

# راهکارهای بهینه سازی مصرف انرژی در نیروگاه بخار

energyenergy.ir

## فهرست مطالب

صفحه	عنوان
۹	<b>فصل اول : راهکارهای مکانیکی</b>
۹	۱-۱. بهبود کارایی کندانسور
۱۰	۱-۱-۱. حذف نشت هوا به کندانسور
۱۰	۱-۱-۲. بهبود عملکرد نازل‌های کندانسور
۱۲	۱-۲. بهبود عملکرد برج‌های خنک کننده خشک
۱۳	۱-۲-۲. بررسی کارایی برج خنک کن نیروگاه مورد بررسی
۱۷	۱-۳. افزایش راندمان بویلر از طریق تنظیم هوای اضافه
۲۱	۱-۴. جلوگیری از خوردگی و تشکیل اسید
۲۲	۱-۴-۱. عوامل مؤثر بر تشکیل رسوب و ایجاد خوردگی
۲۵	۱-۴-۲. افزودن مواد مناسب به سوخت
۲۷	۱-۵. استفاده حداقل از آب جبرانی
۲۸	۱-۶. استفاده از SONIC SOOT BLOWER به جای STEAM SOOT BLOWER
۲۹	۱-۶-۱. مبانی فیزیکی سیستم پاک کننده صوتی
۳۰	۱-۶-۲. مشخصات فنی محصول/مشخصات فنی طرح پیشنهادی
۳۴	۱-۶-۳. لیست تجهیزات و مشخصات SONIC SOOT BLOWER
۳۷	۱-۶-۴. آنالیز فنی و اقتصادی استفاده از سیستم پاک کننده صوتی
۳۸	۱-۷. بهبود عملکرد توربین نیروگاه
۴۳	۱-۸. بهبود عملکرد ژونگستروم
۴۵	۱-۸-۱. تأثیر سیستم‌های آب بندی ژونگستروم در افزایش راندمان بویلر
۴۷	۱-۸-۲. راهکارهای کاهش نشت
۴۸	۱-۸-۳. تأثیرات ناشی از نشتی‌ها در ژونگستروم
۴۸	الف- آثار حرارتی ناشی از وجود نشتی در ژونگستروم
۴۹	ب- بررسی تأثیرات ناشی از نشتی‌ها در ژونگستروم از دیدگاه الکتریکی
۵۰	۱-۸-۴. تأثیر کاهش دمای گازهای خروجی از ژونگستروم
۵۱	۱-۹. اصلاح وضعیت بهره‌برداری از پمپ‌های آب خنک کن
۵۴	۱-۱۰. اصلاح وضعیت بهره‌برداری از فن‌های هوای احتراق
۵۵	<b>فصل دوم : راهکارهای الکتریکی</b>
۵۵	۱-۲. بررسی ساعات کارکرد واحدهای مختلف نیروگاه
۵۶	۲-۲. بررسی درصد بارگذاری تجهیزات پرمصرف انرژی الکتریکی در واحدهای مختلف نیروگاه
۵۷	۲-۲-۱. فن‌های هوای احتراق (F.D.fan)
۵۷	۲-۲-۲. فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan)
۵۷	۲-۲-۳. فن‌های مکش دود (I.D.fan)
۵۸	۲-۲-۴. پمپ‌های آب تغذیه (F.W.P)

۵۸	۵-۲-۲. پمپ های آب گردش (C.W.P)
۵۹	۶-۲-۲. پمپ های آب کندانسه مرحله دوم (CP-st2)
۵۹	۷-۲-۲. بررسی درصد بارگذاری تجهیزات ۴۰۰ ولت در واحدهای مختلف نیروگاه
۵۹	۳-۲. عملکرد تجهیزات و نقش کنترل کننده های دور
۶۳	۴-۲. راهکارهای قابل اجرا جهت کاهش مصرف داخلی در نیروگاه
۶۳	۱-۴-۲. نصب درایو کنترل سرعت (VSD) بر روی تجهیزات
۶۳	۲-۴-۲. بررسی نصب درایو بر روی فن های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.Fan)
۷۱	۳-۴-۲. بررسی نصب درایو بر روی فن های احتراق (F.D.Fan)
۷۷	۴-۴-۲. نصب کوپلینگ هیدرولیک بر روی پمپ های آب تغذیه
۸۲	<b>فصل سوم : جمع بندی و اولویت بندی راهکارهای پیشنهادی</b>
۸۲	۱-۳. جمع بندی راهکارهای مکانیکی
۸۳	۳-۳. جمع بندی راهکارهای الکتریکی
۸۵	۳-۳. اویت بندی راهکارها
۸۸	<b>مراجع و منابع:</b>

## فهرست جداول

عنوان	صفحه
جدول ۱-۱. میزان ضرر مالی ناشی از افزایش فشار کندانسور.....	۹
جدول ۲-۱. تعیین نیروگاه هدف جهت نصب دیوار باد شکن.....	۱۳
جدول ۳-۱. پارامترهای مورد نیاز جهت تحلیل برج‌های خنک کن.....	۱۳
جدول ۴-۱. گرمای دفع شده برج‌های خنک‌کن در شرایط دمایی متفاوت محیط.....	۱۴
جدول ۵-۱. گرمای دفع شده برج‌های خنک‌کن فاز ۱ در شرایط دمایی متفاوت محیط.....	۱۴
جدول ۶-۱. مقایسه میزان اکسیژن ثبت شده توسط سنسورهای نیروگاه و مقادیر اندازه‌گیری شده.....	۱۹
جدول ۷-۱. میزان هوای اضافی در شرایط طراحی و اندازه‌گیری.....	۲۱
جدول ۸-۱. میزان صرفه جویی سوخت در اثر کاهش هوای اضافی مجاز ضمن افزودن کاتالیست منگنز به سوخت.....	۲۶
جدول ۹-۱. مزایای سیستم پاک‌کننده صوتی نسبت به سیستم دوده روب بخاری.....	۲۸
جدول ۱۰-۱. اطلاعات فنی دو نمونه از SONIC SOOT BLOWER های شرکت SOUND BLAST.....	۳۴
جدول ۱۱-۱. لیست تجهیزات و مشخصات SONIC SOOT BLOWER.....	۳۴
جدول ۱۲-۱. محاسبه میزان تغییر راندمان توربین فشار ضعیف واحدهای فاز اول نیروگاه با تغییرات فشار کندانسور در بارهای مختلف.....	۴۱
جدول ۱۳-۱. محاسبه میزان تغییر راندمان توربین فشار ضعیف واحدهای فاز دوم نیروگاه با تغییرات فشار کندانسور در بارهای مختلف.....	۴۱
جدول ۱۴-۱. میزان ضرر مالی ناشی از افت راندمان توربین فشار ضعیف در اثر عوامل داخلی.....	۴۳
جدول ۱۵-۱. شرح مسیرهای عبور دود و هوا.....	۴۶
جدول ۱۶-۱. میزان تلفات انرژی حرارتی در اثر نشتی ژونگستروم.....	۴۹
جدول ۱۷-۱. میزان تلفات انرژی الکتریکی در اثر نشتی ژونگستروم.....	۵۰
جدول ۱۸-۱. تعیین دمای آب خروجی از برج خنک کن در بار ۱۰۰ درصد با لوور ۱۰۰٪ باز.....	۵۲
جدول ۱۹-۱. تعیین دمای آب خروجی از برج خنک کن در بار ۷۵ درصد با لوور ۱۰۰٪ باز.....	۵۳
جدول ۱-۲. تقسیم بندی راهکارها با توجه به زمان بازگشت سرمایه.....	۵۵
جدول ۲-۲. مجموع زمان‌های کارکرد واحدهای فاز اول در سال ۱۳۸۹.....	۵۶
جدول ۳-۲. مجموع زمان‌های کارکرد واحدهای فاز دوم در سال ۱۳۸۹.....	۵۶
جدول ۴-۲. مجموع زمان‌های کارکرد واحدهای فاز اول در سال ۱۳۹۰.....	۵۶
جدول ۵-۲. اطلاعات اندازه‌گیری فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.FAN) واحدهای بخاری نیروگاه.....	۶۴
جدول ۶-۲. اطلاعات طراحی فن سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.FAN).....	۶۷

- جدول ۲-۷. توان درایو با توجه به ارتفاع از سطح دریا و فاصله موتور تا تابلو..... ۶۸
- جدول ۲-۸. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب درایو بر روی فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.FAN). ۷۰
- جدول ۲-۹. اطلاعات اندازه‌گیری فن‌های هوای احتراق (F.D.FAN) واحدهای بخاری نیروگاه..... ۷۲
- جدول ۲-۱۰. اطلاعات طراحی فن هوای احتراق (F.D.FAN)..... ۷۵
- جدول ۲-۱۱. توان درایو با توجه به ارتفاع از سطح دریا و فاصله موتور تا تابلو..... ۷۵
- جدول ۲-۱۲. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب درایو بر روی فن هوای احتراق (F.D.FAN)..... ۷۶
- جدول ۲-۱۳. اطلاعات طراحی پمپ‌های آب تغذیه..... ۷۹
- جدول ۲-۱۴. محاسبه میزان صرفه‌جویی انرژی بوسیله نصب هیدروکوپلینگ بر روی پمپ‌های آب تغذیه..... ۸۰
- جدول ۳-۱. جمع‌بندی راهکارهای مکانیکی ارائه شده در نیروگاه..... ۸۲
- جدول ۳-۲. محاسبه میزان هزینه سرمایه‌گذاری و بازگشت سرمایه برای نیروگاه..... ۸۳
- جدول ۳-۳. محاسبه مصرف داخلی نیروگاه مطابق با آمار سال ۸۹..... ۸۴
- جدول ۳-۴. مصرف داخلی نیروگاه پس از اجرای راهکارها..... ۸۴
- جدول ۳-۵. انرژی صرفه‌جویی شده در اثر بکارگیری راهکارهای نصب درایو در نیروگاه..... ۸۴
- جدول ۳-۶. درصد کاهش مصرف داخلی در اثر بکارگیری راهکارهای نصب درایو در نیروگاه..... ۸۵
- جدول ۳-۷. خلاصه نتایج راهکارهای کاهش مصرف داخلی در نیروگاه بخار مورد نظر..... ۸۷

## فهرست اشکال

صفحه	عنوان
۱۰	شکل ۱-۱. استفاده از فیلتر مناسب در مسیر آب خروجی از برج خنک کن
۱۱	شکل ۲-۱. تغییر نازل‌های کندانسور در جهت عملکرد بهتر
۱۱	شکل ۳-۱. مقایسه دو نازل در کندانسور (مطالعه موردی)
۱۶	شکل ۴-۱. روش تعیین کارایی برج
۱۷	شکل ۵-۱. تغییرات راندمان با میزان هوای اضافه
۲۰	شکل ۶-۱. تأثیر هوای اضافه بر راندمان نیروگاه
۲۴	شکل ۷-۱. بررسی تغییرات میزان خوردگی سطوح فلزی در تماس با گازهای حاصل از احتراق با دمای سطح فلز
۳۰	شکل ۸-۱. دامنه شنوایی انسان
۳۰	شکل ۹-۱. زمان کار SONIC SOOT BLOWER
۳۲	شکل ۱۰-۱. تجهیزات مورد نیاز برای نصب SONIC SOOT BLOWER
۳۳	شکل ۱۱-۱. SONIC SOOT BLOWER های نصب شده در یک واحد نیروگاهی ۶۵۰ MW
۳۸	شکل ۱۲-۱. اثر فشار کندانسور بر راندمان توربین‌ها در بار ۱۰۰ درصد برای فاز دوم نیروگاه
۳۹	شکل ۱۳-۱. اثر فشار کندانسور بر راندمان توربین‌ها در بار ۷۵ درصد برای فاز دوم نیروگاه
۴۰	شکل ۱۴-۱. اثر فشار کندانسور بر راندمان توربین‌ها در بار ۵۰ درصد برای فاز دوم نیروگاه
۴۰	شکل ۱۵-۱. اثر فشار کندانسور بر راندمان توربین‌ها در بار ۱۰۰ درصد برای فاز اول نیروگاه
۴۲	شکل ۱۶-۱. تاثیر تغییر راندمان توربین فشار ضعیف بر راندمان نیروگاه بخار (خروجی نرم‌افزار ترموفلکس)
۴۴	شکل ۱۷-۱. عملکرد ژونگستروم
۴۵	شکل ۱۸-۱. مسیرهای عبور هوا و دود
۴۸	شکل ۱۹-۱. نمونه ای از سیستمهای آب بندی
۵۲	شکل ۲۰-۱. اطلاعات مربوط به برج و کندانسور در شرایط طراحی در بارهای ۱۰۰ و ۷۵ درصد
۵۲	شکل ۲۱-۱. شماتیک شبیه سازی برج و کندانسور نیروگاه در شرایط کارکرد یک CWP در بار ۱۰۰٪
۵۲	شکل ۲۲-۱. شماتیک شبیه سازی برج و کندانسور نیروگاه در شرایط کارکرد یک CWP در بار ۷۵٪
۵۳	شکل ۲۳-۱. نمودار تاثیر فشار کندانسور بر راندمان خالص نیروگاه
۶۰	شکل ۱-۲. اثر تروتلینگ (استفاده از والو) بر روی یک پمپ
۶۱	شکل ۲-۲. تأثیر کاهش دور بر روی عملکرد پمپ‌ها
۶۲	شکل ۳-۲. مقایسه مصرف انرژی در روش‌های مختلف کنترل فلوی هوای فن

- شکل ۲-۴. رابطه توان مصرفی پمپها و فنها با تغییر سرعت آنها ۶۲
- شکل ۲-۵. نمودار توان اکتیو و راکتیو فن سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.FAN) دور اول (NR13) واحد ۶ بخار ۶۵
- شکل ۲-۶. نمودار توان اکتیو و راکتیو فن سیرکولاسیون هوای داغ (GRFAN) دور اول (NR14) واحد ۶ بخار ۶۵
- شکل ۲-۷. شماتیک ارسال سیگنال به دمپر کنترلی فن سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.FAN) ۶۶
- شکل ۲-۸. شماتیک ارسال سیگنال به درایو جهت کنترل فن سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.FAN) ۶۶
- شکل ۲-۹. نتیجه نرم افزار FANSAVE برای فنهای سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.FAN) واحد ۱ بخار ۷۰
- شکل ۲-۱۰. نمودار توان اکتیو و راکتیو فن هوای احتراق (F.D.FAN A) واحد ۶ بخار ۷۳
- شکل ۲-۱۱. نمودار توان اکتیو و راکتیو فن هوای احتراق (F.D.FAN B) واحد ۶ بخار ۷۳
- شکل ۲-۱۲. شماتیک ارسال سیگنال به دمپر کنترلی فن هوای احتراق (F.D.FAN) ۷۴
- شکل ۲-۱۳. شماتیک ارسال سیگنال به درایو کنترلی فن هوای احتراق (F.D.FAN) ۷۴
- شکل ۲-۱۴. نتیجه نرم افزار FANSAVE برای فنهای هوای احتراق (F.D.FAN) واحد ۱ بخار ۷۷
- شکل ۲-۱۵. شماتیک کوپلینگهای هیدرولیکی ۷۸
- شکل ۲-۱۶. مقایسه توان مصرفی در دو حالت تروتلینگ و استفاده از کوپلینگ هیدرولیک ۷۸

## چکیده

گزارش حاضر به ارائه راهکارهای مکانیکی و الکتریکی در جهت افزایش راندمان و کاهش میزان مصرف داخلی واحدهای یک نیروگاه بخاری در ارتفاع ۱۶۰۰ متری از سطح دریا پرداخته است. این گزارش در سه فصل، راهکارهای مکانیکی (فصل اول)، راهکارهای الکتریکی (فصل دوم) و اولویت بندی راهکارها (فصل سوم) تهیه شده است. در دو فصل اول و دوم، به راهکارهای کلی و موردی در جهت بهبود راندمان نیروگاه مورد نظر اشاره شده و میزان سرمایه گذاری و مدت زمان بازگشت سرمایه آن نیز محاسبه شده است. در نهایت، در فصل سوم اولویت بندی اجرای راهکارهای پیشنهادی با استفاده از شاخص های اقتصادی آورده شده است.



## فصل اول

### راهکارهای مکانیکی

در این فصل از گزارش راهکارهای کلی و موردی در جهت بهبود راندمان نیروگاه مورد نظر ارائه می شود.

#### ۱-۱. بهبود کارایی کندانسور

یکی از مهمترین عوامل مؤثر بر افت راندمان کندانسور، افزایش فشار آن است. لذا در ادامه، میزان ضرر مالی ناشی از افزایش فشار کندانسور محاسبه و به بررسی علل آن پرداخته شده است. در جدول ۱-۱ میزان افت راندمان به علت افزایش فشار کندانسور و همچنین میزان ضرر مالی ناشی از آن در طول سال برای بارهای ۱۰۰٪ و ۷۵٪ محاسبه شده است. لازم به ذکر است، میزان افزایش فشار کندانسور و متعاقباً افت راندمان، مربوط به اندازه گیریهای انجام گرفته در متوسط دمایی ۲۸ درجه سانتیگراد بوده، لذا خسارت سالیانه ناشی از این افزایش فشار به طور متوسط برای ۸ ماه از سال در نظر گرفته شده است.

جدول ۱-۱. میزان ضرر مالی ناشی از افزایش فشار کندانسور

واحد	بار	میزان افت راندمان به علت افزایش فشار کندانسور (%)	ضرر مالی (Rial/Year)
1	100%	1.9	3.93E+10
2	100%	2.3	4.76E+10
3	100%	3.3	6.83E+10
4	100%	4.1	8.48E+10
5	75%	2.6	5.38E+10
6	100%	1.59	2.99E+10
	75%	0.53	9.81E+08
7	100%	1.28	2.41E+10
	75%	0.88	1.63E+09
8	100%	4.2	8.69E+10

\*. در صورت عدم وجود افت راندمان در بارهای مختلف، میزان افت راندمان در بارهای ۱۰۰ و ۷۵٪ یکسان فرض شده است.

چنانچه ملاحظه شد، افزایش فشار کندانسور در بارهای مختلف، منجر به کاهش راندمان و ضررهای مالی

مترتب از آن، می‌شود. لذا بررسی و بر طرف نمودن علل افزایش فشار کندانسور، به شرح زیر بسیار با اهمیت است.

#### ۱-۱-۱. حذف نشت هوا به کندانسور

از دیگر عوامل تأثیرگذار بر فشار و در نتیجه عملکرد کندانسور، نشت هوا به کندانسور است. لذا بررسی و رفع نشت احتمالی هوا به کندانسور موجب بهبود عملکرد کندانسور می‌شود. علاوه بر این وجود گازهای غیر قابل کندانس موجب افزایش فشار کندانسور خواهند شد. بررسی عملکرد اجکتور در کنار رفع نشتی هوا به کندانسور، موجب بهبود راندمان کندانسور می‌گردد.

#### ۱-۱-۲. بهبود عملکرد نازل‌های کندانسور

از مشکلات موجود در کندانسورهای تماس مستقیم، عملکرد نامناسب نازل‌های مورد استفاده در این کندانسورها است. در حقیقت در این دسته کندانسورها، بخار خروجی از توربین فشار ضعیف کندانس نشده و موجب افزایش فشار کندانسور می‌شود.

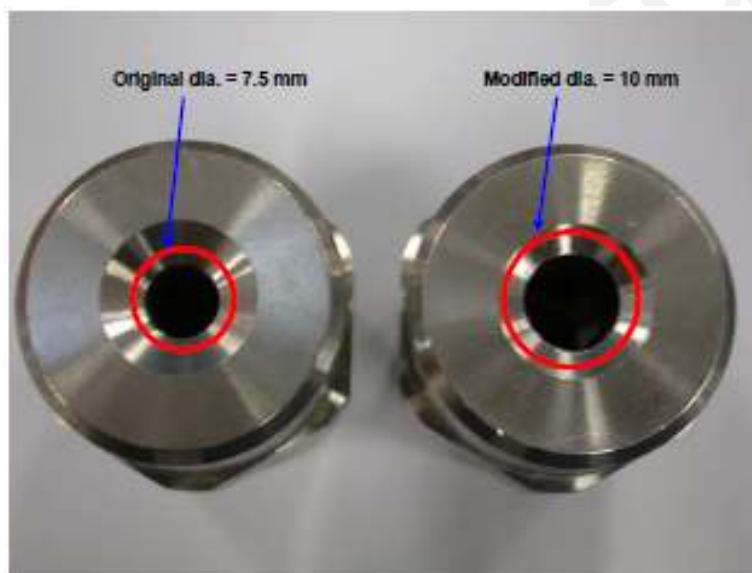
از عوامل بسیار تأثیرگذار در عملکرد نامناسب نازل‌ها، کثیفی آنها است. لذا استفاده از فیلترهای مناسب در مسیر آب خنک کن خروجی از برج خنک کن در تمیز نگه داشتن نازل‌ها بسیار تأثیرگذار است. در شکل ۱-۱ نمونه یک فیلتر جهت استفاده در مسیر آب خنک کن خروجی از سیکل نمایش داده شده است [۱]. در شکل ۱-۲ و شکل ۱-۳، به مقایسه عملکرد دو نازل مورد استفاده در کندانسور پرداخته شده است [۱]. با استفاده از نازل ارتقاء یافته در کندانسور، فشار کندانسور از ۰/۱۳ بار به ۰/۱۱ کاهش یافت که باعث افزایش ظرفیت تولید به میزان ۳٪ شده است.



شکل ۱-۱. استفاده از فیلتر مناسب در مسیر آب خروجی از برج خنک کن



شکل ۱-۲. تغییر نازل‌های کندانسور در جهت عملکرد بهتر



شکل ۱-۳. مقایسه دو نازل در کندانسور (مطالعه موردی)

تفکیک سهم تاثیر نشتی هوا و عملکرد نازل‌ها بر افزایش فشار در انواع کندانسورهای تماس مستقیم و غیر مستقیم بر اساس اندازه گیری های ترمودینامیک (دما و فشار، TTD و ITD) ممکن نیست. لذا بایستی از ابتدا با استفاده از یکی از روش‌های تست نشتی هوا، مانند تست هلیوم، نشتی هوا مشخص و بر طرف و سپس در صورت بالا بودن TTD، کیفی نازل‌ها بررسی شود. در هر حال نازل‌ها به عنوان یک موضوع مهم، ارزش امکان سنجی بهینه سازی را دارد.

شاخص ITD<sup>1</sup> معیاری است برای ارزیابی کارایی سیستم های خنک کن که به صورت زیر تعریف می شود:

<sup>1</sup> Initial (or inlet) Temperature Difference

$$ITD = T_{\text{saturation}} - T_{\text{ambient}}$$

این شاخص یکی از داده های اصلی طراحی در شرایط کار نامی است و مقدار بهینه آن بر اساس ارزیابی اقتصادی، هزینه های ناشی از افت ظرفیت و راندمان، به ویژه در روزهای گرم تعیین می شود. بهبود (افزایش) آن مستلزم سرمایه گذاری بیشتر است که باعث راندمان بهتر و محدودیت کمتر در ظرفیت تولید بخصوص در روزهای گرم است.

تعیین ITD پس از تست تحویل گیری و در دوران بهره برداری، می تواند برای ارزیابی کارایی برج خنک کن و یا ارزیابی اصلاحات روی آن مورد استفاده قرار گیرد. ولی اندازه گیری آن مستلزم ردگیری آن در طی یک پیرو آب و هوایی یک ساله است. اندازه گیری آن بخصوص در فصل زمستان که دمای آب خنک کن با بستن لوور<sup>۱</sup>های برج محدود می شود و لذا ITD نیز محدود می شود، نمی تواند مبنای ارزیابی و قضاوت در مورد کارایی برج خنک کن قرار گیرد.

روش تعیین مقدار بهینه ITD و ارزیابی کارایی برج خنک کن بر اساس آن برای برج های نمونه در مراجع مختلف (از جمله مرجع پی نوشت<sup>۲</sup>) ارائه شده است.

#### ۱-۲. بهبود عملکرد برجهای خنک کننده خشک

در مناطقی که با کمبود آب مواجهند (از قبیل ایران) استفاده از برج خنک کننده خشک با مکش طبیعی یکی از اساسی ترین و کاربردی ترین سیستمهای خنک کننده مورد استفاده است و کمترین میزان تلفات آب را دارد. با این وجود عملکرد این برجها بسیار تابع شرایط محیط است. در طراحی این برجها ممکن است شرایط باد مورد توجه قرار نگیرد. ضمناً توزیع دما در این برجها تابع شرایط وزش باد است. هر گونه تغییرات در این شرایط باعث تغییر در عملکرد برج و نهایتاً تاثیر در بازده و میزان بار نیروگاه خواهد داشت.

تاثیر باد بر محیط خارجی و داخلی برج و مبدلهای حرارتی نصب شده در پایین برج طی مطالعات انجام شده در این ارتباط، بررسی شده است. یکی دیگر از موارد مهم و مورد مطالعه در زمینه برجهای خنک کن، ایجاد دیوارهایی در مسیر ورود هوا به برج، در شرایط وزش باد و بررسی تاثیر آن در عملکرد برج می باشد. از جمله این مطالعات می توان به پژوهش مرجع [۲] اشاره کرد که در آن تاثیر استفاده از دیواره شکل دهنده جریان در مسیر ورود هوا به برج مطالعه شده است. در این پژوهش برای یافتن نیروگاه هدف، چندین مورد بررسی شده است (جدول ۱-۲). همانطور که از این جدول مشخص است مدت زمان وزش باد و افت توان بر اساس وزش باد در نیروگاه مورد نظر نسبت به سایر نیروگاهها قابل توجه بوده است.

<sup>۱</sup> . Louvre

<sup>۲</sup> Electric Power Research Institute, "Comparison of Alternate Cooling Technologies for U.S. Power Plants", EPRI, 2004

جدول ۱-۲. تعیین نیروگاه هدف جهت نصب دیوار باد شکن

ردیف	نام نیروگاه	نوع سیکل	تولید نامی (مگا وات)	افت توان در اثر باد	مدت زمان وزش باد (بر حسب ماه)
۱	نیروگاه مورد بررسی در گزارش	بخار	1600	تا ۴۰ مگا وات	۴
۲	شماره ۱	ترکیبی	349.4	اندازه گیری نشده	
۳	شماره ۲	ترکیبی	1058.2	مورد بحرانی وجود ندارد	
۴	شماره ۳	بخار	301.5	میزان افت گزارش نشده	
		ترکیبی	1000	میزان افت گزارش نشده	
۵	شماره ۴	بخار	1000	تا ۱۰ مگا وات	۳
		ترکیبی	1040.4	تا ۴۰ مگا وات	۳
۶	شماره ۵	بخار	650	تا ۲۵ مگا وات	۶
۷	شماره ۶	ترکیبی	350	تا ۶ درصد	۳
۸	شماره ۷	ترکیبی	660	اندازه گیری نشده	
۹	شماره ۹	ترکیبی	405.6	به ازای هر ۱۰ میلی بار افزایش فشار کندانسور ۱ مگا وات	

۱-۲-۲. بررسی کارایی برج خنک کن نیروگاه مورد بررسی

به منظور بررسی کارایی برج‌های خنک کن خشک نیروگاه، پارامترها و اطلاعات طراحی زیر مورد نیاز می‌باشد که این اطلاعات در جدول ۱-۳ آورده شده است.

جدول ۱-۳. پارامترهای مورد نیاز جهت تحلیل برج‌های خنک کن

اطلاعات برج‌های فاز ۱	واحد	پارامتر
120	m	ارتفاع برج‌های خنک کن
62m	m	قطر دهانه برج
119		تعداد دلتاها
115m	m	ارتفاع دلتاها
2		تعداد مسیرها در هر مبدل حرارتی
6		تعداد ردیف لوله‌ها در هر مبدل حرارتی
60	Degree	زاویه بین دلتاها
30		تعداد پیک کولرها
15	m	ارتفاع پیک کولرها
2		تعداد مسیرها در هر مبدل پیک کولرها
6		تعداد ردیف لوله‌ها در هر مبدل پیک کولرها
70	Degree	زاویه پیک کولرها با افق
60		تعداد فن‌های پیک کولرها
25000	M <sup>3</sup> /hr	دبی آب خنک کن برج خنک کن
		دبی آب خنک کن در دلتاها
2	ton/hrm <sup>2</sup>	دبی هوای عبوری از پیک کولر
1660		ارتفاع منطقه احداث نیروگاه از سطح دریا

5.764	ton/hrm <sup>2</sup>	دبی هوای عبوری از دلتا
-------	----------------------	------------------------

اطلاعات دیگری که به عنوان ورودی‌های لازم جهت تحلیل برج‌های خنک‌کن مورد استفاده قرار می‌گیرند، پارامترهایی هستند که از نمودارها و جداول طراحی که توسط شرکت سازنده ارائه شده اند، استخراج می‌شوند. این پارامترها عبارتند از:

۱. مقدار گرمای دفع شده از برج خنک‌کن:

مقدار گرمای دفع شده از برج خنک‌کن از منحنی‌های شرکت سازنده بر اساس نوع و اندازه و... آن‌ها ارائه می‌شود. براساس اطلاعات ارائه شده توسط شرکت سازنده برج‌های خنک‌کن، گرمای دفع شده این برج‌ها در شرایط دمایی متفاوت محیط در جدول ۱-۴ ارائه شده است.

جدول ۱-۴. گرمای دفع شده برج‌های خنک‌کن در شرایط دمایی متفاوت محیط

Ambient dry bulb temp/°C	16.1	30	40
Condenser temp/°C	46	61.7	70.1
Rejected heat/Q×10 <sup>6</sup> kcal/hr	237	257	263
Peak coolers operation	without peak cooler fans and spray		peak cooler fans running surface wetted

۲. مقدار گرمای دفع شده از پیک کولرها:

طبق جداول ارائه شده و با توجه به دبی هوای عبوری از پیک کولرها و اندازه قطر پروانه فن‌ها و نیز مبدل‌های حرارتی و... مقدار گرمای دفع شده از پیک کولرها، برابر با  $3.633 \times 10^5$  kcal/hr است.

### ۳. ITD

شاخص ITD<sup>۱</sup> معیاری است برای ارزیابی کارایی سیستم‌های خنک‌کن که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$ITD = T_{\text{saturation}} - T_{\text{ambient}}$$

این شاخص یکی از داده‌های اصلی طراحی در شرایط کار نامی است و مقدار بهینه آن بر اساس ارزیابی اقتصادی، هزینه‌های ناشی از افت ظرفیت و راندمان بخصوص در روزهای گرم تعیین می‌شود. بهبود (افزایش) آن مستلزم سرمایه‌گذاری بیشتر است که منجر به راندمان بهتر و محدودیت کمتر در ظرفیت تولید بخصوص در روزهای گرم می‌شود.

به طور مثال بر اساس اطلاعات جدول ۱-۴، ITD برج خنک‌کن مربوطه به صورت جدول ۱-۵ می‌باشد.

جدول ۱-۵. گرمای دفع شده برج‌های خنک‌کن فاز ۱ در شرایط دمایی متفاوت محیط

Ambient dry bulb temp/°C	16.1	30	40
Condenser temp/°C	46	61.7	70.1

<sup>۱</sup> Initial (or inlet) Temperature Difference

ITD	29.9	31.7	30.1
-----	------	------	------

جهت حصول اطمینان از صحت عملکرد برج‌های خنک کن نیروگاه، کارایی این برج‌ها باید مورد بررسی قرار گیرد. به همین منظور روش بررسی کارایی برج‌های خنک کن مطابق با فلوجارت شکل ۱-۴، در ادامه بیان می‌شود.

