آن کوچک باشد اما در مناطقی که رطوبت زیاد می‌باشد تاثیر این نوع تلفات چشمگیر خواهد بود.

³ Loss of heat due to moisture in fuel

7-5- محاسبه‌ی تلفات

با توجه به استاندارد ASME PTC 4 راندمان حرارتی دیگ بخار از روش غیرمستقیم (تلفات حرارتی) بصورت زیر محاسبه می‌شود [7].

$$\eta_{th} = 100 - Total Loss \quad (19)$$

8- محاسبه‌ی میزان سوخت مصرفی

در این بخش به نحوه محاسبه مقدار مصرف سوخت در دیگ بخار می‌پردازیم. میزان انرژی که در دیگ بخار صرف می‌شود برابر است با میزان انرژی که بخار فوق داغ از سوپرهیتر خارج می‌شود بعلاوه مقدار حرارتی که بصورت آب تخلیه از دیگ بخار به بیرون منتقل می‌شود.

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_s (h_{fw} - h_s) + \dot{m}_{bd} (h_{fw} - h_{bd}) \quad (20)$$

در رابطه بالا \dot{m}_s و \dot{m}_{bd} بترتیب دبی بخار فوق داغ و آب تخلیه، همچنین h_{fw} و h_{bd} و h_s بترتیب انتالپی آب تغذیه، انتالپی آب تخلیه و انتالپی بخار فوق داغ می‌باشند. حال که در بخش قبلی راندمان حرارتی بدست آمد، و کل انرژی خالص که از رابطه 20 محاسبه شد، مطابق با رابطه 21 مصرف سوخت گازی حاصل می‌شود [9].

$$\dot{Q}_{tot} = B \times H_u \times \eta_{th} \quad (21)$$

در رابطه بالا B دبی سوخت مصرفی و می‌باشد و H_u ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشد.

9- نتایج محصولات احتراق براساس تحلیل سوخت گازی

مطابق با تحلیل سوخت گازی که در جدول 2 نشان داده شده بود، با جایگذاری مقادیر در صد مولی هر ترکیب در روابط جدول 3 مقدار هر کدام از محصولات احتراق متناسب با اجزا سوخت محاسبه می‌شوند و در نهایت مجموع کل ترکیبات تشکیل شده به ازای کیلوگرم سوخت بدست می‌آید.

جدول 5- محصولات احتراق براساس تحلیل سوخت مصرفی

Content	%Mol	%Wt	N ₂ (kg/kg fuel)	CO ₂ (kg/kg fuel)	H ₂ O (kg/kg fuel)
CH ₄	70.5	59.5	7.861	1.633	1.337
C ₂ H ₆	4.3	6.8	0.839	0.199	0.122
C ₃ H ₈	2.4	5.6	0.669	0.167	0.091
i-C ₄ H ₁₀	2.1	6.4	0.761	0.195	0.100
n-C ₄ H ₁₀	3.8	11.6	1.377	0.352	0.180
i-C ₅ H ₁₂	0.2	0.8	0.089	0.023	0.011
n-C ₅ H ₁₂	0	0	0	0	0
H ₂ S	0	0	0		0
H ₂	11.2	1.2	0.312		0.106
O ₂	0	0	0		
N ₂	5.5	8.1	0.081		
Total	100.00	100.00	11.99	2.57	1.95

همانطور که در جدول 5 مشاهده می‌شود در کل سه ترکیب حاصل احتراق تشکیل شده است و چون در سوخت سولفید هیدروژن وجود ندارد در نتیجه گاز گوگردی اکسید در محصولات نخواهیم داشت. بنابراین استفاده از این نوع سوخت گازی کمتر باعث خوردگی لوله‌های اکونومایزر می‌شود.

با جایگذاری مقادیر درصد جرمی هر ترکیب در روابط جدول 3 مقدار ارزش حرارتی بالا و پایین هر کدام از ترکیبات موجود در سوخت محاسبه می‌شوند و در نهایت ارزش حرارتی سوخت گازی مورد استفاده به ازای کیلوگرم سوخت بدست می‌آید.

