

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی برق و رباتیک

گروه مهندسی برق قدرت

مدلسازی و ارزیابی استفاده از درایوهای فرکانس متغیر (VFD)

برای پمپهای آب خنک کننده (CWP) در یک سیستم خنک

کننده آب کندانسور نیروگاهی

دانشجو :

محسن حیدری

استاد راهنما :

دکتر محسن اصیلی

استاد مشاور :

دکتر سید مجید هاشمیان

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

شهریورماه ماه ۱۳۹۲



مدیریت تحصیلات تکمیلی
فرم شماره (۶)

بسمه تعالی

شماره : ۷۱۰۸۵.ت.ب
تاریخ : ۹۲/۰۶/۲۴
ویرایش : -----

فرم صورتجلسه دفاع پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای :

محسن حیدری رشته : برق گرایش : قدرت

تحت عنوان : مدلسازی و ارزیابی با استفاده از درایوهای کنترل فرکانس VFO برای پمپهای آب خنک کننده در یک سیستم خنک کننده آب کندانسور نیروگاهی که در تاریخ ۹۲/۰۶/۲۴ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح زیر است :

قبول (با درجه : خوب امتیاز : ۸۰) دفاع مجدد مردود

۱- عالی (۲۰ - ۱۹) ۲- بسیار خوب (۱۸/۹۹ - ۱۸)

۳- خوب (۱۷/۹۹ - ۱۶) ۴- قابل قبول (۱۵/۹۹ - ۱۴) ✓

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنما	محسن امیدی	استادیار	
۲- استاد مشاور	سید محسن حسینی	استادیار	
۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	مرتضی رحیمیان	استادیار	
۴- استاد منتحن	احمد رادابی	دانشیار	
۵- استاد منتحن	حسین رحیمیان	استادیار	

رئیس دانشکده :

تقدیم به

همسر فداکار و

پدر و مادر عزیزم

تشکر و قدردانی:

پس از حمد و سپاس خداوند مهربان که بی لطفش هیچ میسر نیست، بر خود لازم می‌دانم که از زحمات استاد ارجمند آقای دکتر محسن اصیلی که راهنما و مشوق اینجانب در انجام این پروژه بوده‌اند سپاسگزاری نمایم.

همچنین از اعضای محترم هیئت داوری آقایان دکتر دارابی و دکتر حسین قلی زاده به خاطر حضور در جلسه دفاعیه و رفع اشکالات این پایان‌نامه به خاطر الطافشان تشکر و سپاسگزاری می‌کنم. لازم است از زحمات و تلاش‌های آقایان دکتر سید مجید هاشمیان، دکتر حاجی آبادی، دکتر قلی زاده، مهندس غیورصفار، مهندس حاجی حسینی و اساتید گروه مکانیک دانشگاه فردوسی که در این پروژه و به خصوص در مرحله گردآوری اطلاعات آن، یاریگر اینجانب بوده‌اند، نیز تشکر و قدردانی کنم.

تعهد نامه

اینجانب سین صدیقی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته برق دانشکده مهندسی برق و

رباتیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه با عنوان :

مدلسازی و ارزیابی استفاده از درایوهای فرکانس متغیر برای پمپهای آب خنک کننده در سیستم خنک کننده
تحت راهنمایی آقای دکتر اصحیح متعهد می شوم :

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و با « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت های آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ: ۹۲ / ۶ / ۲۴

امضاء دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود .
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد .

• متن این صفحه نیز باید در ابتدای نسخه های تکثیر شده پایان نامه وجود داشته باشد .

چکیده :

پمپ‌های آب خنک کننده (CWP) در نیروگاه بخار معمولاً با سرعت ثابت کار می‌کنند ، این پمپ ها آب سرد را به کندانسور پمپ می کنند. در سیستم خنک کننده یک بارگذر نیروگاه ، از آب دریا برای خنک کردن کندانسور استفاده می شود . در این سیستم آب دریا به کندانسور پمپ می‌شود و آب گرم به دریا باز می‌گردد . با توجه به سطح جزر و مد آب دریا، مقدار آبی که پمپ می‌شود تغییر خواهد کرد . این تغییرات دبی ، باعث تغییر فشار پشت کندانسور و در نتیجه تغییر در نرخ حرارتی (Heat rate) سیکل توربین می‌شود و چون بازده سیکل، تحت تاثیر نرخ حرارتی (Heat rate) است، لذا بازده سیکل توربین نیز تغییر خواهد کرد . اگر با استفاده از یک درایو فرکانس متغیر (VFD) ، سرعت پمپ‌های آب خنک کننده برای حفظ دبی طراحی کنترل شود ، مصرف توان پمپ‌ها کاهش می‌یابد (در مقایسه با حالتی که پمپ‌ها با سرعت ثابت کار می‌کنند).

در این پایان نامه یک روش تئوری برای بهینه سازی کندانسور با به کار گیری درایو فرکانس متغیر (VFD) در سیستم خنک کننده یک بار گذر نیروگاه ، ارائه شده است . توسط درایو فرکانس متغیر (VFD) می‌توان سرعت پمپ‌های آب خنک کننده (CWP) را با حفظ دبی طراحی ، کنترل کرد .

نتایج شبیه سازی نشان می‌دهد که توان مصرفی پمپ‌های آب خنک کننده (CWP) ، در حالتی که از درایو فرکانس متغیر برای کنترل سرعت آن‌ها استفاده می‌شود ، تقریباً نصف حالتی است که از درایو استفاده نمی‌گردد . ولی عیب به کار گیری درایو فرکانس متغیر (VFD) ، ضرری است که در نتیجه افزایش نرخ حرارتی متحمل می‌شویم . روش ارائه شده به درستی می‌تواند امکان به کار گیری درایو فرکانس متغیر (VFD) را در پمپ‌های آب خنک کننده (CWP) نیروگاه ، مورد ارزیابی قرار دهد .

در شبیه سازی انجام شده ، ابتدا بار حرارتی (Q) ثابت فرض شده و سپس آن را متغیر (منحنی LDC فرض کردیم) .

کلمات کلیدی :

نیروگاه - پمپ‌های آب خنک کننده - درایوهای فرکانس متغیر - تغییرات جزر و مد

فهرست مطالب

۱.....	فصل اول : مقدمه
۲.....	۱-۱) دیدگاه کلی
۳.....	۲-۱) پیشینه پژوهش
۴.....	۳-۱) مروری بر مطالب پایان نامه
۶.....	فصل دوم : به کارگیری درایوهای فرکانس متغیر در صنعت
۷.....	۱-۲) مقدمه
۸.....	۲-۲) پمپ‌ها و فن‌های نیروگاهی
۹.....	۳-۲) روش‌های تغییر دبی پمپ‌ها و فن‌ها در نیروگاه‌ها
۹.....	۲-۳-۱) روش‌های مبتنی بر تغییر دور پمپ
۹.....	۲-۳-۱-۱) روش‌های مکانیکی تغییر دور پمپ
۹.....	۲-۳-۱-۱-۳) توربوکوپلینگ‌های هیدرولیکی
۱۱.....	۲-۳-۱-۲) روش‌های الکتریکی تغییر دور پمپ
۱۲.....	۲-۳-۲) روش‌های مکانیکی تغییر دبی پمپ
۱۲.....	۲-۳-۲-۱) روش خاموش روشن
۱۲.....	۲-۳-۲-۲) روش استفاده از شیر فشار شکن
۱۳.....	۲-۳-۲-۳) بای پس جریان سیال
۱۳.....	۲-۳-۲) روش‌های مبتنی بر تغییر دور فن
۱۳.....	۲-۳-۳-۱) روش‌های سنتی تغییر دبی در فن‌ها
۱۵.....	۲-۳-۴) درایوهای فرکانس متغیر
۱۵.....	۲-۳-۴-۱) مزایای درایوهای فرکانس متغیر
۱۶.....	۲-۳-۴-۲) معایب درایوهای فرکانس متغیر الکترونیکی
۱۷.....	۲-۳-۴-۳) کاربرد عملی درایوهای فرکانس متغیر در نیروگاه‌ها و صنایع
۱۹.....	۲-۳-۴-۴) طرح سیستم کنترل بهینه ذخیره‌ی انرژی چیلرهای آبی
۲۱.....	۳-۲) خلاصه
۲۲.....	فصل سوم : تحلیل ترمودینامیکی سیکل نیروگاه بخار
۲۳.....	۱-۳) مقدمه
۲۳.....	۲-۳) نیروگاه‌های بخاری
۲۴.....	۳-۲-۱) سیکل ترمودینامیکی نیروگاه بخاری
۲۴.....	۳-۲-۲) مقدمه‌ای بر ترمودینامیک
۲۵.....	۳-۲-۲-۱) تعریف حرارت

۲۶.....	اشکال مختلف انتقال حرارت (۱-۱-۲-۲-۳)
۲۷.....	کندانسور و نقش آن در نیروگاه بخار (۳-۲-۳)
۲۹.....	سیستم‌های آب گردش خنک‌کننده کندانسور (۱-۳-۲-۳)
۳۰.....	انواع سیستم‌های خنک‌کننده (۱-۱-۳-۲-۳)
۳۰.....	سیستم خنک‌کننده یک‌بار گذر (۱-۱-۱-۳-۲-۳)
۳۲.....	خلاصه (۳-۳)
۳۳.....	فصل چهارم : ارائه مدل تئوری کنترل پمپ‌های آب خنک‌کننده با درایو فرکانس متغیر.....
۳۴.....	مقدمه (۱-۴)
۳۴.....	فرضیات مدل ارائه شده (۲-۴)
۳۵.....	مدل تئوری کنترل پمپ‌های آب خنک‌کننده با درایو فرکانس متغیر (۳-۴)
۳۶.....	مراحل پیشنهادی مرجع ۱۹ (۱-۳-۴)
۳۸.....	بلوک دیاگرام مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ (۲-۳-۴)
۴۱.....	توصیف مراحل مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ و مطالعه موردی (۱-۱-۳-۴)
۴۸.....	خلاصه (۴-۴)
۴۹.....	فصل پنجم : شبیه‌سازی و ارائه نتایج.....
۵۰.....	مقدمه (۱-۵)
۵۰.....	شبیه‌سازی مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ با فرض بار حرارتی (Q) ثابت (۲-۵)
۵۰.....	نتایج مراحل مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ با فرض بار حرارتی (Q) ثابت (۱-۲-۵)
۵۳.....	شبیه‌سازی مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ با فرض بار حرارتی (Q) متغیر (۳-۵)
۵۳.....	نتایج مراحل مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ با فرض بار حرارتی (Q) متغیر (۱-۳-۵)
۵۸.....	مقایسه نتایج بدست آمده بین حالت بدون VFD و با VFD (۲-۳-۵)
۶۰.....	خلاصه (۴-۵)
۶۱.....	فصل ششم : نتیجه‌گیری و پیشنهادات.....
۶۲.....	نتیجه‌گیری (۱-۶)
۶۲.....	پیشنهادات (۲-۶)
۶۴.....	مراجع

فهرست شکل‌ها

- شکل (۱-۲) : شمای توربوکوپلینگ هیدرولیکی ۱۰
- شکل (۲-۲): تغییر نقطه کار در منحنی مشخصه دبی-هد سیستم پمپاژ با اضافه کردن شیر فشار شکن ۱۲
- شکل (۱-۳) : دیاگرام شماتیکی از سیکل آب بخار یک نیروگاه بخار..... ۲۴
- شکل (۲-۳) : نمونه‌ای از یک سیستم خنک کننده یک بار گذر..... ۳۱
- شکل (۱-۴) : بلوک دیاگرام مدل پیشنهادی مرجع ۱۹..... ۴۰
- شکل (۲-۴) : منحنی‌های مشخصه پمپ‌های آب خنک کننده..... ۴۲
- شکل (۳-۴) : منحنی فشار پشت کندانسور بر حسب درصد تغییرات نرخ حرارتی..... ۴۶

فهرست جداول

- جدول (۴ - ۱) : داده‌های کندانسور و پمپ‌های آب خنک کننده.....۴۴
- جدول (۵ - ۱) : نتایج مربوط به حالت بدون VFD در حالت Q ثابت.....۵۱
- جدول (۵ - ۲) : نتایج مربوط به حالت با VFD در حالت Q ثابت.....۵۲
- جدول (۵ - ۳) : نتایج مربوط به حالت بدون VFD در حالت Q متغیر.....۵۴
- جدول (۵ - ۴) : نتایج مربوط به حالت با VFD در حالت Q متغیر.....۵۵
- جدول (۵ - ۵) : نتایج مربوط به حالت با VFD در حالت Q متغیر.....۵۷
- جدول (۵ - ۶) : مقادیر H_R در حالت Q متغیر.....۵۸
- جدول (۵ - ۷) : مقایسه نتایج بدست آمده بین حالت بدون VFD و با VFD.....۵۹

فصل اول

مقدمه

۱-۱ دیدگاه کلی

نیروگاه‌های بخاری یکی از مهم‌ترین نیروگاه‌های حرارتی می‌باشند که در اکثر کشورها سهم بسیار زیادی را در تولید انرژی الکتریکی بر عهده دارند. نیروگاه‌های بزرگ مدرن سیستم‌های پیچیده‌ای هستند که میزان زیادی انرژی الکتریکی تولید می‌کنند. عملکرد اقتصادی بهینه نیروگاه‌ها به چندین پارامتر وابسته است که یکی از این پارامترها، میزان انرژی است که در سیستم آب خنک کننده کندانسور مصرف می‌شود. اگر این انرژی را به طریقی کاهش دهیم می‌توان ادعا کرد که در عملکرد نیروگاه بهینه سازی انجام خواهد شد. نیروگاه‌هایی که سیستم خنک کننده یک بار گذر دارند، آب دریا توسط پمپ‌های آن خنک کننده به کندانسور پمپ می‌شود و پس از عبور از کندانسور، آب گرم به دریا برمی‌گردد.