با اندازه گیری دمای آب در مقاطع ورودی و خروجی هر برج،  $T_{W\ in}$  و  $T_{W\ out}$  و نیز با قرائت دبی پمپ گردش آب خنک  $G_w$ ، می‌توان مقدار حرارتی که از برج خنک کن دفع می‌شود را با استفاده از معادله زیر به دست آورد.

$$Q = G_w(T_{W\ in} - T_{W\ out})$$

بر اساس طراحی شرکت سازنده برج، انتظار می‌رود که دمای آب در کندانسور مساوی مقدار معینی باشد که این مقدار با  $T_c$  نشان داده می‌شود.

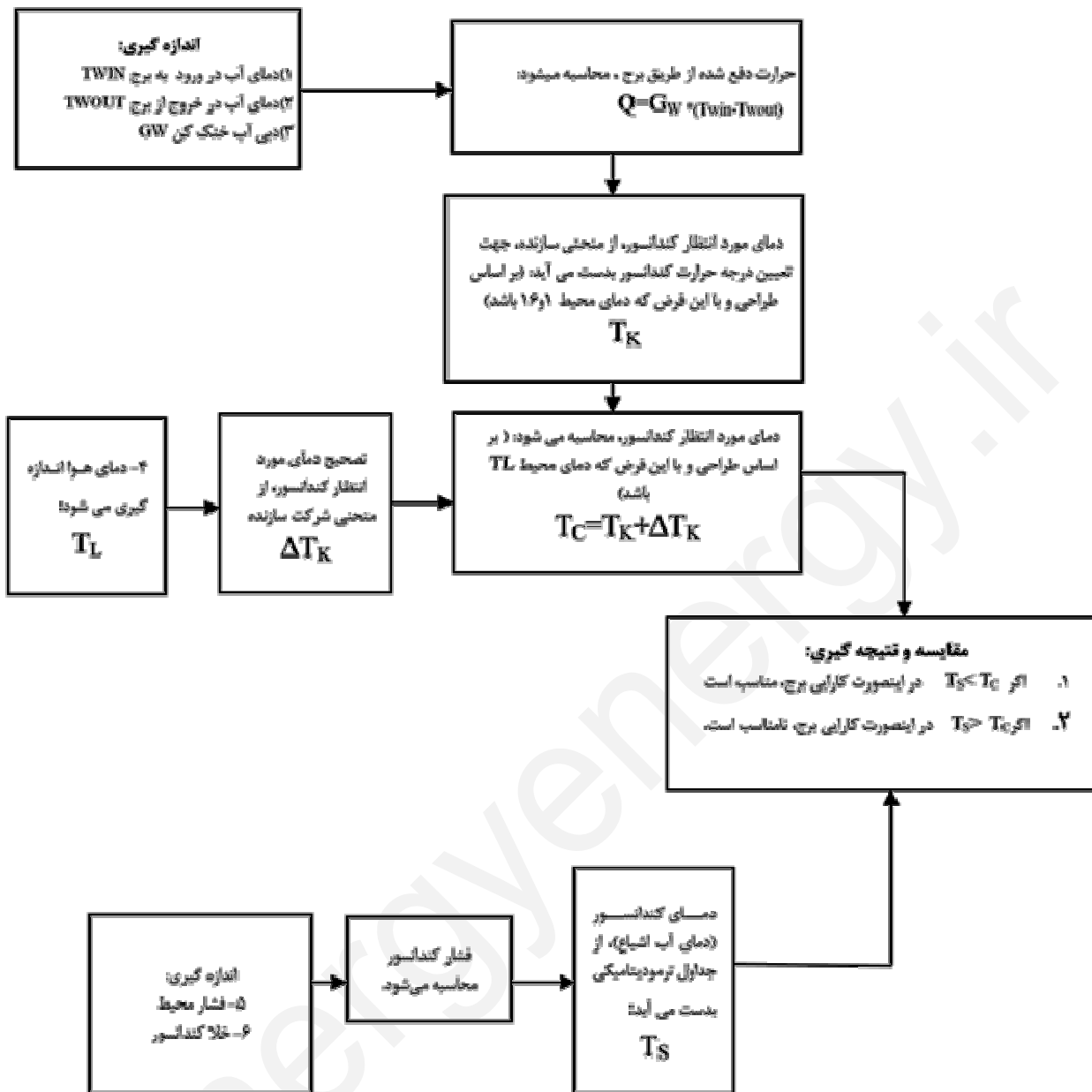
$T_s$  درجه حرارت آب اشباع در کندانسور نیز یا به صورت مستقیم (از طریق اندازه گیری) و یا به طور غیر مستقیم (با اندازه گیری مقادیر فشار هوا و خلاء کندانسور و با استفاده از جداول ترمودینامیکی بخار اشباع) قابل محاسبه است. در صورتی که  $T_s < T_c$  باشد به این معنی است که دمای آب در کندانسور کمتر از مقدار مورد انتظار است در نتیجه حرارت دفع شده توسط برج ( $Q$ ) بیشتر از مقداری است که شرکت سازنده تضمین کرده است. در این حالت برج از کارایی مناسبی برخوردار است. در غیر این صورت برج نتوانسته است دمای آب در کندانسور ( $T_s$ ) را به اندازه کافی کاهش دهد. بنابراین به طور خلاصه می‌توان گفت که شرط مناسب بودن کارایی برج برقراری شرط زیر  $T_s - T_c < 0$  است.

✓ روش تعیین دمای کندانسور  $T_c$

با محاسبه  $Q$  و با استفاده از نمودار ارائه شده از طرف شرکت سازنده، جهت تعیین درجه حرارت کندانسور می‌توان درجه حرارت تضمین شده کندانسور را به دست آورد. در این منحنی محور افقی مقدار حرارتی است که توسط برج دفع شده است. محور عمودی نیز بیانگر درجه حرارتی است که در صورت دفع این مقدار حرارت توسط برج، باید در کندانسور حاکم باشد. بنابراین از این نمودار می‌توان درجه حرارت تضمین شده کندانسور (توسط شرکت سازنده برج) را به دست آورد.

باید توجه داشت که این منحنی در شرایطی صادق است که دمای محیط  $16.1^\circ C$  باشد. در صورتی که دمای محیط با مقدار فوق متفاوت باشد باید با استفاده از منحنی های تصحیح دما که توسط سازنده ارائه شده است،

مقدار تصحیح شده برای درجه حرارت تضمین شده کندانسور، به دست می‌آید [۳]



شکل ۱-۴. روش تعیین کارایی برج

به عنوان مثال، اگر دمای محیط  $16.1^{\circ}\text{C}$  و مقدار  $Q$  مساوی  $237 \times 10^6 \text{ Kcal/h}$  به دست آمده باشند. شرکت سازنده برج تضمین کرده است که دمای آب اشباع در کندانسور بیشتر از  $46^{\circ}\text{C}$  نخواهد شد [۳]. اگر فرض شود که دمای محیط به جای  $16.1^{\circ}\text{C}$  معادل  $14^{\circ}\text{C}$  باشد، در این صورت ممکن است دمای مناسبی که در کندانسور حاکم است نه به دلیل کارایی برج، بلکه به علت خنک بودن هوای محیط باشد. در این حالت با استفاده از منحنی شرکت سازنده، مقدار تصحیحی که لازم است در دمای تضمین شده کندانسور اعمال شود، حدود  $1.8^{\circ}\text{C}$  به دست



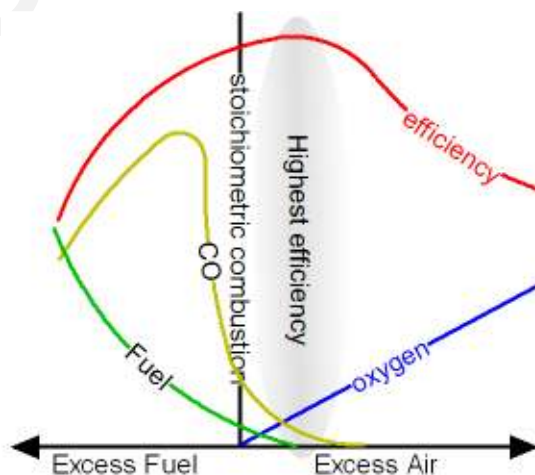
می آید. در این شرایط شرکت سازنده برج تضمین کرده است که دمای کندانسور، مساوی و یا کمتر از  $46-1.8=44.2^{\circ}\text{C}$  خواهد بود. بنابراین اگر دمای اندازه گیری شده آب اشباع در کندانسور کمتر از این مقدار باشد، کارایی برج مناسب و در غیر این صورت، نامناسب ارزیابی می گردد.

با توجه به عدم دسترسی به اطلاعات ارائه شده توسط شرکت سازنده برج های خنک کن نیروگاه مورد بحث، عملاً امکان بررسی کارایی برج های مذکور وجود ندارد. علاوه بر عدم وجود اطلاعات لازم، اندازه گیری های مورد نیاز جهت بررسی کارایی برج های خنک کن نیاز به شرایط خاصی دارد که عبارتند از:

- دما در زمان اندازه گیری تست عملکرد سیستم خنک کننده، باید در محدوده  $10^{\circ}\text{C} < T_{\text{am}} < 40^{\circ}\text{C}$  باشد.
- باید تمامی سکتورها و هر دو پمپ CWP در مدار بوده و تمام لوورهای برج نیز باید به طور کامل باز باشد.
- رطوبت نسبی هوا نباید بیشتر از 30% باشد.
- سرعت هوا باید در محدوده 4m/s باشد.

### ۳-۱. افزایش راندمان بویلر از طریق تنظیم هوای اضافه

تغییرات راندمان با هوای اضافی به طور شماتیک در شکل ۱-۵ رسم شده است. تشکیل دوده در بویلر بر راندمان تأثیر منفی دارد و مانند یک مقاومت حرارتی بسیار قوی عمل می کند. لذا در احتراق برای اینکه سوخت به طور کامل بسوزد و دوده تشکیل نشود، معمولاً مقداری هوا، اضافه تر از مقدار هوای تئوری وارد محفظه احتراق می شود. چنانچه در شکل ۱-۵ ملاحظه می شود با وارد کردن مقدار مشخصی هوای اضافی در محفظه احتراق، بیشینه راندمان اتفاق می افتد و میزان تشکیل مونوکسید کربن نیز کاهش می یابد. اما چنانچه هوای اضافی زیاده تر از حد مجاز آن باشد راندمان بویلر به شدت کاهش می یابد.



شکل ۱-۵. تغییرات راندمان با میزان هوای اضافه

با توجه به اندازه گیریهای انجام شده میزان هوای اضافه در بویلرهای نیروگاه، از مقادیر طراحی فاصله دارد. لازم به ذکر است عددهای ارائه شده مربوط به میزان هوای اضافه در شرایط اندازه گیری مربوط به یک بازه زمانی محدود می باشد و در زمانهای مختلف، میزان هوای اضافه در بویلرهای نیروگاه، ممکن است متفاوت باشد. در بویلرهای نیروگاه حاضر، قبل از ژانگستروم سنسور اکسیژن وجود دارد و میزان هوای احتراق با توجه به این سنسورها تنظیم می شود. با توجه به این سنسورها در بار ۱۰۰٪ تا ۵۰٪ میزان اکسیژن به ترتیب از ۱ تا ۴ (معادل هوای اضافه ۵ تا ۲۴ درصد) درصد نگه داشته می شود.

میزان هوای اضافی پیشنهادی برای سوخت گاز طبیعی در گستره ۱۰ الی ۱۵ درصد می باشد. در حالیکه میزان واقعی هوای اضافی مورد نیاز به منظور کسب بازده بهینه بویلر علاوه بر نوع سوخت مصرفی بستگی به نوع بویلر و مشعلها، روش بهره برداری و کارایی تجهیزات احتراق دارد. همانگونه که از اطلاعات طراحی بویلرهای نیروگاه مشخص است مقادیر بهینه درصد اکسیژن گازهای خروجی، با سوخت مایع ۰/۷٪ و با سوخت گاز طبیعی ۰/۸۵٪ تعیین شده است. با تنظیم درصد هوای اضافی توسط آنالیز دود خروجی می توان میزان هوا به سوخت بویلر را در مقدار نرمال آن تثبیت نمود. لذا چنانچه سنسورهای اکسیژن سالم باشند، برآورد می شود که میزان هوای اضافه از محدود مناسب پیشنهادی در طراحی بالاتر باشد. در جدول ۱-۶ مقادیر اکسیژن موجود در دود خروجی که توسط سنسورهای موجود در نیروگاه ثبت شده و همچنین مقادیر اندازه گیری شده توسط دستگاه آنالایزر پرتابل مقایسه شده است. چنانچه ملاحظه می شود، در واحد ۵ یکی از سنسورهای اکسیژن اختلاف زیادی با سنسور دیگر و مقادیر اندازه گیری شده دارد. در مابقی واحدها نیز، اختلافاتی بین مقادیر ثبت شده توسط سنسور موجود در نیروگاه و مقادیر اندازه گیری شده وجود دارد که می تواند به علت از کالیبره خارج شدن سنسورهای موجود باشد.

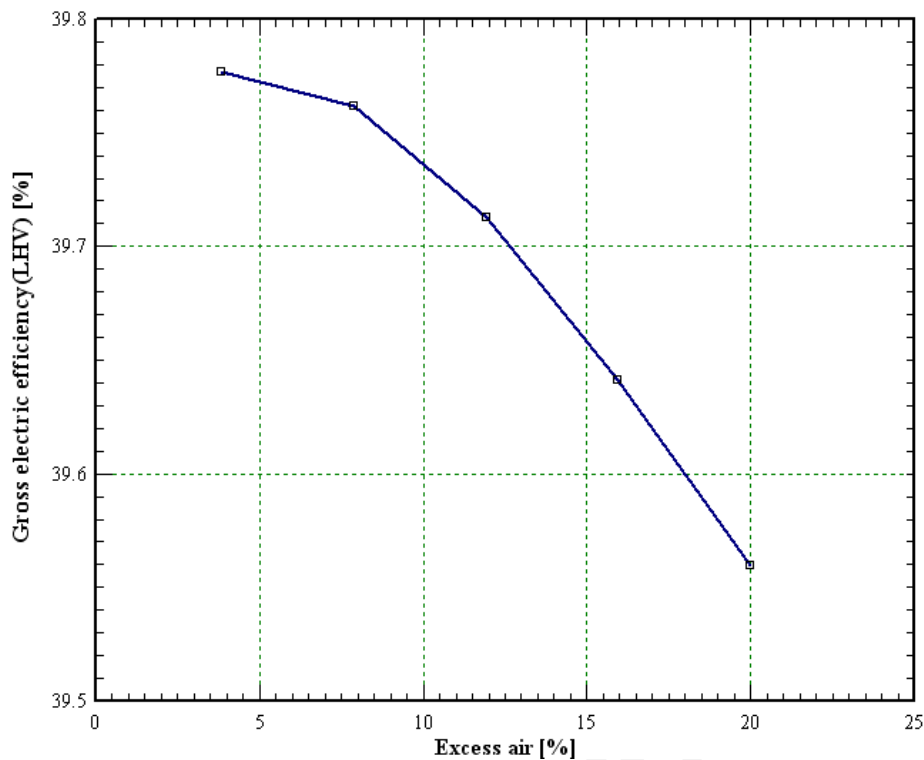
جدول ۱-۶. مقایسه میزان اکسیژن ثبت شده توسط سنسورهای نیروگاه و مقادیر اندازه گیری شده

O <sub>2</sub> before Air Preheater (%)			
Load	100%	75%	50%
Design of phase2 with fuel oil	0.69	0.70	0.70
Design of phase2 with Nat. Gas	0.85	0.85	0.85
Design of phase2 with Nat. Gas	0.835	-	-

O <sub>2</sub> before Air Preheater (%)													
Fuel type	fuel oil				Nat. Gas		fuel oil			fuel oil			Nat. Gas
Unit	U1	U2	U3	U4	U5		U6			U7			U8
Load	100%	100%	100%	100%	75%	50%	100%	75%	50%	100%	75%	50%	100%
Simulation	1.60	1.58	1.06	1.36	2.00	2.97	2.43	2.53	3.30	1.03	1.14	2.24	1.72
Record A	1.43	1.0	1.2	1.96	3.95	7.74	0.55	0.81	3.76	0.94	0.92	1.60	0.50
Record B	2.13	1.3	2.4	2.26	1.43	3.15	0.88	0.91	3.89	1.10	0.84	1.73	0.82
Measurement A	1.60	0.91	0.97	1.38	2.10	2.25	2.32	2.98	2.80	1.01	1.14	2.15	1.70
Measurement B	1.61	2.24	1.2	1.42	1.90	2.32	3.53	2.06	3.80	1.06	1.14	2.36	1.80

چنانچه در شکل ۱-۶ ملاحظه می شود، زیاد شدن هوای اضافه باعث کاهش راندمان سیکل می شود. به ازای

هر درصد افزایش هوای اضافه، راندمان سیکل حدود ۰/۰۱۷٪ کاهش می یابد.



شکل ۱-۶. تأثیر هوای اضافه بر راندمان نیروگاه

در مورد بویلرهای نیروگاه، هوای اضافی مناسب جهت احتراق در هر باری، برابر با هوای اضافی تعیین شده در طراحی است. میزان هوای اضافی در شرایط طراحی و اندازه‌گیری در جدول ۱-۷ آمده است. در جدول ۱-۷ میزان صرفه‌جویی مالی در اثر کاهش هوای اضافه تا مقادیر طراحی (یا میزان ضرر مالی ناشی از فاصله گرفتن از شرایط طراحی)، محاسبه شده است. علاوه بر این کاهش هوای اضافی، باعث کاهش توان مصرفی در فن هوای احتراق نیز خواهد شد. چنانچه ملاحظه می‌شود با تنظیم میزان هوای اضافه، حدود ۱۷ میلیارد ریال در سال صرفه جویی خواهیم داشت<sup>۱</sup>. با توجه به اینکه در هر واحد دو عدد سنسور اکسیژن وجود دارد و هزینه هر سنسور اکسیژن حدود یک میلیارد ریال است، تعویض حدود ۵ عدد از آنها (یکی از سنسورهای واحد ۵ و دو سنسور واحدهای ۶ و ۸) در صورت لزوم، حدود ۵ میلیارد ریال هزینه در بر خواهد داشت. با توجه به میزان صرفه جویی مالی حاصل از تنظیم هوای اضافه، مدت زمان بازگشت سرمایه، کمتر از چهار ماه خواهد بود.

<sup>۱</sup>. لازم به ذکر است که تمامی محاسبات اقتصادی بر مبنای هزینه‌های اعلام شده در سال ۱۳۸۹ صورت گرفته است.

جدول ۱-۷. میزان هوای اضافی در شرایط طراحی و اندازه‌گیری

واحد	بار	Fuel	هوای اضافه %	ضرر مالی به واسطه زیاد بودن هوای اضافی (Rial/Year)
طراحی	100%	Oil	4.14	---
	100%	Nat.Gas	4.2	
1	100%	Oil	8.24	2.16.E+09
2	100%	Oil	8.11	2.09.E+09
3	100%	Oil	5.33	6.28.E+08
4	100%	Oil	6.91	1.46.E+09
5	75%	Nat.Gas	10.5	3.32.E+09
6	100%	Oil	5.2	5.83.E+08
	75%	Oil	5.7	
7	100%	Oil	13.1	4.30.E+09
	75%	Oil	13.7	
8	100%	Nat.Gas	8.9	2.48.E+09
Total		17.03.E+09		

#### ۱-۴. جلوگیری از خوردگی و تشکیل اسید

از بزرگترین مشکلات در نیروگاهها، هنگام استفاده از سوخت مایع، می‌توان به تشکیل اسید در مسیر دود خروجی و خوردگی در مناطق مختلف بویلر که دمای دود پایین‌تر است، مثل خروجی ژونگستروم، اشاره نمود. در حقیقت، در این موارد به منظور جلوگیری از تشکیل اسید در مناطق سرد بویلر، دمای دود خروجی بالاتر نگه داشته می‌شود، که مانع استفاده از انرژی دود تا حداکثر ممکن می‌شود [۵۴].

تشکیل  $SO_3$  منتهی به خوردگی قسمتهای سرد بویلرها، از جمله سیستمهای پیشگرمایش هوا و دودکش شده و می‌تواند یک دود قابل مشاهده و آلاینده‌های اسیدی تولید کند. علاوه بر این تشکیل ذرات نسوخته ناشی از احتراق سوخته‌های سنگین نیز منجر به افزایش بیش از اندازه آلاینده‌ها و دود قابل مشاهده می‌شود.

روشهای مکانیکی به تنهایی برای حذف این مشکلات کافی نیستند. استفاده از کاتالیستهای احتراق، موجب عملکرد احتراق با هوای اضافی کم و در نتیجه کاهش میزان  $SO_3$ ، بدون تولید هیدروکربنهای نسوخته می‌شود. کاهش هوای اضافی موجب افزایش راندمان واحد و صرفه جویی در مصرف سوخت خواهد شد.

علاوه بر آن، خنثی سازی  $SO_3$  باقیمانده با استفاده از افزودنیهای خنثی ساز به صورت پودر، به قسمتهای

سرد انتهایی<sup>۱</sup> بویلرها، اجازه کارکرد با دمای دود پایین را به دلیل کاهش نقطه شبنم ترکیبات دود در دودکش می‌دهد. ترکیب این دو روش موجب کارکرد بهینه بویلر در دماهای بالا به دلیل افزودن مواد شیمیایی جهت بهبود احتراق و کاهش تشکیل دوده و در دماهای پایین به دلیل استفاده از خنثی سازهای اسید می‌شود. این کار موجب صرفه جویی‌های قابل توجهی در واحدهایی که با سوخته‌های سنگین کار می‌کنند، می‌شود و ضمناً موجب مینیمم کردن و یا حذف آلاینده‌ها می‌شوند [۶ و ۷ و ۸].

#### ۱-۴-۱. عوامل مؤثر بر تشکیل رسوب و ایجاد خوردگی

بررسی نتایج گازهای خروجی از بویلر نشان می‌دهد که در صورت استفاده از سوخت مایع، مقدار دی‌اکسید گوگرد در دود خروجی در مقایسه با سوخت گازی بالاتر می‌باشد. ترکیبات گوگردی خروجی از دودکش بویلر به علت بالا بودن دمای شبنم مازوت در مقایسه با گاز، از دودکش خارج نمی‌شود، بلکه در اثر تقطیر بخار آب، به صورت رسوب داخل دودکش جمع می‌شود. در واقع، هوای اضافی زیاد در خروجی بویلر، باعث کاهش دمای محصولات و در نتیجه رسیدن به دمای شبنم و ایجاد قطره و در نتیجه رسوب می‌شود.

با توجه به مقادیر زیاد ترکیبات گوگرد در مازوت در مقایسه با سوخت گاز طبیعی، امکان تشکیل ترکیبات گوگردی نظیر  $(SO_4)_3Fe_2$  بیشتر است. به دلیل افزایش گوگرد موجود در سوخته‌های مایع نسبت به سوخته‌های گازی، دمای نقطه شبنم محصولات گازی ناشی از احتراق مازوت، در مقایسه با دمای نقطه شبنم محصولات گازی ناشی از احتراق سوخت گازی، بسیار بالاتر است و لذا امکان تشکیل قطرات در گازهای خروجی و در نتیجه رسوبگذاری ترکیبات گوگردی در هنگام استفاده از مازوت بالا است [۹ و ۱۰].

در بویلر، سطوح سرد یا سطوح گیرنده حرارت، ثابت است ولی بازده آن با تجمع رسوبات<sup>۲</sup> و گدازه‌ها<sup>۳</sup> تغییر می‌کند. این تغییرات طی کارکرد طولانی پیش می‌آید و بر کارایی کلی دیگ تاثیر می‌گذارد.

یکی از مشکلات اساسی که می‌تواند باعث بروز مشکل برای بویلرها باشد، خوردگی در نقاط مختلف آن است که ضمن اتلاف مقدار زیاد انرژی، آسیب‌های مکانیکی متعددی به بویلر وارد می‌کند.

دو نوع خوردگی همیشه در سمت آتش تشکیل می‌شود:

۱. خوردگی در دمای بالا.<sup>۴</sup>

۲. خوردگی در دمای پایین

**خوردگی در دمای بالا:** این نوع خوردگی ناشی از تشکیل نمک اتصال دهنده پیروسولفات سدیم است که

در اغلب سوخته‌ها وجود دارد. این نمک در مقابل فولاد بسیار خورنده است و در صورت تداوم، باعث خوردگی ناحیه زیرین رسوبات می‌گردد. وانادات‌های مختلف، ناشی از سوخته‌های مایع نیز در حالت مذاب خورنده هستند.

1. Cold-end Additives

2. Flame Emissivity

3. Luminosity

4. High Temp Corrosion

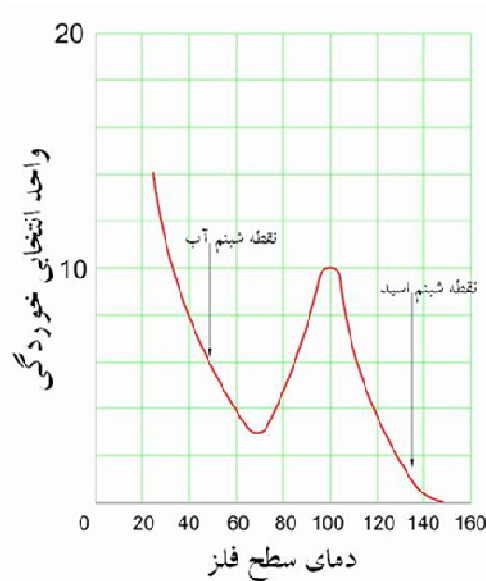
به نظر می رسد که مشکل اساسی، جلوگیری از ایجاد حالت مذاب نمک ها باشد که یکی از راه ها طراحی دقیق دیگ و راه دیگر استفاده از مواد شیمیایی است.

**خوردگی در دمای پایین:** این نوع خوردگی بسیار متداول تر از خوردگی قبلی است و در تمام دیگ ها از هر نوع و هر اندازه در شرایطی که از سوخت های گوگرددار استفاده می شود و شرایط دمایی مناسبی جهت تقطیر اسیدسولفوریک موجود باشد، اتفاق می افتد. قسمت عمده گوگرد موجود در سوخت به دی اکسید گوگرد تبدیل می شود. با افزایش مقدار هوای اضافی، مقدار  $SO_3$  تولید شده نیز بیشتر می شود. لازم به ذکر است که هیدروژن موجود در سوخت نیز اکسید شده به بخار آب تبدیل می گردد که در نواحی سردتر دیگ، این بخار با  $SO_3$  ترکیب شده و تشکیل اسید سولفوریک می دهد [۹].

نقطه جوش و در نتیجه نقطه تقطیر اسید سولفوریک بالاست. در مورد اسید غلیظ، در حدود ۲۹۰ درجه سانتیگراد و در مورد اسید رقیق، کمتر است. در شرایط عملکرد دیگ، این دما بین ۱۲۵ تا ۱۴۵ درجه سانتیگراد است. دمای نقطه شبنم اسید، فاکتور مهمی در عملکرد دیگ است. چون سطوحی که سردتر از این دما باشند، باعث تقطیر اسید شده و در معرض خوردگی قرار می گیرند. معمولاً هرچه دمای فلز پایین تر باشد میزان خوردگی شدیدتر است.

چنانچه در شکل ۱-۷ مشاهده می شود، پس از رسیدن به اوج خوردگی (در ۲۰ تا ۳۰ درجه سانتیگراد پایین تر از نقطه شبنم)، میزان خوردگی کاهش می یابد. این امر به علت ایجاد مه اسیدی در محیط های سرد می باشد که باعث خارج سازی اسید از محیط می گردد. با کاهش بیشتر دما، خوردگی تشدید می شود که در دماهای پایین پیامدهای وحشتناکی بدنبال دارد. در این شرایط، به دلیل نزدیک شدن بخار آب به نقطه شبنم، حجم اسید ایجاد شده افزایش می یابد و اسید رقیق تر می گردد. اضافه شدن حجم اسید، باعث شسته شدن محصولات خوردگی که می تواند بعنوان لایه حفاظتی در مقابل خوردگی های بیشتر عمل کنند، می گردد. از طرفی اسید رقیق، فعال تر از اسید غلیظ عمل می کند [۹ و ۱۰].

هرچه مقدار  $SO_3$  بیشتر باشد، نقطه شبنم اسیدی نیز افزایش می یابد، گرچه این موضوع با بخار آب موجود مرتبط است.



شکل ۱-۷. بررسی تغییرات میزان خوردگی سطوح فلزی در تماس با گازهای حاصل از احتراق با دمای سطح فلز

وجود ناخالصی‌های مختلف مثل فلزات سدیم، وانادیم، نیکل و غیر فلزاتی مثل گوگرد و ازت به صورت ترکیبات آلی در سوخت‌های مایع، مسائل عدیده‌ای را باعث می‌شوند. از آن جمله کاهش انتقال حرارت از طریق سطوح خارجی لوله به سیال درون لوله است، که به علت تشکیل رسوبات مربوط به ناخالصی‌های مزبور بخصوص رسوبات فلزی بر روی لوله‌هاست. به همین دلیل برای رسیدن به دمای مورد نظر سیال موجود در لوله، نیاز به مصرف سوخت بیشتر است. از طرفی به دلیل نشست این رسوبات بر روی تیوب‌ها مسئله خوردگی و سوراخ شدن پیش خواهد آمد.

همانگونه که قبلاً اشاره گردید، سرچشمه خوردگی در دمای بالا وجود ترکیبات وانادیم در سوخت‌های سنگین می‌باشد که بصورت نرمال حدود ۲۵-۳۰۰ ppm در تمامی سوخت‌های مایع سنگین دیده شده است. در حالت بهره برداری، مقداری از این ترکیبات بر روی تیوب‌های بویلر رسوب می‌کند. هنگامی که شرایط اکسید شدن مهیا شد (اکسیژن اضافی و دمای بالا) وانادیم اکسید می‌گردد. با توجه به فشار جزئی اکسیژن موجود در محیط و بسته به شرایط دمایی، وانادیم به  $V_2O_3$  سپس به  $V_2O_4$  و در انتها به  $V_2O_5$  تبدیل می‌شود. نقطه ذوب وانادیم در ترکیب  $V_2O_5$  برابر 6500C می‌باشد که بیشترین مشکل را ایجاد می‌کند (بعلت هم دما بودن با دمای بویلر).

در قسمت‌های دما بالای بویلر مثل سوپر هیترها، دمای بالا باعث ذوب شدن وانادیم می‌شود. وانادیم ذوب شده بصورت خاکستر بر روی تیوب‌ها می‌نشیند و موجبات خوردگی در سطوح خارجی تیوب‌ها را فراهم می‌آورد. اکسیدهای وانادیم ( $V_2O_5$ ) بصورت مذاب، بیشترین میزان خوردگی را بر روی تیوب‌های سوپر هیتز به وجود می‌آورند.