جدول 6- نتایج محاسبه ارزش حرارتی پایین و بالای سوخت

Content	Ho	kcal/kg	Hu	kcal/kg
CH ₄	13260*% Wt /100	7,892.1	11950*% Wt /100	7,112.4
C ₂ H ₆	12390*% Wt /100	843.2	11340*% Wt /100	771.7
C ₃ H ₈	12030*% Wt /100	670.0	11070*% Wt /100	616.5
i-C ₄ H ₁₀	11830*% Wt /100	759.9	10930*% Wt /100	702.1
n-C ₄ H ₁₀	11800*% Wt /100	1,371.7	10900*% Wt /100	1,267.0
i-C ₅ H ₁₂	11710*% Wt /100	88.9	10830*% Wt /100	82.3
n-C ₅ H ₁₂	11710*% Wt /100	0.0	10830*% Wt /100	0.0
H ₂ S	4160*% Wt /100	0.0	3840*% Wt /100	0.0
H ₂	33870*% Wt /100	402.5	28650*% Wt /100	340.5
O ₂	0	0.0	0	0.0
N ₂	0	0.0	0	0.0
Total-Cal.	12,028.3		Kcal/kg Hu	10,892.6 Kcal/kg
Total-Rep.	-		Kcal/kg Hu	10,894 Kcal/kg

10- محاسبه افت‌های حرارتی و تعیین راندمان دیگ بخار

همان‌طور که قبلاً به روش تلفات حرارتی اشاره شد، محاسبه راندمان از طریق اندازه‌گیری تلفات می‌باشد. در محاسبه‌ی راندمان، ورودی و خروجی سیستم و تلفات براساس استاندارد 4 ASME-PTC در نظر گرفته شده‌اند. ورودی به سیستم میزان انرژی حاصل از سوخت لحاظ می‌شود و خروجی‌ها شامل تلفات ناشی از گرمای گاز خشک خروجی، تلفات تشعشعی و جابجایی، تلفات ناشی از رطوبت در سوخت، تلفات ناشی از کربن نسوخته، تلفات ناشی از رطوبت هوا و تلفات غیر قابل اندازه‌گیری هستند که در این تحقیق مورد ارزیابی قرار گرفته‌اند.

مشخصات ترمودینامیک ورودی‌ها و خروجی‌های بویلر از قبیل دبی، دما و فشار آب تغذیه ورودی به دیگ بخار، آب تخلیه و بخار فوق داغ خروجی از آن در حداکثر ظرفیت مورد استفاده⁴ و بشرح جدول شماره 7 برای محاسبات موازنه حرارتی و بازدهی بویلر استفاده می‌شود.

⁴ Maximum Continuous Rating (MCR)

جدول 7- نتایج مشخصات ترمودینامیکی ورودی و خروجی دیگ بخار

Item	Boiler Duty Without Eco	Unit	Fuel Gas Firing-70%
P_s	Superheater Steam Press.	barg	42.5
\dot{m}_s	Superheater Steam Flow	kg/hr	158,900
T_s	Superheater Steam Terminal Point	°C	404
P_{drum}	Steam Drum Press.	bar (g)	46.0
T_{drum}	Steam Drum Temp.	°C	260.1
\dot{m}_{fw}	Feed Water Flow	kg/hr	172,900
P_{fw}	Feed Water Press.	bar (g)	60
T_{fw}	Feed Water Temp.	°C	118
\dot{m}_{bd}	Blow Down Flow	kg/hr	14,000
	% Blow Down Flow		8.8%

از داده‌های جدول فوق برای محاسبه انرژی جذب شده توسط بخار آب استفاده می‌شود. به این صورت که در دما و فشار نقاط ورودی و خروجی به دیگ بخار انتالپی هر نقطه به سادگی حساب می‌شود و با نوشتن یک رابطه موازنه انرژی، ظرفیت حرارتی بر روی دیگ بخار بدست می‌آید. مقادیر مربوط به تحلیل دود از روابط بخش 7 بدست می‌آید تا از این مقادیر در محاسبه تلفات استفاده شود. دمای دود خروجی از دودکش و درصد هوای اضافی نیز براساس آزمون عملکرد نشان داده شده است. در جدول 8 نتایج محاسبات بطور کامل آمده است.