بخار خروجی از توربین در سطوح خنک کننده کندانسور به مایع تبدیل شده و سپس مایع حاصل، پس از عبور از یک سری هیترهای موجود در سیکل به بویلر برمی‌گردد. یکی از عوامل کلیدی تأثیرگذار بر بازده سیکل، فشار اشباع (فشار پشت کندانسور) است که متناظر با دمای تراکم بخار است.

هر چه فشار پشت کندانسور پایین‌تر باشد، بازده سیکل بهتر خواهد بود. دمای ورودی آب خنک کننده کندانسور و افزایش دمای کندانسور از عوامل تأثیرگذار بر فشار پشت کندانسور هستند. کاهش این عوامل سبب کاهش فشار پشت کندانسور و در نتیجه نرخ حرارتی (Heat rate) بهتر خواهد شد. میزان دبی آب خنک کننده بر اساس افزایش دمای آب خنک کننده عبوری از کندانسور تعیین می‌شود. هر چه دمای کندانسور کم‌تر افزایش یابد، فشار پشت کندانسور پایین‌تر می‌آید و در نتیجه بازده سیکل افزایش می‌یابد. افزایش دبی آب خنک کننده باعث کاهش دمای کندانسور می‌شود ولی برای افزایش دبی آب خنک کننده باید سرمایه گذاری بیشتری در تجهیزات کندانسور نمود و در

نتیجه هزینه‌ها افزایش می‌یابد. می‌توان با ثابت کردن دبی پمپ‌های آب خنک کننده در دبی طراحی و کنترل سرعت آن‌ها، انرژی مصرفی آن‌ها را بهینه کرد.

در این پایان نامه هدف این است که برای بهینه سازی کندانسور، سرعت پمپ‌های آب خنک کننده، صرف نظر از سطوح جزر مد برای حفظ دبی طراحی با استفاده از یک درایو فرکانس متغیر (VFD^۱) کنترل شود. مدلی که در اینجا پیشنهاد می‌شود در ۲۲ مرحله ارایه شده و پمپ‌های آب خنک کننده را در دو حالت سرعت ثابت (بدون VFD) و سرعت متغیر (با VFD) در نظر گرفته و در انتها انرژی مصرفی هر دو حالت با هم مقایسه می‌کند.

۱-۲ پیشینه پژوهش

در دهه‌های اخیر، کارهای پژوهشی زیادی درباره‌ی استفاده از درایو فرکانس متغیر (VFD) برای بهینه سازی در توان مصرفی پمپ‌ها ارائه شده است. هدف اصلی اکثر این پژوهش‌ها دستیابی به کارایی بهینه نیروگاه و افزایش بازده است. تا کنون تلاش‌های زیادی برای بهینه سازی توان، توسط درایو فرکانس متغیر (VFD) در صنعت انجام گرفته است [۱-۵ و ۸-۱۳].

یکی از این تلاش‌ها استفاده از درایو فرکانس متغیر در چیلرها است. در این سیستم با استفاده از درایو فرکانس متغیر دور موتور کنترل می‌شود. در آزمایش‌های انجام شده، استفاده از این سیستم کنترلی باعث ذخیره انرژی به میزان ۲۶/۱ درصد می‌شود که از لحاظ اقتصادی قابل توجه است [۲۲].

از سال ۱۹۸۴ موسسه EPRI، درایوهای فرکانس متغیر را در نیروگاه‌های متفاوت به کار برده

است که تعدادی از آن‌ها به شرح ذیل می‌باشد [۱۶]:

الف) نیروگاه FT. hill Churc شرکت Sierra Pacific Power، (۱۹۸۴).

ب) نیروگاه Willow Glen از شرکت Gulf States Utilites (۱۹۸۵).

^۱ Variable frequency drive

ج) نیروگاه Neal از شرکت Iowa Public Service (۱۹۸۸).

یکی از موارد کاربرد درایوهای فرکانس متغیر الکترونیکی به عنوان سیستم تغییر حجم هوای عبوری از FD FAN توسط شرکت Shohio Chemical Company می باشد . این پروژه توسط Electric Compan Reliance اجرا شده و محرک موتور القایی آن دارای قدرت ۸/۲۲۳ کیلو وات ، ولتاژ تغذیه ۴۱۶۰ ولت و سرعت ۱۷۸۰ دور بر دقیقه می باشد [۱۶].

شرکت ادیسون کالیفرنیا جنوبی در واحد ۲ نیروگاه Ormond Beach با قدرت ۷۵۰ مگاوات نیز یک درایو فرکانس متغیر برای کنترل موتورهای القایی محرک FD Fan ، با قدرت ۴/۶۶۰ مگاوات استفاده کرده است [۱۴] .

بخش تولید بنزن در یک پالایشگاه در منطقه Pascagoula , Mississippi برای کمپرسوری با موتور محرک سنکرون ۱۱/۱۹ مگاوات ، از یک اینورتر ۶/۶ کیلوولت ، ۱۲ پالس استفاده کرده است [۱۷]

یکی دیگر از مطالعاتی که در زمینه استفاده از درایو فرکانس متغیر انجام شده است ، مقایسه فنی برای استفاده از موتور دو سرعت و درایو فرکانس متغیر برای پمپهای گردش آب با قدرت ۹۳۲/۵ کیلووات در Indian Point No.3 Nuclear Power Plant بوده است [۱۸] .

در یکی از پژوهشهای دیگر ، با شبیه سازی نیروگاه در محیط اکسل، دبی بهینه پمپهای آب خنک کننده بدست آمده است و با حداقل دبی ، حداکثر راندمان را در کندانسور خواهیم داشت . افزایش ۲ درصدی در کارایی چرخه و صرفه جویی در سوخت به میزان ۳/۸ درصد از دیگر نتایج این پژوهش بود [۲۲] .

۱-۳ مروری بر مطالب پایان نامه

هدف اصلی این پایان نامه بررسی بهبود در کارایی سیکل نیروگاه با به کار گیری درایو فرکانس متغیر (VFD) در پمپهای آب خنک کننده ، برای بهینه سازی کارایی کندانسور می باشد . جزئیات مورد بحث در هر فصل به شرح زیر است :

فصل اول مقدمه‌ای است بر معرفی اجمالی اهداف پایان نامه به صورت کلی که در برگیرنده معرفی هدف کلی پایان نامه و پیشینه پژوهش‌های انجام گرفته در گذشته می‌باشد .

در فصل دوم بهینه سازی مصرف انرژی در الکتروپمپ‌های واحدهای صنعتی با استفاده از درایوهای فرکانس متغیر مورد بررسی قرار گرفته و کاربرد عملی درایوهای فرکانس متغیر در نیروگاه‌ها و صنایع بیان شده است.

فصل سوم نیروگاه بخار معرفی شده و از لحاظ ترمودینامیکی سیکل آن بررسی شده و کندانسور و چگونگی عملکرد آن بررسی و تحلیل می‌شود. همچنین انواع سیستم‌های آب گردش خنک‌کننده کندانسور ارائه شده و سیستم یک‌بار گذر که مورد بحث ما است ، تشریح شده است . همچنین حرارت تعریف شده و اشکال مختلف انتقال حرارت بیان می‌شود .

در فصل چهارم یک مدل تئوری برای کنترل سرعت پمپ‌های آب خنک‌کننده (CWP) توسط درایور فرکانس متغیر (VFD) در سیستم خنک‌کننده یک بار گذر نیروگاه ، ارائه شده است. در فصل پنجم نتایج شبیه سازی آورده شده است. در این فصل اثرگذاری پارامترهای مختلف بررسی شده است .

در فصل ششم ، نتیجه گیری از شبیه سازی انجام شده و درجه رسیدن به کلیه اهداف پایان نامه و نیز چند پیشنهاد برای ادامه روند تحقیق پایان نامه ارائه شده است .

فصل دوم

به کارگیری درایوهای

فرکانس متغیر در

صنعت

۲-۱ مقدمه

سیستم‌های انتقال سیال از جمله بزرگ‌ترین مصرف‌کنندگان انرژی در صنایع مختلف می‌باشند که لزوم پرداختن به عملکرد بهینه آن‌ها از نظر مصرف انرژی با اهمیت است. در این روش باید عوامل جانبی تأثیرگذار شناسایی و در نظر گرفته شوند. نحوه‌ی بهره‌گیری از الکتروپمپ‌ها و استفاده از روش‌های بهینه‌سازی جهت بالا بردن راندمان، افزایش طول عمر موتورها و جلوگیری از صدمات در بهبود وضعیت دستگاه‌ها می‌تواند مفید واقع شود و راهکارهای مدیریت مصرف جهت پائین بردن مصرف انرژی در نتیجه کاهش هزینه بهره‌برداری را از شبکه ممکن می‌سازد.

در صنایع مختلف و از جمله نیروگاه‌ها، در موارد متعددی به پمپاژ آب، سوخت و ... یا دمش و مکش هوا نیاز می‌باشد. معمولاً حجم سیال عبوری مورد نیاز در شرایط مختلف عملکرد متفاوت است. در این لحظات به کمک روش‌های متنوع، حجم سیال به مقدار مورد نظر سیستم تغییر داده می‌شود. در سیستم پمپاژ این روش‌ها شامل کنترل ولو، بای‌پس، توربوکوپلینگ‌های هیدرولیکی و ... می‌باشند. در هر یک از این روش‌ها در لحظاتی که سیستم به حجم سیال کمتری نیاز دارد، به نوعی موتور الکتریکی محرک سیستم، پمپ یا فن را در سرعتی نزدیک سرعت نامی موتور می‌چرخاند، به عبارتی با اینکه سیستم به کار مکانیکی کمتری نیاز دارد اما موتور در نقطه‌ای نزدیک نقطه نامی کار می‌کند و در نتیجه انرژی مصرفی اضافی آن در تجهیزات مکانیکی جانبی تلف می‌شود. در صورتیکه در چنین مواردی می‌توان با اعمال کنترل از سمت الکتریکی و با کم کردن دور موتور، سرعت چرخش پمپ یا فن را نیز متناسب با دبی مورد نیاز سیستم کاهش داد و در نتیجه توان ورودی الکتریکی موتور را کنترل نمود.

عمل تغییر سرعت چرخش شفت موتور توسط تغییر ولتاژ، تغییر فرکانس یا تغییر هم‌زمان ولتاژ و فرکانس در تغذیه استاتور موتور انجام می‌شود و در نتیجه توان الکتریکی مصرفی موتور نیز از مقدار نامی به مقداری که بسیار نزدیک به توان مکانیکی مورد نیاز پمپ یا فن هست، کاهش خواهد یافت. در واقع

منحنی مشخصه گشتاور - سرعت موتور طوری جا بجا می‌شود که نقطه کار که محل تلاقی آن با مشخصه گشتاور - سرعت بار (پمپ) است به روی نقطه دلخواه قرار گیرد. این امر توسط درایوهای فرکانس متغیر (VFD) که بین تغذیه سه فاز و موتورهای القائی یا سنکرون قرار می‌گیرند قابل انجام است.

در این فصل هدف این است که نشان دهیم می‌توان مصرف انرژی الکتروپمپ‌های صنعتی را با استفاده از درایو فرکانس متغیر بهینه کنیم.

در این فصل همچنین پمپ‌ها و فن‌های مهم نیروگاهی معرفی می‌شود و راه‌های تغییر دبی آن‌ها ارائه شده و درایو فرکانس متغیر به عنوان یکی از روش‌ها بیان می‌شود. سپس مزایای درایو فرکانس متغیر بیان شده و کاربرد عملی آن در نیروگاه‌ها ارائه می‌شود.

۲-۲ پمپ‌ها و فن‌های نیروگاهی

پمپ‌های اصلی یک نیروگاه شامل پمپ کندانسور، پمپ تغذیه آب بویلر، پمپ گردش آب خنک کننده می‌باشند. معمولاً پمپ‌های دیگری نیز از جمله پمپ آب سرویس، پمپ‌های خنک کاری، پمپ‌های روغن و ... در یک نیروگاه وجود دارند که البته از لحاظ اندازه و قدرت کوچک‌تر از پمپ‌های مذکور می‌باشند.

فن‌های بزرگی که اکثراً در نیروگاه‌های بخار استفاده می‌شوند، فن دمنده، فن مکنده، فن چرخش مجدد گاز و فن هوای اولیه می‌باشند.