تجمع رسوبات در این دیگ ها منجر به ایجاد گرفتگی جریان گازهای حاصل از احتراق<sup>۱</sup> می شود. با توجه به اینکه تغییر آرایش لوله ها و کم کردن دمای گازهای حاصل از احتراق مقرون به صرفه و امکان پذیر نیست، پیشنهاد می شود، مواد افزودنی شیمیایی به سوخت افزوده شود.

#### ۱-۴-۲. افزودن مواد مناسب به سوخت

یکی از مواد مناسب جهت افزودن به سوخت، اکسید منیزیم (MgO)<sup>۲</sup> است که ممانعت از تشکیل لایه های رسوب اولیه سدیم (پیروسولفات) می کند و با ترکیبات وانادیم دار ترکیب شده و نقطه ذوب آنها را به نحو موثری افزایش می دهد. علاوه بر این استفاده از افزودنی هایی مانند بعضی از ترکیبات Mg، در ناحیه احتراق می تواند مانعی برای اکسیداسیون SO<sub>2</sub> و تبدیل آن به SO<sub>3</sub> باشد. یکی دیگر از دلایل استفاده از این ماده شیمیایی تشکیل رسوبات سبک تر و شکننده تر است. رسوبات حاصل را می توان به آسانی با Soot Blower از دیگ خارج نمود. مثلاً نقطه ذوب وانادات سدیم (Na<sub>2</sub>V<sub>2</sub>O<sub>5</sub>) 621°C است که با اضافه کردن اکسید منیزیم ترکیبی ( 3MgO . V<sub>2</sub>O<sub>5</sub>) با نقطه جوش 1243°C می دهد [۹ و ۱۰].

مواد افزودنی در کاهش مشکلات ناشی از خاکستر سوخت به شکل فولینگ<sup>۳</sup> (ایجاد لکه روی لوله ها) در سوپرهیتر، خوردگی خاکستر در دمای بالا و خوردگی اسیدسولفوریک در دمای پایین نیز موثر است. موثرترین مواد افزودنی عبارتند از: آلومینا، دولومیت و اکسید منیزیم.

انتخاب نوع افزودنی به قابلیت دسترسی و هزینه و روش کاربرد بستگی دارد. مقدار رسوب تشکیل شده نیز از عوامل بسیار مهم، مخصوصاً از نقطه نظر تمیزکاری است. مقایسه مقادیر تشکیل شده رسوب با افزودنیهای مختلف نشان داده که دولومیت بیشترین مقدار رسوب را تشکیل می دهد. آلومینا کمترین رسوب و منیزیم حد وسط است.

از مهمترین تأثیرات استفاده از افزودنیهای سوخت می توان به موارد ذیل اشاره نمود:

- ✓ کاهش میزان تشکیل SO<sub>3</sub> و دوده های اسیدی
- ✓ کاهش خوردگی در پیش گرمکن هوا، اکونومایزر و سوپرهیترها
- ✓ کاهش دوده در سطوح خارجی لوله ها
- ✓ کاهش هیدروکربنهای نسوخته و شفاف تر شدن دود خروجی

با استفاده از افزودنیها، سطوح داخلی بویلر تمیزتر خواهد شد و نیاز کمتری به استفاده از Soot Blower خواهد بود [۱۱ و ۱۲].

همانگونه که در مباحث قبلی اشاره گردید، سولفور موجود در سوخت در ابتدا به دی اکسید گوگرد و سهمی

1 . Flue Gas  
2 . Magnesia  
3 . Fouling

از این دی اکسید گوگرد به تری اکسید گوگرد، تبدیل خواهد شد. میزان این تبدیل به درصد هوای اضافه و همچنین درصد کاتالیستهای اکسیداسیون موجود در سوخت (به طور معمول وانادیم و نیکل) بستگی دارد. همچنین فلز آهن روی سطح تیوبهای بویلر نیز می تواند به عنوان کاتالیست اکسیداسیون عمل کند. مقدار این کاتالیستها در سوختهای مختلف متفاوت است. لذا میزان تولید تری اکسید گوگرد در سوختهای مختلف متفاوت بوده و تعیین دقیق دمای نقطه شبنم دود را مشکل می سازد. با کاهش هوای اضافه و یا با اضافه کردن کاتالیستهای احتراق به سوخت مایع، می توان درصد اکسیداسیون دی اکسید گوگرد به تری اکسید گوگرد را کاهش داد.

جدول ۱-۸. میزان صرفه جویی سوخت در اثر کاهش هوای اضافی مجاز ضمن افزودن کاتالیست منگنز به سوخت

<b>Unit:</b>	100 MW
<b>Fuel:</b>	#6 fuel oil with a heat value of 18,500 BTU/lb.
<b>Fuel Use Rate:</b>	Average 52,500 gallons/day
<b>Excess Air:</b>	30% Initial: 18.50 lbs. air/lb. of fuel 8% Final: 15.73 lbs. air/lb. of fuel/diff. = 2.77 lbs air
<b>Additive:</b>	31% Mn slurry at rate of 1 gallon/12,000 gallons fuel
<b>Heat Capacity:</b>	0.237 BTU/lb. of air/°F
<b>Average Heat Loss:</b>	Air to preheater = 85°F (ambient) Exit gas temp. = 275°F (average) ΔT = 190°F
<b>BTU Savings:</b>	(2.77 lbs. air/lb. fuel) (0.237 BTU/lb. air/°F) (190°F) = 124.7 BTU/lb. fuel oil Oil consumed (avg.) = 52,500 gal./day @ 8 lbs./gal. = 420,000 lbs./day @ 124.7 BTU/lb. = 52,374,000 BTU/day (saved)
<b>Fuel Saved:</b>	$\frac{52,374 \times 10^6 \text{ BTU/day}}{148,000 \text{ BTU/gal.}} = 353.88 \text{ gal/day (saved)}$ = 8.42 bbl./day At current price of \$11/bbl., this is worth \$92.62/day.

میزان مناسب جهت افزودنیها، حدود ۳۵۰ ppm (۰.۰۳۵٪) است. با در نظر گرفتن میزان سوخت نیروگاه در بارهای مختلف (حدود ۴۶ تن بر ساعت در بار ۱۰۰٪، ۳۵ تن بر ساعت در بار ۷۵٪ و ۲۵ تن بر ساعت در بار ۵۰٪)، و مدت زمان کارکرد هر واحد در طول سال در بارهای مختلف (۹۰٪ در بار ۱۰۰ و ۱۰٪ در بار ۷۵٪)، میزان مصرف افزودنیها محاسبه می شود.

### Fuel Additive Consumption

$$= \left( 46 \text{ T/h} \times 24 \text{ h/day} \times 330 \text{ days/year} \times 0.9 (\text{percent of year in 100\%load}) \right. \\ \left. + 35 \text{ T/h} \times 24 \text{ h/day} \times 330 \text{ days/year} \times 0.10 \right) \times \frac{0.035}{100} = 124.5 \text{ T/year}$$

قیمت افزودنیهای سوخت حدود ۵۵۰۰۰ ریال به ازای هر کیلوگرم (۱/۵ تا ۱/۸ یورو بر کیلوگرم) است. لذا استفاده از افزودنیها برای هر واحد از نیروگاه، حدود ۶/۹ میلیارد ریال در سال و برای کل نیروگاه ۵۵/۴ میلیارد ریال در سال هزینه در بر خواهد داشت. لازم به ذکر است، در نیروگاه مورد بحث سیستم تزریق مواد افزودنی به سوخت نیروگاه موجود بوده، لذا هزینه سرمایه گذاری لازم فقط مربوط به خرید مواد افزودنی می باشد. اگر با استفاده از این مواد، راندمان بویلر ۰/۵٪ افزایش یابد، با توجه به اینکه هر یک درصد افزایش راندمان بویلر، معادل حدوداً ۰/۴٪ افزایش راندمان سیکل است، و همچنین با توجه به صرفه جویی مالی ناشی از هر درصد افزایش راندمان هر واحد در بارهای مختلف (بار ۱۰۰٪ و ۷۵٪ به ترتیب حدود ۲۸/۳ و ۲/۸ میلیارد ریال در سال)، میزان صرفه جویی مالی محاسبه خواهد شد.

$$\text{Saving} = 0.5 \times 0.4 \times (28.3 + 2.8) \times (8 \text{ No. of units}) = 49.6 \text{ Milliard Rial/year}$$

باید به این نکته توجه نمود، حتی اگر میزان صرفه جویی مالی ناشی از استفاده از این افزودنیها کمتر باشد، با توجه به اینکه استفاده از این مواد باعث کاهش خوردگیها در مسیر دود و در نتیجه کاهش هزینه های تعمیرات می شود، استفاده از این مواد توجیه اقتصادی دارد.

### ۱-۵. استفاده حداقل از آب جبرانی

به علت کمبود منابع آب و هزینه بالا برای تولید آب مقطر در واحدهای صنعتی، یکی از موارد مورد توجه میزان آب جبرانی در هر واحد صنعتی می باشد، زیرا از آب جبرانی جهت جبران بخار تلف شده در نیروگاه استفاده می شود، بدین منظور در این قسمت میزان اتلافات بخار در نیروگاه مورد بررسی قرار گرفته است. به طور کلی اتلافات بخار در نیروگاه مورد بررسی شامل موارد زیر است:

- ۱- برای گرم کردن مازوت مصرفی و واحد شیمی که در فاز ۱ از بخار ۱۳ اتمسفر و در فاز ۲ از بخار ۱۶ اتمسفر استفاده می شود. در شرایط نرمال کارکرد واحد، این بخار از مسیر کلدر بیهیت (۲۸ بار) گرفته می شود. در زمان راه اندازی، این مسیر از خط بخار اصلی واحد (Main Steam) تغذیه می شود.
- ۲- برای اتمایزینگ مازوت مصرفی، مصارف گرمایش واحد و واحد شیمی که از بخار ۶ اتمسفر استفاده می شود. در فاز ۱، این بخار از مسیر ۱۳ اتمسفر و در فاز ۲، از بخار ۱۶ اتمسفر تغذیه می شود.

این دو مسیر دارای یک هدر مشترک در بین هر ۴ فاز است.

۳- بخار مورد نیاز گرم کن بخاری هوا (Steam Air Heater)

۴- بخار مورد نیاز جهت Soot Blower

۵- نشت بخار در مسیر سیکل و بویلر

لازم به ذکر است، یکی از دلایل عمده تفاوت در دبی make up واحدهای مختلف، میزان دبی بخار کمکی

است. بنابراین کاهش دبی بخار کمکی در کاهش دبی آب جبرانی مؤثر است.

### ۱-۶. استفاده از Sonic Soot Blower به جای Steam Soot Blower

سهم عمده اتلافات بخار در نیروگاه مربوط به دبی بخار کمکی و دبی بخار Soot Blower می‌باشد. تغییر تکنولوژی سیستم Soot Blower از Steam به Sonic، افزایش راندمان بویلر و کاهش توقفات را به دنبال دارد. سیستمهای پاک کننده صوتی از سه دهه قبل جهت پاک کنندگی سطوح انتقال حرارت از دوده و رسوبات مورد استفاده قرار گرفته شده است. در این روش از هوای فشرده جهت تولید امواج صوتی و یا فشار صوتی بهره گرفته می‌شود. امواج صوتی تولید شده سبب ایجاد اختلاف فشار در طول مسیر حرکت ذرات دوده و خاکستر گردیده و به همین دلیل این ذرات دارای حرکتی نوسانی می‌شوند. نوسان ذرات سبب جلوگیری از بهم پیوستن آنها و همچنین جلوگیری از نشست آنها بر روی سطوح انتقال حرارت می‌گردد. در نهایت جریان گازهای حاصل از احتراق خروج ذرات را موجب می‌گردد. در جدول ۱-۹ مزایای سیستم پاک کننده صوتی نسبت به سیستم دوده روب بخاری ارائه شده است.

جدول ۱-۹. مزایای سیستم پاک کننده صوتی نسبت به سیستم دوده روب بخاری

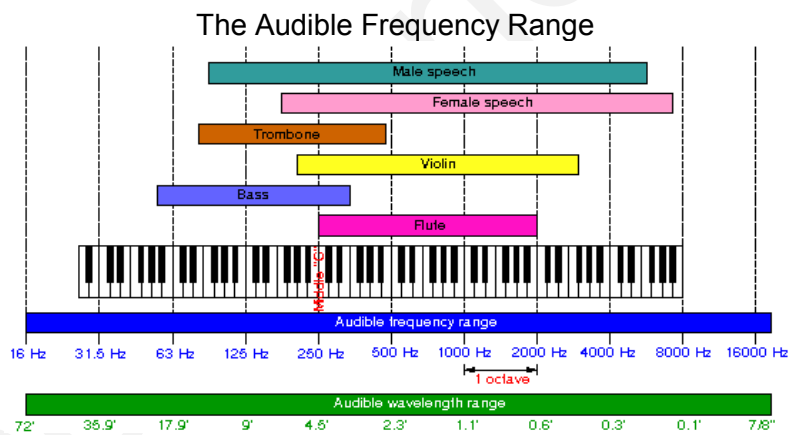
ردیف	شرح	سیستم پاک کننده صوتی	دوده روب بخاری
۱	حامل انرژی	هوای فشرده	بخار خشک
۲	نحوه عملکرد	حرکت امواج صوتی بر روی سطوح	برخورد بخار با سطوح
۳	اثر پاک کنندگی	پاک شدن تمام سطوح (حتی سطوح غیر قابل دسترس)	پاک شدن تنها سطوحی که در معرض برخورد بخار قرار دارند.
۴	طول عمر المانهای مبدل حرارتی	امواج صوتی هیچ اثر خوردگی نداشته و طول عمر المانهای مبدل حرارتی افزایش می‌یابد.	برخورد بخار با المانهای مبدل حرارتی سبب خوردگی و کاهش عمر آنها می‌گردد.
۵	نحوه پاک کنندگی	بطور پیوسته سطوح انتقال حرارت تمیز باقی مانده و افت انتقال حرارت صورت نمی‌گیرد.	دو تا سه بار در هر روز عمل کرده و فقط پس از هر بار عملکرد سطوح تمیز می‌شود. بنابراین افت انتقال حرارت بالا می‌باشد.
۶	هزینه‌های عملکردی	هزینه هوای فشرده مصرفی در حدود ۰/۱۴ - ۰/۱ هزینه بخار مصرفی سیستم دوده روب بخاری می‌باشد.	هزینه بخار مصرفی در حدود ۱۰ - ۷ برابر هزینه هوای فشرده سیستم پاک کننده صوتی می‌باشد.
۷	هزینه تعمیرات و نگهداری	کم	بالا

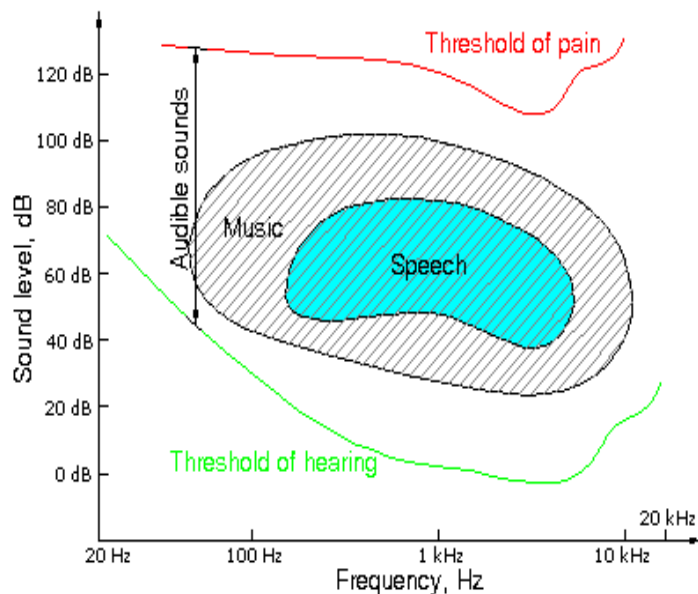
۱-۶-۱. مبانی فیزیکی سیستم پاک کننده صوتی

امواج صوتی سینوسی بوده و یک موج سینوسی با فرکانس و دامنه آن مشخص می‌گردد. امواج صوتی با فرکانس ۲۰-۲۰۰۰۰ Hz در دامنه شنوایی انسان قرار دارد (شکل ۱-۸). امواج صوتی با فرکانس بیش از ۲۰ KHz بعنوان آلتراسونیک (Ultrasound) شناخته شده و امواج صوتی با فرکانس کمتر از ۲۰ Hz بعنوان امواج صوتی فرکانس پایین (Infrasound) شناخته می‌شوند. لازم بذکر است که رابطه بین فرکانس، طول موج و سرعت انتشار صوت بصورت  $c=f\lambda$  می‌باشد.

• نحوه کار سیستم پاک کننده صوتی

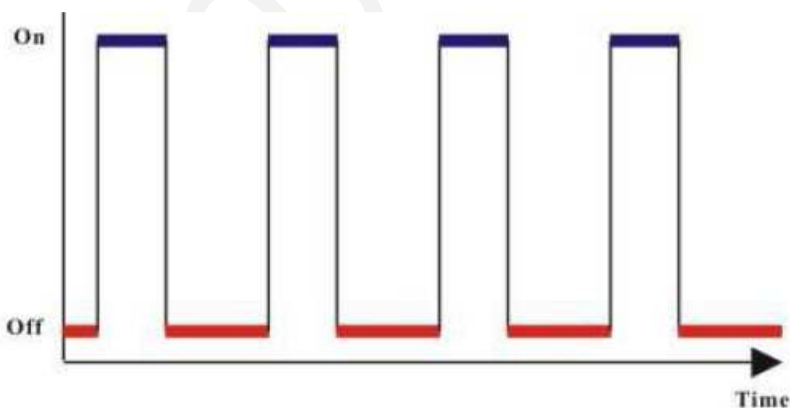
- ✓ امواج صوتی انرژی خود را در همه جهات به ذرات معلق حاصل از احتراق منتقل کرده و سطوح را همیشه تمیز نگه می‌دارند.
- ✓ برای اثر بخشی بیشتر می‌توان امواج صوتی را در آن واحد از چند منبع گسیل داد.
- ✓ امواج صوتی برای سطوح بی ضرر بوده به همین دلیل در تمامی موارد مورد نیاز می‌توان از آن استفاده کرد.





شکل ۱-۸. دامنه شنوایی انسان

- زمان کار سیستم پاک کننده صوتی
- ✓ عملکرد Sonic soot blower در طول ۲۴ ساعت به صورت مداوم و حالت on/off می باشد.
- ✓ مدت زمان روشن بودن آن در حد ثانیه و مدت زمان خاموش بودن آن در حد دقیقه می باشد (شکل ۱-۹).



شکل ۱-۹. زمان کار Sonic soot blower

#### ۱-۶-۲. مشخصات فنی محصول/مشخصات فنی طرح پیشنهادی

در طراحی و استفاده این تجهیزات در بویلر ها شرایط هندسی بویلر و لوله ها، نوع سوخت، دبی گاز عبوری،

دما و پارامترهای دیگر مد نظر قرار می گیرند. توان آکوستیکی، شدت صوت، فرکانس و غیره از جمله مشخصات فنی پاک کننده های صوتی می باشد که در ذیل شرح داده می شود.

- **توان آکوستیکی سیستم پاک کننده صوتی و فرکانس صوت**

از جمله پارامترهای اساسی پاک کننده های صوتی شامل بازده، توان خروجی و متعاقب آن فرکانس امواج صوتی تولیدی می باشد. بر اساس آزمایشات و تجربیات، امواج صوتی با توان بالاتر و فرکانس پایین تر توانایی بالاتری در عملکرد پاک کنندگی را دارا می باشند. حداقل سطح فشار صوت جهت پاک کنندگی موثر ۱۳۰ دسی بل می باشد که دامنه ۱۳۵-۱۴۵ دسی بل در محدوده فرکانس ۲۰-۱۵۰ هرتز جهت تجهیزات بویلر نیروگاه از جمله ژانگستروم پیشنهاد می گردد.

- **محل نصب سیستم پاک کننده صوتی**

ایجاد یک موج صوتی ایستا که آنتی نود<sup>۱</sup> خود را در ناحیه مورد نظر برای تمیزکاری دارا باشد، علاوه بر وابستگی به فرکانس صوت، به محل نصب سیستم پاک کننده صوتی نیز وابسته می باشد. تعیین محل بهینه نصب سیستم پاک کننده صوتی، بر اساس مدلسازی و شبیه سازی سه بعدی آکوستیکی بویلر صورت می گیرد.

- **قابلیت اندازه گیری توان آکوستیکی**

هر سیستم پاک کننده صوتی باید مجهز به ادوات اندازه گیری توان آکوستیکی باشد. این امر سبب پایش و در نتیجه کنترل توان آکوستیکی سیستم در زمان راه اندازی و همچنین در طول زمان بهره برداری می گردد. پاک کننده صوتی شامل میکرو کنترلری است که زمان موثر عملکرد پاک کننده های صوتی را کنترل می کند. این زمان بایستی به اندازه کافی کوتاه اختیار شود تا ذرات رسوب شده فرصت چسبیدن به سطح را پیدا نکنند. تنظیم زمان عملکرد به مدت ۱۰ تا ۱۵ ثانیه هر ۱۰ تا ۲۰ دقیقه معمولاً مناسب می باشد. البته با توجه به شرایط، ظرفیت و محل نصب این زمان تغییر می کند.

- **تعداد دستگاه های پاک کننده صوتی در هر ناحیه**

در هر ناحیه مورد نظر برای تمیزکاری تنها یک دستگاه پاک کننده صوتی باید نصب گردد. در صورت استفاده از چند دستگاه پاک کننده صوتی در یک ناحیه، امواج صوتی تولیدی توسط دستگاه های پاک کننده صوتی با یکدیگر تداخل کرده و اثر یکدیگر را خنثی می کنند. لازم بذکر است تنها یک و یا دو فرکانس وجود دارد که در آن یک موج صوتی ایستا در مسیر محفظه احتراق تا دودکش ایجاد شود و آنتی نود (Anti-node) خود را در ناحیه مورد نظر برای تمیزکاری دارا باشد.

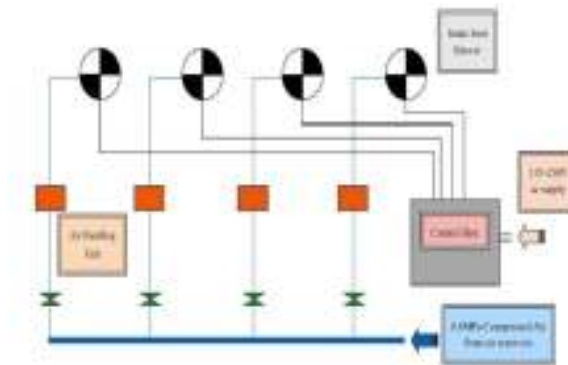
- **هوای فشرده**

<sup>۱</sup>. Anti-node

انرژی مورد نیاز جهت تولید امواج صوتی در سیستم پاک کننده صوتی باید توسط هوای فشرده با فشار bar ۵-۸ تامین گردد.

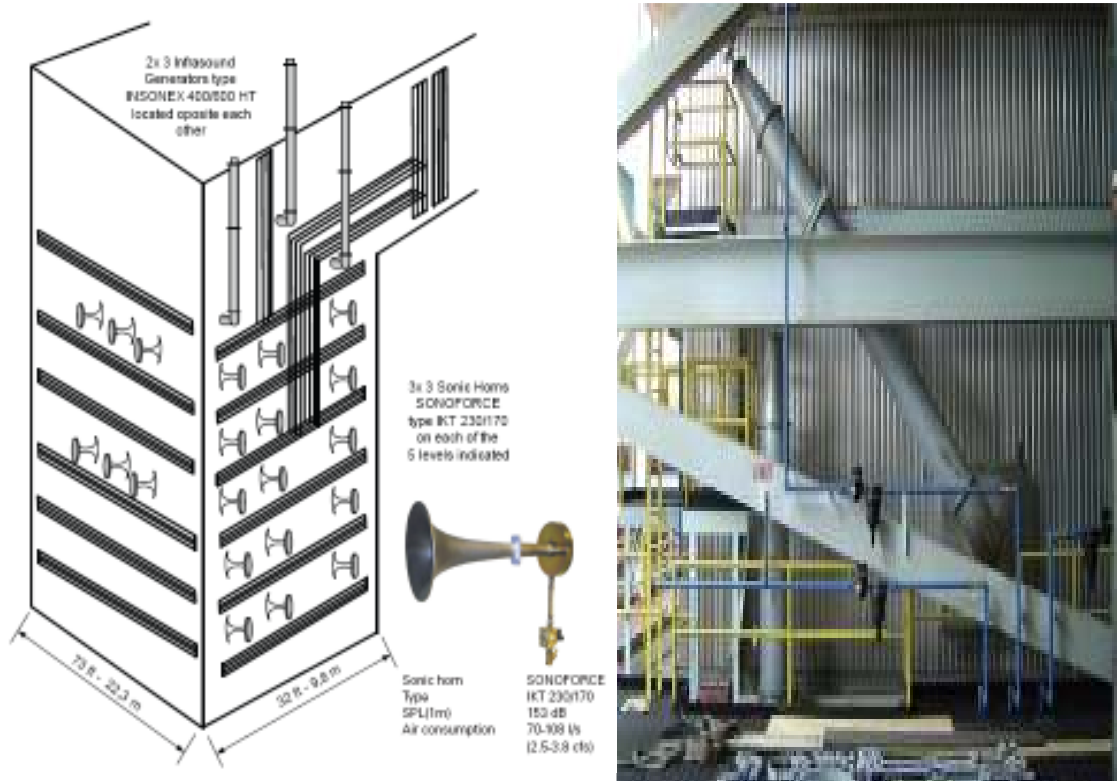
برای استقرار سیستم پاک کننده صوتی موارد زیر باید مد نظر قرار گیرد (شکل ۱-۱۰):

۱. سیستم پاک کننده صوتی: مدل و اندازه مورد نیاز بر حسب کاربرد تعیین می شود.
  ۲. سیستم هوای فشرده: برای استفاده از سیستمهای پاک کننده صوتی به منبع هوای 0.8 MPa نیاز می باشد.
  ۳. پنل کنترل: PLC با اتصال DCS یا استفاده از کنترلرهای زمانی رایج.
- در شکل ۱-۱۱ سیستم پاک کننده صوتی نصب شده در یک نیروگاه نمایش داده شده است.



شکل ۱-۱۰. تجهیزات مورد نیاز برای نصب Sonic soot blower





شکل ۱-۱۱. Sonic Soot Blower های نصب شده در یک واحد نیروگاهی ۶۵۰ MW

اطلاعات فنی دو نمونه از سیستمهای پاک کننده صوتی های شرکت Sound Blast انگلستان در جدول ۱-

۱۰ آمده است.

جدول ۱-۱۰. اطلاعات فنی دو نمونه از Sonic Soot Blower های شرکت Sound Blast

Sonic Soot Blowers (Audible)		
Model	SB38	SB23
Frequency, Hz ( 20°C, 68°F )	220 Hz	220 Hz
Sound pressure level, dB ( 1M, 3.3ft )	~ 145	~ 143
Feeding pressure during signal,	0.4 ~ 0.6 MPa (4~6 bar) (58~87 psi)	0.4 ~ 0.6 MPa (4~6 bar) (58~87 psi)
Air consumption during signal, STP	20 ~ 40 l/s (0.7~1.4 cfs)	20 ~ 40 l/s (0.7~1.4 cfs)
Max. Temp	Horn	1300°C (2372°F)
	Diaphragm Housing	500°C (932°F)
	Solenoid Valve	80°C (176°F)
Weight	~35 kg (77 lb)	~30 kg (66 lb)

Low Frequency Sonic Horns (Inaudible)		
Model	SBx40	SBx20
Frequency, Hz (20°C, 68°F)	10~25	10~25
Feeding pressure during signal	0.4 ~ 0.7 MPa (4~7 bar) (58~101.5 psi)	0.4 ~ 0.7 MPa (4~7 bar) (58~101.5 psi)
Air consumption during signal, STP	180 ~ 240 l/s (6.3~8.4 cfs)	180 ~ 240 l/s (6.3~8.4 cfs)
Sound pressure level, dB (1M, 3.3ft)	~138	~133
Max. Temp Range	End Piece	~800°C (1472°F)
	Valve Unit	0~60°C (32~140°F)
Materials	Resonance Tube	Galvanized Steel
	End Piece	Galvanized Steel
Weight	~100 kg (220 lb)	~60 kg (132 lb)

#### ۱-۶-۳. لیست تجهیزات و مشخصات SONIC SOOT BLOWER

لیست تجهیزات و مشخصات SONIC SOOT BLOWER در جدول ۱-۱۱ ارائه شده است.

جدول ۱-۱۱. لیست تجهیزات و مشخصات SONIC SOOT BLOWER

ACOSTIC PARAMETERS:	
1-Fundamental Frequency:	.....Hertz
2- Sound Pressure Level(SPL):	.....db

AIR SUPPLY REQUIREMENTS	
1-Air Supply Connection:	.....NPTM
2-Air Pressure:	.....PSIG(5-6 kg/cm <sup>2</sup> )
3-Air Consumption:	.....CFM
4-Feed Air Flow	....CFM
5-Air filter	.....no.
6-Sound Valve	.....no.
7-Air Lubricator	.....no.
8-Aspirator Screw	.....no.
9-Sound generator	.....no.

<b>Compressed Air Consumption</b>	
1-Required Air pressure	.....Kg/cm <sup>2</sup>
2-Isonation cycle( during which compressed air is required)	.....sec
3-Number of isonation per day	
4-Air consumption per below(free air delivery)	.....ltrs/sec
5-At .....kg/cm <sup>2</sup> Air pressure	.....ltrs per blow
6-Air consumption per blow/hr	.....ltrs/hr/blower
<b>ELECTRICAL REQUIREMENTS</b>	
1-Electrical Supply	110VAC/220VAC, 50 HZ
2-Programmer	.....relay sequential one unit for ...sets of soot blower
3-Cable	.....mm
<b>STRUCTURAL</b>	
1-Mouth Opening:	.....mm*mm
2-Height:	.....mm
3-Weight:	.....lbs
4-Max. Temperature : Standard Diaphragm	..... <sup>0</sup> C
5-High Temperature Diaphragm:	..... <sup>0</sup> C
6-Bell Material	Carbon And Stainless Steel (Optional)
<b>Air Line Filter</b>	
Duty:	To drain moisture from compressed air and to give filter compressed air
1-Connection size	.....BSP female screwed connection
2-Installation	.....Inline
3-Filter size	.....micron
4- Pressure	Operating pressure=.....kg/cm <sup>2</sup> Design pressure =.....kg/cm <sup>2</sup>
5-Quantity	.....no. each per Sonic soot blower system
6-Pressure drop allowable	.....kg/cm <sup>2</sup>
<b>Air Line Lubricator</b>	
Duty:	To Lubricate the compressed air before supplying to the sonic power system
1-Connection size	.....BSP female screwed connection
2-Installation	.....Inline
3- Pressure	Operating pressure =...kg/cm <sup>2</sup> Design pressure =.....kg/cm <sup>2</sup>
4-Type:	.....
5-Quantity	.....no. each per Sonic soot blower system
6- Pressure drop allowable	...kg/cm <sup>2</sup>

Sequential Timer	
Duty:	A micro controller based channel sequential timer. ON/OFF time selection from 0.1 second to 99 hours 59 minutes with wide operating voltage range of 110 V to 240 V AC
1-Operating voltage range	.....
2-Rated frequency	.....
3- Power consumption	.....
4-Control output	.....
5-Setting accuracy	.....
6- Repeat accuracy	.....
7-Time Variation due to temp change	.....
8- Time variation due to voltage change	.....
9- Ambient temp	.....