جدول 8- نتایج تحلیل دود مرطوب و خشک در دیگ بخار

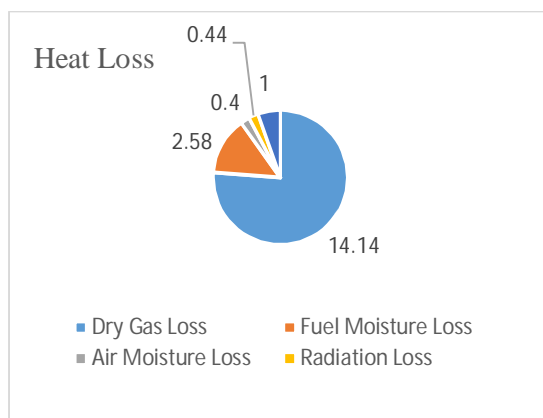
Item	Boiler Duty Without Economizer	Unit	Fuel Gas Firing-70%
T_a	Ambient Temp.	°C	21
T_g	Stack Temperature (Without Eco)	°C	334.9
ε	Excess Air Ratio		1.38
$m_{d,theo}$	Theoretical Dry Air	kg/kg fuel	15.506
m_d	$\varepsilon \times m_{d,theo}$	kg/kg fuel	21.398
M_a	Moisture in Air	kg/kg fuel	0.300
m_{tot}	$m_d + M_a$	kg/kg fuel	21.697
F	Fuel	kg/kg fuel	1.000
G_{tot}	$m_{tot} + F$	kg/kg fuel	22.697
M_{fuel}	Moisture in Fuel	kg/kg fuel	1.947
$M_{fuel} + M_a$	Moisture in Flue Gas	kg/kg fuel	2.247
$G_{d,tot}$	$G_{tot} - M_a - M_{fuel}$	kg/kg fuel	20.45
$(T_g - T_a)$		°C	313.9

در ادامه با استفاده از نتایج جدول 8 و مقدار ارزش حرارتی سوخت، تلفات دیگ بخار را محاسبه نموده و در نهایت راندمان بویلر بدست می‌آید.

جدول 9- راندمان حرارتی، میزان مصرف سوخت و مقدار دود تولیدی در دیگ بخار

Item	Boiler Duty Without Eco	Unit	Fuel Gas Firing-70%
H_u	Lower Heating Value	kcal/kg	10,892.6
L_d	Dry Gas Loss	%	14.14
L_f	Fuel Moisture Loss	%	2.58
L_a	Air Moisture Loss	%	0.40
L_c	Unburned Loss	%	0.00
L_r	Radiation Loss -ASME	%	0.44
L_u	Uncounted Loss	%	1.00
L_{tot}	Total Loss	%	18.563
η_{th}	Boiler Efficiency	%	81.44
\dot{Q}_{tot}	Boiler Duty Net	kcal/hr	105,413,907
		MW	122.5
B	Fuel Consumption	kg/hr	11,884
\dot{m}_a	Air Flow	kg/hr	257,842
\dot{m}_g	Flue Gas Flow	kg/hr	269,726
\dot{V}_g	Flue Gas Flow	Nm ³ /hr	217,171

برای مقایسه میزات افت‌های بویلر، افت‌های محاسبه شده در حداکثر ظرفیت مورد استفاده بویلر، 70 درصد ظرفیت نامی آن، در شکل 3 درج شده است. همانگونه که ملاحظه می‌شود میزات افت ناشی از هوای خشک در مقایسه با سایر افت‌ها بسیار قابل توجه می‌باشد. با توجه به ظرفیت نامی بویلر، 227 تن در ساعت، این میزان افت حرارت باعث اتلاف انرژی شده و آلاینده‌های زیست محیطی را نیز افزایش می‌دهد.


شکل 3- مقایسه تلفات حرارتی بدست آمده از موازنه حرارتی دیگ بخار

وقتی که یک تن گاز کربن دی‌اکسید در اتمسفر منتشر می‌شود، برای مدتی در لایه‌های جو باقی می‌ماند و با جلوگیری از خروج گرما باعث گرم شدن هوای کره زمین می‌شود که تأثیرات زیادی بر اقلیم و زندگی انسان از خود بر جای

می‌گذارد. بنابراین هزینه غیر مستقیمی تحت عنوان هزینه اجتماعی کربن تعریف می‌شود که هزینه اجتماعی کربن (SCC)⁵ هزینه خسارات ناشی از تولید یک تن اضافی دی‌اکسید کربن بر منافع غیر اقتصادی جامعه است [11-13]. با توجه به مقادیر جدول 5 تقریباً 16% از دود تولیدی شامل گاز کربن‌دی‌اکسید می‌باشد، در شرایط کاری بویلرهای پالایشگاه آلاینده‌های زیادی به محیط اطراف وارد می‌شود.