معمولاً از فن‌های محوری از نوع پره‌های با زاویه متغیر یا سانتریفیوژ برای فن‌های دمنده استفاده می‌شود. این فن‌ها باید در تمیزترین محیط بویلر قرار گیرند و البته بالاترین راندمان را نیز در بین فن‌های نیروگاه دارند. فن‌های مکنده نیز محصولات احتراق را از بویلر خارج می‌کنند. در اکثر موارد از یک فن سانتریفیوژ با ورق هوایی (air foil) بدین منظور استفاده می‌شود. فن‌های چرخش مجدد گاز نیز، گاز را از نقطه‌ای بین خروجی اکونومایز به ورودی پیش گرم‌کن هوا (air preheater) کشیده و آن را به منظور کنترل دمای بخار به انتهای کوره تخلیه می‌کنند. برای کنترل دمای بخار در واحدهای

زغالی باید یک غبار روب با راندمان بالا پیش از فن نصب شود . فن‌های هوای اولیه که بزرگ و دارای فشار بالا هستند ، هوای مورد نیاز برای خشک کردن و انتقال زغال را به صورت مستقیم از خردکن یا مخزن زغال سنگ میانی به کوره تأمین می‌کنند .

۳-۲ روش‌های تغییر دبی پمپ‌ها و فن‌ها در نیروگاه‌ها

در شرایط مختلف بهره برداری لحظاتی پیش می‌آید که به منظور کاهش تولید نیروگاه، لازم است حجم آب وارد شده به بویلر کاهش یابد . چنین شرایطی برای حجم هوای عبوری از فن‌ها به منظور تأمین هوای احتراق نیز صدق می‌کند . این مهم با اعمال روش‌های مختلف تغییر دبی روی پمپ یا فن ، انجام می‌پذیرد . روش‌های تغییر دبی را از لحاظ عملکرد ، می‌توان به دو دسته روش‌های مبتنی بر تغییر دور پمپ و روش‌های مکانیکی تغییر دبی پمپ تقسیم کرد .

۱-۳-۲ روش‌های مبتنی بر تغییر دور پمپ

در این روش‌ها با تغییر دور پمپ ، در واقع منحنی مشخصه دبی - هد پمپ عوض می‌شود و منحنی مشخصه دبی - هد مسیر را در نقاط متفاوتی قطع می‌کند . روش‌های متنوعی در این دسته قرار می‌گیرند که به دو دسته مکانیکی و الکتریکی تقسیم بندی می‌شوند .

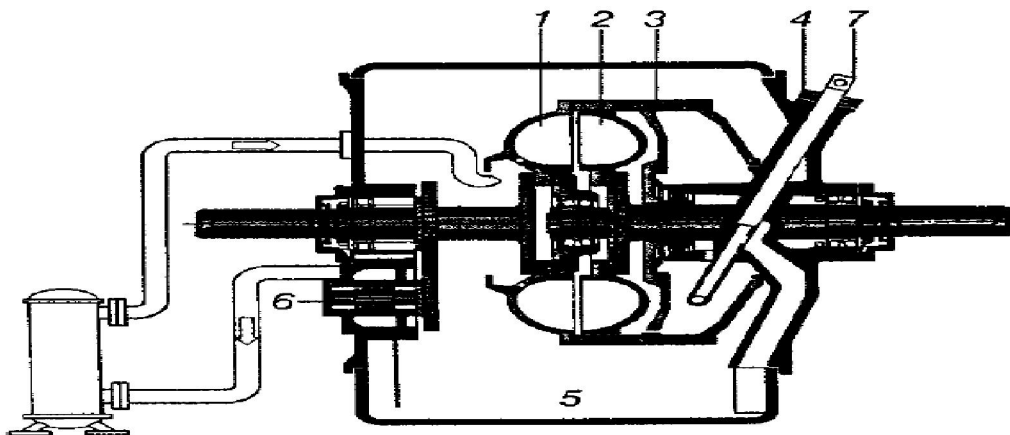
۱-۱-۳-۲ روش‌های مکانیکی تغییر دور پمپ

در این روش‌ها از تجهیزات جانبی واسط بین شفت موتور و پمپ به منظور تغییر دور نیروی منتقل شده به پمپ استفاده می‌شود . از ساده‌ترین روش‌های این دسته می‌توان به پولی‌های قابل تطبیق (با تغییر پیوسته نسبت سرعت) و دنده‌های قابل تطبیق ، همچنین تجهیزات هیدرولیکی از قبیل درایوهای هیدرو استاتیکی ، هیدرودینامیکی و کوپلینگ های هیدرودینامیکی اشاره کرد . از مهم‌ترین این تجهیزات که بیشترین استفاده را در نیروگاه‌های بخار دارند ، می‌توان به توربوکوپلینگ های هیدرولیکی اشاره کرد . در ادامه توربوکوپلینگ های هیدرولیکی به دلیل کاربرد زیاد در نیروگاه شرح داده خواهد شد .

۲-۳-۱-۱-۱ توربوکوپلینگ های هیدرولیکی

به دلیل کاربرد زیاد توربوکوپلینگ های هیدرولیکی برای کنترل پمپ های آب تغذیه بویلر نیروگاه ها ، در این بخش طرز کار این وسیله همچنین مزایا و معایب آن بررسی می شود . اساس کار توربوکوپلینگ های هیدرولیکی بر اساس کوپلینگ سیال است و شمای آن در شکل (۱-۲) آورده شده است. در شکل (۱-۲) فهرست علائم توربوکوپلینگ هیدرولیکی با شماره مشخص شده است که به شرح ذیل می باشد :

- ۱- پره های اولیه ۲- پره های ثانویه ۳- محفظه ۴- محل قرار گرفتن ۵- مخزن روغن ۶- پمپ روغن ۷- لوله تنظیم فشار روغن



شکل (۱-۲) : شمای توربوکوپلینگ هیدرولیکی ساخت Voith مدل SVTL

توربوکوپلینگ هیدرولیکی از دو دسته پره روبروی هم و بدون تماس با یکدیگر ، در یک محفظه بسته تشکیل شده که پره های اول روی شفت موتور و پره های دوم روی شفت پمپ قرار دارند . زمانی که محفظه خالی از سیال باشد ، عملاً این دو دسته پره هیچ تماسی با یکدیگر نداشته و در نتیجه با چرخش موتور، پمپ نخواهد چرخید . اما اگر سیال واسط (که اکثراً نیز روغن است) درون محفظه قرار گیرد ، این سیال می تواند باعث انتقال انرژی چرخشی از پره های اولیه به ثانویه شود . هر قدر که میزان این روغن در محفظه بیشتر باشد ، انتقال قدرت بیشتری انجام می شود و دور پمپ بالاتر می رود تا حداکثر به سرعت

چرخش شفت موتور برسد. از طریق لوله‌ای بنام scope tube (شماره ۷ در شکل ۲-۲) حجم روغن داخل محفظه کنترل می‌شود. مکانیزم کنترل فشار روغن داخل محفظه نیز می‌تواند به صورت دستی یا خودکار (بر اساس سیستم کنترل) باشد. در نیروگاه‌ها از این وسیله برای پمپ‌های تغذیه آب بویلر، فن‌های بویلر، کمپرسورها، پمپ‌های چرخشی استفاده می‌شود. حتی در صنایع فولاد و آهن، سیستم‌های جابجائی مکانیکی و نوار نقاله‌ها، صنایع شیمیائی و پتروشیمی نیز از این وسیله بسیار استفاده می‌شود.

علت استفاده از توربوکوپلینگ های هیدرولیکی طی سال‌های طولانی، طول عمر طولانی، دسترسی و عملکرد ساده آنهاست. بعلاوه این درایوها در دراز مدت کمتر نیاز به تعمیر پیدا می‌کنند و موتور و پمپ به علت شتاب گیری آرام ماشین، کمتر دچار فرسایش می‌شوند. در مقایسه با روش‌هایی مثل کنترل ولو با استفاده از شیرهای فشارشکن کمتر در معرض فرسایش قرار می‌گیرند و انتقال قدرت بدون تماس و اصطکاک صورت می‌گیرد.

زمان پاسخ و دقت این روش در مقایسه با روش‌های دسته اول نیز بهتر است. اما توربوکوپلینگ های دور متغیر در مقایسه با روش‌های دیگر مکانیکی هزینه خرید و نصب بالاتری دارند، همچنین نیاز آنها به سیستم خنک کنندگی، تجهیزات جانبی آنها را افزایش می‌دهد که این امر موجب بالا رفتن هزینه نصب و بهره برداری نسبت به روش‌های سنتی و مکانیکی می‌شود. در محیط‌هایی که خطر اشتعال در آنها وجود دارد، می‌توان بجای روغن از آب به عنوان سیال واسط این وسیله استفاده کرد.

۲-۳-۱-۲ روش‌های الکتریکی تغییر دور پمپ

از جمله روش‌های الکتریکی تغییر دور پمپ می‌توان به روش تغییر مقاومت استاتیکی روتور سیم پیچی شده، روش‌های بهبود و جبران لغزش، کنترل ولتاژ تغذیه استاتور از طریق تپ چنجر، استفاده

از موتورهای القایی چند سرعت و انواع درایوهای فرکانس متغیر الکترونیکی اشاره کرد . اما با توجه به سایز بزرگ موتورهای نیروگاهی تنها معدودی از این روش‌ها در نیروگاه‌ها استفاده می‌شوند .

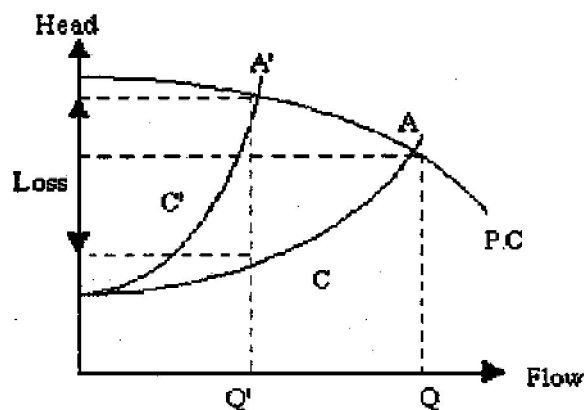
۲-۳-۲ روش‌های مکانیکی تغییر دبی پمپ

۱-۲-۳-۲ روش خاموش روشن

در روش خاموش روشن ، تعدادی پمپ با محرک الکتریکی در اختیار است که بنا بر تقاضای سیستم تعدادی از آن‌ها در مدار قرار می‌گیرند و تعدادی نیز از مدار خارج می‌شوند .

۲-۲-۳-۲ روش استفاده از شیر فشار شکن

با اضافه کردن یک شیر در خروجی پمپ می‌توان میزان دبی عبوری از پمپ را کاهش داد . در شکل (۳-۲) منحنی مشخصه دبی - هد پمپ و سیستم پمپاژ نشان داده شده است . محل تلاقی این دو منحنی نقطه کار سیستم است . با قرار دادن یک شیر فشار شکن در مسیر پمپاژ ، منحنی مشخصه سیستم پمپاژ از A به A' و نقطه کار ، از C به C' تغییر خواهد یافت . در این روش انرژی اضافی به صورت تلفات حرارتی ناشی از اضافه کردن مقاومت مسیر به هدر خواهد رفت. بعلاوه با وجود اینکه کار مکانیکی خواسته شده از پمپ کاهش می‌یابد، اما موتور الکتریکی در سرعت و توانی نزدیک مقدار نامی خود کار خواهد کرد .



شکل (۲-۲) : تغییر نقطه کار در منحنی مشخصه دبی - هد سیستم پمپاژ با اضافه کردن شیر فشار شکن

۲-۳-۲-۳ بای پس جریان سیال

در این روش پمپ همواره در نقطه کار نامی خود عمل می‌کند، حتی اگر این میزان دبی مورد نیاز نباشد. مقدار سیال اضافی در خروجی پمپ به وسیله یک مسیر لوله کشی و شیر آن به ورودی پمپ برگردانده می‌شود. این سیال اضافی نشان دهنده تلفات انرژی در سیستم می‌باشد.

۲-۳-۲ روش‌های مبتنی بر تغییر دور فن

همانند روش‌های کنترل دبی پمپ‌ها، برای فن‌ها نیز می‌توان از تجهیزات مکانیکی مثل توربوکوپلینگ‌های هیدرولیکی و روش‌های الکتریکی از جمله درایوهای الکترونیکی به منظور تغییر دور فن و در نتیجه تغییر حجم هوای عبوری استفاده کرد. در این مورد نیز راندمان و قابلیت اطمینان این روش‌ها نسبت به روش‌های سنتی بالاتر می‌باشد. در واقع روش‌های تغییر دور فن، باعث کاهش ضربات مکانیکی و گذرای فن‌های الکتریکی در زمان راه اندازی، کاهش سایش و خوردگی و کاهش مشکلات مربوط به سیستم فن از قبیل (سرو صدا، فونداسیون و ...) به خصوص در دوره‌های پایین می‌شوند.

۲-۳-۱ روش‌های سنتی تغییر دبی در فن‌ها

طراحی سیستم‌های تهویه و طراحی فن‌ها بر مبنای بدترین شرایط آب و هوایی منطقه انجام می‌شود. بنابراین در اکثر موارد، مقدار هوای مورد نیاز سیستم تغییر می‌کند و این مقدار کمتر از میزان طراحی است. بنابراین معمولاً با اضافه کردن دمپ‌های خروجی به فن مقدار دبی را به حد دلخواه می‌رسانند. در اکثر فن‌های نیروگاهی و در کاربردهای دیگر فن‌ها، لازم است که در شرایط متفاوت میزان حجم هوای عبور داده شده توسط فن تغییر کند. روش‌های مختلفی برای این هدف استفاده می‌شوند که در ادامه این روش‌ها توضیح داده خواهند شد که عبارتند از:

۱. دمپرها

دمپره‌های خروجی مشابه ولوها، از طریق اضافه کردن مقاومت در مسیر عبور سیال هوا، که توسط منحنی مشخصه سیستم را عوض می‌کنند. در بعضی موارد نیز علاوه بر دمپره‌های خروجی از تیغه‌های موازی در ورودی نیز استفاده می‌شود.