#### ۱-۶-۴. آنالیز فنی و اقتصادی استفاده از سیستم پاک کننده صوتی

بر اساس اطلاعات ارائه شده توسط شرکت Sound Blast که یکی از معتبرترین شرکتها در زمینه ساخت و نصب Sonic Soot Slower ها می باشد، با جایگزینی Sonic Soot Blower ها به جای Steam Soot Blower مصرف سوخت ۳ تا ۵ درصد کاهش خواهد یافت [۱۵].

چنانچه ذکر شد، با استفاده از این سیستم میزان سوخت نیروگاه بین ۳ تا ۵ درصد کاهش<sup>۱</sup> می یابد. لذا با این فرض که سوخت نیروگاه، حداقل ۳ درصد کاهش یابد و همچنین با در نظر گرفتن میزان سوخت نیروگاه در بارهای مختلف (حدود ۴۶ تن بر ساعت در بار ۱۰۰٪، ۳۵ تن بر ساعت در بار ۷۵٪ و ۲۵ تن بر ساعت در بار ۵۰٪)، و مدت زمان کارکرد هر واحد در طول سال در بارهای مختلف (۹۰٪ در بار ۱۰۰ و ۱۰٪ در بار ۷۵٪)، می توان میزان صرفه جویی حاصل از استفاده از این سیستم را محاسبه نمود.

$$\text{saving in fuel} = (46 \text{ T/h} \times 24 \text{ h/day} \times 330 \text{ days/year} \times 0.9(\text{percent of year in 100\%load})$$

$$+ 35 \text{ T/h} \times 24 \text{ h/day} \times 330 \text{ days/year} \times 0.1) \times 0.03 = 10668 \text{ T/year}$$

$$\text{saving in fuel} = 10668 \text{ T/year} \times 1000 \text{ kg/Ton} \times \frac{1}{0.938 \text{ kg/L}} \times 2000 \text{ Rial/L} =$$

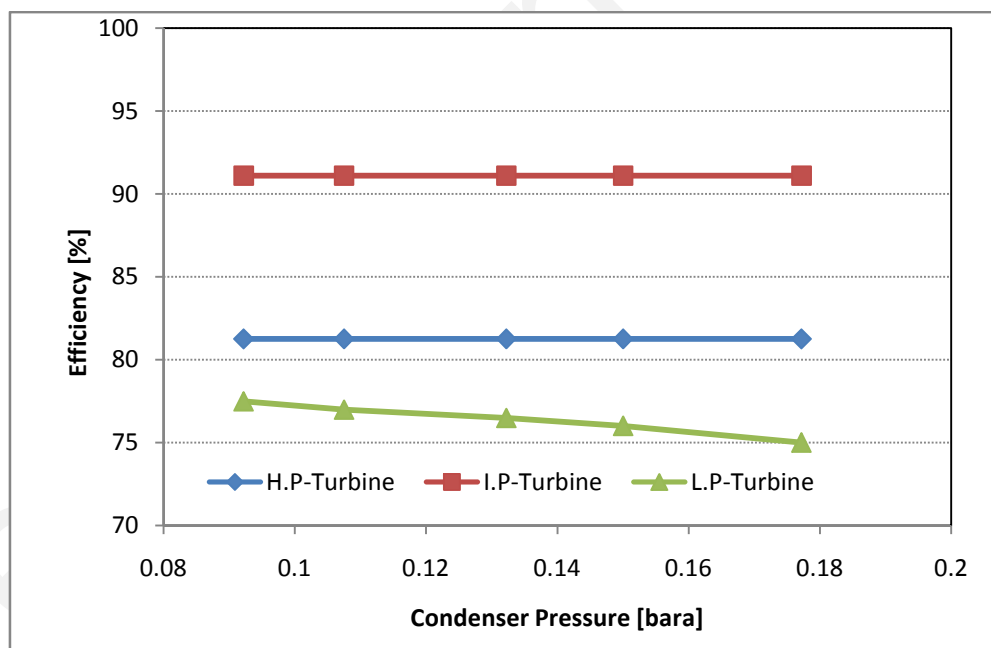
22.7 Milliard Rial/year

<sup>۱</sup> راندمان بویلر به دلیل کاهش بخار مورد نیاز تولیدی (به دلیل حذف سیستم Steam soot blower) کمتر از ۳ درصد افزایش می یابد.

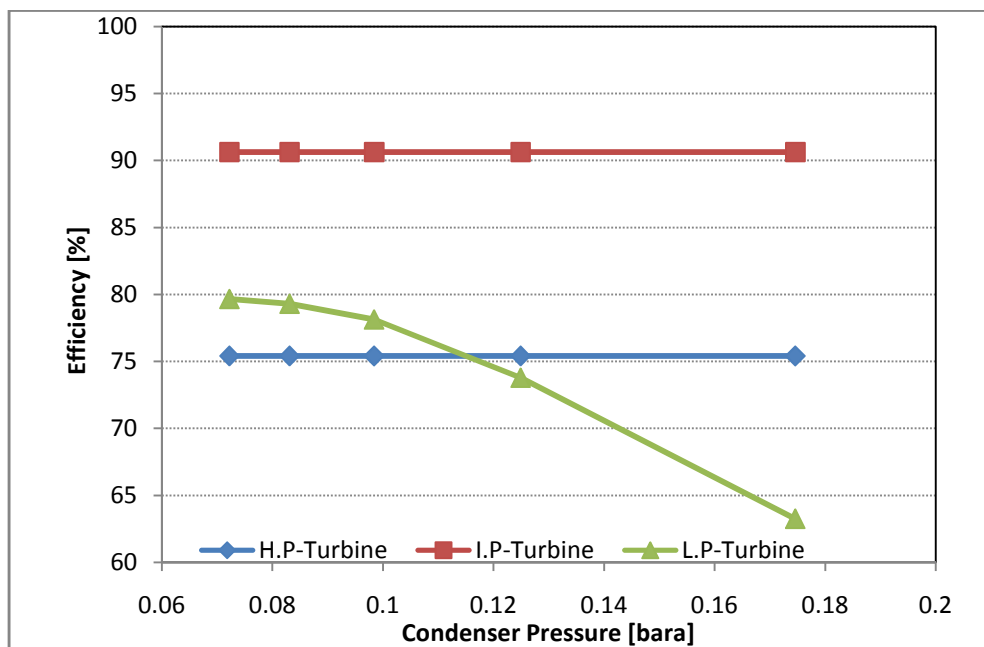
با توجه به اینکه حدود ۱۰ میلیارد ریال هزینه نصب سونیک سوت بلوئر برای هر بویلر است، مجموعاً حدود ۸۰ میلیارد ریال سرمایه گذاری لازم برای نیروگاه خواهد بود. لذا مدت زمان بازگشت سرمایه ۳/۵ سال می باشد.

### ۷-۱. بهبود عملکرد توربین نیروگاه

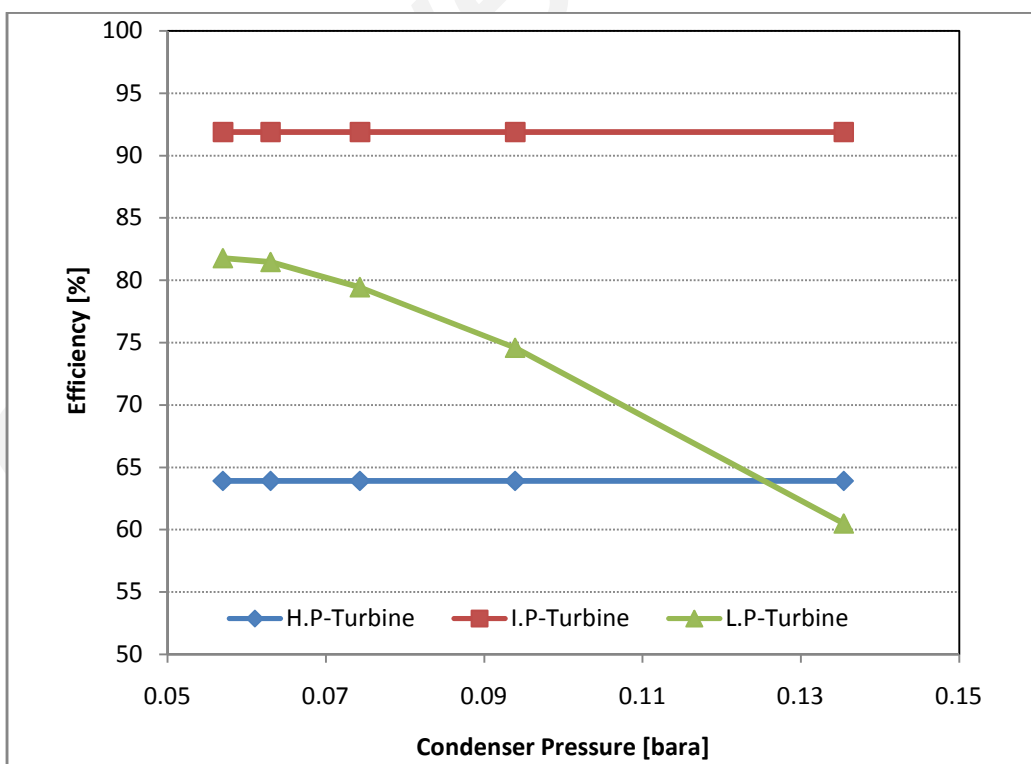
با توجه به اینکه کندانسور و توربین فشار ضعیف بر عملکرد یکدیگر تاثیر متقابل دارند، سهم قابل توجهی از کاهش راندمان توربین فشار ضعیف به علت افزایش فشار کندانسور است. علاوه بر این، عوامل دیگری نیز مانند نشتی‌ها (نشتی در پره‌های ساکن، نشتی در پره‌های دوار، نشتی در آب‌بندهای شفت و سایر نشتی‌ها)، خوردگی پره‌ها (ناشی از قطرات آب تشکیل شده در توربین، ذرات جامد و ...)، حبس شدن جریان (ناشی از کثیفی پره‌های توربین و مشکلات مکانیکی) [۱۶] و تغییرات در شرایط ترمودینامیکی جریان ورودی به توربین و همچنین تغییرات در شرایط ترمودینامیکی زیرکشیها بر راندمان توربین تأثیرگذار است. در شکل‌های ۱-۱۲ تا ۱-۱۵، تأثیر فشار کندانسور بر راندمان توربین‌های فشار قوی، فشار متوسط و فشار ضعیف برای فاز دوم نیروگاه در بارهای مختلف بررسی شده است و در شکل ۱-۱۵ تأثیر فشار کندانسور بر راندمان توربین‌های فشار قوی، فشار متوسط و فشار ضعیف برای فاز اول نیروگاه در بار ۱۰۰٪ بررسی شده است.



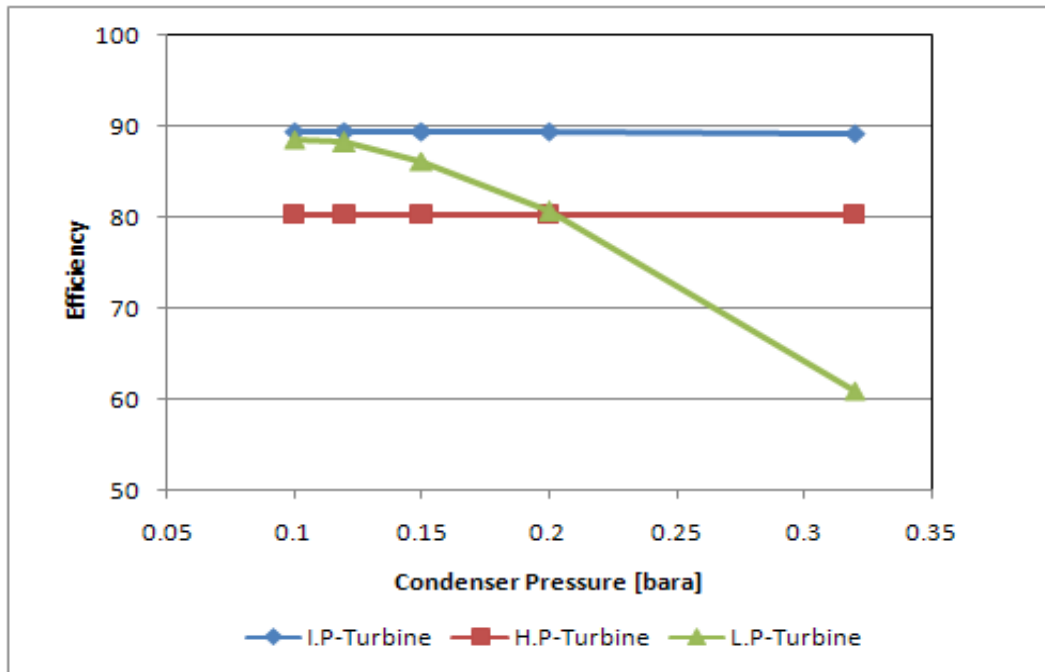
شکل ۱-۱۲. اثر فشار کندانسور بر راندمان توربین‌ها در بار ۱۰۰ درصد برای فاز دوم نیروگاه



شکل ۱-۱۳. اثر فشار کندانسور بر راندمان توربین‌ها در بار ۷۵ درصد برای فاز دوم نیروگاه



شکل ۱-۱۴. اثر فشار کندانسور بر راندمان توربین‌ها در بار ۵۰ درصد برای فاز دوم نیروگاه



شکل ۱-۱۵. اثر فشار کندانسور بر راندمان توربین‌ها در بار ۱۰۰ درصد برای فاز اول نیروگاه

در جدولهای ۱-۱۲ و ۱-۱۳ میزان تغییرات راندمان توربین فشار ضعیف در اثر تغییر فشار کندانسور در واحدهای موجود در نیروگاه مورد نظر در بارهای مختلف محاسبه شده است. به منظور روشن شدن مقادیر نمایش داده شده در این جدول، در ادامه، توضیحاتی در ارتباط با واحد یک در بار ۱۰۰٪ داده شده است.

فشار کندانسور در بار ۱۰۰٪ در شرایط طراحی، ۰/۱۰۴ بار و راندمان توربین فشار ضعیف ۸۸/۵۶٪ است. در زمان اندازه‌گیری در واحد یک در بار ۱۰۰٪، میزان فشار کندانسور ۰/۱۸۱ بار شده است. لذا با استفاده از شکل ۱-۱۲، انتظار می‌رود راندمان توربین فشار ضعیف ۸۲/۸٪ باشد. به عبارت دیگر انتظار می‌رود راندمان حدود توربین ۶/۲٪ کاهش یابد. اما با توجه به شبیه‌سازیهای انجام شده، راندمان توربین فشار ضعیف ۷۹/۳٪ شده است. به عبارت دیگر در اثر عوامل دیگری به غیر از فشار کندانسور (مانند عوامل داخلی از جمله نشتی‌های داخلی، کثیفی پره‌های توربین و عوامل خارجی مانند کاهش دما و فشار ورودی به توربین) راندمان توربین فشار ضعیف در واحد یک در بار ۱۰۰٪، حدود ۳/۴٪ کاهش یافته است.

لازم بذکر است که با محاسبات مشابه انجام گرفته مشخص شد که تقلیل راندمان توربین به دلیل عواملی به جز کاهش خلاء کندانسور برای واحدهای ۱ و ۶ و ۷ وجود داشته است و برای سایر واحدها عمده کاهش افت راندمان توربین فشار ضعیف به خاطر افت فشار کندانسور بوده است و سهم افت راندمان در اثر عوامل غیر از فشار



کندانسور بسیار کم است.

جدول ۱-۱۲. محاسبه میزان تغییر راندمان توربین فشار ضعیف واحدهای فاز اول نیروگاه با تغییرات فشار کندانسور در بارهای مختلف

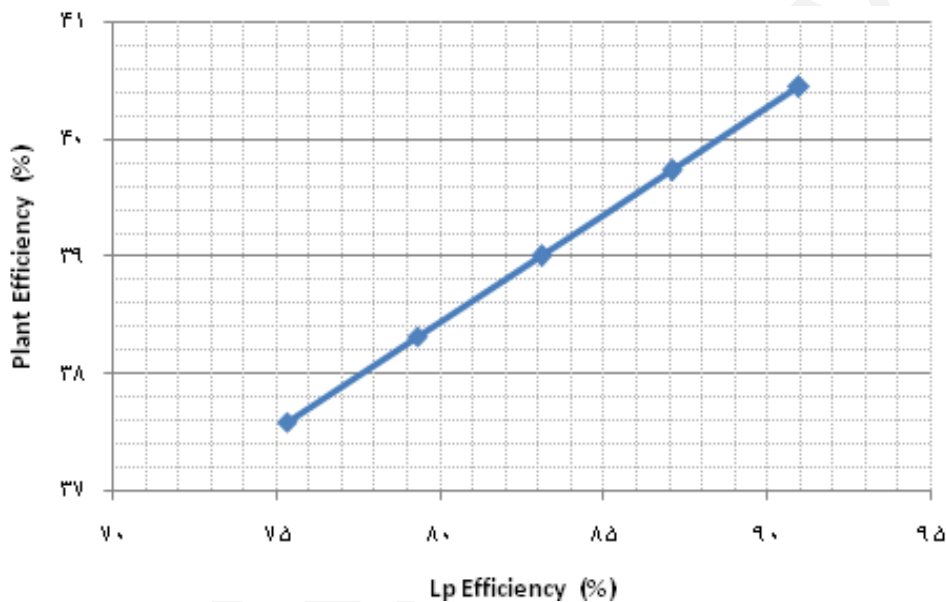
بار	واحد	Design	Unit 1	Unit 2	Unit 3	Unit 4
100%	فشار کندانسور (bara)	0.104	0.181	0.196	0.241	0.277
	پیش بینی راندمان توربین فشار ضعیف در اثر تغییر فشار (%)	88.56	82.7	81.4	75.3	69.2
	میزان تغییر راندمان توربین فشار ضعیف در اثر تغییرات فشار (%)	-	5.86	7.16	14.26	20.36
	راندمان توربین فشار ضعیف (محاسبه شده در زمان اندازه گیری) (%)	-	79.31	80.62	75.95	69.07
	میزان تغییر راندمان توربین فشار ضعیف در اثر سایر عوامل (%)	-	3.39	----	----	----

جدول ۱-۱۳. محاسبه میزان تغییر راندمان توربین فشار ضعیف واحدهای فاز دوم نیروگاه با تغییرات فشار کندانسور در بارهای مختلف

بار	واحد	fuel oil			Nat.Gas		
		Design	Unit 6	Unit 7	Design	Unit 5	Unit 8
100%	فشار کندانسور (bara)	0.092	0.162	0.150	-	-	0.261
	پیش بینی راندمان توربین فشار ضعیف در اثر تغییر فشار (%)	77.26	75.5	75.9	77.23	-	71
	میزان تغییر راندمان توربین فشار ضعیف در اثر تغییرات فشار (%)	-	1.76	1.36	-	-	6.23
	راندمان توربین فشار ضعیف (محاسبه شده در زمان اندازه گیری) (%)	-	72.96	70.77	-	-	70.10
	میزان تغییر راندمان توربین فشار ضعیف در اثر سایر عوامل (%)	-	2.54	5.13	-	-	----
75%	فشار کندانسور (bara)	0.071	0.087	0.096	-	0.151	-
	پیش بینی راندمان توربین فشار ضعیف در اثر تغییر فشار (%)	79.85	79.1	78.5	79.68	72.5	-
	میزان تغییر راندمان توربین فشار ضعیف در اثر تغییرات فشار (%)	-	0.75	1.35	-	7.18	-
	راندمان توربین فشار ضعیف (محاسبه شده در زمان اندازه گیری) (%)	-	74.54	72.20	-	72.86	-
	میزان تغییر راندمان توربین فشار ضعیف در اثر سایر عوامل (%)	-	4.56	6.30	-	----	-
50%	فشار کندانسور (bara)	0.056	0.072	0.068	-	0.127	-
	پیش بینی راندمان توربین فشار ضعیف در اثر تغییر فشار (%)	81.60	80.03	80.6	83.46	75.3	-
	میزان تغییر راندمان توربین فشار ضعیف در اثر تغییرات فشار (%)	-	1.57	1.00	-	8.16	-

راندمان توربین فشار ضعیف (محاسبه شده در زمان اندازه گیری) (%)	-	74.69	71.58	-	76.42	-
میزان تغییر راندمان توربین فشار ضعیف در اثر سایر عوامل (%)		5.34	9.02		----	

با این وجود، می توان میزان خسارت ناشی از افت راندمان توربین فشار ضعیف در مقایسه با شرایط طراحی، در اثر عوامل داخلی را محاسبه نمود. در شکل ۱-۱۶ تاثیر کاهش راندمان آیزنتروپیک توربین فشار ضعیف بر راندمان نیروگاه نشان داده شده است. به ازای هر ۱۰ درصد افت راندمان توربین فشار ضعیف، راندمان نیروگاه در حدود ۱/۸ درصد کاهش می یابد. لذا با توجه به اینکه سهم عوامل داخلی بر راندمان توربین فشار ضعیف مشخص شده است، ضرر مالی مترتب از آن نیز محاسبه می شود.



شکل ۱-۱۶. تاثیر تغییر راندمان توربین فشار ضعیف بر راندمان نیروگاه بخار (خروجی نرم افزار ترموفلکس)

در ادامه محاسبات مربوط به واحد یک در بار ۱۰۰٪ نمایش داده شده است. میزان افت راندمان توربین فشار ضعیف در واحد یک در بار ۱۰۰٪ در اثر عوامل خارجی به جز افزایش فشار کندانسور، ۳/۴٪ است. چنانچه در شکل ۱-۱۶ ملاحظه می شود، با توجه به اینکه به ازای هر ۱۰ درصد افت راندمان توربین فشار ضعیف، راندمان نیروگاه در حدود ۱/۸ درصد کاهش می یابد و همچنین اینکه میزان ضرر مالی ناشی از هر یک درصد افت راندمان سیکل در بار ۱۰۰٪، ۲۱/۸ میلیارد ریال در سال است و تقریباً ۹۰٪ زمان سال را نیروگاه در بار ۱۰۰٪ کار می کند، میزان ضرر مالی در این بار حدود ۱۵/۶ میلیارد ریال در سال است. در جدول ۱-۱۴ میزان ضرر مالی در هر چهار واحد در بارهای مختلف نمایش داده شده است.

$$\text{Low Pressure Turbine Efficiency decreased} = 3.4\% \Rightarrow \text{Cycle Efficiency decreased} = \frac{3.4}{10} \times 1.8 = 0.612\%$$

$$\text{Disadvantage} = 0.612 \times 28.3 \frac{\text{MilliardRial}}{\text{year}} \times 0.9 (\text{percent of year in 100\%load}) = 15.6 \text{ Milliard Rial/year}$$

جدول ۱-۱۴. میزان ضرر مالی ناشی از افت راندمان توربین فشار ضعیف در اثر عوامل داخلی

میزان ضرر مالی ناشی از افت راندمان توربین فشار ضعیف در اثر عوامل داخلی (Milliard Rial/Year)			
بار	Unit 1	Unit 6	Unit 7
100%	15.5	11.6	23.5
75%	---	0.2	0.3
مجموع	15.5	11.9	23.8

از جمله راهکارهایی که در حفظ عملکرد بهینه توربین بکار می‌رود، می‌توان به کنترل شرایط ترمودینامیکی بخار ورودی به توربین اشاره نمود. در صورت افزایش دما و فشار جریان بخار به بیش از مقدار طراحی، احتمال به وجود آمدن پدیده خزش گرمایی وجود دارد. علاوه بر این، کنترل فشار خروجی (فشار کندانسور) جهت جلوگیری از تشکیل قطرات آب، تعمیرات اساسی توربین فشار ضعیف، رفع نشتی‌ها و همچنین برطرف نمودن مشکلات پره‌ها، نقش بسزایی در افزایش راندمان توربین دارد.

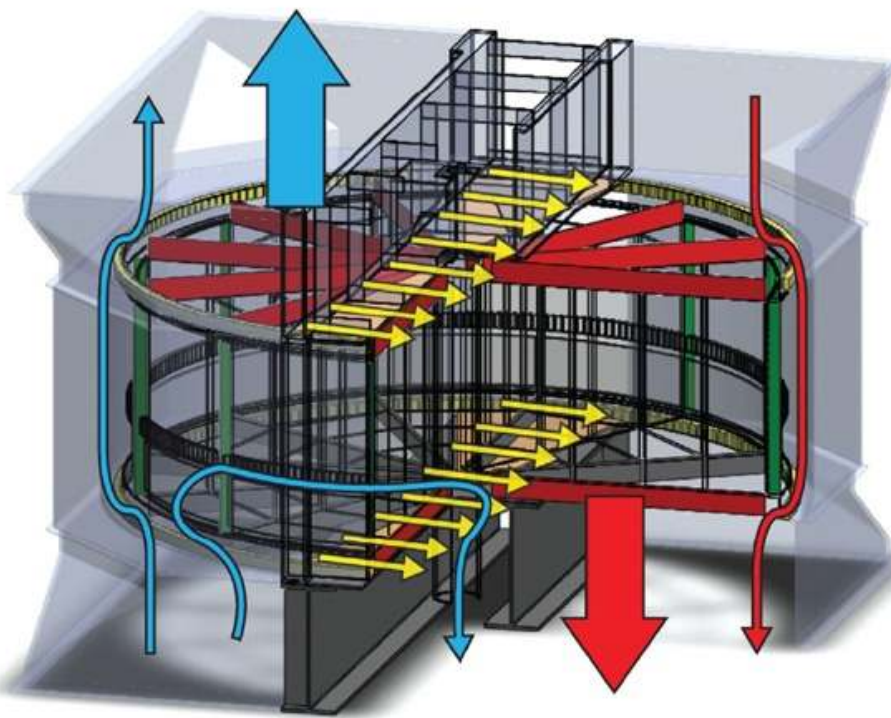
هزینه تعمیرات اساسی توربین‌های فشار ضعیف، بستگی به میزان مشکلات آنها دارد. اما بطور متوسط هزینه تعمیر هر توربین حدود ۱۲ میلیارد ریال است که در مجموع برای سه واحد حدود ۳۶ میلیارد ریال خواهد شد. لذا با توجه به صرفه‌جویی مالی محاسبه شده (۵۱/۲ میلیارد ریال)، مدت زمان بازگشت سرمایه، کمتر از یک سال (۸.۵ ماه) است.

#### ۸-۱. بهبود عملکرد ژوینگستروم

پیش گرم کن هوا یکی از اساسی ترین قسمت‌های بویلر با سوخت فسیلی است. ارزیابی و بهینه کردن عملکرد آن می‌تواند نقش اساسی در بهره‌وری بویلر داشته باشد. کاهش نشتی‌های داخل آن، با استفاده از سیستم‌های

آب بندی مدرن نیز می تواند در کیفیت هوای احتراق، راندمان احتراق و عملکرد مناسب فن هوا موثر باشد. وجود ژونگستروم در یک بویلر بزرگ تا ۱۰٪ در راندمان آن تأثیر دارد. عملکرد ژونگستروم به قدری حیاتی است که اگر دمای گاز خروجی تا  $10^{\circ}\text{F}$  ( $6^{\circ}\text{C}$ ) تغییر کند می تواند صدها تا هزاران دلار در سال در قیمت سوخت مصرفی بویلر تأثیر بگذارد. مزیت اساسی ژونگستروم در این است که نسبت به سایر هیترها کمترین قیمت را دارد. نشتی های داخل ژونگستروم بیشترین تأثیر را در عملکرد آن دارد. خوردگی و رسوب گرفتگی ژونگستروم، تشکیل ترکیبات شیمیایی از قبیل سولفات آلومینیوم... نیز علاوه بر اینکه مصرف انرژی را افزایش می دهد در افزایش اختلاف فشار دو طرف آن موثر بوده و هوای مورد نیاز بویلر را محدود می کند که این خود بر عملکرد F.D. Fan نیز تأثیر می گذارد.

عملکرد یک ژونگستروم در شکل ۱-۱۷ نشان داده شده است. مسیر عبور هوا در این شکل با فلشهای آبی رنگ و مسیر عبور دود با فلشهای قرمز رنگ نشان داده شده است.



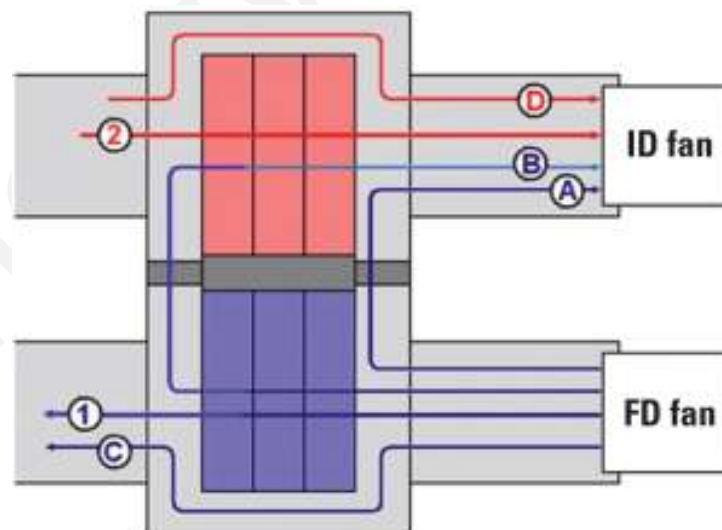
شکل ۱-۱۷. عملکرد ژونگستروم

فلش آبی رنگ سمت چپ نشان دهنده نشت هوا از اطراف ژونگستروم بوده، بدون اینکه تبادل حرارتی داشته باشد. فلش آبی رنگ پایین شکل نشان دهنده نشت هوا به مسیر دود بوده که بدون اینکه در بویلر مورد استفاده قرار گیرد، همراه با دود خارج می شود. این موضوع از یک طرف موجب کاهش هوای احتراق شده و از طرف دیگر پس از تماس با دود، دمای آن افزایش یافته همراه با دود تلف می شود. فلشهای با رنگ زرد که در بالای شکل نشان داده شده، بیان کننده نشت هوای گرم به داخل مسیر دود می باشد این هوای گرم از یک طرف

موجب کاهش هوای احتراق شده و از طرف دیگر پس از جذب انرژی از دود، مجدداً وارد مسیر دود شده از سیستم خارج می‌شود. فلشهای با رنگ زرد که در پائین شکل نشان داده شده، بیان کننده نشت هوای سرد به داخل مسیر دود و خروج آن از سیستم است. این مورد فقط باعث افزایش هوای مورد نیاز بویلر می‌شود. عموماً بین ۵۰ تا ۶۰ درصد انرژی دوده‌های ورودی به ژونگستروم جذب شده و مورد استفاده قرار می‌گیرد. عملکرد این گونه از ژونگستروم ها ، همانطور که قبلاً نیز بیان شد، می‌تواند تا ۱۰٪ در راندمان بویلر موثر باشد. آب بندی این سازه دینامیکی ( به دلیل قطر زیاد آن، که در بعضی موارد تا ۱۸ متر نیز می‌رسد) اساساً کار مشکلی است. انبساط و انقباض های شعاعی سمت گرم و سرد روتور پس از راه اندازی نیز مزید بر علت است. علاوه بر انبساط و انقباض های محیطی، انبساط و انقباض های طولی نیز باید مد نظر قرار گیرد. وجود آب بندها (Seals) نیز به گونه ای باید باشد که از یک طرف ممانعتی برای چرخش محور بوجود نیاورد و از طرف دیگر بتواند آب بندی مناسبی برای جلوگیری از نشت ایجاد کند.