11- نتیجه‌گیری

همانطور که در این تحقیق ملاحظه می‌شود، دمای گازهای خروجی از دودکش بالا می‌باشد و درصد هوای اضافی نسبتاً مقدار بزرگی دارد. بنابراین باعث بیشتر شدن تلفات خواهد شد که این امر باعث راندمان پایین و مصرف سوخت بیشتری می‌باشد. همچنین با توجه به نتایج حاصل از تلفات حرارتی، تلفات ناشی از هوای خشک بیشترین سهم را در میان سایر تلفات به خود اختصاص داده است. از این رو اصلاح درصد هوای اضافی و کاهش دمای گازهای خروجی از روش‌های موثر جهت کاهش تلفات می‌باشد. با توجه به اعداد جدول 9 ملاحظه می‌شود که بیش از 18 درصد انرژی حاصل از احتراق در فرایند انتقال گرما به سیال بویلرها وارد نمی‌شود و بخش اعظم این افت‌ها، افت ناشی از گاز خشک، از طریق دودکش خارج می‌شود. بمنظور استحصال انرژی اتلاف شده پیشنهاد می‌شود با نصب اکونومایزر، از گرمای موجود در گازهای داغ خروجی از دودکش نسبت به گرم کردن آب ورودی بویلرها اقدام شود. اینکار باعث افزایش کارایی بویلرها شده و ضمن کاهش مصرف سوخت، از انتشار آلاینده‌های زیست محیطی جلوگیری خواهد نمود.

12- منابع

- [1] ASME PTC 4., Fired Steam Generators Performance Test Codes, 2014.
- [2] Rehan, A., Habib, M. A., Elshafei, M., & Alzaharnah, I. T., Modeling time variations of boiler efficiency. *Journal of Energy Resources Technology*, 140(5), 052001, 2018.
- [3] Comakli, K., & Terhan, M. (2016). Energy and economic analysis of heat recovery from boiler exhaust flue gas. *International Journal of Energy and Power Engineering*, 10(4), pp. 450-458, 2016.
- [4] Purseth, S., Dansena, J., & Desai, M. S., PERFORMANCE ANALYSIS AND EFFICIENCY IMPROVEMENT OF BOILER-A REVIEW. *Int. J. Eng. Appl. Sci. Technol*, 5(12), pp. 326-331, 2021.
- [5] Qobar, M., Syuhada, A., & Maulana, M. I., ANALYSIS OF HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF TUBE BANKS ECONOMIZER USING NUMERICAL METHODS. *Bulletin of Engineering Science, Technology and Industry*, 1(1), pp. 19-31, 2023.
- [6] Purseth, S., Dansena, J., & Desai, M. S., Performance Analysis and Efficiency Improvement of Boiler-A Review. *Int. J. Eng. Appl. Sci. Technol*, 5(12), pp. 326-331, 2021.
- [7] Men, Y., Liu, X., & Zhang, T., A review of boiler waste heat recovery technologies in the medium-low temperature range. *Energy*, 237, pp. 121560, 2021.
- [8] Behzadi A., Abbasian arani A.A, Numerical optimization of water tube boiler energy recovery using a new economizer. *International Journal of Thermofluids*, 26, pp.101061, 2025.
- [9] Chao, L., Ke, L., Yongzhen, W., Zhitong, M., & Yulie, G. (2017). The effect analysis of thermal efficiency and optimal design for boiler system. *Energy Procedia*, 105, pp. 3045-3050, 2017.
- [10] Yu, T., & Yuan, J. Q., Modeling of the coal-fired utility boiler in a thermal power plant based on macro energy balance. *Advanced Materials Research*, 732, pp. 29-36, 2013.

⁵ Social Carbon Cost



- [11] Jouhara, H., Khordehgah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A., & Tassou, S. A., Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 6, pp. 268-289, 2018.
- [12] Saleh, L., al Zaabi, M., & Mezher, T., Estimating the social carbon costs from power and desalination productions in UAE. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 114, pp. 109284, 2019.
- [13] Rahimi, F., Atabi, F., Nouri, J., & Omrani, G., Social cost of CO2 emissions in Tehran waste management scenarios and using life cycle assessment to select the 141 Scenario with the least impact on global warming. *Advances in Environmental Technology*, 7(1), pp. 11-17, 2021.