۲. تغییر زاویه پره‌های ورودی

پره‌های ورودی متغیر، همان‌طور که از نامشان پیداست با تغییر زاویه خود، حجم هوای ورودی به فن را کنترل می‌کنند. این روش در صرفه جویی توان موثرتر از روش استفاده از دمپره‌های ورودی است. در واقع در این روش منحنی مشخصه فن طوری اصلاح می‌شود که نقطه کار سیستم در نقطه مناسب و با دبی دلخواه قرار گیرد. این سیستم در شرایط بارهای سبک حساس‌تر است زیرا در این حالت یک تغییر کوچک در پره‌های ورودی، تأثیر زیادی روی میزان دبی می‌گذارد در حالی که در بارهای سنگین، باید جابجائی بزرگ‌تری در پره‌ها ایجاد شود تا دبی تغییر کند.

۳. تغییر زاویه پره‌های فن محوری

این روش برای فن‌های محوری استفاده می‌شود و طوری عمل می‌کند که با تغییر زاویه تیغه از حداقل به حداکثر، دبی تقریباً به صورت خطی تغییر می‌کند. سرعت پاسخ این روش بسیار زیاد است. در هشت FD فن محوری هر چهار واحد نیروگاه شهید سلیمی (نکا)، پره‌های ثابت و متحرک به منظور تغییر حجم هوای عبوری بکار رفته است. زاویه پره‌های متحرک از $27^\circ -$ تا $27^\circ +$ درجه قابل تغییر است و موتور محرک هر یک از این فن‌ها $4/85$ مگا وات است که با ولتاژ تغذیه $6/3$ کیلو ولت تغذیه می‌شود. بعلاوه در خروجی فن نیز دمپر بکار رفته است.

۲-۳-۴ درایوهای فرکانس متغیر

در روش‌های سنتی تغییر دبی پمپ یا فن ، موتور محرک انرژی بیشتری نسبت به کار مورد نیاز سیستم مصرف می‌کند و این موجب کاهش راندمان کل سیستم پمپاژ یا دمش و مکش هوا می‌شود . حتی در توربوکوپلینگ های هیدرولیکی نیز با تغییر سرعت چرخش پمپ ، راندمان پمپ بهبود می‌یابد ، اما موتور تنها با کمی کاهش گشتاور بار مواجه می‌شود . به عبارتی موتور بر طبق منحنی مشخصه گشتاور - سرعت ، در نزدیکی سرعت نامی خواهد چرخید . این نکته موجب افت راندمان موتور خواهد شد . روش تغییر زاویه پره‌های فن نیز با اینکه نسبت به بقیه روش‌های سنتی تغییر دبی فن ، راندمان بهتری دارد ، اما بازهم مشابه توربوکوپلینگ های هیدرولیکی ، تغییر کمی در توان مصرفی موتور ایجاد می‌کند . در چنین شرایطی استفاده از تجهیزاتی که بتوانند سرعت چرخش موتور را به حد دلخواه (متناسب با دبی مورد نیاز) برسانند ، بسیار کارآمد خواهد بود .

درایو های فرکانس متغیر، عمل تغییر سرعت چرخش شفت موتور را توسط تغییر ولتاژ ، تغییر فرکانس و یا تغییر هردوی آن‌ها در تغذیه استاتور موتور انجام می‌دهند . در واقع منحنی مشخصه گشتاور - سرعت موتور طوری جا بجا می‌شود که نقطه کار که محل تلاقی آن با مشخصه گشتاور - سرعت بار (پمپ) است به روی نقطه دلخواه قرار گیرد .

۲-۳-۴-۱ مزایای درایوهای فرکانس متغیر

درایوهای فرکانس متغیر علاوه بر اینکه در محدوده وسیعی از سرعت با دقت بسیار خوبی کار می‌کنند و توانائی بهبود ضریب توان و کاهش جریان راه اندازی را دارند ، می‌توانند موجب افزایش سرعت پاسخ موتور به تغییرات سریع شرایط کار نیز گردند . در ضمن کاربرد آن‌ها شتاب گیری موتور را نرم کرده و قابلیت اطمینان سیستم را نسبت به روش‌های کنترل ولو و دمپرها (به خصوص در مواقعی که شیرها غیر خطی کار می‌کنند) افزایش می‌دهند . همچنین استرس موتور ناشی از تغییرات ولتاژ خط و عدم تعادل فازها کاهش می‌یابد .

از مزایای مهم درایو های فرکانس متغیر می توان به این نکته اشاره کرد که این تجهیزات به دلیل ایجاد امکان مانیتورینگ موتور و تجهیزات اینورتر ، توانائی شناسائی خطای تجهیزات از قبیل خطای زمین ، اتصال کوتاه سیم پیچی ها ، عدم تعادل فازها ، جابجائی فازها را دارند . همچنین موتور را در مقابل اضافه جریان ، تلفات میدان و اضافه ولتاژ حفاظت می کند . راندمان سیستم موتور به همراه درایو ، نسبت به راندمان موتور با شیرهای فشارشکن و یا دیگر روش های مکانیکی تغییر دبی افزایش می یابد و این به دلیل صرفه جویی در مصرف انرژی توسط این روش در بارهای زیر بار نامی است . البته موتور برای کار در بار نامی طراحی شده است و در صورت استفاده از درایو ، به دلیل تلفات در قسمت های الکترونیکی و سوئیچ های قدرت و واحدهای کنترل ، راندمان در بار نامی حدود ۴ تا ۶ درصد کاهش می یابد و موجب می شود که سرعت موتور نیز ۳ تا ۴ درصد به زیر سرعت نامی افت کند . اما در دراز مدت این میزان کاهش راندمان ، توسط صرفه جویی انرژی درایو جبران می شود.

۲-۳-۴-۲ معایب درایوهای فرکانس متغیر الکترونیکی

طبیعی است که هر تجهیزاتی که به سیستم اضافه می شود ، علاوه بر مزایای خود معایبی نیز به همراه خواهد داشت . درایوهای فرکانس متغیر نیز از این قاعده مستثنی نیستند . از آن جمله می توان به تولید هارمونیک ها توسط آن ها اشاره کرد . میزان این هارمونیک ها متفاوت است و بررسی اثر آن باید با محاسبه (THD) انجام شود . البته برای حداقل کردن هارمونیک ها می توان از فیلترهای خاص استفاده کرد که این خود باعث افزایش هزینه ها می گردد . یک سیستم موتوری در حالت کارکرد در سرعت های پائین و بارهای سنگین گرم می شود . اگر از درایو فرکانس متغیر به همراه موتور استفاده شود ، به علت افزایش هارمونیک ها و اعوجاجات توان ، تولید گرما افزایش خواهد یافت . این موضوع خطراتی برای سرعت های بالای ۳۰ % سرعت نامی و یا برای عملکردهای کوتاه مدت ، مشکل عمده ای محسوب نمی شود . اما زمانی که موتور در مدت زمان طولانی با سرعت کم کار کند ، خطراتی را برای موتورهایی که در طراحی آن ها

سیستم‌های تطبیقی در نظر گرفته نشده ایجاد خواهد کرد. با در نظر گرفتن فن‌های اضافی برای موتورها می‌توان مشکل گرمایی موتور را کم کرد که این مورد نیز هزینه‌ها را افزایش می‌دهد. در هر سیستم با سرعت (فرکانس) متغیر، باید فرکانس‌های تشدید مکانیکی تعیین شده و به منظور جلوگیری از تشدید و بروز لرزش، از کار در این فرکانس‌ها اجتناب کرد. این امر برای درایوها نیز صادق است. این فرکانس‌ها از طریق مانیتورینگ نویز و لرزش در حین تغییر سرعت از کم به زیاد شناسایی می‌شوند. این امر به آشکارسازی تضعیف یا تاقان، فن‌ها، عدم تعادل در شفت و یا کجی آن کمک می‌کند.

۲-۳-۴-۳ کاربرد عملی درایوهای فرکانس متغیر در نیروگاه‌ها و صنایع

با پیشرفت تکنولوژی قطعات نیمه هادی‌ها، ساخت درایوهای الکترونیکی در اندازه‌های بزرگ نیروگاهی امکان پذیر گشته است. به عنوان نمونه شرکت ABB درایوهای ACS600 را برای موتورهای القایی ولتاژ ضعیف تا قدرت ۳۰۰۰ کیلووات، مدل ACS 1000 را برای موتورهای القایی ولتاژ متوسط (یعنی ۳/۲، ۳/۳ و ۴/۱۶ کیلو ولت) در رنج ۵۰۰۰ - ۳۱۵ کیلو وات و محرک‌های موتورهای سنکرون - LCI Megadrive مدل را برای محدوده ۸۰۰۰۰ - ۲۰۰۰۰ کیلووات تولید می‌کند. در زیر چند نمونه از کاربرد عملی درایوهای فرکانس متغیر در نیروگاه‌ها و صنایع آورده شده است:

در سایت موسسه تحقیقاتی EPRI ذکر شده است که پروژه‌ای در زمینه کاربرد درایوهای فرکانس متغیر در نیروگاه‌ها در دست اجرا است [۲۰]. از سال ۱۹۸۴ نیز موسسه EPRI درایوهای فرکانس متغیر را در نیروگاه‌های متفاوت به کار برده است که اسامی تعدادی از این نیروگاه‌ها به همراه مشخصات درایو فرکانس متغیر و الکتروپمپ یا فن وابسته به آن در زیر آورده شده است [۱۴].

الف) نیروگاه FT. hill Churc شرکت Sierra Pacific Power، درایو با قدرت MW ۴۹۲/۱ ×

۱، پمپ آب تغذیه بویلر با اینورترهای CSI ۱۲ پالس، خنک شونده با هوا (۱۹۸۴).

ب) نیروگاه Willow Glen از شرکت Gulf States Utilites درایو با قدرت MW ۱/۶۷۸۵ ×

پمپ آب تغذیه بویلر، اینورتر ۶ پالس SCR خنک شونده با آب (۱۹۸۵).

ج) نیروگاه Neal از شرکت Iowa Public Service درایو با قدرت $2 \times 7/4 \text{ MW}$ پمپ تغذیه آب بویلر، اینورتر GTO خنک شونده با هوا (۱۹۸۸).

همچنین Ontario Hydro در یک کار تحقیقاتی، ۲۲ استفاده کننده درایو فرکانس متغیر با قدرت بالای ۳۷۳ کیلووات را در مناطق تحت پوشش خود شناسایی کرده است [۱۵].

برای عملکرد درایوهای الکترونیکی بزرگ در نیروگاه‌ها و صنایع مختلف توسط مؤسسات گوناگون بررسی و تحقیق شده و نتایج آن در مقالات آورده شده است که در ادامه به چهار نمونه از آن‌ها اشاره می‌شود:

۱- یکی از موارد کاربرد درایوهای فرکانس متغیر به عنوان سیستم تغییر حجم هوای عبوری از FD FAN توسط شرکت Shohio Chemical Company می‌باشد. این پروژه توسط Reliance Electric Company اجرا شده و محرک موتور القایی آن دارای قدرت ۸/۲۲۳ کیلو وات، ولتاژ تغذیه ۴۱۶۰ ولت و سرعت ۱۷۸۰ دور بر دقیقه می‌باشد. قبلاً تغییر دبی این فن از طریق پره‌های هدایت شونده ورودی و کنترل ولو انجام می‌شده است. در ارزیابی اقتصادی انجام شده، هزینه اولیه درایو فرکانس متغیر ۸۰ هزار دلار و صرفه جویی سالانه آن ۴۰ هزار دلار تخمین زده شده است [۱۶].

۲- از شرکت ادیسون کالیفرنیا جنوبی در واحد ۲ نیروگاه Ormond Beach با قدرت ۷۵۰ مگاوات نیز یک درایو فرکانس متغیر برای موتورهای القایی محرک FD Fan، با قدرت ۴/۶۶۰ مگاوات، سرعت چرخش ۸۹۰ دور بر دقیقه و تغذیه ولتاژ ۱۳/۲ کیلوولت جانشین کنترل پره‌ها شده است [۱۴]. در نتایج ذکر شده است که در بار حداقل، در زمان استفاده از کنترل پره‌ها بار، ۳۰۰۰ اسب بخار بوده است اما با استفاده از درایو فرکانس متغیر، حداقل بار به ۲۵۰ اسب بخار کاهش یافته است. همچنین میزان صرفه جویی انجام شده ۱/۵ میلیون دلار است که البته به منحنی بار و هزینه سوخت در سال‌های آینده نیز بستگی خواهد داشت.

۳ - بخش تولید بنزن در یک پالایشگاه در منطقه Pascagoula , Mississippi برای کمپرسوری با موتور محرک سنکرون ۱۱/۱۹ مگاوات ، ۶۰۰۰ دور بر دقیقه، با ولتاژ تغذیه ۳ کیلوولت از یک اینورتر ۶/۶ کیلوولت، ۱۲ پالس استفاده کرده است [۱۷]. استفاده از توربو پمپ بخار با در نظر گرفتن یک بویلر کمکی حدود ۲۰ میلیون دلار تخمین زده شده بود . اما با مطالعات انجام شده ، هزینه نصب درایو فرکانس متغیر (شامل ترانس ، کانورتر فرکانس و موتور) ۴ میلیون دلار محاسبه شده است.