#### ۱-۸-۱. تأثیر سیستمهای آب بندی ژونگستروم در افزایش راندمان بویلر

در شکل ۱-۱۸، مسیرهای عبور هوا و دود به وضوح نشان داده شده است. در این شکل مسیرهای ۱، ۲، A، B، C، D مشخص است. توضیحات مربوط به این مسیر ها در جدول ۱-۱۵ آورده است. مسیرهای D، C بر انتقال حرارت و در نتیجه بر نرخ حرارتی (Heat rate) بویلر تأثیر می‌گذارد. مسیرهای A و B موجب افزایش دبی دود شده و در عمل از کارایی F.D.Fan می‌کاهد.



شکل ۱-۱۸. مسیر های عبور هوا و دود

جدول ۱-۱۵. شرح مسیر های عبور دود و هوا

مسیر	شرح
۱	مسیر عبور هوا قبل از گرم شدن و پس از آن
۲	مسیر عبور دود قبل از سرد شدن و پس از آن
A	نشست هوا به مسیر دود بدون گرم شدن (مسیر شعاعی)
B	نشست هوا به مسیر دود پس از گرم شدن (مسیر شعاعی)
C	نشست هوا به مسیر اصلی خود بدون گرم شدن (مسیر محیطی)
D	نشست دود به مسیر اصلی خود بدون سرد شدن (مسیر محیطی)

#### ✓ نشستی های محیطی (مسیرهای C و D)

این نشستی ها، همانطور که از اسم آنها پیداست از محیط ژونگستروم (فاصله بین روتور و پوسته) به بیرون نشست می کنند. دودهای نشستی از محیط ژونگستروم (مسیر D) بدون اینکه تأثیری در افزایش دمای هوا داشته باشند، مجدداً وارد مسیر دود می شوند. در اینجا چون این دودها سرد نشده اند، از یک طرف باعث کاهش راندمان شده و از طرف دیگر به دلیل افزایش دمای دود خروجی از ژونگستروم موجب افزایش حجم شده و طبیعتاً اگر I.D.Fan به کار رفته باشد، تأثیر منفی بر عملکرد آن دارد و موجب کاهش راندمان می شود. هوای نشستی از مسیر C نیز مشابه توضیحات قبلی، بدون گرم شدن، از محیط ژونگستروم وارد مسیر اصلی هوا می شود. محاسبه میزان نشستی های محیطی، چه برای هوا و چه برای دود، عملاً کار مشکلی است. راه ساده و موثر برای این اندازه گیریها وجود ندارد. عواملی که در میزان این نشستی ها موثرند عبارتند از: فاصله بین سیستمهای آب بندی محیطی به کار رفته در روتور و اختلاف فشار ورودی و خروجی مسیر گاز (هوا یا دود) در ژونگستروم.

#### ✓ نشستی های شعاعی (مسیرهای A و B)

این نشستی ها عموماً از مسیر هوا به دود است. به عبارت دیگر هوایی که از F.D.Fan عبور کرده بدون اینکه در احتراق شرکت نماید وارد I.D.Fan می شود. از یک طرف انرژی F.D.Fan و از طرف دیگر انرژی I.D.Fan را افزایش می دهد. ضمناً هوای عبوری از مسیر B نیز مقداری گرم شده و عملاً مورد استفاده واقع نشده است. مطلب مورد توجه دیگر اینکه تغییر در سوخت و شرایط بهره برداری طی سالیان متمادی، موجب تغییرات نقطه کار F.D.Fan می شود. در بارهای کامل اگر ۱٪ دبی گاز عبوری از یک فن افزایش یابد، بار مصرفی آن نیز ۳ درصد افزایش می یابد.

#### ✓ معایب ناشی از نشستی های شعاعی

این عیوب عموماً بر دو قسمت هستند اول تلفات حرارتی ناشی از نشت هوای گرم خروجی از مسیر هوا به مسیر دود (مسیر B) و دوم افزایش توان مصرفی فن ها (حتی اگر I.D.Fan نیز وجود داشته باشد توان مصرفی آن هم افزایش می یابد).

بر مبنای کد تست های کارایی (Performance test code) استاندارد ASME، فرض بر این است که تمام نشتی های شعاعی در مسیر سرد (یعنی مسیر A) اتفاق می افتد. علیرغم اینکه در عمل این نشتی ها در مسیر B نیز وجود دارد. تعیین میزان نشتی مسیرهای A و B اگر چه مشکل است ولی با یک نسبت ۶۰٪ و ۴۰٪ می توان تخمین زد. به عبارت بهتر ۶۰٪ کل اختلاف فشاری که موجب بروز نشتی در مسیر A می شود به مراتب بیشتر از اختلاف فشار موثر بر نشتی در مسیر B است. همچنین دانسیته هوا در مسیر A نیز بیشتر از مسیر B است. برای محاسبه راندمان ژوئنگستروم می توان از اختلاف انتالپی ها استفاده کرد. بدین مفهوم که افزایش انتالپی هوای عبوری تقسیم بر کاهش انتالپی دود می تواند شاخصی از بهره وری ژوئنگستروم باشد.

#### ✓ سایر اشکالات ناشی از نشتی ها

رسوب گذاری و خوردگی ناشی از دودها در ژوئنگستروم باعث کاهش سریع انتقال حرارت و بروز خسارت به سیستمهای آب بندی می شود. این رسوبها به صورت ترکیباتی از سیلیسیم و آلومینیوم روی جداره ها ظاهر می شود. اهمیت سرعت ناشی از حرکت دود شاید حدود ۳ برابر بیشتر از رسوب گذاری است. وجود جریان غیر یکنواخت دود و سرعت بالای آنها موجب خوردگی شدید سبدهای داخل ژوئنگستروم می شود.

#### ۱-۸-۲. راهکارهای کاهش نشت

یک روش اقتصادی و ساده برای کاهش میزان نشت در ژوئنگستروم تعویض سیستمهای آب بندی با سیستمهای جدید است بدین منظور می توان آب بندهای شعاعی را به گونه ای تنظیم کرد که حداقل فاصله را بین قطعات ثابت و متحرک ایجاد نماید. همچنین برای آب بندی بهتر در محیط (اطراف) ژوئنگستروم می توان از سیستمهای آب بندی که تماس کافی بین قطعات ثابت و متحرک ایجاد می نماید استفاده کرد. با این کار می توان تا ۵۰٪ از نشتی ها را کاهش داد. نمونه ای از این سیستمهای آب بندی در شکل ۱-۱۹ نشان داده شده است.



شکل ۱-۱۹. نمونه ای از سیستمهای آب بندی

در سمت چپ شکل، سیستم آب بندی قبلی و در سمت راست شکل سیستم آب بندی جدید نشان داده شده است. در سیستم جدید خاصیت فنری صفحات به کار رفته موجب می شود که حداقل فاصله بین قطعات ثابت و متحرک حفظ شود که به تبع آن میزان نشتی های محیطی به مقدار قابل ملاحظه ای کاهش می یابد.

#### ۱-۸-۳. تأثیرات ناشی از نشتی ها در ژونگستروم

در این قسمت آثار حرارتی و الکتریکی ناشی از وجود نشتی در ژونگستروم مورد بررسی قرار گرفته اند.

#### الف- آثار حرارتی ناشی از وجود نشتی در ژونگستروم

لازم به ذکر است که نشتی ژانگستروم در واحدهای فاز دوم نیروگاه نزدیک به شرایط طراحی بوده ولی نشتی ژانگستروم در واحدهای فاز اول نیروگاه در زمان اندازه گیری تقریباً دو برابر طراحی می باشد. چنانچه کل ژونگستروم و پیش گرم کن بخاری هوای قبل از آن به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شود محاسبات مربوطه برای بار ۱۰۰٪ در واحد ۱ (نشتی همه واحدهای فاز اول تقریباً یکسان است) به شرح زیر است. (در تمام موارد محاسبات ذکر شده فشار بر حسب میلی متر آب و درجه حرارت بر حسب درجه سانتی گراد است. ضمناً فرض بر این است که میزان لقی بین قطعات ثابت و متحرک در مسیر نشت شعاعی یکسان باشد). در زمان طراحی میزان نشتی در ژانگستروم، ۱۷٪ بوده است. با در نظر گرفتن گذر زمان، میزان نشتی مناسب، ۲۰٪ در نظر گرفته شده است. نمونه محاسبات، در ارتباط با میزان صرفه جویی مالی ناشی از کاهش نشتی در ژانگستروم، برای واحد یک در بار ۱۰۰٪، در ادامه آمده است.

دبی سوخت مصرفی در این حالت ۴۰/۱ تن در ساعت است. در ازای هر یک کیلوگرم سوخت مصرفی، دبی نشتی هوا ۵/۴ کیلوگرم است. لذا میزان نشتی هوا ۲۱۸ تن در ساعت می باشد. با فرض اینکه ارزش حرارتی مازوت ۴۰۹۲۴ کیلو ژول بر کیلوگرم، دانسیته آن ۰/۹۳۸ کیلوگرم بر لیتر و قیمت مازوت ۲۰۰۰ ریال برای هر لیتر باشد، مازوت مصرفی واحد ۱ در بار ۱۰۰ درصد حدود ۴۰۰۰ متر مکعب و هزینه آن ۸ میلیارد ریال می شود. کل محاسبات انجام شده برای این واحد در ستون ۱ جدول ۱-۱۶ آمده است.



$$Q = \dot{m} C_p \Delta T = 40.1 \times 10^3 \text{ kg/h} \times 5.4 \text{ kg/kg of fuel} \times 1 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times (225 - 25.7)^\circ\text{C} \times \frac{(36.16 - 20)}{36.16}$$

$$= 5383 \text{ kW}$$

$$\text{Equivalent Fuel Consumption} = \frac{5383 \text{ kJ/s}}{40924 \text{ kJ/kg}} = 0.1315 \text{ kg/s}$$

$$\text{Equivalent Fuel Consumption} = 0.1315 \text{ kg/s} \times 3600 \text{ s/h} \times 24 \text{ h/day} \times 330 \text{ day/year} / 938 \text{ kg/m}^3$$

$$= 3998 \text{ m}^3/\text{year} = 3998 \times 10^3 \text{ l/year}$$

$$\text{Disadvantage} = 3998 \times 10^3 \text{ l/year} \times 2000 \text{ Rial/l} = 8 \text{ milliard Rial/year}$$

جدول ۱-۱۶. میزان تلفات انرژی حرارتی در اثر نشتی ژونگستروم

نام واحد	واحد ۱	واحد ۲	واحد ۳	واحد ۴
بار نیروگاه %	100%	100%	100%	100%
دمای هوا قبل از پیش گرم کن بخاری	25.7	25.7	26	33
دمای هوا بعد از ژانگستروم	225	247	226	226
در صد نشت	36.16	37.72	41.34	41.02
دبی سوخت ton/h	40.09	49.17	48.4	46.09
مقدار هوای نشت به ازای یک کیلوگرم سوخت (kg)	5.4	5.7	6.0	6.1
مقدار هوای نشت ton/h	218	278	293	280
انرژی تلف شده در اثر نشت در ژونگستروم kw	5383	8027	8393	7705
مازوت مصرفی معادل m3/year	3998	5962	6234	5723
هزینه مازوت مصرفی معادل (ریال در سال)	8.0E+09	11.9E+09	12.5E+09	11.4E+09
	43.8E+09			

همان طور که ملاحظه می شود کل مبلغ ناشی از تلفات حرارتی در ژونگستروم برای چهار واحد حدود ۴۴ میلیارد ریال در سال برآورد می شود. چنانچه هزینه تعمیر یک ژونگستروم حدود پنج میلیارد ریال برآورد شود، هزینه تعمیر چهار دستگاه از آن بیست میلیارد ریال و زمان بازگشت سرمایه (از دیدگاه تلفات حرارتی و الکتریکی) حدود ۵ ماه است. البته در محاسبه این رقم، تلفات الکتریکی (که در قسمت بعدی آمده) نیز منظور شده است.

#### ب- بررسی تأثیرات ناشی از نشتی ها در ژونگستروم از دیدگاه الکتریکی

با توجه به توضیحات قبلی، در این قسمت تلفات انرژی الکتریکی ناشی از نشتی ها در ژونگستروم برای هر چهار واحد فاز اول نیروگاه در بار ۱۰۰ در صد محاسبه و در جدول زیر آورده شده است.

برای واحد یک در بار ۱۰۰٪، جمع توان مصرفی هر دو فن، ۱۴۱۹ کیلو وات است و نشتی در ژانگستروم به

جای ۲۰ درصد (شرایط طراحی)، ۳۶/۱۶ درصد (زمان اندازه گیری) است. در این شرایط با فرض بر این که قیمت برق ۸۳۲ ریال بر کیلو وات ساعت باشد و در یک سال ۳۳۰ روز در سرویس باشد، مبلغی بالغ بر ۱/۵ میلیارد ریال، هزینه تلفات الکتریکی فن های مذکور بر آورد می شود. محاسبات مربوط به واحد یک در بار ۱۰۰٪، در ادامه نمایش داده شده است. محاسبات فوق در ستون اول جدول ۱-۱۷ آورده شده و برای سایر ستونها تعمیم داده شده است.

*disadvantage with leakage in gas air heater*

$$= 1419 \text{ kW} \times (0.362 - 0.2) \times 24 \text{ h/day} \times 330 \text{ day/year} \times 832 \text{ Rial/kWh}$$

$$= 1.5 \text{ milliard Rial/year}$$

همان طور که ملاحظه می شود کل تلفات الکتریکی بر مبنای هر کیلو وات ساعت ۸۳۲ ریال، حدود ۸ میلیارد ریال بر آورد شده که مبلغ آن در محاسبه زمان بازگشت سرمایه تعمیرات اساسی ژانگستروم (در قسمت قبلی) محاسبه شده است.

جدول ۱-۱۷. میزان تلفات انرژی الکتریکی در اثر نشتی ژونگستروم

نام واحد	واحد ۱	واحد ۲	واحد ۳	واحد ۴
بار نیروگاه %	100%	100%	100%	100%
FD Fan A ( KW)	700.77	819.13	778.17	821.8
FD Fan B (KW)	718.67	848.78	863.22	825.83
مجموع فن ها (KW)	1419.44	1667.91	1641.39	1647.63
در صد نشت	36.16	37.72	41.34	41.02
هزینه برق سالیانه(ریال در سال)	1.5E+09	1.9E+09	2.3E+09	2.3E+09

#### ۱-۸-۴. تأثیر کاهش دمای گازهای خروجی از ژونگستروم

برای کاهش مصرف سوخت، دمای گازهای خروجی از ژونگستروم باید کاهش یابد. این کاهش دما اگر از حد معینی فراتر رود موجب رسیدن به نقطه شبنم و تشکیل اسید در ژونگستروم شده، که نهایتاً خوردگی را به دنبال خواهد داشت. چنانچه ماکزیمم انتقال حرارت در ژونگستروم اتفاق بیفتد، مینیمم درجه حرارت خروجی در ژونگستروم ملاحظه می شود. دو روش عمده برای انجام این کار وجود دارد که عبارتند از:

۱- افزایش عمق المانهای انتقال حرارت

۲- تغییر سرعت دورانی ژونگستروم با تغییرات سرعت دوران لازم است فواصل زمانی تمیز کردن سبدهای

ژونگستروم نیز مورد بررسی قرار گیرد.

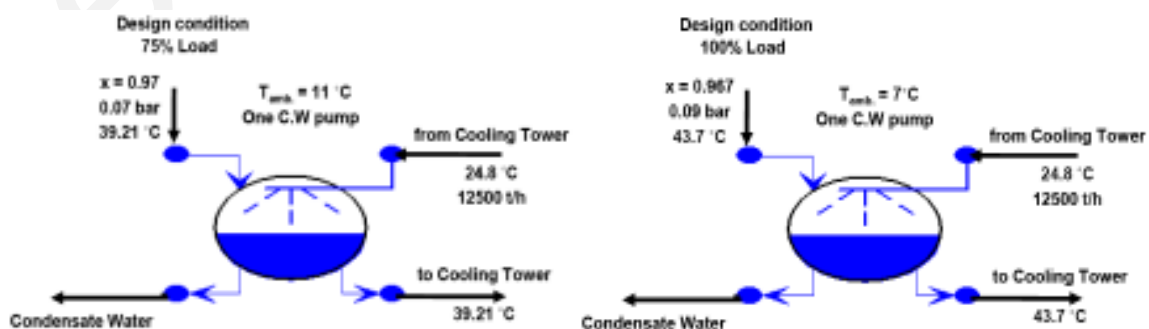
### ۹-۱. اصلاح وضعیت بهره‌برداری از پمپهای آب خنک کن

پمپ‌های آب خنک کن (C.W.P) وظیفه گردش آب خنک کن بین برج‌های خنک کن و کندانسور را به عهده دارند. در هر واحد دو عدد از این پمپ‌ها به صورت موازی وجود دارد که همیشه این دو پمپ در حداکثر بار خود در حال کار می‌باشند. پمپ‌های مذکور هیچگونه سیستم کنترلی نداشته و در تمامی بارها دارای دور یکسان می‌باشند. پمپ‌های مذکور دارای دبی و توان مصرفی بالا (هر کدام 1.1 مگاوات) و درصد بارگذاری ثابت و نسبتاً بالا (در حدود ۹۰ درصد نامی) در حین کار هستند.

یکی از فرصت‌های صرفه‌جویی انرژی که در ارتباط با این پمپ‌ها می‌توان به آن اشاره کرد، استفاده از یک پمپ خنک کن به جای دو پمپ است. این مسأله در شرایطی امکانپذیر است که هم از نظر عملیاتی (۱- تامین خلاء مناسب برای کندانسور و ۲- جلوگیری از خطر یخ زدگی آب در مسیر) مشکلی برای سیکل تولید برق نیروگاه ایجاد نشود و هم از نظر اقتصادی در آمد ناشی از کاهش هزینه‌های بهره‌برداری (برق مصرفی، تعمیر نگهداری، استهلاک و ...) در اثر کارکرد یک پمپ آب خنک کن به جای دو پمپ در مقایسه با درآمد ناشی از افزایش راندمان ناشی از کاهش فشار کندانسور در صورت کارکرد دو پمپ آب خنک کن، مناسب باشد.

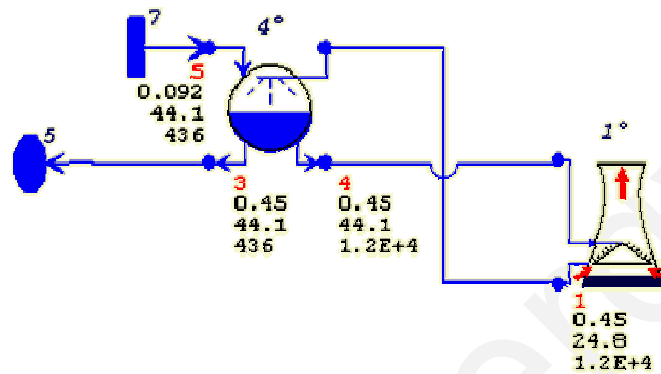
به دلیل اهمیت موضوع بهره‌برداری صحیح از پمپ‌های آب خنک کن، در ابتدا به بررسی امکانپذیری فنی استفاده از یک پمپ پرداخته می‌شود. از فاکتورهای کارایی برج خنک کن، تامین خلاء کندانسور بر اساس میزان انرژی گرفته شده از کندانسور می‌باشد. بنابراین کارایی پمپ‌های آب خنک کن از نظر تامین دبی آب خنک کن حائز اهمیت می‌باشد.

به دلیل برابر بودن شرایط ترمودینامیکی جریان‌های عبوری از برج خنک کن و کندانسور با نتایج اندازه‌گیری‌های صورت گرفته توسط نیروگاه در زمان راه‌اندازی سیکل با یک پمپ آب خنک کن، در دماهای محیط متفاوت از ۱۶ درجه سانتیگراد تا ۱۰- درجه سانتیگراد از نرم افزار، خروجی گرفته شد. لازم به ذکر است، محدودیت افت فشار کندانسور در بار ۱۰۰ درصد تا ۰/۰۹ بار و در بار ۷۵٪ تا ۰/۰۷ بار مطابق با شکل ۱-۲۰ برای دماهای پایین در نظر گرفته شده است.

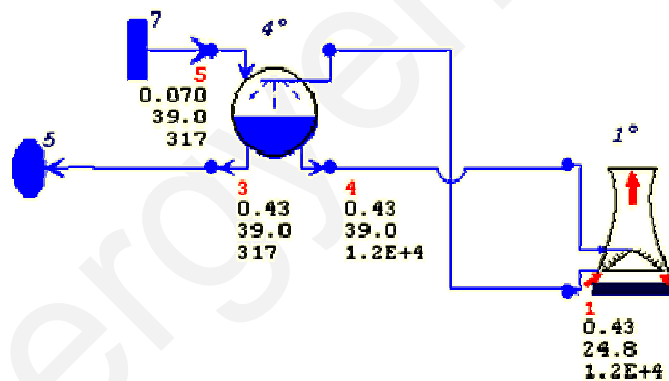


شکل ۱-۲۰. اطلاعات مربوط به برج و کندانسور در شرایط طراحی در بارهای ۱۰۰ و ۷۵ درصد

در راستای بررسی امکانپذیری استفاده از یک پمپ آب خنک کن، برنامه تغییرات دمای آب خروجی از برج خنک کن براساس تغییرات دمای محیط از ۱۶ درجه سانتیگراد تا ۱۰- درجه سانتیگراد برای دو بار ۱۰۰ درصد و ۷۵ درصد برای شرایط طراحی (خلاء کندانسور و دبی عبوری از آن) براساس شبیه سازیهای انجام گرفته (مطابق با شکل ۱-۲۱ و شکل ۱-۲۲) به ترتیب در جدول ۱-۱۸ و جدول ۱-۱۹ ارائه شده است.



شکل ۱-۲۱. شماتیک شبیه سازی برج و کندانسور نیروگاه در شرایط کارکرد یک CWP با دمای محیط ۷°C در بار ۱۰۰٪



شکل ۱-۲۲. شماتیک شبیه سازی برج و کندانسور نیروگاه در شرایط کارکرد یک CWP با دمای محیط ۱۱°C در بار ۷۵٪

جدول ۱-۱۸. تعیین دمای آب خروجی از برج خنک کن در بار ۱۰۰ درصد با لوور ۱۰۰٪ باز

$T_{amb.}$ (°C)	-10	-5	0	5	7	10	12	14	16
$P_{Conden.}$ (bar)	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.106	0.1171	0.1285	0.14
$T_{Inlet}$ (°C)	44.2	44.2	44.2	44.2	44.2	47.08	48.95	50.83	52.7
$T_{Outlet}$ (°C)	15.89	18.52	21.15	23.77	24.8	27.8	29.75	31.7	33.67
$T_{Desirable}$ (°C)	24.8	24.8	24.8	24.8	24.8	27.8	29.75	31.7	33.67

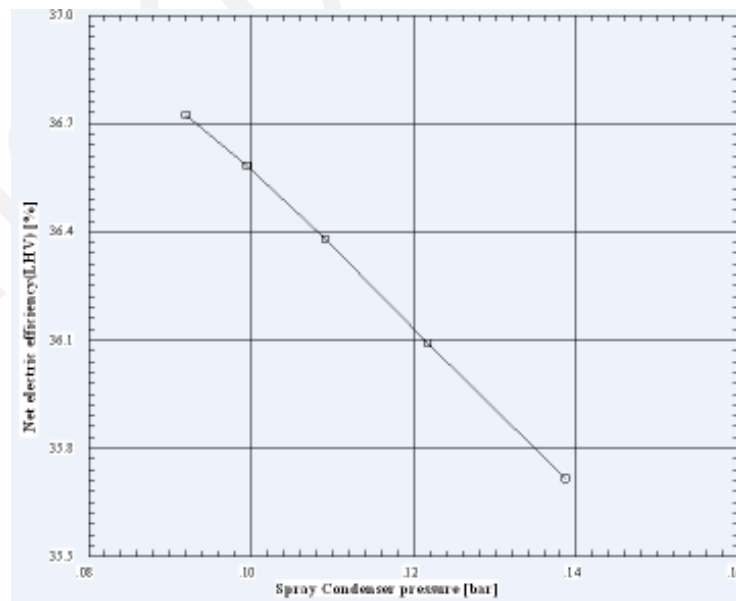
جدول ۱-۱۹. تعیین دمای آب خروجی از برج خنک کن در بار ۷۵ درصد با لوور ۱۰۰٪ باز

$T_{amb.} (^{\circ}C)$	-10	-5	0	5	10	11	12	14	16
$P_{Conden.} (bar)$	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.074	0.081	0.09
$T_{Inlet} (^{\circ}C)$	39.21	39.21	39.21	39.21	39.21	39.21	40.0	41.9	43.8
$T_{Outlet} (^{\circ}C)$	13.73	16.36	19.0	21.6	24.2	24.8	25.8	27.7	29.7
$T_{Desirable} (^{\circ}C)$	24.8	24.8	24.8	24.8	24.8	24.8	25.8	27.7	29.7

در این قسمت پس از انجام بررسیهای فنی انجام گرفته جهت بهره برداری صحیح از پمپهای آب خنک کن، مشخص گردید که برای بار ۱۰۰ درصد در دمای محیط کمتر از ۷ درجه سانتیگراد و برای بار ۷۵ درصد در دمای محیط کمتر از ۱۱ درجه سانتیگراد، بدون هیچگونه افزایش فشار در کندانسور و متعاقباً افت راندمان، سیکل می تواند با یک پمپ آب خنک کن به کار خود ادامه دهد. البته لازم به ذکر است، در محاسبات سعی بر آن بوده است که بحرانی ترین شرایط ممکن در نظر گرفته شود، اما با این وجود در شرایط بد از نظر وزش باد ممکن است شرایط تغییر کند.

در ادامه به بررسی اقتصادی این راهکار و یافتن نقطه سر به سر برای به دست آوردن دمای محیطی که در آن دما کاهش هزینه بهره برداری برای پمپهای آب خنک کن با خسارت ناشی از افت راندمان برابر گردد، پرداخته می شود.

در نمودار شکل ۱-۲۳ تاثیر فشار کندانسور بر راندمان خالص نیروگاه مورد بحث براساس نتایج شبیه سازیهای انجام گرفته ارائه شده است.



شکل ۱-۲۳. نمودار تاثیر فشار کندانسور بر راندمان خالص نیروگاه

همانگونه که در ابتدای این بخش ارائه گردید، توان مصرفی هر یک از این پمپها در شرایط اندازه گیری حدود ۱/۱ مگاوات می باشد که بدون در نظر گرفتن سود ناشی از کمتر شدن هزینه های مربوط به تعمیر و نگهداری و استهلاک، این کاهش توان، معادل ۰/۵۴٪ افزایش راندمان خالص نیروگاه می باشد.

با استفاده از نمودار شکل ۱-۲۳ مشخص است که افت ۰/۵۴٪ راندمان خالص نیروگاه نسبت به شرایط طراحی در فشار کندانسور ۰/۱۱۸ بار اتفاق می افتد که این فشار در دمای ۱۲ درجه سانتیگراد با کارکرد یک پمپ آب خنک کن ایجاد می شود. لذا نقطه سر به سر در بار ۱۰۰ درصد با توجه به اطلاعات موجود دمای محیط ۱۲ درجه سانتیگراد می باشد.

میزان صرفه جویی ناشی از اجرای این راهکار برای نیروگاه با فرض اینکه در ۴ ماه از سال به مدت ۱۲ ساعت از روز دمای هوا کمتر یا مساوی ۷ درجه سانتیگراد باشد، برابر است با:

#### C. W. Pumps Saving

$$= 1100 \frac{KWh}{h} \times \frac{12 h(T \leq 7^{\circ}C)}{1 day} \times \frac{30 day}{month} \times \frac{4 cold month}{1 year} \times 8(No. of pumps)$$

$$\times 832 \frac{Rial}{KWh} = 10.54 \text{ milliard Rial/year}$$

لازم به ذکر است که تا دمای کمتر از ۱۲ درجه سانتیگراد هنوز استفاده از یک عدد CWP صرفه اقتصادی دارد و در محاسبات انجام گرفته متوسط دمایی ۱۲ ساعت از روز در فصول سرد سال ۱۲ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است.

#### ۱-۱۰. اصلاح وضعیت بهره برداری از فنهای هوای احتراق

یکی دیگر از فرصتهای صرفه جویی انرژی که در ارتباط با فنهای هوای احتراق می توان ذکر نمود، ایجاد یک برنامه منظم برای تنظیم دور فنهای هوای احتراق بویلرها می باشد. براساس نتایج اندازه گیریهای انجام گرفته، راندمان فنهای هوای احتراق بویلرهای فاز دو در زمان اندازه گیری بسیار پایین بوده و اختلاف زیادی با شرایط طراحی دارد. علل انحراف بالای راندمان فنهای هوای احتراق از شرایط طراحی:

۱- با مقایسه شرایط فعلی این فنها با شرایط طراحی، به نظر می رسد سهمی از افت راندمان به دلیل پایین تخمین زدن افت فشار موجود در فنها باشد (به دلیل عدم امکان اندازه گیری فشار در ورودی فن بعد از فیلتر).

۲- پایین بودن بار فنها به دلیل کارکردن با دور دو، با وجود جوابگو بودن آنها در شرایط کارکرد با دور یک.

## فصل دوم

### راهکارهای الکتریکی

در این قسمت با توجه به اندازه‌گیری‌های انجام گرفته و اطلاعات جمع‌آوری شده از نیروگاه، راهکارهای کاهش مصرف الکتریکی داخلی نیروگاه بررسی شده و میزان صرفه‌جویی انرژی و هزینه در هر یک از راهکارها محاسبه می‌گردد.

لازم به ذکر است که متناسب با میزان سرمایه‌گذاری اولیه اجرای هر راهکار و در نتیجه مدت زمان بازگشت سرمایه برای آن، نوع راهکار از لحاظ زمانی بصورت جدول ۱-۲ تعریف می‌شود.

جدول ۱-۲. تقسیم بندی راهکارها با توجه به زمان بازگشت سرمایه

مدت زمان بازگشت سرمایه (Years)	نوع راهکار	ردیف
0 - 2	کوتاه مدت	1
2 - 5	میان مدت	2
5 - 10	بلند مدت	3

#### ۱-۲. بررسی ساعات کارکرد واحدهای مختلف نیروگاه

در محاسبات میزان صرفه‌جویی انرژی، ساعات کارکرد سالیانه واحدها بر اساس آمار سال ۱۳۸۹ و ۱۳۹۰ که از نیروگاه اخذ گردیده، در نظر گرفته شده است. بر این اساس ساعات کارکرد سالیانه نیروگاه مورد نظر در فاز ۱ و ۲، برابر بوده و تقریباً ۹۰ درصد مواقع در بار ۱۰۰ درصد و ۱۰ درصد نیز در بار ۷۵ درصد در حال کار می‌باشد. در جدول ۲-۳ تا جدول ۴-۲ آمار ساعات کارکرد نیروگاه در سال‌های مذکور به تفکیک آورده شده است.

جدول ۲-۲. مجموع زمان‌های کارکرد واحدهای فاز اول در سال ۱۳۸۹

واحد ۴	واحد ۳	واحد ۲	واحد ۱	سال ۱۳۸۹
6649	7900	7840	7959	مدت زمان کارکرد (hr)
481	636	682	734	ساعات کارکرد حداقل (hr)
6168	7264	7158	7225	ساعات کارکرد حداکثر (hr)
92.8	91.9	91.3	90.8	درصد کارکرد در بار حداکثر (%)
7.2	8.1	8.7	9.2	درصد کارکرد در بار حداقل (%)

جدول ۲-۳. مجموع زمان‌های کارکرد واحدهای فاز دوم در سال ۱۳۸۹

واحد ۸	واحد ۷	واحد ۶	واحد ۵	سال ۱۳۸۹
8408	7894	7986	7126	مدت زمان کارکرد (hr)
1268	1139	84	1035	ساعات کارکرد حداقل (hr)
7140	6755	7902	6091	ساعات کارکرد حداکثر (hr)
84.9	85.6	98.9	85.5	درصد کارکرد در بار حداکثر (%)
15.1	14.4	1.1	14.5	درصد کارکرد در بار حداقل (%)

جدول ۲-۴. مجموع زمان‌های کارکرد واحدهای فاز اول در سال ۱۳۹۰

واحد ۴	واحد ۳	واحد ۲	واحد ۱	سال ۱۳۹۰
7415	6549	6977	7307	مدت زمان کارکرد (hr)
490	607	398	518	ساعات کارکرد حداقل (hr)
6926	5942	6578	6789	ساعات کارکرد حداکثر (hr)
93.4	90.7	94.3	92.9	درصد کارکرد در بار حداکثر (%)
6.6	9.3	5.7	7.1	درصد کارکرد در بار حداقل (%)

## ۲-۲. بررسی درصد بارگذاری تجهیزات پرمصرف انرژی الکتریکی در واحدهای مختلف نیروگاه

با پایین آمدن توان تجهیز الکتریکی نسبت به توان نامی، راندمان آن نیز کاهش می‌یابد. لذا در بهره‌برداری از تجهیزات الکتریکی همواره باید سعی بر این باشد که تجهیزات در نزدیکی توان نامی بارگذاری شوند. در ادامه اطلاعات اندازه‌گیری تجهیزات پرمصرف انرژی الکتریکی نیروگاه به تفکیک هر واحد و در بارهای ۵۰، ۷۵ و ۱۰۰ درصد آورده شده است. لازم به ذکر است که راندمان نامی تجهیزات فوق در مدارک دریافتی از کارفرما موجود



نبوده، بنابراین با استفاده از نرم افزار MasterMotor جهت بدست آوردن حدود راندمان نامی تجهیزات فوق استفاده شده است.

### ۲-۲-۱. فن های هوای احتراق (F.D.fan)

فن های هوای احتراق (F.D.fan) وظیفه تامین هوای مورد نیاز جهت احتراق در بویلر را به عهده دارند. این تجهیز قابلیت کار در دو دور را دارا می باشد. با برنامه ریزی صحیح می توان حداکثر بهره برداری را از تجهیز فوق به عمل آورد.

بر اساس نتایج اندازه گیری الکتریکی بر روی فن های هوای احتراق در فازهای اول و دوم نیروگاه مشخص شد که در فاز اول با وجود این که واحدها در بار ۱۰۰ درصد مشغول به کار بوده اند، ولی فن های مذکور در دور اول در مدار بوده و بنابراین درصد بارگذاری اکثر آنها بیش از ۱۰۰ درصد است که این امر موجب آسیب دیدن موتورهای در درازمدت خواهد شد. این در حالی است که در اکثر واحدهای فاز دوم با وجود کارکرد واحد حتی در بارهای پایین (۵۰ و ۷۵ درصد)، از دور دوم فن های مذکور استفاده شده و لذا درصد بارگذاری آنها پایین است.

موارد ذکر شده نشان دهنده وجود پتانسیل های صرفه جویی در این قسمت می باشد.

### ۲-۲-۲. فن های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan)

فن های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan) وظیفه پیشگرمایش هوای ورودی احتراق در بویلر را به عهده دارند. این تجهیزات نیز قابلیت کار در دو دور را دارا می باشند که تنها دور اول آنها در کلیه شرایط بهره برداری در مدار است. در ادامه، خلاصه نتایج اندازه گیری در واحدهای مختلف نیروگاه آورده شده است. لازم به ذکر است که امکان اندازه گیری دبی این تجهیزات وجود نداشته است.

بر اساس نتایج بررسی فن های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan) در فازهای اول و دوم نیروگاه مشخص شد که در فاز اول و دوم در تمامی واحدها و در بارهای مختلف تنها دور اول این تجهیز در مدار بوده و در بارهای بالاتر نیروگاه نیز توان این تجهیز به مقدار قابل توجهی کاهش می یابد. در حال حاضر از دمپر ورودی جهت کنترل این تجهیز استفاده می گردد.

### ۲-۲-۳. فن های مکش دود (I.D.fan)

فن های مکش دود (I.D.fan) وظیفه تخلیه دود خروجی را به عهده دارند. این تجهیزات نیز قابلیت کار در دو دور را دارا می باشند. در ادامه، خلاصه نتایج اندازه گیری در واحدهای مختلف نیروگاه آورده شده است. لازم به ذکر است دبی این تجهیزات به صورت مستقیم قابل اندازه گیری نبوده و در نتیجه به صورت غیر مستقیم محاسبه شده است.

بر مبنای نتایج بررسی فن های مکش دود (I.D.fan) در فازهای اول و دوم نیروگاه، در بار ۷۵ درصد می توان

یکی از فن‌ها را در دور اول به کار گرفت، لیکن در بارهای بالا با توجه به شرایط کاری بایستی هر دو فن را در دور دوم به کار گرفت و یا یکی را در دور اول و دیگری را در دور دوم مورد استفاده قرار داد. با این عمل هر دو فن در نزدیکی توان نامی به کار گرفته می‌شوند. در نتیجه با توجه به اینکه شرایط کاری نیروگاه به گونه‌ای می‌باشد که ۹۰ درصد مواقع، بهره‌برداری با بار حداکثر صورت می‌گیرد، لذا با مدیریت دورهای اول و دوم این تجهیز امکان تنظیم بارگذاری مناسب وجود خواهد داشت.

#### ۴-۲-۲. پمپ‌های آب تغذیه (F.W.P)

پمپ‌های آب تغذیه (F.W.P) وظیفه تامین آب مورد نیاز بویلر را به عهده دارند. در هر واحد سه عدد از این پمپ‌ها وجود دارد که با توجه به میزان بار نیروگاه حداکثر دو پمپ در مدار قرار خواهند گرفت و یکی به عنوان رزرو در نظر گرفته شده است. پمپ‌های مذکور پرمصرف‌ترین تجهیز هر واحد به حساب آمده و در حدود نیمی از مصرف هر واحد را شامل می‌شوند. پمپ‌های آب تغذیه نیزگاه دارای سیستم کنترلی هیدروکوپلینگ می‌باشند. بر اساس نتایج بررسی پمپ‌های آب تغذیه (F.W.P) در فازهای اول و دوم نیروگاه مورد بحث، در بار ۵۰ درصد می‌توان با یک پمپ فشار مورد نیاز بویلر را تامین نمود و در بارهای ۷۵ و ۱۰۰ درصد که بیشترین زمان کارکرد نیروگاه را به خود اختصاص می‌دهند، بایستی هر دو پمپ به کار گرفته شوند. همانگونه که اشاره گردید، سیستم کنترلی پمپ‌های مذکور از نوع هیدروکوپلینگ بوده و دارای راندمان بالایی می‌باشد. با توجه به اظهار نظر کارشناسان مربوطه پمپ‌های آب تغذیه واحد اول تعویض گردیده‌اند که با توجه به مشکلات موجود در زمان تعویض (عدم وجود موتور با توان ۳۱۵۰ کیلووات) به جای موتورهای ۳۱۵۰ کیلوواتی موتورهای ۴۰۰۰ کیلوواتی جایگزین گردیده‌اند که همین امر موجب شده موتورهای واحدهای فاز اول دارای درصد بارگذاری حدود ۷۰ درصد باشند و راندمان پمپ‌های مذکور کاهش یابد، لیکن این پمپ‌ها در فاز دوم در حدود ۹۰ درصد نامی مشغول به کار می‌باشند، در نتیجه دارای راندمان بالاتری نسبت به پمپ‌های واحدهای فاز اول هستند. در نتیجه پیشنهاد می‌گردد در صورت نیاز به تعویض، موتورهایی با توان نامی مشابه واحدهای فاز دوم یعنی ۳۱۵۰ کیلووات در واحدهای فاز اول به کار گرفته شوند.

#### ۵-۲-۲. پمپ‌های آب گردش (C.W.P)

پمپ‌های آب گردش (C.W.P) وظیفه گردش آب خنک‌کن بین برج‌های خنک‌کن و کندانسور را به عهده دارند. در هر واحد دو عدد از این پمپ‌ها وجود دارد که همیشه این دو پمپ در حداکثر بار خود در حال کار می‌باشند. پمپ‌های مذکور هیچگونه سیستم کنترلی نداشته و در تمامی بارها دارای دور یکسان می‌باشند. پمپ‌های مذکور دارای دبی بسیار زیادی بوده و درصد بارگذاری ثابت و نسبتاً بالایی (در حدود ۹۰ درصد نامی) دارند.

### ۲-۲-۶. پمپ‌های آب کندانسه مرحله دوم (CP-st2)

پمپ‌های آب کندانسه مرحله دوم (CP-st2) وظیفه گردش بخار کندانس را به عهده دارند. در هر واحد سه عدد از این پمپ‌ها وجود دارد که با توجه به میزان بارگذاری نیروگاه حداکثر دو پمپ در مدار قرار می‌گیرد و یکی به عنوان رزرو می‌باشد. کنترل دبی پمپ‌های فوق توسط والو انجام می‌گیرد. در بار ۵۰ درصد تنها یکی از پمپ‌های مذکور در مدار بوده و با بالا رفتن بار، در بارهای ۷۵ و ۱۰۰ درصد دو پمپ در مدار قرار می‌گیرند. بررسی‌ها نشان می‌دهد که پمپ‌های مذکور دارای درصد بارگذاری تقریباً ثابت و بالاتر از ۷۰ درصد می‌باشند.

### ۲-۲-۷. بررسی درصد بارگذاری تجهیزات ۴۰۰ ولت در واحدهای مختلف نیروگاه

بر اساس نتایج اندازه‌گیری بر روی تجهیزات ۴۰۰ ولت، مشخص شد که در واحدهای فاز اول نیروگاه در بار ۱۰۰ درصد، تجهیزات عمده مصرف کننده انرژی (در سطح ولتاژ ۴۰۰ ولت) در بارگذاری بیش از ۷۰ درصد نامی قرار دارند. همچنین ملاحظه شد که پمپ‌های کلوز سیکل آب و روغن، لیفت پمپ و پمپ کندانس مرحله اول در بارگذاری‌های مختلف دارای توان مصرفی ثابتی می‌باشند، ولی توان مصرفی در پمپ در بارهای مختلف تغییر می‌کند. دلیل این امر تغییر دبی پمپ مذکور در بارهای مختلف می‌باشد.

نکته قابل توجه دیگر توان مصرفی لیفت پمپ است که اندازه‌گیری همه واحدها نشان می‌دهد که تجهیز مذکور همیشه در کمتر از ۵۰ درصد توان نامی کار می‌نماید.

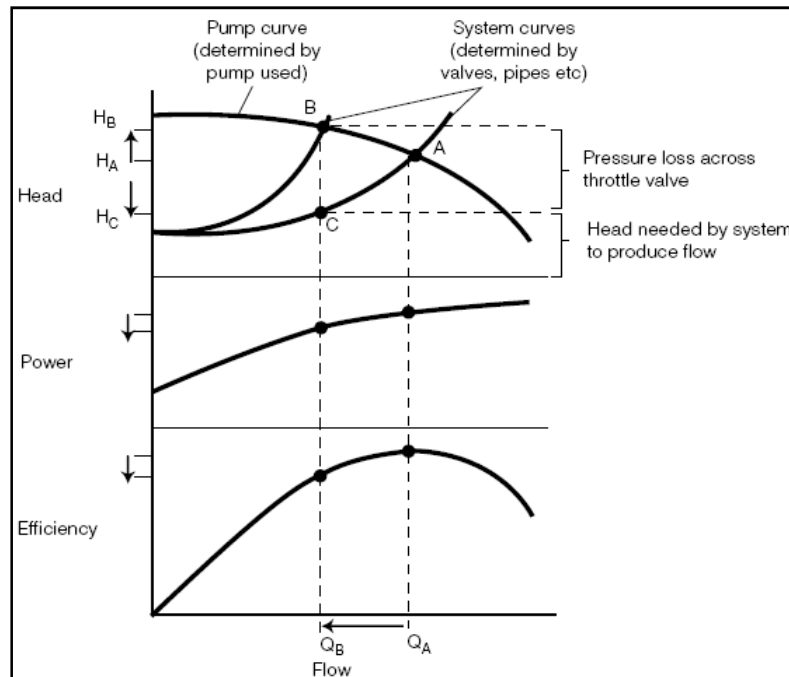
با توجه به اینکه تجهیز فوق در واحدهای فاز ۱ دارای توان نامی ۹۰ کیلووات می‌باشد پیشنهاد می‌گردد که در صورت نیاز به تعویض الکتروموتور این تجهیز، موتوری با توان مشابه فاز ۱ (۹۰ کیلووات) جایگزین گردد.

### ۲-۳. عملکرد تجهیزات و نقش کنترل کننده‌های دور

مصرف کننده‌های عمده انرژی الکتریکی در نیروگاه‌ها، پمپ‌ها و فن‌ها می‌باشند. از آنجائیکه اکثر تجهیزات مذکور در شرایط طراحی خود کار نمی‌کنند، بنابراین اتلاف انرژی زیادی دارند.

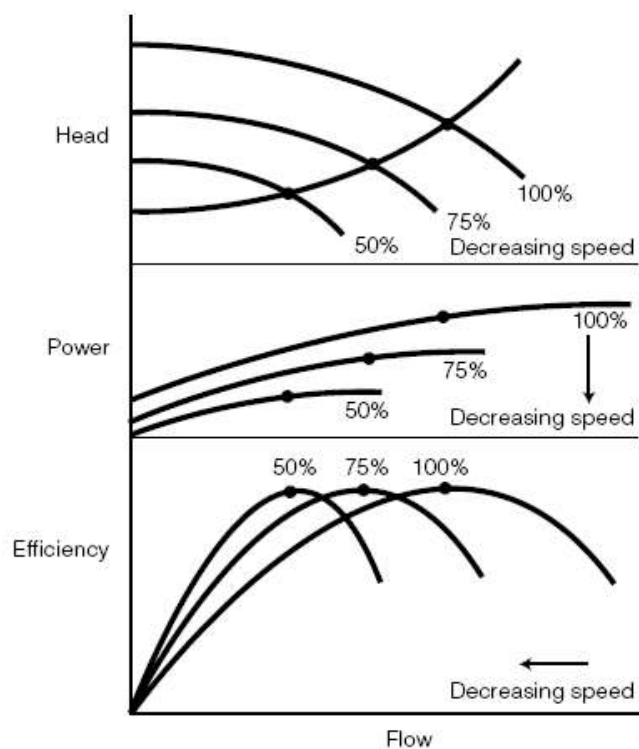
با توجه به اینکه پمپ‌ها و فن‌ها در شرایط بهره‌برداری مختلف، با دبی‌های متفاوت کار می‌کنند، مصرف توان متغیری دارند. در اکثر موارد جهت کنترل دبی این تجهیزات از والوهای کنترلی استفاده می‌شود.

شکل ۱-۲ منحنی‌های مشخصه، راندمان و توان یک پمپ را در حالت استفاده از والو کنترلی (تروتلینگ) نشان می‌دهد. همانگونه که در شکل نشان داده شده است، با کاهش دبی، منحنی مشخصه پمپ ثابت مانده و لذا هد (فشار) افزایش می‌یابد. در این حالت، با وجود اینکه توان به مقدار کمی کاهش می‌یابد، ولی به علت افزایش فشار، مقداری توان نیز تلف می‌شود. همچنین راندمان پمپ نیز کاهش می‌یابد.

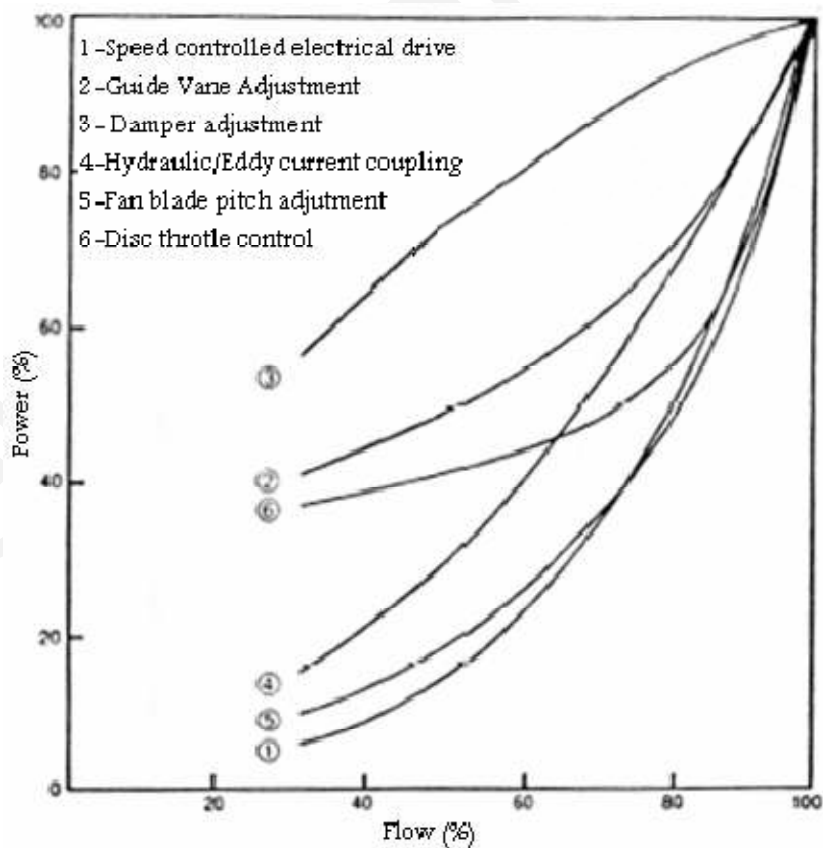


شکل ۲-۱. اثر تروتلینگ (استفاده از والو) بر روی یک پمپ

یکی از راه‌های کاهش مصرف انرژی الکتریکی در این تجهیزات، استفاده از کنترل کننده‌های سرعت مانند درایو (VSD) و کوپلینگ هیدرولیکی می‌باشد. شکل ۲-۲ منحنی‌های مشخصه، توان و راندمان یک پمپ را در حالت استفاده از کنترل کننده‌های دور نشان می‌دهد. همانگونه که در این شکل مشخص است، با کاهش دبی، منحنی پمپ عوض شده و منحنی مشخصه سیستم ثابت می‌ماند و لذا با کاهش دبی، فشار نیز کاهش می‌یابد. بنابراین کاهش توان نسبت به حالت تروتلینگ بسیار بیشتر خواهد بود. همچنین منحنی راندمان نیز عوض شده و تقریباً ماکزیمم می‌شود. لذا با استفاده از کنترل کننده‌های دور، می‌توان انرژی قابل توجهی را صرفه‌جویی نمود. لازم به ذکر است که موارد ذکر شده برای پمپ‌ها، در فن‌ها نیز قابل تعمیم است. البته در فن‌ها عامل اتلاف انرژی دمپر‌ها می‌باشند. در شکل ۲-۳ مصرف انرژی در روش‌های مختلف کنترل فلوی هوای فن‌ها با یکدیگر مقایسه شده است.

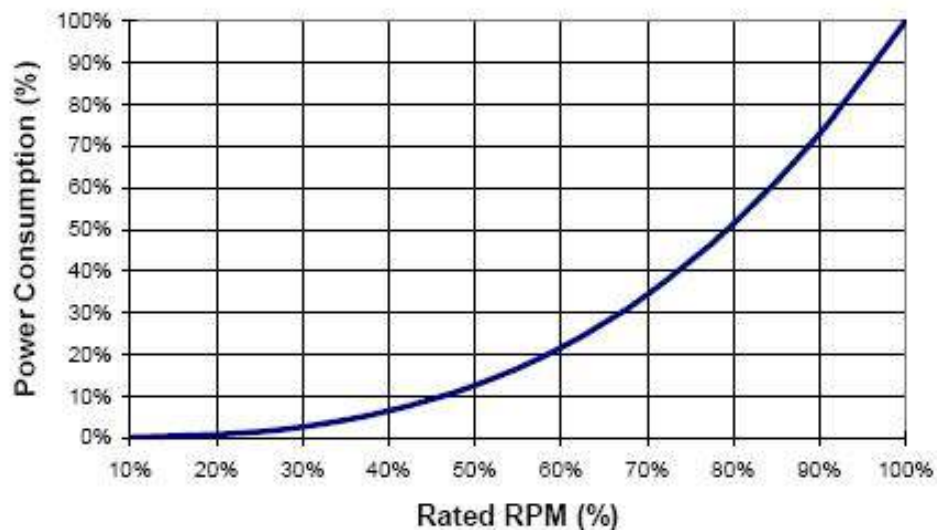


شکل ۲-۲. تأثیر کاهش دور بر روی عملکرد پمپها



شکل ۲-۳. مقایسه مصرف انرژی در روش‌های مختلف کنترل فلوی هوای فن در شکل ۲-۳، توان مصرفی فن‌ها در روش‌های مختلف کنترل دبی، به ازای تغییرات دبی نشان داده شده است. همانگونه که مشخص است، اگر دبی کمتر از ۷۰ درصد نامی باشد، بهترین حالت کنترل، استفاده از درایو کنترل دور می‌باشد. با افزایش دبی، استفاده از درایو نسبت به برخی روش‌ها (مانند استفاده از دمپر) بهتر و نسبت به بعضی دیگر (مانند کنترل دبی از طریق تغییر زاویه پره‌ها) توجیه‌پذیر نیست. در ادامه، رابطه توان مصرفی پمپ‌ها و فن‌ها با تغییر سرعت آنها در شکل ۲-۴ نشان داده شده است.

### Motor Power Consumption Vs. Speed Fans and Pumps



شکل ۲-۴. رابطه توان مصرفی پمپ‌ها و فن‌ها با تغییر سرعت آنها

همانگونه که منحنی شکل فوق نشان می‌دهد، تغییرات توان نسبت به سرعت پمپ‌ها و فن‌ها به صورت یک منحنی درجه ۳ می‌باشد. لذا رابطه بین سرعت و توان تجهیزات مذکور به صورت زیر می‌باشد.

$$Power_{final} = Power_{initial} \left( \frac{RPM_{final}}{RPM_{initial}} \right)^3$$

این رابطه نشان می‌دهد که توان مصرفی با توان سوم تغییرات سرعت، تغییر می‌کند. بنابراین کاهش ناچیزی در سرعت، کاهش زیادی در توان مصرفی را به همراه خواهد داشت. این موضوع اهمیت استفاده از کنترل کننده‌های دور را در کاهش مصرف انرژی نشان می‌دهد.

## ۴-۲. راهکارهای قابل اجرا جهت کاهش مصرف داخلی در نیروگاه

در ادامه، به بررسی راهکارهای قابل اجرا جهت کاهش مصرف داخلی در نیروگاه پرداخته می‌شود. تذکر: با توجه به اهمیت بحث انرژی در کشور و لزوم داشتن نگاه واقع بینانه نسبت به این موضوع، در تمام راهکارها، محاسبات بازگشت سرمایه بر مبنای قیمت برق تمام شده مصوبه سال ۱۳۸۹ و ۱۳۹۰ (به ازای هر کیلووات ساعت ۸۳۲ ریال) انجام شده است.

### ۴-۲-۱. نصب درایو کنترل سرعت (VSD) بر روی تجهیزات

در این قسمت، با استفاده از نتایج اندازه‌گیری‌ها و اطلاعات نامی تجهیزات، اثر نصب درایو بر روی فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.Fan) و فن‌های هوای احتراق (F.D.Fan) بررسی می‌شود. لازم به ذکر است که پمپ‌های آب تغذیه دارای سیستم کنترل دور از نوع کولپلینگ هیدرولیک می‌باشند. پمپ‌های کندانس مرحله دوم دارای کارکرد نسبتاً ثابت و درصد بارگذاری بالا بوده و در صورت کاهش بار، یکی از دو پمپ از مدار خارج شده و دبی کنترل می‌گردد. همچنین پمپ‌های آب گردش‌دهی دارای کارکرد ثابت و درصد بارگذاری بالا می‌باشند و در نتیجه سیستم کنترل دور (VSD) در مورد آنها توجیه فنی ندارد.

**تذکر:** جهت محاسبه زمان بازگشت سرمایه، نیاز به هزینه سرمایه‌گذاری برای خرید و نصب درایو می‌باشد. ولی به دلیل توان و سطح ولتاژ بالای تجهیزات مذکور و قیمت‌هایی که بایستی از کشورهای سازنده خارجی گرفته شود، این روند طولانی مدت خواهد شد. همچنین به دلیل تنوع زیاد درایوهای کنترل دور و نیز تنوع زیاد سازندگان، نمی‌توان قیمت دقیقی جهت درایوها در نظر گرفت. لذا جهت برآورد هزینه سرمایه‌گذاری و محاسبه مدت زمان بازگشت سرمایه، بر مبنای استعلام قیمت‌های گرفته شده و بررسی‌های انجام شده، یک قیمت متوسط برای این منظور در نظر گرفته شده است. در این راستا هزینه خرید و نصب درایو، به ازای هر کیلووات ۳,۷۵۰,۰۰۰ ریال در نظر گرفته شده است.

### ۴-۲-۲. بررسی نصب درایو بر روی فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.Fan)

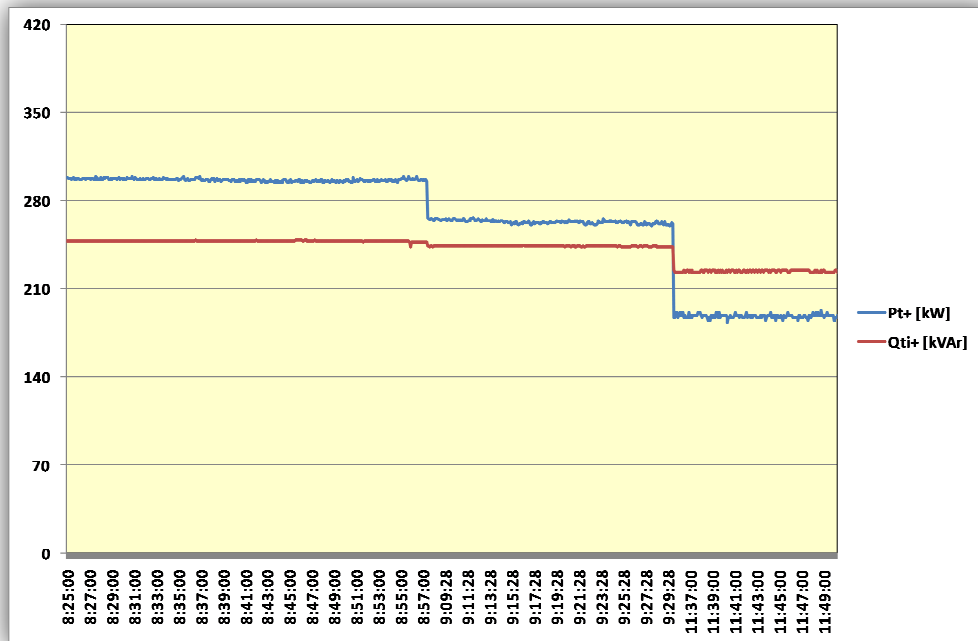
در جدول ۵-۲ خلاصه نتایج اندازه‌گیری‌های الکتریکی بر روی فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.Fan) واحدهای بخاری نیروگاه مورد نظر آورده شده است. تجهیز فوق مجهز به دمپر کنترل دبی با پره‌های متحرک محوری (INLET VANES) می‌باشد.

جدول ۲-۵. اطلاعات اندازه‌گیری فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.Fan) واحدهای بخاری نیروگاه

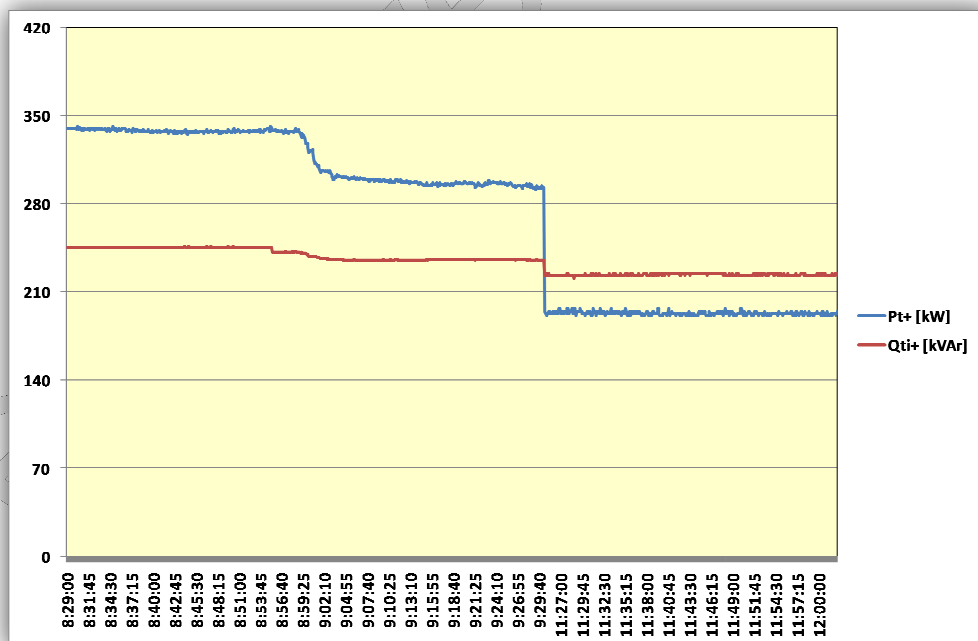
نام واحد	نقاط اندازه‌گیری	توان مصرفی در بارهای مختلف (Kw)			درصد بارگذاری در بارهای مختلف (%)		
		100%	75%	50%	100%	75%	50%
واحد ۱	G.R. Fan A (speed1)	-	-	174	-	-	36
	G.R. Fan B (speed1)	-	-	154	-	-	32
واحد ۲	G.R. Fan A (speed1)	-	-	111	-	-	23
	G.R. Fan B (speed1)	-	-	91	-	-	19
واحد ۳	G.R. Fan A (speed1)	-	-	104	-	-	22
	G.R. Fan B (speed1)	-	-	120	-	-	25
واحد ۴	G.R. Fan A (speed1)	-	-	121	-	-	25
	G.R. Fan B (speed1)	-	-	104	-	-	22
واحد ۵	G.R. Fan A (speed1)	340	285	-	71	59	-
	G.R. Fan B (speed1)	365	270	-	76	56	-
واحد ۶	G.R. Fan A (speed1)	300	260	190	62	54	40
	G.R. Fan B (speed1)	340	295	195	71	61	41
واحد ۷	G.R. Fan A (speed1)	310	290	210	65	60	44
	G.R. Fan B (speed1)	320	295	180	67	61	37
واحد ۸	G.R. Fan A (speed1)	-	-	152	-	-	32
	G.R. Fan B (speed1)	-	-	160	-	-	33

برای نمونه نمودار توان اکتیو و راکتیو مصرفی فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ واحد ۶ در سه بار ۵۰، ۷۵ و ۱۰۰ درصد نیز در شکل ۲-۵ و شکل ۲-۶ آورده شده است. همانگونه که این نمودارها نشان می‌دهند، با افزایش بار نیروگاه، توان مصرفی فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.Fan) کاهش یافته است. همانگونه که در گزارش قبلی توضیح داده شد، فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ وظیفه گرم کردن هوای ورودی به بویلر را به عهده دارند. عملکرد این فن‌ها به گونه‌ای است که با افزایش بار نیروگاه، به دلیل مکش طبیعی ایجاد شده، فن مذکور با توان کمتری کار می‌کند. به دلیل متغیر بودن دبی این تجهیزات در بارهای مختلف که در حال حاضر توسط دمپر کنترل دبی در ورودی انجام می‌گیرد، می‌توان از درایوهای کنترل کننده دور به جای دمپر استفاده نمود (یعنی دمپر از سیستم حذف می‌گردد). در این حالت، سیگنالی از خروجی فن‌های مذکور به درایو ارسال گردیده و درایو با تغییر سرعت موتور، دبی را کنترل می‌کند.