۴ - یکی دیگر از مطالعاتی که در زمینه استفاده از درایو فرکانس متغیر انجام شده است ، مقایسه فنی برای استفاده از موتور دو سرعته و درایو فرکانس متغیر برای پمپ‌های گردش آب با قدرت ۹۳۲/۵ کیلووات در نیروگاه هسته‌ای Indian Point No.3 Nuclear Power Plant بوده است [۱۸] . در نتایج ذکر شده که هزینه خرید و نصب این درایو ۳/۴ میلیون دلار بیش از موتور دو سرعته است اما این اختلاف توسط صرفه جویی ۵/۶ میلیون دلار جبران می‌شود .

درایو های فرکانس متغیر در صنعت کاربردهای زیادی دارند که یکی از دیگر کاربردهای آن در چیلرهای آبی است که در ادامه به آن می‌پردازیم .

۲-۳-۴ طرح سیستم کنترل بهینه ذخیره‌ی انرژی چیلرهای آبی

در سیستم تهویه هوای یک ساختمان که توسط چیلرهای آبی صورت می‌گیرد ، می‌توان با استفاده از یک سیستم کنترلی انرژی را ذخیره کرد . در این سیستم ، تعداد خنک کننده ، تفاوت درجه حرارت آب گردان در سیستم‌های تهویه‌ی هوا با بار تهویه‌ی هوا را تحلیل کرده و یک روش کنترلی برای چیلرهای آبی ارایه می‌شود . سیستم کنترلی با استفاده از کنترل کننده‌ی منطقی قابل برنامه ریزی (PLC^۱) به عنوان وسیله‌ی کنترل کننده‌ی اصلی ساخته می‌شود . در این سیستم با استفاده از درایو فرکانس متغیر دور موتور کنترل می‌شود . در آزمایش‌های انجام شده ، استفاده از این سیستم کنترلی باعث ذخیره انرژی به میزان ۲۶/۱ درصد می‌شود که از لحاظ اقتصادی قابل ملاحظه است . در این

^۱ Programmable logic controller

سیستم کنترلی با استفاده از یک درایو فرکانس متغیر به مدت ۲۸۱۶ ساعت ، انرژی برق به میزان ۳۱۹۵۰ ذخیره می‌شود که کارایی خوب درایو فرکانس متغیر را در ذخیره انرژی نشان می‌دهد . در این سیستم کنترلی داده‌های عملکردی سیستم تهویه هوای ساختمان و شرایط دینامیکی بار خنک کننده تحلیل شده و سپس استراژیهای کنترلی با استفاده از گروه بندی چیلرها و تفاوت مداوم درجه حرارت و همچنین کنترل درایو فرکانس متغیر ، اتخاذ می‌شود [۲۲].

در فرایند چیلر ، سیستم هوشمند کنترل برج خنک کننده ضمن حفظ و ارتقاء عملکرد برج خنک کننده ، در مصرف انرژی به طور قابل ملاحظه‌ای صرفه جویی می‌نماید . این سیستم متناسب با بار حرارتی وارد شده به برج خنک کننده ، میزان فعالیت آن را کنترل و تعیین می‌نماید . در این سیستم با استفاده از درایو فرکانس متغیر ، در هنگام استارت ، با راه اندازی نرم و پله‌ای و بی صدای مجموعه موتور و فن ، ضمن جلوگیری از وارد آمدن فشار بیش از حد به موتور در لحظه راه اندازی ، تنش‌های مکانیکی سیستم موتور و فن را به حداقل می‌رساند و از تخریب و آسیب آن‌ها جلوگیری می‌نماید . در حین کار نیز ضمن کنترل دائم دمای سیال خروجی از برج ، مقدار دور موتور را کنترل می‌نماید . حتی در زمانی که موتور و فن در حداکثر دور می‌باشند ، با اندازه گیری دائم مقدار گشتاور مکانیکی ، به طور لحظه‌ای و با کم و زیاد نمودن متناوب توان ورودی و استفاده از اینرسی دورانی مجموعه فن و موتور، مقدار مصرف انرژی را کاهش می‌دهد .

۲-۳ خلاصه

در این فصل ابتدا پمپها و فنهای مهم نیروگاهی معرفی شدند . سپس روشهای تغییر دبی پمپها و فنها در نیروگاهها به تفصیل شرح داده شد که یکی از آنها استفاده از درایوهای فرکانس متغیر است . در ادامه مزایای به کار گیری درایوهای فرکانس متغیر آورده شد . سپس چند نمونه از کاربرد عملی درایوهای فرکانس متغیر در نیروگاهها و صنایع آورده شده است .

فصل سوم

تحليل ترموديناميكي

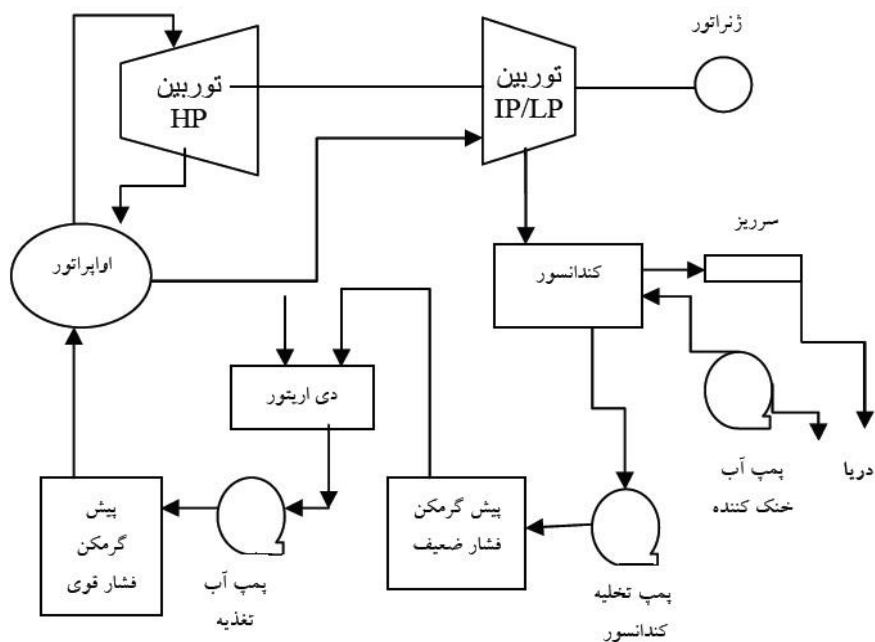
سيكل نيروگاه بخار

۱-۳ مقدمه

در این فصل ابتدا نیروگاه بخار معرفی شده و از لحاظ ترمودینامیکی سیکل آن بررسی شده و انواع کندانسور و چگونگی عملکرد هر یک به بررسی و تحلیل می‌شود. همچنین انواع سیستم‌های آب گردشی خنک‌کننده کندانسور ارایه شده و سیستم یک‌بار گذر که مورد بحث ما است، تشریح شده است. همچنین حرارت تعریف شده و اشکال مختلف انتقال حرارت بیان می‌شود و قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل ارائه می‌شود.

۲-۳ نیروگاه‌های بخاری

نیروگاه‌های بخاری سهم بسیار زیادی را در تولید انرژی الکتریکی بر عهده دارند که از منابع انرژی فسیلی استفاده می‌کنند؛ از سوخت‌های فسیلی در نیروگاه‌های بخاری جهت تبدیل به انرژی حرارتی استفاده می‌شود. یک دیاگرام شماتیکی از سیکل آب بخار یک نیروگاه بخار در شکل (۱-۳) نشان داده شده است. بخار مافوق گرم فشار بالا از دیگ بخار که آن را مولد بخار نیز می‌نامند، خارج و وارد توربین می‌شود. این بخار در توربین منبسط می‌شود و بدین طریق کار انجام می‌دهد و در نتیجه توربین می‌تواند مولد الکتریسیته را به حرکت در آورد. حال بخار آب با فشار از توربین خارج شده و وارد مبرد حرارتی می‌گردد که در آنجا حرارت از بخار آب به آب سرد انتقال می‌یابد (و در نتیجه چگالیده می‌شود) از آنجا که مقدار زیادی از آب سرد مورد نیاز است، تأسیسات نیروگاه‌های بخار را غالباً در مجاورت رودخانه‌ها یا دریاچه‌ها بنا می‌کنند. به واسطه‌ی تبادل حرارت با آب رودخانه یا دریاچه، مسئله آلودگی حرارتی پیش می‌آید که در سال‌های اخیر در سطح وسیعی مورد مطالعه و توجه قرار گرفته است. در این فصل ابتدا سیکل ترمودینامیکی نیروگاه بخاری معرفی و سپس مقدمه‌ای بر ترمودینامیک ارائه می‌گردد [۲۰].



شکل (۱-۳): دیاگرام شماتیکی از سیکل آب بخار یک نیروگاه بخار

۳-۲-۱ سیکل ترمودینامیکی نیروگاه بخاری

سیستم‌هایی که انرژی ذخیره‌شده در سوخت را به انرژی مکانیکی تبدیل می‌کنند، دارای یک سیال در گردش سیکل هستند. این سیستم‌ها را می‌توان بر اساس نوع سیال در گردش، به دو دسته سیکل‌های قدرت گازی و بخاری تقسیم کرد. در سیکل‌های قدرت گازی، سیال در گردش به صورت گاز است و تغییر فازی در سیکل صورت نمی‌گیرد ولی در سیکل‌های قدرت بخاری، سیال مورد استفاده آب است که ضمن گردش در سیکل تغییر فاز می‌دهد (دو فاز مایع و بخار). در این سیستم‌ها آب یک سیکل ترمودینامیکی را طی می‌کند. چون هدف این فصل تحلیل نیروگاه‌های بخار است، لذا ناگزیریم سیکل ترمودینامیکی آن‌را را نیز مورد بررسی قرار دهیم. در ادامه روابط ترمودینامیک که در این سیکل حکم‌فرما است ارائه خواهد شد.

۳-۲-۲ مقدمه‌ای بر ترمودینامیک

چون در مدل تئوری پیشنهاد شده در فصل چهارم (برگرفته از مرجع ۱۹)، روابط ترمودینامیک حکم‌فرما است لذا در این بخش ناگزیریم مختصراً روابط ترمودینامیک بیان شود. این بخش تنها

مقدمه‌ای خلاصه و به ناچار ناقص درباره ترمودینامیک است. در ادامه تعریف ترمودینامیک از حرارت بیان می‌شود و سپس اشکال مختلف انتقال حرارت بیان می‌شود.

۳-۲-۱-۲-۱ تعریف حرارت

تعریف ترمودینامیک از حرارت متفاوت با درک روزمره از حرارت در جهان است. بنابراین ضروری است که تعریف ارائه شده در این مبحث از حرارت را به دلیل کاربرد بسیار آن در مسائل ترمودینامیک به درستی درک کنیم.

حرارت شکلی از انرژی تعریف می‌شود که از طریق مرز سیستم در یک درجه حرارت معین به سیستم دیگر در درجه حرارت پایین‌تر انتقال می‌یابد و تنها نتیجه‌ی این پدیده انتقال حرارت است. زیرا اختلاف درجه حرارت بین دو سیستم وجود دارد. یکی دیگر از جنبه‌های این تعریف این است که یک جسم هرگز محتوی حرارت نیست. در عوض می‌توان حرارت را فقط در حین عبور از مرز سیستم مشخص کرد و لذا حرارت پدیده‌ای انتقالی است.

اگر یک مکعب مسی گرم را در ظرفی از آب سرد قرار دهیم، بنا به تجربه‌امی دانیم که مکعب مسی سرد و آب گرم می‌شود و این پدیده تا هنگامی ادامه می‌یابد که مس و آب هر دو به یک درجه برسند. اگر مکعب مسی گرم را به عنوان یک سیستم و آب را به عنوان سیستم دیگر در نظر بگیریم، متوجه خواهیم شد که در ابتدا هیچ یک از دو سیستم محتوی حرارت نیست (البته حاوی انرژی می‌باشند) وقتی که مس در آب قرار می‌گیرد و تماس حرارتی برقرار می‌شود، حرارت از مس آب منتقل می‌شود و تا رسیدن به تعادل درجه حرارت ادامه می‌یابد. از این نقطه به بعد انتقال حرارت بیشتری صورت نمی‌گیرد، زیرا اختلاف درجه حرارت وجود ندارد. هیچ یک از دو سیستم در نتیجه‌ی این فرایند حاوی حرارت نخواهد بود و در نتیجه حرارت در مرز سیستم قابل تعریف است زیرا حرارت را انرژی انتقال یافته از طریق مرز سیستم تعریف می‌کنیم.

حرارت انتقال یافته به سیستم را مثبت و حرارت انتقال یافته از سیستم را منفی در نظر می‌گیریم .
 بنابراین ،منظور از حرارت مثبت، انتقال انرژی به سیستم و منظور از حرارت منفی ، انتقال انرژی به سیستم خواهد بود. نماد Q برای نمایش حرارت به کار رفته است. فرایندی که در آن حرارتی انتقال نمی‌یابد ($Q=0$) فرایند آدیباتیک می‌نامند [۲۰].