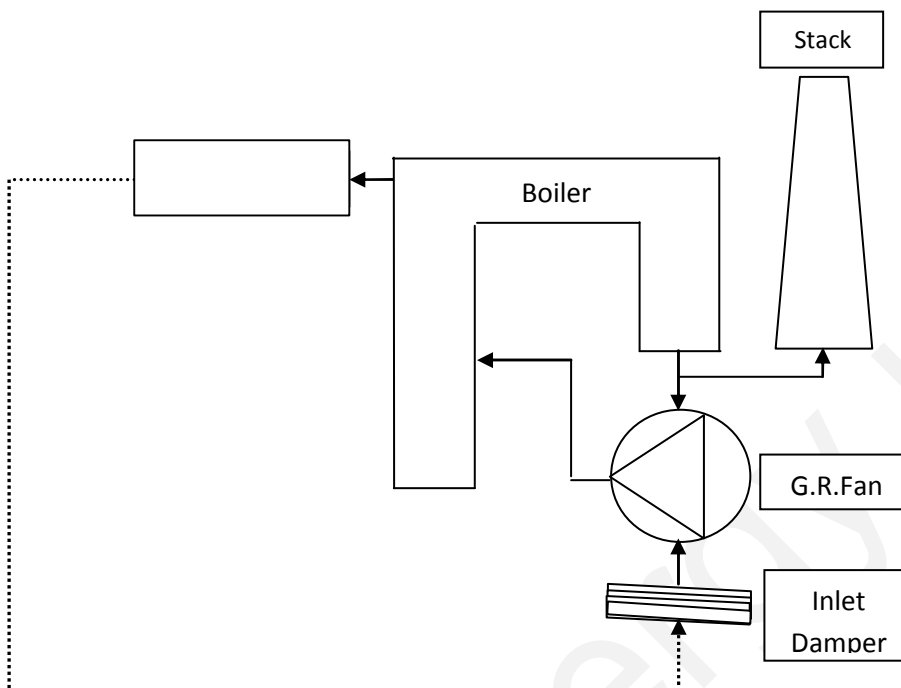
شکل ۲-۵. نمودار توان اکتیو و راکتیو فن سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan) دور اول (NR13) واحد ۶ بخار



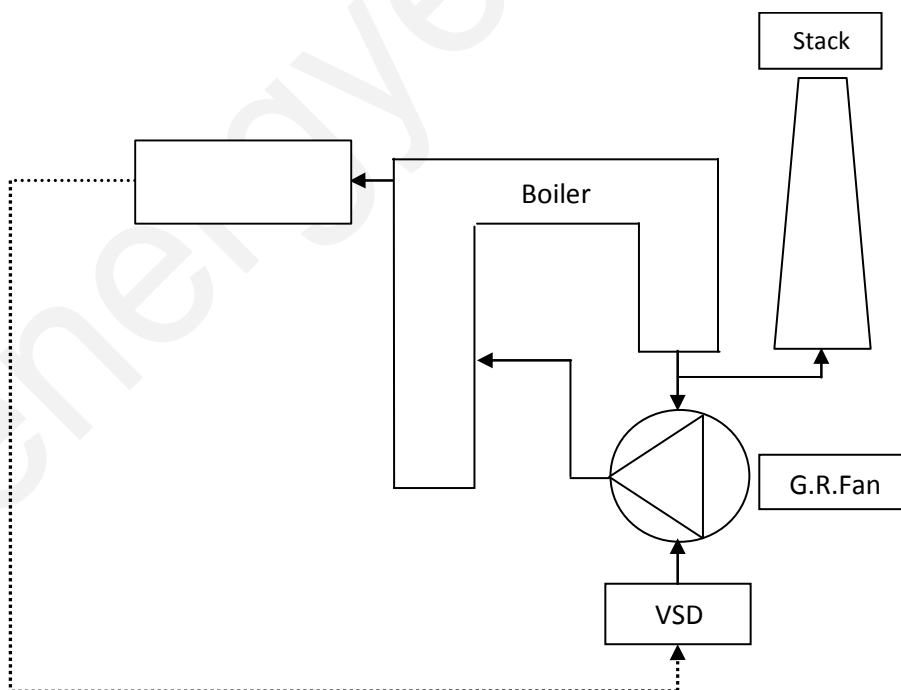
شکل ۲-۶. نمودار توان اکتیو و راکتیو فن سیرکولاسیون هوای داغ (GRfan) دور اول (NR14) واحد ۶ بخار

در شکل ۲-۷ و شکل ۲-۸ شماتیک ارسال سیگنال در دو حالت ارسال به دمپر (شرایط فعلی) و ارسال به

درایو (شرایط پیشنهادی) نشان داده شده است.



شکل ۲-۷. شماتیک ارسال سیگنال به دمپر کنترلی فن سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan)



شکل ۲-۸. شماتیک ارسال سیگنال به درایو جهت کنترل فن سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan)

در ادامه، اطلاعات طراحی فن‌های مورد نظر در جدول ۲-۶ آمده است.

جدول ۲-۶. اطلاعات طراحی فن سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan)

اطلاعات طراحی فن			اطلاعات طراحی موتور				نام تجهیز
دور (rpm)	راندمان (%)	دبی (Ton/h)	دور (rpm)	جریان (A)	ولتاژ (Kv)	توان (Kw)	
987	82	85	987	123	6.6	1100	G.R.fan

در شرایط عادی، توان درایو را برابر با توان الکتروموتور آن در نظر می‌گیرند. ولی در طراحی درایوهای کنترل کننده دور به چند عامل دیگر نیز باید توجه نمود که عبارتند از:

- ۱- ارتفاع از سطح دریا
- ۲- فاصله موتور تا تابلو
- ۳- فضای لازم جهت نصب تابلو درایو

در ادامه به توضیح و بررسی هر یک از موارد مذکور پرداخته می‌شود.

#### • ارتفاع از سطح دریا

عمده درایوهای AC به وسیله هوا خنک می‌شوند. هنگامی که ارتفاع افزایش می‌یابد، چگالی هوا کم شده که این امر باعث کاهش خواص خنک‌کنندگی هوا می‌گردد. به همین دلیل در چنین مواقعی سایز درایو را بالاتر انتخاب می‌کنند. بیشتر درایوها برای شرایط تا ارتفاع ۱۰۰۰ متر از سطح دریا طراحی شده‌اند، لذا در صورتیکه ارتفاع از سطح دریا در محل مورد نظر بیش از ۱۰۰۰ متر باشد، به ازای هر ۱۰۰ متر اضافه، باید ۱ درصد به توان نامی درایو (که با توان نامی موتور برابر است) اضافه شود [۱۸].

#### • فاصله موتور تا تابلو

فاصله موتور تا تابلوی آن نیز از جمله عواملی است که می‌تواند در انتخاب سایز درایو تأثیرگذار باشد. زیرا اگر فاصله کابل‌کشی از موتور تا تابلوی درایو بیش از ۱۵۰ متر باشد، باید توان درایو انتخابی بالاتر از نامی در نظر گرفته شود.

با توجه به دو مورد توضیح داده شده در قسمت بالا، این دو پارامتر در نیروگاه بررسی شده که خلاصه نتایج آن در جدول ۲-۷ آورده شده است.

جدول ۲-۷. توان درایو با توجه به ارتفاع از سطح دریا و فاصله موتور تا تابلو

نام تجهیز	توان نامی درایو (Kw)	ارتفاع از سطح دریا (m)	درصد اضافه توان (%)	فاصله موتور تا تابلو (m)
G.R.fan	1100	1660	6.6	100

همانگونه که جدول ۲-۷ نشان می‌دهد، فاصله موتور مذکور تا تابلو کمتر از ۱۵۰ متر می‌باشد، ولی با توجه به ارتفاع از سطح دریا، توان درایو باید ۶/۶ درصد بالاتر از نامی در نظر گرفته شود. لذا با توجه به سایزهای استاندارد، توان درایو پیشنهادی جهت فن سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan) یک سایز بالاتر و برابر با ۱۲۵۰ کیلووات در نظر گرفته می‌شود.

#### • فضای لازم جهت نصب تابلو درایو

جهت بررسی اثر نصب درایو بر روی فن‌ها می‌توان از نرم افزار FanSave استفاده نمود. نرم‌افزار مذکور محصول شرکت ABB بوده و با دریافت اطلاعات طراحی الکترونی و شرایط بهره‌برداری از آنها، میزان صرفه‌جویی انرژی الکتریکی را در صورت نصب درایو محاسبه می‌کند. (لازم به ذکر است در این نرم‌افزار درایوهایی از شرکت ABB نیز پیشنهاد گردیده و ولتاژ مشخص شده مربوط به سطح ولتاژ محصولات مورد نظر می‌باشد. بنابراین، این ولتاژ در محاسبات صرفه‌جویی تأثیری نداشته و لذا برای ولتاژهای دیگر نیز می‌توان از نرم‌افزار مذکور استفاده نمود.)

جدول ۲-۸ میزان صرفه‌جویی انرژی محاسبه شده توسط نرم‌افزار مورد نظر را برای فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan) در هشت واحد بخار نشان می‌دهد. همچنین مدت زمان بازگشت سرمایه نیز آورده شده است. لازم به ذکر است به عنوان نمونه، نتایج نرم‌افزار برای G.R.fan واحد ۱ در شکل ۲-۹ آمده است.

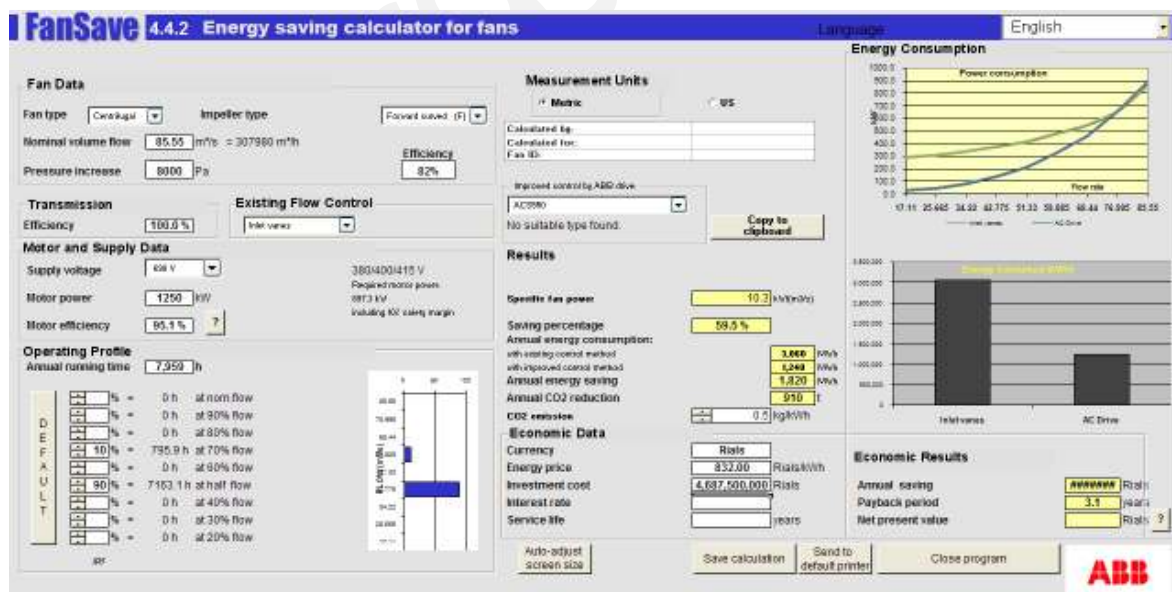
(توجه: در هر واحد، دو فن سیرکولاسیون هوای داغ وجود دارد که محاسبات انجام گرفته شامل صرفه‌جویی انرژی و هزینه و همچنین سرمایه‌گذاری نیز بر مبنای دو فن در هر واحد انجام گرفته است) با توجه به جدول ۲-۸ در مجموع ۸ واحد، صرفه‌جویی انرژی سالیانه در حدود ۲۸ هزار مگاوات ساعت و میزان هزینه صرفه‌جویی انرژی الکتریکی با در نظر گرفتن قیمت تمام شده برق در حدود ۲۳/۵ میلیارد ریال برآورد شده است.

لازم به ذکر است که زمان بازگشت سرمایه برای همه واحدها بین ۲ تا ۵ سال به دست آمده و لذا از این منظر در رده راهکارهای میان مدت قرار می‌گیرند.

energyenergy.ir

جدول ۲-۸. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب درایو بر روی فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan)

نام تجهیز	محل	ساعات کارکرد مطابق سال ۱۳۸۹ (Hours)	صرفه جویی انرژی سالیانه (Mwh)	هزینه صرفه جویی سالیانه بر مبنای قیمت تمام شده برق (Million Rials)	هزینه سرمایه گذاری جهت هر واحد (Million Rials)	زمان بازگشت سرمایه (Years)
فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan)	واحد ۱	7,959	3,640	3,028	9,375	3.1
	واحد ۲	7,840	3,586	2,982		3.1
	واحد ۳	7,900	3,614	3,006		3.1
	واحد ۴	6,649	3,042	2,530		3.7
	واحد ۵	7,126	3,260	2,712		3.5
	واحد ۶	7,986	3,652	3,040		3.1
	واحد ۷	7,894	3,610	3,004		3.1
	واحد ۸	8,408	3,846	3,200		2.9
مجموع			28,250	23,502	75,000	3.2



شکل ۲-۹. نتیجه نرم افزار FanSave برای فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan) واحد ۱ بخار

### توضیحاتی در مورد نرم افزار FanSave

همانگونه که در شکل فوق ملاحظه می گردد، سمت چپ شکل دارای ۵ قسمت جهت ورود اطلاعات می باشد که در زیر توضیح داده شده اند.

**Fan data:** در این قسمت اطلاعات طراحی فن وارد می شود. این اطلاعات شامل نوع فن، نوع پروانه، دبی و هد نامی و همچنین راندمان نامی آن می باشد.

**Transmission:** در این قسمت راندمان کوپل بین موتور و فن وارد می گردد.

**Existing flow control:** نوع کنترلی که در حال حاضر بر روی فن وجود دارد در این قسمت وارد می شود.

**Motor and Suply data:** در این قسمت اطلاعات طراحی الکتروموتور وارد می گردد. این اطلاعات شامل ولتاژ تغذیه، توان نامی و راندمان نامی موتور می باشد.

**Operating profile:** در این قسمت شرایط بهره برداری و عملکرد فن وارد می شود. این شرایط شامل میزان کارکرد هر فن در دبی های مختلف است.

در سمت راست شکل نیز، محل ورود اطلاعات اقتصادی از قبیل هزینه سرمایه گذاری، نرخ بهره و عمر مفید درایو مشخص است. همچنین اطلاعات خروجی نرم افزار شامل میزان صرفه جویی انرژی و هزینه، میزان کاهش CO<sub>2</sub>، زمان بازگشت سرمایه و مدل درایو پیشنهادی شرکت ABB (در صورتیکه موجود باشد) نیز در این قسمت ارائه می گردد. لازم به ذکر است که نرم افزار فوق، نمودارهای مقدار صرفه جویی توان و انرژی را در دو حالت شرایط موجود و پس از نصب درایو نشان می دهد.

### ۲-۴-۳. بررسی نصب درایو بر روی فن های هوای احتراق (F.D.Fan)

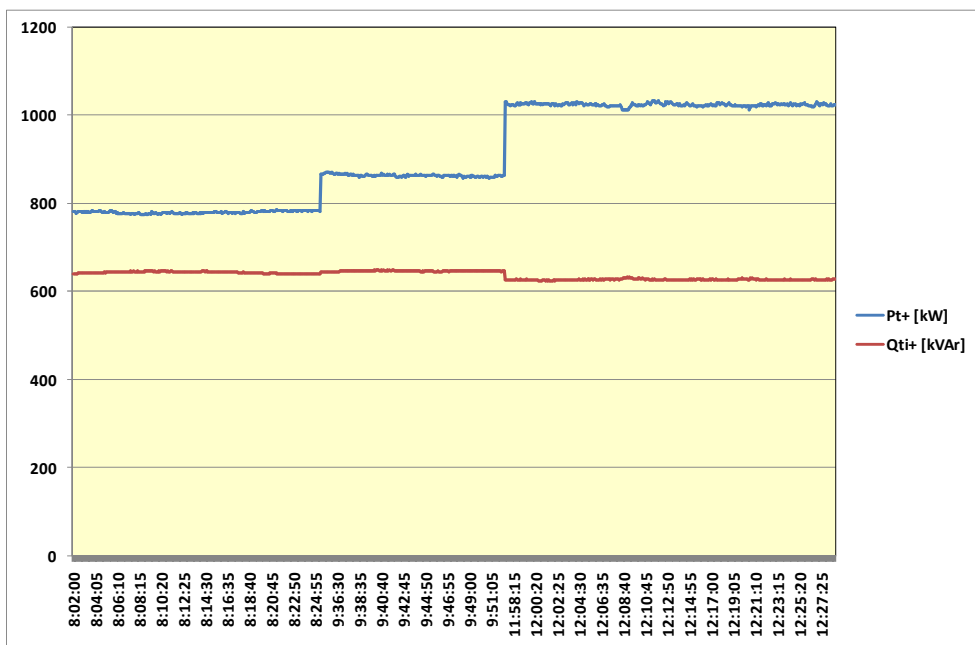
در جدول ۲-۹ خلاصه نتایج اندازه گیری های الکتریکی بر روی فن های هوای احتراق (F.D.Fan) واحدهای بخاری نیروگاه آورده شده است. تجهیز فوق مجهز به دمپر کنترل دبی از نوع INLET VANES می باشد.

جدول ۹-۲. اطلاعات اندازه‌گیری فن‌های هوای احتراق (F.D.Fan) واحدهای بخاری نیروگاه

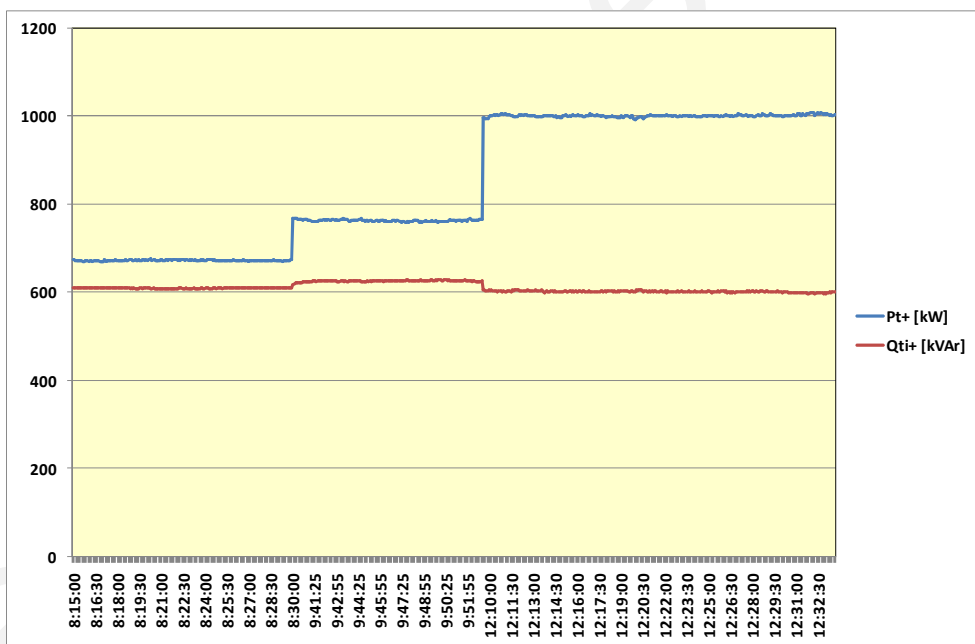
درصد بارگذاری در بارهای مختلف (%)			توان مصرفی در بارهای مختلف (Kw)			نقاط اندازه‌گیری	نام واحد
100%	75%	50%	100%	75%	50%		
89	-	-	701	-	-	F.D. Fan A (speed1)	واحد ۱
91	-	-	719	-	-	F.D. Fan B (speed1)	
104	-	-	819	-	-	F.D. Fan A (speed1)	واحد ۲
107	-	-	849	-	-	F.D. Fan B (speed1)	
100	-	-	788	-	-	F.D. Fan A (speed1)	واحد ۳
109	-	-	863	-	-	F.D. Fan B (speed1)	
104	-	-	822	-	-	F.D. Fan A (speed1)	واحد ۴
104	-	-	826	-	-	F.D. Fan B (speed1)	
-	45	62	-	855	490	F.D. Fan A (speed1,2)	واحد ۵
-	46	61	-	870	480	F.D. Fan B (speed1,2)	
54	46	41	1,025	865	780	F.D. Fan A (speed2)	واحد ۶
53	41	36	1,000	765	670	F.D. Fan B (speed2)	
51	45	42	970	850	800	F.D. Fan A (speed2)	واحد ۷
59	46	45	1,105	875	840	F.D. Fan B (speed2)	
56	-	-	1,058	-	-	F.D. Fan A (speed2)	واحد ۸
54	-	-	1,012	-	-	F.D. Fan B (speed2)	

نمودار توان اکتیو و راکتیو مصرفی فن‌های هوای احتراق واحد ۶ در سه بار ۵۰، ۷۵ و ۱۰۰ درصد برای نمونه در شکل‌های ۱۰-۲ و ۱۱-۲ آورده شده است.





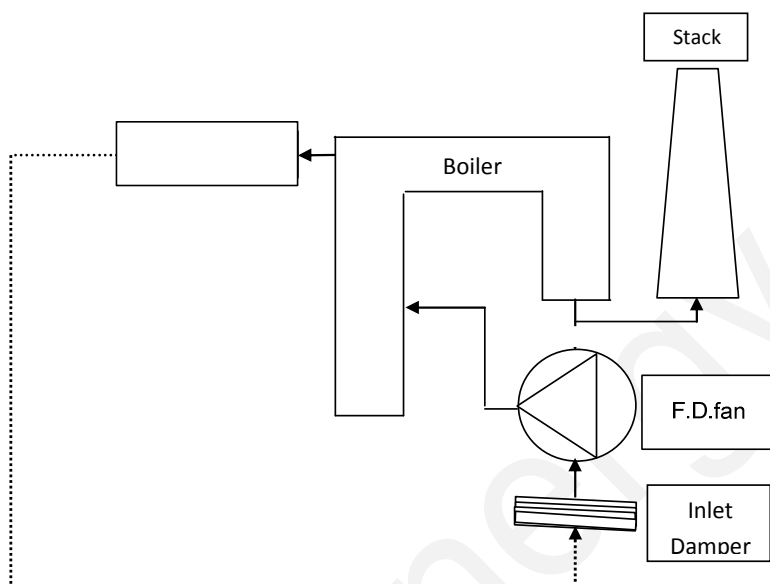
شکل ۲-۱۰. نمودار توان اکتیو و راکتیو فن هوای احتراق (F.D.Fan A) واحد ۶ بخار



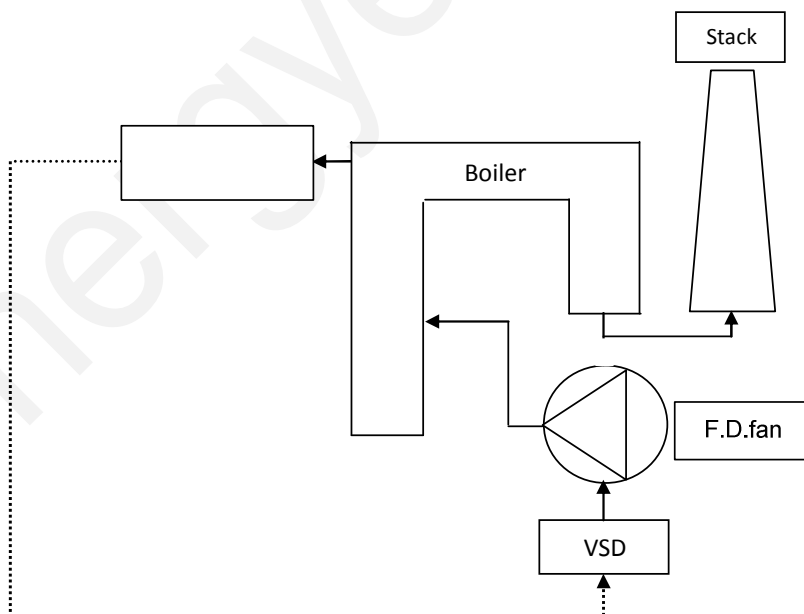
شکل ۲-۱۱. نمودار توان اکتیو و راکتیو فن هوای احتراق (F.D.Fan B) واحد ۶ بخار

همانگونه که نمودارهای فوق نشان می دهند، با افزایش بار نیروگاه، توان مصرفی فن های هوای احتراق (F.D.Fan B) افزایش یافته است. همانگونه که در گزارش قبلی ذکر گردید، فن هوای احتراق وظیفه تامین هوای ورودی به بویلر را به عهده دارد. به دلیل تغییر دبی تجهیز مذکور در بارهای مختلف که در حال حاضر توسط دمپر انجام می گیرد، می توان از درایوهای کنترل کننده دور به جای دمپر استفاده نمود (یعنی دمپر از سیستم

حذف می گردد). در این حالت، سیگنالی از خروجی فن های مذکور به درایو ارسال گردیده و درایو با تغییر سرعت موتور، دبی را کنترل می کند. در شکلها ۲-۱۲ و ۲-۱۳ شماتیک ارسال سیگنال در دو حالت ارسال به دمپر (شرایط فعلی) و ارسال به درایو (شرایط پیشنهادی) نشان داده شده است.



شکل ۲-۱۲. شماتیک ارسال سیگنال به دمپر کنترلی فن هوای احتراق (F.D.fan)



شکل ۲-۱۳. شماتیک ارسال سیگنال به درایو کنترلی فن هوای احتراق (F.D.fan)

در ادامه، اطلاعات طراحی فن های مورد بررسی در جدول ۲-۱۰ آمده است.

جدول ۲-۱۰. اطلاعات طراحی فن هوای احتراق (F.D.fan)

اطلاعات طراحی پمپ			اطلاعات طراحی موتور				نام تجهیز
دور (rpm)	راندمان (%)	دبی (m <sup>3</sup> /s)	دور (rpm)	جریان (A)	ولتاژ (Kv)	توان (Kw)	
985	83.4	84.97	985	200	6.6	1800	F.D.fan

همانطور که قبلا نیز توضیح داده شد، در شرایط عادی، توان درایو را برابر با توان الکتروموتور آن در نظر می‌گیرند. ولی در طراحی درایوهای کنترل کننده دور به چند عامل دیگر ارتفاع از سطح دریا، فاصله موتور تا تابلو و فضای لازم جهت نصب تابلو درایو نیز باید توجه نمود.

در ادامه به بررسی هر یک از موارد مذکور پرداخته می‌شود.

در ابتدا، دو پارامتر اول برای فن‌های هوای احتراق در نیروگاه مورد نظر بررسی شده که خلاصه نتایج آن در جدول ۲-۱۱ آورده شده است.

جدول ۲-۱۱. توان درایو با توجه به ارتفاع از سطح دریا و فاصله موتور تا تابلو

فاصله موتور تا تابلو (m)	درصد اضافه توان (%)	ارتفاع از سطح دریا (m)	توان نامی درایو (Kw)	نام تجهیز
100	6.6	1660	1800	F.D.fan

همانگونه که جدول ۲-۱۱ نشان می‌دهد، فاصله موتور مذکور تا تابلو کمتر از ۱۵۰ متر می‌باشد، ولی با توجه به ارتفاع از سطح دریا، توان درایو مورد نظر باید ۶/۶ درصد بالاتر از نامی در نظر گرفته شود. لذا با توجه به سایزهای استاندارد، توان درایو پیشنهادی جهت فن‌های هوای احتراق یک سایز بالاتر و برابر با ۲۰۰۰ کیلووات در نظر گرفته می‌شود.

با بالا رفتن توان و سطح ولتاژ موتور، تابلوی مخصوص درایو نیز بزرگ‌تر خواهد شد که فضای مورد نیاز تابلوی مذکور باید وجود داشته باشد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که جهت درایوهای پیشنهادی برای فن‌های هوای احتراق (F.D.fan) نیروگاه بخار، به فضایی در حدود ۲۰۰ (ارتفاع) × ۳۰۰ (عرض) × ۶۰ (عمق) سانتی‌متر نیاز است. با توجه به محدودیتی که در اتاق برق ۶/۶ کیلوولت هر واحد وجود دارد، جهت نصب تابلوهای مورد نظر باید تمهیداتی اندیشیده شود.