۳-۲-۱-۱ اشکال مختلف انتقال حرارت

انتقال حرارت ، جا بجایی انرژی به دلیل اختلاف درجه حرارت بین مقادیر مختلف ماده است و اشکال مختلفی دارد که در زیر آورده شده است :

۱. انتقال حرارت هدایتی

انرژی توسط مولکول‌هایی که دارای درجه حرارت بالاتر هستند به مولکول‌هایی که دارای درجه حرارت پایین‌تر هستند ، انتقال می‌یابد . این تبادل انرژی بین مولکول‌ها ، انتقال حرارت به واسطه‌ی هدایت است و اختلاف درجه حرارت را افزایش می‌دهد و توانایی ماده به انتقال آن را افزایش می‌دهد . این مطالب با قانون هدایت فوریه بیان می‌شود :

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (۱-۳)$$

بر طبق این رابطه ،انتقال حرارت متناسب با قابلیت هدایت حرارتی k ، سطح کل A و گرادیان درجه حرارت است علامت منفی جهت انتقال حرارت از درجه حرارت بالاتر به درجه حرارت پایین‌تر را نشان می‌دهد. اغلب گرادیان درجه حرارت به صورت اختلاف درجه حرارت تقسیم بر فاصله تعریف می‌شود که در صورت نبودن راه حل ریاضی یا عددی، برای برآورد و تخمین مناسب است.

۲. انتقال حرارت جا بجایی

یک شکل دیگر از انتقال حرارت وقتی صورت می‌گیرد که یک سیال در حال جریان باشد و موسوم به انتقال حرارت جا بجایی است. در این شکل از انتقال حرارت، جا بجایی و حرکت یک حجم از ماده با یک سطح انرژی در نزدیکی یا روی سطحی با درجه حرارت متفاوت مطرح می‌گردد. در این حالت، انتقال حرارت هدایتی غالب خواهد بود. مثال‌هایی از این نوع عبارتند از: وزش باد روی ساختمان‌ها، جریان از میان مبدل‌های حرارتی نظیر وزش هوا روی رادیاتور که آب در آن جریان دارد. انتقال حرارت کل توسط رابطه سرمایش نیوتن به شکل زیر بیان می‌شود:

$$Q = Ah\Delta T \quad (2-3)$$

در این رابطه خواص انتقال در ضریب انتقال حرارت h ، مستقر شده‌اند که تابعی از خواص ماده‌ی رسانا، جریان و هندسه است. مقادیر نمونه ضرایب انتقال حرارت جا بجایی (تماماً بر حسب w/mk^2) عبارتند از:

جایجایی طبیعی: گازها $h = 5-52$ ؛ مایعات $h = 50-1000$

جا بجایی اجباری: گازها $h = 25-50$ ؛ مایعات $h = 50-20000$

تغییر فاز جوشش: $h = 2500-100000$

۳. انتقال حرارت تشعشی

شکل نهایی انتقال حرارت، تشعشع است که انتقال انرژی از امواج الکترومغناطیسی در فضاست، این انتقال می‌تواند در فضای خالی صورت گیرد و نیازی به ماده ندارد. اما انتشار (تولید) تشعشع و جذب آن نیازمند وجود ماده است. انتشار سطحی معمولاً به صورت کسری از انتشار جسم سیاه کامل، ضریب انتشار ϵ بیان می‌گردد:

$$Q = \epsilon\sigma AT_s^4 \quad (1-3)$$

در رابطه‌ی بالا T_s درجه حرارت سطح و σ مقدار ثابت استفان - بولتزمن است.

۳-۲-۳ کندانسور و نقش آن در نیروگاه بخار

کندانسورها وسایل انتقال حرارت می‌باشند که در آن‌ها حرارت بخار داغ از طریق سطوح لوله‌ها به عامل تقطیر (مثلاً هوا یا آب) منتقل شده و در اثر آن بخار ابتدا تا دمای اشباع سرد و سپس به مایع تبدیل می‌شود. با توجه به حجم بسیار زیاد بخار خروجی از توربین، امکان اینکه این بخار را با پمپ تغذیه به سمت دیگ بخار هدایت کنیم، وجود ندارد. لذا لازم است تا بخار را در کندانسور، تبدیل به مایع کرد تا حجم آن کاهش یابد که در این حالت، پمپاژ کردن آن هم راحت‌تر و با صرفه اقتصادی بیشتری صورت می‌گیرد.

وظیفه اصلی کندانسور، مایع کردن بخار خروجی از توربین و از این طریق باز یافت آب تغذیه با کیفیت بالا جهت استفاده مجدد در چرخه است. کندانسور در اجرای این وظیفه در واقع کار دیگری هم انجام می‌دهد که حتی مفیدتر از نقش اصلی آن است. اگر دمای آب خشک‌کن، به طوری که متداول است، به اندازه کافی پایین باشد، در این صورت در کندانسور که توربین به آن تخلیه می‌شود فشار پایینی (خلأ نسبی) برقرار می‌شود. این فشار برابر است با فشار اشباع مربوط به دمای بخار در حال کندانس که مقدار آن به نوبه خود به دمای آب خنک‌کن وابسته است. حالا معلوم شده است که افت آنتالپی و در نتیجه کار توربین است. با کاهش فشار کندانسور فقط به اندازه چند کیلو پاسکال کار توربین و بازده نیروگاه افزایش و جریان بخار بزرگ‌تر هستند. لذا از دیدگاه ترمودینامیکی هر چند دمای آب خنک‌کن مورد استفاده پایین‌تر باشد بهتر است. بنابراین بازده نیروگاه‌های کندانسوردار بسیار بیشتر از نیروگاه‌های بدون کندانسور است. در همه نیروگاه‌های امروزی از کندانسور استفاده می‌شود و کندانسور یک دستگاه اصلی و بسیار مهم در نیروگاه به شمار می‌رود.

کندانسور ممکن است یک، دو یا چهار مسیر برای آب خنک‌کن داشته باشد. تعداد مسیرها اندازه و کارایی کندانسور را تعیین می‌کند. در نیروگاه‌ها از کندانسور چهار مسیره به ندرت استفاده می‌شود. کندانسور یک مسیره کندانسوری است که در آن خنک‌کن یکباره از یک انتها وارد تمام لوله‌ها می‌شود و

از انتهای دیگر آن‌ها را ترک می‌کند. در کندانسوردو مسیره آب خنک کن از طریق قسمتی از مخزن آب تقسیم شده وارد نیمی از لوله‌ها می‌شود و پس از گذشتن از آن‌ها به مخزن آب تقسیم دیگر لوله‌ها وارد قسمت دیگر مخزن آب تقسیم شده می‌شود. در صورتی که تعداد کل لوله‌ها و یکسان باشد کندانسور یک مسیره به جریان آبی که دو برابر جریان آب کندانسوردو مسیره است می‌شود بنابراین استفاده از کندانسور یک مسیره موجب افزایش بازده گرمایی نیروگاه می‌شود و آلودگی گرمایی را کاهش می‌دهد، در مقابل مقدار آب مورد نیاز در آن دو برابر و انرژی لازم برای پمپ کردن چهار برابر است.

تعداد تقسیمات مخزن‌های آب غالباً بیشتر از تعدادی است که برای داشتن تعداد معینی مسیر آب خنک کن در کندانسور لازم است. مثلاً در یک کندانسور یک مسیره ممکن است مخزن‌های این کار نصف کندانسور می‌تواند در حال کار باشد در حالی که می‌توان نصف دیگر آن را تمیز کرد و یا تعمیر کرد. در یک کندانسوردو مسیره تقسیم شده مخزن‌های آب به چهار قسمت تقسیم می‌شوند. در مخزن‌های آب تقسیم شده، تعداد لوله‌های ورودی و خروجی دو برابر است و هر قسمت هم مسیر آب خنک کن خاص خود را دارد. با تعبیه شیرهایی در صفحات مقسم و با معکوس کردن جهت جریان آب می‌توان عمل شستشو را که از نظر تمیز سازی کندانسور حائز اهمیت است انجام داد.

۳-۲-۱ سیستم‌های آب گردش خنک‌کننده کندانسور

سیستم آب گردش، آب خنک کن مورد نیاز کندانسور را تأمین می‌کند و از این رو به صورت واسطه‌ای عمل می‌کند که توسط آن گرما از چرخه بخار به محیط دفع می‌شود. همچنین این سیستم آب عمومی محوطه نیروگاه را که مقادیر آن‌ها کم است تأمین می‌کند. مجموع مقادیر این مصارف فرعی تقریباً ۵ درصد جریان آب خنک کن در کندانسور است.

سیستم آب گردش باید گرما را به طور موثر به محیط دفع کند و در عین حال با مقررات دفع گرما به محیط سازگار باشد. دمای ممکن عمل می‌کند موجب بیشینه شدن کار توربین و بازده نیروگاه و کمینه شدن دفع گرما از نیروگاه می‌شود. از این رو یک سیستم دفع گرمای خوب کار خود را آسان‌تر

انجام می‌دهد. یعنی دفع گرمای آن کم است و حجم آن کوچک‌تر و آب خنک‌کن مورد نیازش نیز کمتر است.

اختلاف بین دمای آب خنک‌کن و هوا باعث می‌شود تا آب (که گرم‌تر از هواست) انرژی حرارتی خود را از دست دهد. البته مقدار انتقال حرارت بستگی به اختلاف این دو درجه حرارت و سطح تبادل حرارت دارد. وقتی آب در معرض جریان هوا قرار می‌گیرد، قسمتی از آن تبخیر می‌شود. البته برای تبخیر شدن آب، نیاز به مقداری انرژی است که این انرژی از آب گرفته می‌شود و در نتیجه سیال آب خنک می‌شود. میزان این نوع خنک‌کنندگی بستگی به درجه حرارت آب و هوا، میزان جابه‌جایی هوا، تشعشع خورشید، و مهم‌تر از همه رطوبت هوای محیط دارد. هرچه رطوبت نسبی کمتر باشد، درصد تبخیر زیاد می‌شود.

۳-۲-۱ انواع سیستم‌های خنک‌کننده

سیستم‌های خنک‌کننده بر اساس نوع طراحی و شرایط محیطی، انواع مختلفی دارند که می‌توان به سیستم آب تازه^۱ یا یک‌بار گذر^۲، سیستم چرخشی^۳، سیستم ترکیبی^۴ اشاره کرد. چون در این پایان‌نامه مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ بر اساس سیستم یک‌بار گذر ارائه می‌شود لذا به تشریح این سیستم می‌پردازیم.

۳-۲-۱-۱ سیستم خنک‌کننده یک‌بار گذر

در شکل (۳-۲) یک نمونه از سیستم خنک‌کننده یک‌بار گذر نشان داده شده است. در این سیستم‌ها، آب خنک‌کن از یک منبع طبیعی آب، مثل دریا، دریاچه طبیعی یا مصنوعی و یا رودخانه‌ها گرفته می‌شود و با پمپ‌های چرخش آب خنک‌کننده به درون لوله‌های کندانسور جریان می‌یابد. این آب ضمن عبور از این لوله‌ها گرم شده، دوباره به همان منبع تخلیه می‌شود. فاصله تخلیه

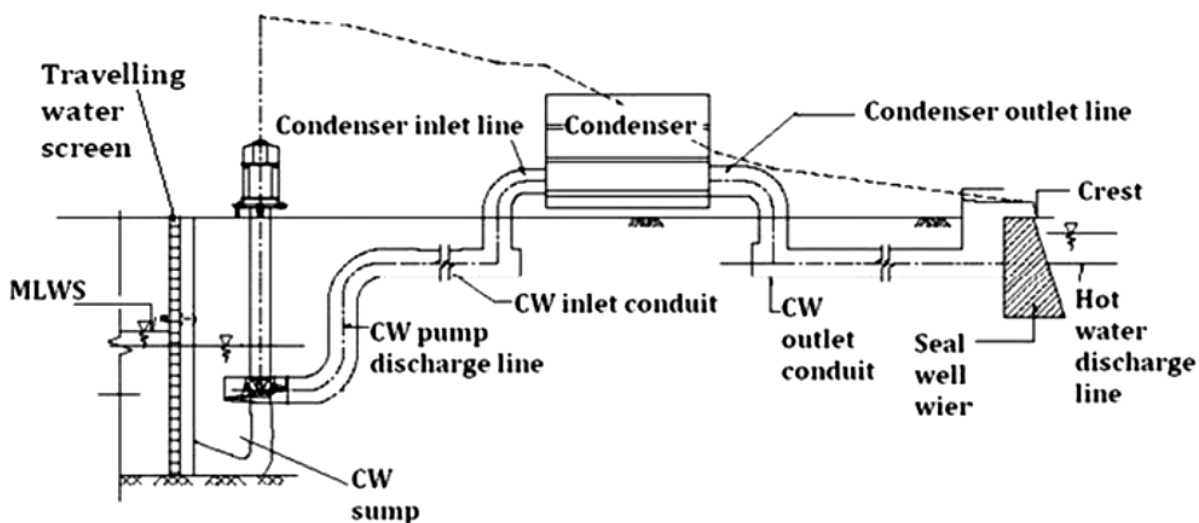
^۱. Fresh water system

^۲. Once Through

^۳. Recirculating System

^۴. Combined System

آب از مکان برداشت آن باید زیاد باشد تا دمای آب بازگشتی به منبع تأثیری بر دمای آب برداشتی از منبع نداشته باشد. در شکل (۲-۳) آب دریا از دهانه جلویی ایستگاه پمپاژ آب خنک کننده وارد شده و سپس از طریق یک کانال به کندانسور پمپ می‌شود و در نهایت آب داغ، از طریق ساختار سرریز به دریا تخلیه می‌شود. سطح آب مخزن ایستگاه پمپاژ آب خنک کننده با تغییرات سطح جزر و مد تغییر می‌کند.



شکل (۲-۳): نمونه‌ای از یک سیستم خنک کننده یک بار گذر [۱۹]

همچنین طراحی سیستم خنک کن باید به گونه‌ای باشد که دمای آب برگشتی به منبع، مسائل زیست‌محیطی را برای آبزیان به همراه نداشته باشد.

با توجه به اینکه در سیستم‌های خنک‌کننده یک بار گذر، از پمپاژ کردن آب رودخانه یا دریا برای سیستم خنک‌کنندگی استفاده می‌شود، لذا در این حالت، ارتفاع مابین سطح آب و سطح نیروگاه بسیار مهم است. البته سطح آب دریا و رودخانه در حال تغییر است و باید پایین‌ترین سطح آب را (که بیشترین ارتفاع را برای پمپاژ کردن ایجاد می‌کند) در نظر گرفت. در این حالت به دلیل هزینه بسیار زیاد پمپاژ کردن در سیستم خنک‌کنندگی مستقیم، بهتر است از سیستم سیفونی استفاده شود. می‌دانیم که فشار هوای مؤثر بر روی سطح آب دریا یا رودخانه معادل با افزایش سطح آب در حدود ۱۰

متر می‌باشد. این بدان معناست که در سیستم سیفونی، قدرت پمپ آب سیستم خنک‌کننده باید قادر به انتقال آب به ارتفاعی باشد که فشار آن بتواند تنها بر افت فشار در مجاری آب و لوله‌های کندانسور غلبه کند. در چنین حالتی، در صورتی که سطح تراز نیروگاه هم‌تراز سطح زمین باشد، سطح بلندی کندانسور باید بیش از ۱۰ متر از پایین‌ترین سطح آب دریا بلندتر نباشد. در صورت عدم امکان چنین حالتی یا باید از یک مخزن آب اضافی برای تأمین ارتفاع آب سیستم سیفونی استفاده کرد و یا اینکه سطح تراز نیروگاه از سطح زمین پایین‌تر باشد تا به دنبال آن، بالاترین نقطه کندانسور نیز پایین بیاید.

۳-۳ خلاصه

در این فصل نیروگاه بخار معرفی شده و از لحاظ ترمودینامیکی سیکل آن بررسی شد و کندانسور و نقش آن در نیروگاه بخار و چگونگی عملکرد آن بررسی شد. همچنین انواع سیستم‌های آب‌گردشی خنک‌کننده کندانسور ارایه شده و سیستم یک بار گذر که مورد بحث ما است، تشریح شد. همچنین حرارت تعریف شده و اشکال مختلف انتقال حرارت بیان می‌شود.

فصل چهارم

ارائه مدل تئوری کنترل
پمپ‌های آب خنک کننده
با درایو فرکانس متغیر
(VFD)

۱-۴ مقدمه

در این فصل یک مدل تئوری برای بهینه سازی کندانسور به وسیله به کار گیری درایور فرکانس متغیر (VFD) در سیستم خنک کننده یک بار گذر نیروگاه ، ارائه می شود . این مدل تئوری برای نسبت دادن تغییرات فشار پشت کندانسور به تغییرات دبی آب خنک کننده ارائه می گردد . در ابتدا فرضیاتی در نظر گرفته شده است که هر یک به تفصیل شرح داده خواهد شد . سپس مدل در ۲۲ مرحله بیان شده که از مراحل ۴ تا ۱۴ مربوط به حالت بدون درایو فرکانس متغیر (بدون VFD) و مراحل ۱۵ تا ۱۹ مربوط به حالت با درایو فرکانس متغیر (با VFD) است و مراحل ۲۰ تا ۲۲ مربوط به دوره بازگشت سرمایه است [۱۹]. در ابتدا مراحل به طور مختصر بیان شده و سپس هر یک به تفصیل شرح داده می شود . برای درک بهتر بلوک دیاگرام مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ ارائه می شود .

۲-۴ فرضیات مدل ارائه شده مرجع ۱۹

در این مدل چندین فرض در نظر گرفته می شود که در ادامه آن ها آورده شده و هر یک شرح داده می شود :

الف) سیستم آدیاباتیک است .

اصولاً در سیستم ها سه نوع تحول محتمل است که به وقوع بپیوندد که به شرح ذیل می باشند :

۱- تحول آدیاباتیک (Adiabatic Process)

اگر در طی تحولی، سیستم با خارج هیچ گونه حرارتی را مبادله ننماید، آن را تحول آدیاباتیک می نامند. بنابراین در تحول آدیاباتیک $\Delta Q = 0$ خواهد بود، یعنی حرارت جسم هیچ گونه تغییری نخواهد نمود.

۲- تحول تک دما (Isothermal Process)

تحول تک دما به تحولی گفته می‌شود که سیستم با تبادل حرارت با خارج همواره دمای خود را ثابت نه می‌دارد. بدیهی است از آنجا که اکثر تحولات ترمودینامیکی نظیر تراکم در کمپرسورها با تغییر درجه حرارت گاز صورت می‌گیرد، لذا تحول تک دما تنها در صورتی امکان پذیر است که تمامی حرارت ایجاد شده که می‌تواند موجب گرم شدن گاز گردد، به طور کامل از سیستم خارج شود که عملاً در کمپرسورهای واقعی امکان پذیر نمی‌باشد. در تحول تک دما $\Delta T = 0$ خواهد بود.

۳- تحول پولی تروپی (Polytropic Process)

در تحول تک دما، درجه حرارت گاز ثابت مانده و در تحول آدیباتیک، گاز هیچ‌گونه حرارتی با خارج تبادل نمی‌کند. در تراکم گاز در کمپرسور با وجود اینکه سیلندرها مجهز به سیستم خنک کن آبی یا هوایی هستند و سعی می‌شود تا حرارت ایجاد شده در مرحله تراکم گاز گرفته شود، با این وجود عملاً گاز به هنگام خروج از کمپرسور گرم‌تر از گاز ورودی در قسمت مکش کمپرسور می‌باشد. به عبارت دیگر فرایند تراکم گاز در کمپرسور نه از نوع تک دما و نه از نوع آدیباتیک می‌باشد. چرا که هم درجه حرارت تغییر نموده و هم مقداری حرارت از گاز توسط سیستم خنک کن گرفته می‌شود (سیستم با خارج تبادل حرارتی آدیباتیک)، بنابراین می‌توان تراکم در کمپرسور را در عمل تحولی بین دو حالت فوق (تک دما- آدیباتیک) دانست که آن را تحول پولی تروپیک می‌نامند.

ب) در پمپ‌ها کاویتاسیون رخ نمی‌دهد .

در یک تعریف ساده کاویتاسیون عبارت از تشکیل حباب‌های گاز در قسمت مکش (در اثر کاهش فشار) ، ورود حباب‌ها به درون پروانه و پوسته ، ترکیدن حباب‌ها در داخل پروانه و پوسته ، آزاد شدن انرژی و بروز خرابی در قطعات پمپ است .

۴-۳ مدل تئوری کنترل پمپ‌های آب خنک کننده با درایو فرکانس متغیر

مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ در ۲۲ مرحله بیان شده که از مراحل ۴ تا ۱۴ مربوط به حالت بدون درایو فرکانس متغیر (بدون VFD) و مراحل ۱۵ تا ۱۹ مربوط به حالت با درایو فرکانس متغیر است و

مراحل ۲۰ تا ۲۲ مربوط به دوره بازگشت سرمایه است [۱۹]. در این فصل ابتدا مراحل مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ عنوان شده و سپس به تشریح هر یک از مراحل می‌پردازیم.

۴-۳-۱ مراحل مدل پیشنهادی مرجع ۱۹:

مراحل مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ به شرح ذیل می‌باشد:

مرحله ۱- در این مرحله منحنی تغییرات جزر و مد سالانه در واحد زمان (ساعت) بدست می‌آید.
 مرحله ۲- در این مرحله منحنی‌های مشخصه پمپ‌های آب خنک کننده (عرضه شده توسط تولید کننده پمپ) ارائه شده که نشان دهنده منحنی‌های توان مصرفی پمپ بر حسب دبی، هد بر حسب دبی، هد استاتیکی بر حسب دبی در سرعت‌های مختلف و هد‌های استاتیکی گوناگون است.

مرحله ۳- در این مرحله تغییرات دبی سالانه پمپ‌های آب خنک کننده بدست می‌آید. چون دبی پمپ با تغییرات جزر و مد تغییر می‌کند لذا تغییرات دبی حجمی سالانه پمپ‌ها در این مرحله بدست می‌آید.

مراحل ۴-۱۴: این مراحل مربوط به حالتی است که درایو فرکانس متغیر وجود ندارد و پمپ‌ها با سرعت ثابت در حال کار هستند.

مرحله ۴- در این مرحله زمان حاضر (t_{new}) با استفاده از زمان قبلی (t_{old}) و فاصله زمانی Δt از رابطه زیر بدست می‌آید.

$$t_{new} = t_{old} + \Delta t \quad (1-4)$$

مرحله ۵- در این مرحله دبی جرمی (m_w) بدست می‌آید. با استفاده از رابطه زیر باید دبی حجمی بدست آمده از مرحله ۳ را در چگالی حجمی آب دریا ضرب کنیم تا دبی جرمی (m_w) بدست آید.

$$m_w = \rho \cdot v \quad (2-4)$$

مرحله ۶- در این مرحله دمای آب خروجی از کندانسور (T_2) از معادله زیر محاسبه می‌گردد.

$$Q = m_w C_p (T_2 - T_1) \quad (3-4)$$

مرحله ۷ - در این مرحله ضریب انتقال حرارت محاسبه می‌گردد . با استفاده از دبی جرمی پمپ‌های آب خنک کننده (m_{iw}) و داده‌های کندانسور ضریب انتقال حرارت از رابطه زیر به دست می‌آید [۶].

$$U = U_1 F_W F_M F_C \quad (۳-۴)$$

مرحله ۸ - در این مرحله دمای کندانسور (T_C) از معادله زیر محاسبه می‌گردد :

$$Q = UA(T_2 - T_1) / \ln \frac{T_C - T_2}{T_C - T_1} \quad (۵-۴)$$

مرحله ۹ - در این مرحله فشار پشت کندانسور (p_C) محاسبه می‌گردد .

مرحله ۱۰ - در این مرحله منحنی مناسب برای فشار پشت کندانسور بر حسب تغییرات نرخ حرارتی سیکل توربین که توسط سازنده توربین ارائه می‌شود ، فراهم می‌شود .

مرحله ۱۱ - در این مرحله با استفاده از نتایج مراحل ۹ و ۱۰ درصد تغییرات نرخ حرارتی در هر ساعت (ΔH_{W0}) به دست می‌آید .

مرحله ۱۲ - در این مرحله توان مصرفی پمپ‌ها (P_{W0}) با استفاده از دبی جرمی (m_{iw}) بدست آمده از مرحله ۵ و سرعت P_1 توان مصرفی پمپ محاسبه می‌گردد .

مرحله ۱۳ - در این مرحله تکرار مراحل تا رسیدن به داده‌های نهایی جزو و مد انجام می‌گردد .

مرحله ۱۴ - در این مرحله ذخیره نرخ حرارتی سالانه نسبت به نرخ حرارتی پایه (H_{W0}) و انرژی مصرفی پمپ‌ها (E_{W0}) با استفاده از روابط زیر محاسبه می‌گردد :

$$H_{W0} = \Sigma \Delta H_{W0} \Delta t H_W / T_U \quad (۶-۴)$$

$$E_{W0} = \Sigma P_{W0} \Delta t \quad (۷-۴)$$

مراحل ۱۵-۱۹ : مراحل ۱۵-۱۹ مربوط به حالتی است که دبی پمپ با استفاده از VFD کنترل می‌شود . با به‌کارگیری پمپ در سرعت‌های مختلف ، دبی پمپ‌های آب خنک کننده در یک مقدار ثابت

حفظ می‌شود و اختلاف دمای آب ورودی و خروجی به کندانسور ($T_2 - T_1$) مقداری ثابت (۷ درجه سانتی گراد) ، در نظر گرفته خواهد شد .

مرحله ۱۵- در این مرحله دبی پمپ‌های آب خنک کننده در مقداری ثابت در نظر گرفته خواهد شد .

مرحله ۱۶- در این مرحله بدست آوردن توان مصرفی پمپ‌ها (P_W) بدست می‌آید .

مرحله ۱۷ - در این مرحله محاسبه مصرف انرژی پمپ‌ها در حالت با VFD از رابطه زیر محاسبه می‌گردد :

$$E_W = \Sigma P_W \Delta t \quad (۸-۴)$$

مرحله ۱۸ - در این مرحله تکرار مراحل تا رسیدن به داده‌های نهایی جزر و مد انجام می‌گردد .