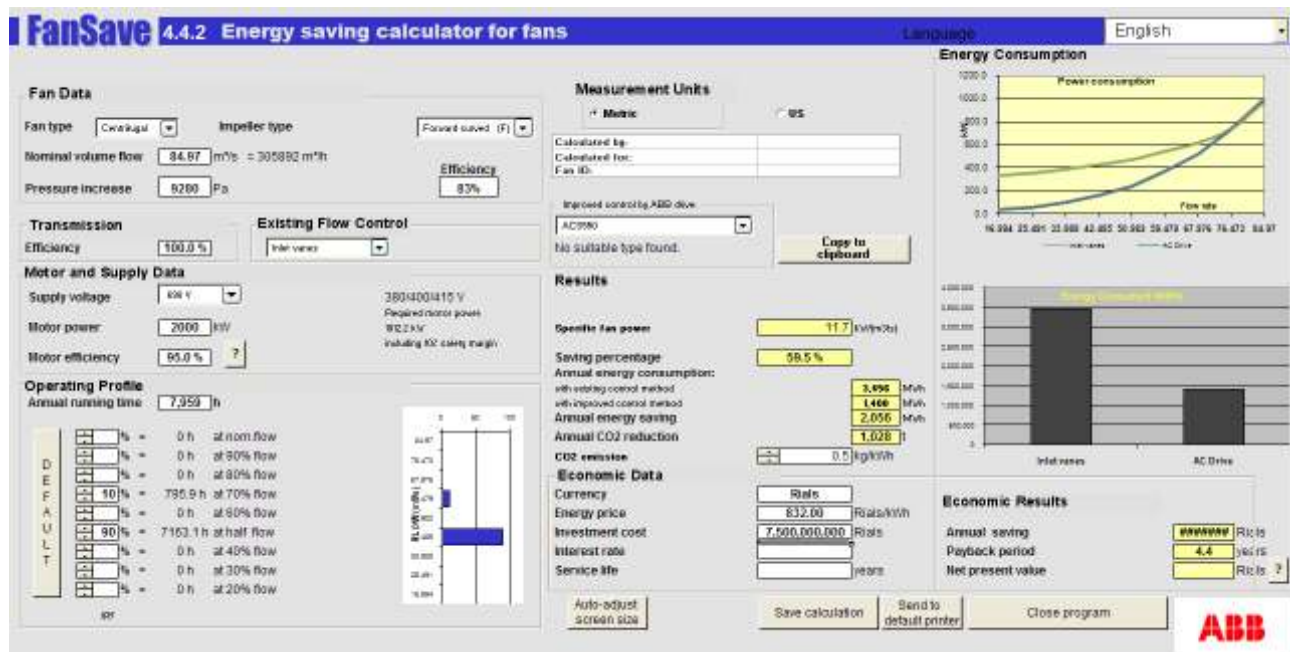
جدول ۲-۱۲ میزان صرفه‌جویی انرژی محاسبه شده توسط نرم‌افزار FanSave را برای فن‌های هوای احتراق

(F.D.fan) در هشت واحد بخار نشان می‌دهد. همچنین مدت زمان بازگشت سرمایه نیز آورده شده است. لازم به ذکر است به عنوان نمونه، نتایج نرم‌افزار برای فن واحد ۱ در شکل ۲-۱۴ آمده است.  
(توجه: در هر واحد، دو فن هوای احتراق بویلر وجود دارد که محاسبات انجام گرفته شامل صرفه‌جویی انرژی و هزینه و همچنین سرمایه‌گذاری نیز بر مبنای دو فن در هر واحد انجام گرفته است)

جدول ۲-۱۲. محاسبه میزان صرفه‌جویی انرژی بوسیله نصب درایو بر روی فن هوای احتراق (F.D.fan)

زمان بازگشت سرمایه (Years)	هزینه سرمایه‌گذاری جهت هر واحد (Million Rials)	هزینه صرفه‌جویی سالیانه بر مبنای قیمت تمام شده برق (Million Rials)	صرفه‌جویی انرژی سالیانه (Mwh)	ساعات کارکرد مطابق با سال ۱۳۸۹ (Hours)	محل	نام تجهیز
4.4	15,000	3,420	4,112	7,959	واحد ۱	فن‌های هوای احتراق (F.D.fan)
4.5		3,368	4,050	7,840	واحد ۲	
4.4		3,394	4,080	7,900	واحد ۳	
5.2		2,860	3,434	6,649	واحد ۴	
4.9		3,060	3,680	7,126	واحد ۵	
4.4		3,432	4,126	7,986	واحد ۶	
4.4		3,392	4,078	7,894	واحد ۷	
4.2		3,612	4,344	8,408	واحد ۸	
4.5	120,000	26,538	31,904	مجموع		

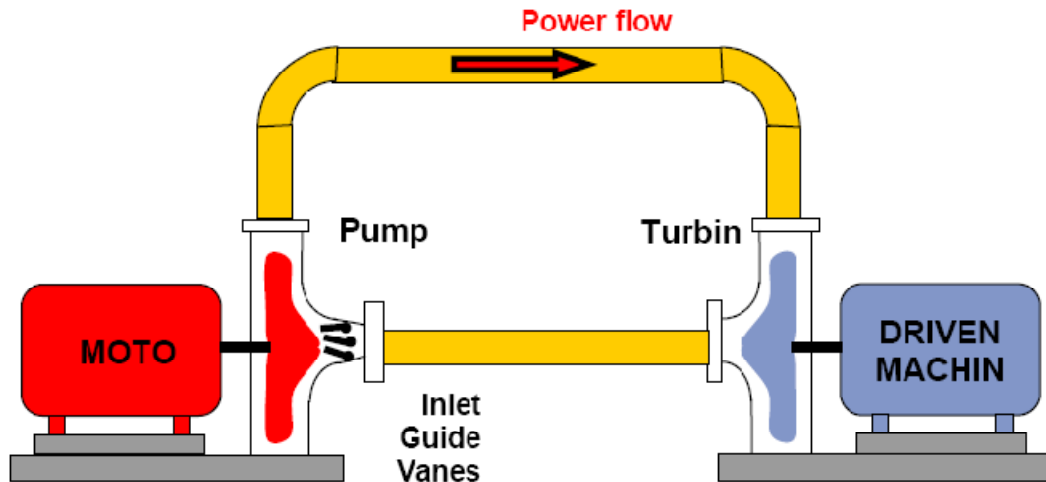
با توجه به جدول ۲-۱۲ در مجموع ۸ واحد، صرفه‌جویی انرژی سالیانه در حدود ۳۲۰۰۰ مگاوات ساعت و میزان هزینه صرفه‌جویی انرژی الکتریکی با در نظر گرفتن قیمت تمام شده برق در حدود ۲۶/۵ میلیارد ریال برآورد شده است. لازم به ذکر است که زمان بازگشت سرمایه برای همه واحدها (به جز واحد ۴) حداکثر ۵ سال به دست آمده و لذا از این منظر در رده راهکارهای میان مدت قرار می‌گیرند.  
نتایج نرم‌افزار جهت محاسبات مربوط به فن واحد ۱ به عنوان نمونه در شکل ۲-۱۴ آمده است.



شکل ۲-۱۴. نتیجه نرم افزار FanSave برای فنهای هوای احتراق (F.D.fan) واحد ۱ بخار

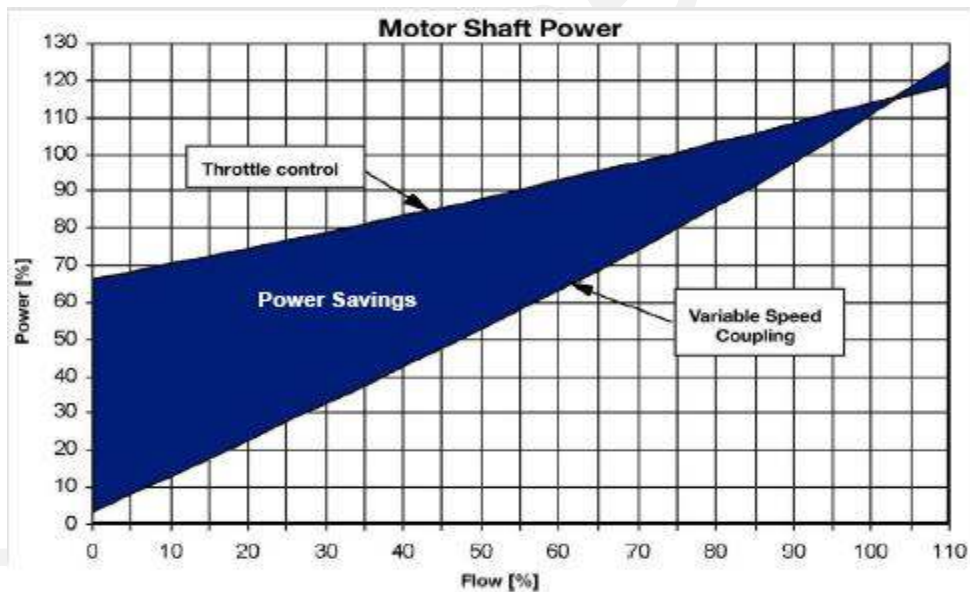
#### ۲-۴-۴. نصب کوپلینگ هیدرولیک بر روی پمپ‌های آب تغذیه

همانطور که قبلاً گفته شد، یکی دیگر از تجهیزات کنترل کننده سرعت، کوپلینگ‌های هیدرولیکی هستند. از آنجاکه برای موتورهای با توان بالا، نصب درایو (VSD) مشکلات خاصی از جمله بالا رفتن هزینه، بزرگ شدن سائز تابلوی درایو و ... را به دنبال دارد، از این رو از کوپلینگ‌های هیدرولیکی استفاده می‌شود. کوپلینگ‌های هیدرولیک بین موتور و پمپ نصب می‌شوند و می‌توانند در صورت تغییر دبی، سرعت پمپ را تغییر دهند. این تجهیزات از دو پره با یک مکانیزم خاص تشکیل شده‌اند که یکی از پره‌ها به موتور و دیگری به بار، مثلاً پمپ وصل می‌شود. ارتباط بین این دو پره، روغن می‌باشد (شکل ۲-۱۵). با چرخش پره اول، روغن به جریان افتاده و پره دوم را به چرخش وادار می‌کند. مکانیزم پره اول به صورتی است که می‌تواند با تغییر زاویه پره‌های کوچک خود، مقدار دبی روغن چرخشی را کم و زیاد نموده و در نتیجه سرعت پره دوم را تغییر دهد. از این طریق سرعت بار، مثلاً پمپ قابل کنترل است.



شکل ۲-۱۵. شماتیک کوبلینگهای هیدرولیکی

شکل ۲-۱۶ مقایسه توان مصرفی را در دو حالت استفاده از والو (تروتلینگ) و استفاده از کوبلینگ هیدرولیک و مقدار صرفه جویی توان به سبب نصب این تجهیز را نشان می دهد.



شکل ۲-۱۶. مقایسه توان مصرفی در دو حالت تروتلینگ و استفاده از کوبلینگ هیدرولیک

همانگونه که مشاهده می شود، شکل مذکور دارای دو منحنی می باشد که درصد توان مصرفی را در دبی های مختلف در دو حالت تروتلینگ (استفاده از والو کنترلی) و استفاده از کوبلینگ هیدرولیک نشان می دهد. بنابراین قسمت رنگی بین دو منحنی، درصد صرفه جویی توان را در دبی های مختلف مشخص می کند. مزایای دیگری که می توان برای کوبلینگ های هیدرولیکی برشمرد، عبارتند از:

- ✓ به علت کنترل دبی از طریق تغییر دور، والو کنترلی حذف می گردد.
- ✓ به دلیل انتقال قدرت از طریق روغن، شوک های ناگهانی که به پمپ وارد می آید، دمپ می شود.
- ✓ هزینه تعمیرات و نگهداری پمپ ها و والوها کاهش می یابد.
- ✓ به علت مکانیکی بودن سیستم کوپلینگ های هیدرولیکی، خاصیت هارمونیک زائی ندارند.

شایان ذکر است که مطابق بررسی های انجام گرفته، کوپلینگ های هیدرولیک برای دورهای کمتر از ۱۰۰۰ دور در دقیقه مناسب نمی باشند. یعنی در ایران برای دورهای ۱۰۰۰، ۱۵۰۰ و ۳۰۰۰ دور در دقیقه مناسب هستند. علاوه بر این همانگونه که قبلا نیز توضیح داده شد، با توجه به کارکرد پمپ های موجود در نیروگاه، نصب کنترل کننده های دور بر روی پمپ های کندانس و پمپ های آب گردش توجیه فنی ندارد. بر روی پمپ های آب تغذیه نیز کوپلینگ هیدرولیکی نصب می باشد. لذا در این قسمت، با توجه به اطلاعات نامی و اطلاعات اندازه گیری، متوسط میزان صرفه جویی سالیانه انجام شده بر روی پمپ های آب تغذیه برآورد می گردد.

همانگونه که قبلا اشاره گردید پمپ های آب تغذیه دارای کوپلینگ هیدرولیک بوده که باعث کاهش مصرف انرژی در این تجهیز شده اند. در این بخش به بررسی اثر نصب کوپلینگ هیدرولیک بر روی این تجهیز آورده شده است. جدول ۲-۱۳ اطلاعات طراحی الکتروپمپ های آب تغذیه واحدهای بخاری نیروگاه را نشان می دهد.

جدول ۲-۱۳. اطلاعات طراحی پمپ های آب تغذیه

اطلاعات طراحی پمپ				اطلاعات طراحی موتور				نام تجهیز
دور (rpm)	راندمان (%)	هد (m)	دبی (Ton/h)	دور (rpm)	جریان (A)	ولتاژ (Kv)	توان (Kw)	
2900	77	1900	380	2900	348	6.6	3150	Feed Water Pump

با توجه به نتایج اندازه گیری ها و همچنین شکل ۲-۱۶، می توان میزان صرفه جویی توان و انرژی را در بارهای مختلف بدست آورد. جدول ۲-۱۴ خلاصه نتایج بررسی ها را نشان می دهد.

با توجه به عدم امکان کاهش بار در واحدهای فاز ۱ و همچنین واحد ۸ فاز ۲، تنها در بار ۱۰۰ درصد اندازه گیری انجام گردیده و توان در بار ۷۵ درصد بر اساس میانگین واحدهای فاز دوم در نظر گرفته شده است.

همچنین توان مصرفی در بار ۱۰۰ درصد واحد ۵ نیز بر اساس میانگین واحدهای فاز دوم در نظر گرفته شده است.

جدول ۲-۱۴. محاسبه میزان صرفه جویی انرژی بوسیله نصب هیدروکوپلینگ بر روی پمپهای آب تغذیه

کل صرفه جویی انرژی سالیانه (Kwh)	ساعات کارکرد در سال ۱۳۸۹			صرفه جویی توان در بارهای مختلف			توان مصرفی اندازه گیری شده در بارهای مختلف			محل	نام تجهیز
	(Hour)			(Kw)			(Kw)				
	100%	75%	50%	100%	75%	50%	100%	75%	50%		
5,861,790	7,163	796	-	750	615	-	2,678	2,450	-	واحد ۱	پمپهای آب تغذیه
5,919,094	7,163	796	-	758	615	-	2,707	2,450	-		
5,689,488	7,056	784	-	738	615	-	2,952	2,450	-	واحد ۲	
5,865,888	7,056	784	-	763	615	-	2,725	2,450	-		
5,206,890	7,110	790	-	664	615	-	2,656	2,450	-	واحد ۳	
5,875,230	7,110	790	-	758	615	-	2,708	2,450	-		
4,412,271	5,984	665	-	669	615	-	2,789	2,450	-	واحد ۴	
4,478,095	5,984	665	-	680	615	-	2,835	2,450	-		
5,289,599	6,413	713	-	750	673	-	3,000	2,405	-	واحد ۵	
5,402,966	6,413	713	-	750	832	697	3,000	2,970	2,490		
5,881,635	7,187	799	-	750	615	706	3,000	2,460	2,825	واحد ۶	
6,871,879	7,187	799	-	879	694	-	3,140	2,480	-		
5,558,225	7,105	789	-	719	570	671	2,875	2,280	2,685	واحد ۷	
6,638,946	7,105	789	-	864	634	-	3,085	2,265	-		
5,844,383	7,567	841	-	704	615	-	2,932	2,450	-	واحد ۸	
5,889,785	7,567	841	-	710	615	-	2,959	2,450	-		
90,686,164	مجموع										

اعداد جدول ۲-۱۴ نشان می دهند که، نصب کوپلینگ هیدرولیک بر روی پمپهای آب تغذیه، صرفه جویی انرژی سالیانه ای در حدود ۹۱ هزار مگاوات ساعت را برای کل نیروگاه به دنبال داشته است. این عدد معادل هزینه صرفه جویی شده سالیانه در حدود ۷۶ میلیارد ریال (با در نظر گرفتن قیمت تمام شده برق) است که عددی قابل توجه می باشد.



energyenergy.ir

## فصل سوم

### جمع بندی و اولویت بندی راهکارهای پیشنهادی

در این بخش از گزارش ضمن جمع بندی راهکارهای مکانیکی و الکتریکی، به اولویت بندی راهکارها پرداخته می شود.

#### ۱-۳. جمع بندی راهکارهای مکانیکی

در جدول ۱-۳، به جمع بندی راهکارهای مکانیکی ارائه شده و میزان سرمایه گذاری و مدت زمان بازگشت سرمایه هر یک از راهکارها پرداخته شده است.

جدول ۱-۳. جمع بندی راهکارهای مکانیکی ارائه شده در نیروگاه

نام تجهیز	راهکار	هزینه (milliard ) (Rials/Year)	سود (milliard ) (Rials/Year)	بازگشت سرمایه (ماه)	نوع راهکار
کندانسور	جلوگیری از نشستی هوا و تنظیم فشار کندانسور	---	437	---	تعمیراتی / مدیریتی
بویلر	کنترل هوای اضافه	5	17	3.5	تعمیراتی
بویلر	افزودنی های سوخت	55.4	49.6	1.1 سال	تعمیراتی
بویلر	تغییر تکنولوژی Soot blower	120	22.7	5.3 سال	تعمیراتی / تکنولوژی
بویلر	رفع نشستی در ژونگستروم	20	45.3	5.3	تعمیراتی
پمپ آب تغذیه	تعمیرات اساسی	36	28	15	تعمیراتی
پمپ آب گردشی	تعمیرات اساسی	8	5.45	18	تعمیراتی
توربین فشار ضعیف	تعمیرات اساسی	36	51.2	8.5	تعمیراتی
پمپهای آب خنک کن	استفاده از یک CWP به جای دوعدد پمپ در فصول سرد سال	---	10.8	---	مدیریتی
فندهای هوای احتراق	کارکرد فندهای هوای احتراق در دور اول در فصول سرد سال	---	10.54	---	مدیریتی

\* با توجه به افزایش راندمان بویلر و کاهش هزینه تعمیر و نگهداری ژونگستروم، توجیه اقتصادی دارد.

\*مجموع تلفات مکانیکی و الکتریکی در نشتی ژونگستروم.

### ۱-۳. جمع بندی راهکارهای الکتریکی

در قسمت‌های قبلی راهکارهای کاهش مصرف انرژی الکتریکی در نیروگاه بخار مورد بحث با استفاده از درایوهای کنترل دور به طور مفصل توضیح داده شد. در جدول ۲-۳ خلاصه هزینه سرمایه‌گذاری و بازگشت سرمایه برای کل نیروگاه آورده شده است.

جدول ۲-۳. محاسبه میزان هزینه سرمایه‌گذاری و بازگشت سرمایه برای نیروگاه

راهکار ارائه شده	نام تجهیز	میزان صرفه‌جویی انرژی سالیانه (Mwh)	هزینه صرفه‌جویی سالیانه بر مبنای قیمت تمام شده برق (Million Rials)	هزینه سرمایه‌گذاری (Million Rials)	زمان بازگشت سرمایه (Year)
نصب درایو (VSD)	فن‌های سیرکولاسیون هوای داغ (G.R.fan) (۸ واحد بخار)	28,250	23,502	75,000	3.2
	نصب درایو فن‌های هوای احتراق (F.D.fan) (۸ واحد بخار)	31,904	26,538	120,000	4.5
مجموع راهکارها		<b>60,154</b>	<b>50,040</b>	<b>195,000</b>	<b>3.9</b>

همانگونه که در جدول ۲-۳ مشخص می‌باشد، صرفه‌جویی انرژی سالیانه برق در حدود ۶۰ هزار مگاوات ساعت می‌باشد که با توجه به قیمت تمام شده برق در حدود ۵۰ میلیارد ریال صرفه‌جویی اقتصادی داشته و با توجه به هزینه سرمایه‌گذاری لازم جهت انجام راهکارهای فوق که در حدود ۱۹۵ میلیارد ریال برآورد شده، زمان بازگشت سرمایه در حدود ۳/۹ سال می‌باشد و از این منظر جزو راهکارهای میان‌مدت دسته‌بندی می‌گردد. در ادامه، اثر بکارگیری راهکارهای الکتریکی پیشنهادی بر کاهش مصرف داخلی نیروگاه بررسی می‌گردد. در جدول ۳-۳ مصرف داخلی نیروگاه مورد بحث بر اساس ساعت کارکرد سال ۸۹ و درصد بارگذاری ۷۵ و ۱۰۰ درصد محاسبه شده است.

جدول ۳-۳. محاسبه مصرف داخلی نیروگاه مطابق با آمار سال ۸۹

واحد	مصرف داخلی واحد در بار ۷۵ درصد مطابق با کارکرد سال ۱۳۸۹ (KWh)	مصرف داخلی واحد در بار ۱۰۰ درصد مطابق با کارکرد سال ۱۳۸۹ (KWh)
واحد	9,999,688	93,743,490
واحد	9,850,176	96,145,056
واحد	9,925,560	94,278,600
واحد	8,353,804	101,340,734
واحد	9,448,363	92,248,208
واحد	9,885,869	104,928,853
واحد	9,515,428	100,238,801
واحد	10,563,811	109,293,070
<b>مجموع</b>	<b>869,759,511</b>	

همانگونه که اعداد جدول فوق نشان می‌دهند، مصرف انرژی داخلی کل نیروگاه سالیانه در حدود ۸۷۰ هزار مگاوات ساعت می‌باشد. در جدول ۳-۴ مصرف داخلی نیروگاه با اجرای راهکارهای نصب درایو محاسبه گردیده است.

جدول ۳-۴. مصرف داخلی نیروگاه پس از اجرای راهکارها

مصرف داخلی نیروگاه بعد از اجرای راهکارها (MWh)			مصرف داخلی سالیانه فعلی نیروگاه (MWh)
کل راهکارهای نصب درایو	راهکار نصب درایو بر روی F.D.fan	راهکار نصب درایو بر روی G.R.fan	
809,606	837,856	841,510	869,760

در جدول ۳-۵ میزان انرژی صرفه‌جویی شده در اثر بکارگیری راهکارهای نصب درایو محاسبه گردیده است.

جدول ۳-۵. انرژی صرفه‌جویی شده در اثر بکارگیری راهکارهای نصب درایو در نیروگاه

انرژی صرفه‌جویی شده در اثر اجرای راهکارها (MWh)			مصرف داخلی سالیانه فعلی نیروگاه (MWh)
کل راهکارهای نصب درایو	راهکار نصب درایو بر روی F.D.fan	راهکار نصب درایو بر روی G.R.fan	

60,154	31,904	28,250	869,760
--------	--------	--------	---------

در ادامه، در جدول ۳-۶ درصد کاهش مصرف داخلی در اثر اجرای راهکارهای نصب درایو محاسبه شده است.

جدول ۳-۶. درصد کاهش مصرف داخلی در اثر بکارگیری راهکارهای نصب درایو در نیروگاه

کاهش مصرف داخلی در اثر اجرای راهکارها (%)			مصرف داخلی سالیانه
کل راهکارهای نصب درایو	راهکار نصب درایو بر روی F.D.fan	راهکار نصب درایو بر روی G.R.fan	فعلی نیروگاه (MWh)
6.9	3.7	3.2	869,760

همانگونه که از اعداد جدول فوق مشخص است، در اثر اجرای راهکارهای نصب درایو، مصرف داخلی نیروگاه در حدود ۷ درصد کاهش می‌یابد.

### ۲-۳. اویت بندی راهکارها

برای اولویت بندی راهکارها از شاخص‌های مختلفی می‌توان استفاده نمود. این شاخص‌ها عبارتند از: هزینه اولیه، هزینه صرفه جویی سالیانه، زمان بازگشت سرمایه (Simple Payback)، ارزش خالص فعلی پروژه (NPV)، نرخ بازده داخلی (IRR) و شاخص سوددهی (PI).

شاخص‌های هزینه اولیه، هزینه صرفه جویی سالیانه و زمان بازگشت سرمایه قبلاً بررسی گردیده و محاسبه شده‌اند. در ادامه روابط مربوط به محاسبه NPV، IRR و PI آورده شده است.

#### ✓ شاخص NPV:

این شاخص، ارزش فعلی میزان صرفه جویی پروژه را در یک بازه زمانی معین با توجه به نرخ بهره پول نشان می‌دهد و از طریق رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$NPV = -Cost + \left[ \frac{A}{(1+k)^1} + \frac{A}{(1+k)^2} + \frac{A}{(1+k)^3} + \dots + \frac{A}{(1+k)^n} \right]$$

که در آن:

Cost: هزینه سرمایه گذاری اولیه

A: هزینه صرفه جویی سالیانه

K: نرخ بهره

<sup>1</sup> Net Present Value

<sup>2</sup> Internal Rate of Return

<sup>3</sup> Profitability Index

n: تعداد سال‌های مورد بررسی

#### ✓ شاخص IRR:

نرخ بازده داخلی (IRR)، نرخ بهره‌ای است که بر مبنای آن ارزش خالص فعلی پروژه برابر با صفر باشد. در واقع این نرخ بهره، حداکثر نرخ بهره‌ای که پروژه به لحاظ اقتصادی بازگشت پذیر است را تعیین می‌کند و اگر مقدار آن بیش از نرخ بهره واقعی باشد، پروژه از لحاظ اقتصادی توجیه پذیر است.

#### ✓ شاخص PI:

این شاخص، نسبت سود خالص اجرای یک راهکار در یک بازه زمانی معین به میزان سرمایه‌گذاری اولیه آن را نشان می‌دهد و فرمول آن به صورت زیر می‌باشد.

$$PI = \frac{NPV + Cost}{Cost}$$

که در آن:

Cost: هزینه سرمایه‌گذاری اولیه

لازم به توضیح است که برای مقایسه راهکارها از طریق شاخص‌های مذکور، باید محاسبات در یک بازه زمانی مساوی انجام گیرد. در این راستا، محاسبات برای یک دوره ۵ ساله و با نرخ بهره ۲۰ درصد در نظر گرفته شده است. در جدول ۳-۷ مقادیر بدست آمده برای شاخص‌های مذکور آورده شده و اولویت‌بندی با توجه به شاخص IRR انجام گرفته است.

همانگونه که این جدول نشان می‌دهد، راهکارهای پیشنهادی بر اساس شاخص IRR و PI اولویت‌بندی شده‌اند. اعدادی که در جدول دارای علامت منفی می‌باشند، نشان دهنده آن است که راهکار مربوطه در بازه زمانی بررسی شده (۵ سال) توجیه اقتصادی ندارند. محاسبات انجام گرفته می‌تواند در تصمیم‌گیری صحیح جهت اولویت‌بندی اجرای راهکارها کمک نماید. شایان ذکر است که می‌توان از شاخص‌های دیگر نیز جهت اولویت‌بندی راهکارها استفاده نمود.

جدول ۳-۷. خلاصه نتایج راهکارهای کاهش مصرف داخلی در نیروگاه بخار مورد نظر

ردیف	راهکار ارائه شده	هزینه سرمایه‌گذاری (Milliard Rials)	صرفه جویی سالیانه بر مبنای قیمت تمام شده برق (Millard Rials)	زمان بازگشت سرمایه Month(year)	NPV (Million Rials)	IRR (%)	PI
1	جلوگیری از نشتی هوا و تنظیم فشار کندانسور	-----	437.0	-----	-----	-----	-----
2	اصلاح وضعیت بهره‌برداری از فنهای هوای احتراق	0	10.8	-----	0.54	-----	*-----
3	اصلاح وضعیت بهره‌برداری از پمپهای آب خنک کن	0	10.5	-----	0.53	-----	*-----
4	کنترل هوای اضافه بویلر	5	17.0	3.5	-4.2	3.40	0.76
5	رفع نشتی در ژونگستروم	20	45.3	5.3	-17.7	2.26	0.61
6	تعمیرات اساسی توربین فشار ضعیف	36	51.2	8.4	-33.440	1.4	0.35
7	افزودنی های سوخت	55.4	49.6	(1.1)	-52.9	0.85	-0.07
8	تعمیرات اساسی پمپ آب تغذیه	36	28.0	15	-34.6	0.73	-0.24
9	تعمیرات اساسی پمپ آب گردش	8	5.5	18	-7.7	0.62	-0.42
10	نصب درایو بر روی فنهای سیرکولاسیون هوای داغ	75	23.5	(3.2)	-73.8	0.17	-2.14
11	تغییر تکنولوژی soot blower	80	22.7	(3.5)	-78.9	0.13	-2.47
12	نصب درایو بر روی فنهای هوای احتراق	120	26.5	(4.5)	-118.7	0.03	-3.47

\* به دلیل اینکه هزینه سرمایه‌گذاری ندارد، شاخص PI تعریف نمی‌شود.

## مراجع و منابع:

- [1] "Modification of Condenser Nozzle and Cooling Tower Exit Screen to Increase Condenser Performance"; A. Zein, P. A. Taylor, H. Dwiyudha; Proceedings World Geothermal Congress; Bali, Indonesia; 25-29 April 2010.
- [۲] ارائه راهکار بهینه جهت بهبود عملکرد برج‌های خنک کن خشک به کمک ترفند ترکیبی شبیه سازی- تجربی، دکتر مسعود دربندی
- [۳] بررسی صحت طراحی و کارایی برج خنک کن نیروگاه شهید محمد منتظری، مشانیر، مصطفی قلم چی
- [4] "Evaluation of Fuel Chemical Additive to Reduce Corrosion and Stack Emission in SWCC Power"; M.M Rahman, A.G.Dalvi, K.A.Rabbani, 4th SWCC Acquired Experience Symposium; Jaddah, 2005.
- [5] "Evaluation of Fuel Chemical Fuel Additive to Control Corrosion and Emission in Dual Purpose Desal/Power Plants"; P.C.Mayan Kutty, A.G.Dalvi; IDA Conference; Abu Dhabi, 1995.
- [6] U.S. Patent 3,837,820
- [7] Buchanan, B.O., Gardiner, C.R., Sanders, G.G., ASME Paper No. A-52-161
- [8] Lee, S.Y., Young, W.E., ASME Paper No. 75-WAICD-1
- [9] "CHEMICAL REDUCTION OF SULFUR TRIOXIDE AND PARTICULATES FROM HEAVY OILS", Robert P. Bennett, Apollo Chemical Corporation, Whippany, New Jersey 0798
- [10] "Report ob view of available information corrosion and deposits in coal fired boilers and gas turbines to the American". Land. T., J. Inst. Fuel 1977 50:pp-75
- [11] "Additive to Control Stack Emission in Utility Boilers"; M.Y. Corpuz, G.M.Reggiani; Betzdearborn Inc; 1998.
- [12] "White Plume Removal Using Fuel Additives in Thermal Power Plants"; B.K.Lee, S.W.Cho, S.K.Chun;
- [13] "HIGH-TEMPERATURE CORROSION IN GAS TURBINES AND STEAM BOILERS BY FUEL IMPURITIES" ,PART VIII. EVALUATION OF THE EFFECTS OF MANGANESE, CALCIUM, AND SEVERAL HEAVY METALS ON CORROSION AND SLAG FORMATION, Walter R. May, Michael J. Zetlmeisl, Robert R. Annand, David F. Laurence, TRETOLITE DIVISION/PETROLITE CORPORATION, 369 Harshall Avenue, St. Louis, NO. 63119
- [14] "Fuel Additive for Efficient, Environmentally Friendly Industrial energy Production Using Fossil Fuels"; ERC GmbH; www.erc-online.com.
- [15] <http://www.sound-blast.com>
- [16] "Steam Tubine Audit Study", Arun Sarna, Steam Path Audit, Jan2007.
- [17] Michel A. Bernier, Bernard Bourret ,Pumping Energy And Variable Frequency Drives, ASHREA Journal, December 1999
- [18] [www.siemens.com](http://www.siemens.com)
- [19] Voith Turbo Catalog