مرحله ۱۹- در این مرحله ذخیره شده مصرفی پمپ‌ها با VFD محاسبه می‌گردد .

مراحل ۲۰-۲۲ - این مراحل مربوط به دوره بازگشت سرمایه VFD است .

مرحله ۲۰ - در این مرحله سودی که از ذخیره انرژی در حالت استفاده از VFD بدست می‌آید ، از رابطه زیر محاسبه می‌گردد :

$$P_S = U_C (E_W - E_{W0}) \quad (۹-۴)$$

مرحله ۲۱ - در این مرحله ضرری که از افزایش نرخ حرارتی در حالت استفاده از VFD در هر سال بدست می‌آید ، از رابطه زیر بدست می‌آید :

$$H_R = H_{W0} H_{ref} / A_f \quad (۱۰-۴)$$

مرحله ۲۲ - در این مرحله دوره بازگشت سرمایه VFD از رابطه زیر محاسبه می‌شود :

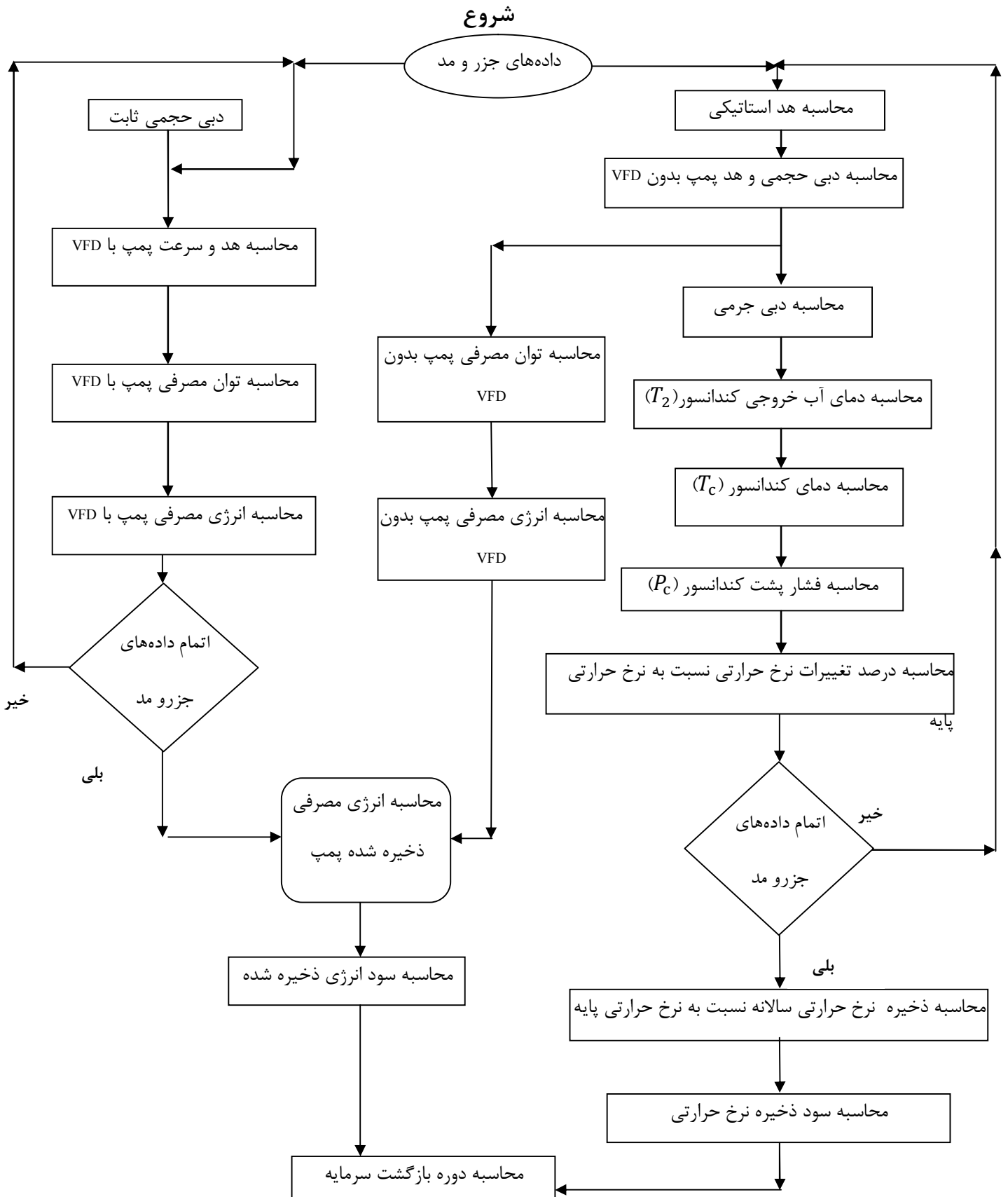
$$P_{by} = C_{VFD} / (P_S - H_R) \quad (۱۱-۴)$$

۴-۳-۲ بلوک دیاگرام مدل پیشنهادی مرجع ۱۹

بلوک دیاگرام مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ در شکل (۱-۴) نشان داده شده است . در این بلوک

دیاگرام مراحل در دو ستون ارائه شده است که یک ستون مربوط به حالتی است که از درایو فرکانس

متغیر (VFD) استفاده نمی‌شود (بدون VFD) و پمپ‌ها با سرعت ثابت در حال کار هستند . یک ستون نیز مربوط به حالتی است که از درایو فرکانس متغیر (VFD) استفاده می‌شود (با VFD) . انرژی مصرفی پمپ‌ها در هر دو حالت بدست می‌آید و سپس میزان ذخیره انرژی مصرفی پمپ‌ها از اختلاف دو حالت با VFD و بدون VFD بدست می‌آید . سود حاصل از این ذخیره انرژی مصرفی محاسبه می‌شود . از سوی دیگر ضرر ناشی از به کار گیری VFD (افزایش نرخ حرارتی) نیز محاسبه گردیده و در انتها برای محاسبه دوره بازگشت سرمایه ، سود و ضرر حاصل از به کار گیری VFD لحاظ می‌گردد .



شکل (۴-۱): بلوک دیاگرام مدل پیشنهادی مرجع ۱۹

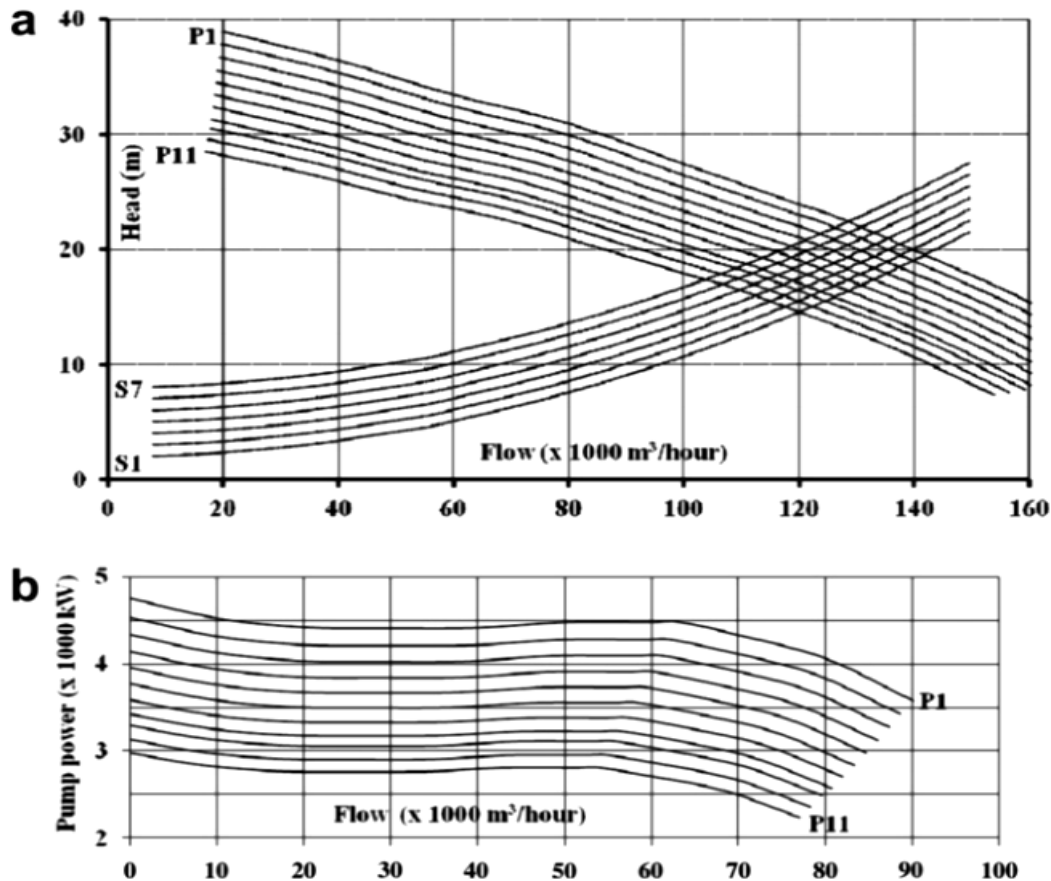
۴-۳-۱-۱ توصیف مراحل مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ و مطالعه موردی

در این بخش هر یک از مراحل مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ به تفصیل شرح داده خواهد شد و نحوه محاسبه پارامترها در هر مرحله بیان می‌شود. در اکثر مراحل برای بدست آوردن پارامترهای مربوطه، رابطه‌ها یا معادلاتی ارائه می‌شود و هر یک از المان‌های آن‌ها توضیح داده خواهد شد. مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ برای یک نیروگاه ساحلی ۸۰۰ مگاواتی ارائه شده است و داده‌های این نیروگاه در این بخش آورده شده است.

مرحله ۱ - در این مرحله منحنی تغییرات جزر و مد سالانه در واحد زمان (ساعت) بدست می‌آید. شکل (۱-۴) نشان دهنده منحنی تغییرات جزر و مد در ۱۰۰۰ ساعت آورده شده است. این شکل تغییرات جزر و مد را برای ۴۲ روز نشان داده است. تغییرات جزر و مد از پایین‌ترین سطح تا بالاترین سطح ۶/۴ متر در نظر گرفته شده است. داده‌های جزر و مد هر ۶ ساعت اندازه گیری شده است یعنی در هر روز ۴ داده به دست می‌آید.

مرحله ۲- در این مرحله منحنی‌های مشخصه پمپ‌های آب خنک کننده (عرضه شده توسط تولید کننده پمپ) ارائه می‌شود. یک نمونه از منحنی‌های مشخصه پمپ‌های آب خنک کننده در شکل ۲-۴ آورده شده است که نشان دهنده منحنی‌های توان مصرفی پمپ بر حسب دبی، هد بر حسب دبی، هد استاتیکی بر حسب دبی در سرعت‌های مختلف (p1 تا p11) و هد های استاتیکی گوناگون (s1 تا s7) است. سرعت‌های p1 تا p11 به ترتیب برابر ۲۷۰، ۲۶۶، ۲۵۸، ۲۵۴، ۲۵۰، ۲۴۶، ۲۴۲، ۲۳۹، ۲۳۵ و ۲۳۱ دور بر دقیقه است و هد های استاتیکی s1 تا s7 به ترتیب برابر ۲/۰۷۴، ۳/۰۷۴، ۴/۰۷۴، ۵/۰۷۴، ۶/۰۷۴، ۷/۰۷۴ و ۸/۰۷۴ متر هستند. این منحنی‌ها برای سرعت‌های مختلف توسط شرکت سازنده پمپ تهیه می‌شود و از دبی صفر تا دبی مجاز در آن لحاظ می‌شود. این امر به خریداران کمک می‌کند تا از به‌کارگیری پمپ در دبی زیاد که باعث وارد شدن بار اضافی به الکتروموتور می‌گردد،

خودداری کنند . این منحنی‌های مشخصه پمپ‌های آب خنک کننده به عنوان ورودی در مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ استفاده می‌شود .



شکل (۴-۲) : منحنی‌های مشخصه پمپ‌های آب خنک کننده (a : هد و هد استاتیکی پمپ b : توان مصرفی پمپ) [۱۹]

مرحله ۳- چون دبی پمپ با تغییرات جزر و مد تغییر می‌کند لذا تغییرات دبی حجمی سالانه پمپ‌های آب خنک کننده در این مرحله بدست می‌آید . به عنوان مثال اگر مد اتفاق بیفتد و ارتفاع آب پشت پمپ افزایش یابد ، چون پمپ با سرعت ثابت کار می‌کند ، هد کل کاهش یافته و دبی افزایش خواهد یافت که این امر در منحنی‌های مشخصه پمپ مشهود است . همچنین اگر جزر اتفاق افتاده و ارتفاع آب پشت پمپ کاهش یابد برای اینکه پمپ در سرعت ثابت عمل کند ، هد کل افزایش یافته و دبی کاهش می‌یابد. لذا باید نقطه به نقطه منحنی جزر و مد را با منحنی مشخصه پمپ مقایسه کرده تا تغییرات دبی سالانه پمپ‌های آب خنک کننده به صورت یک منحنی بدست آید .

مراحل ۱۴-۴ : این مراحل مربوط به حالتی است که VFD وجود ندارد و پمپ‌ها با سرعت ثابت در حال کار هستند .

مرحله ۴- در این مرحله با استفاده از زمان قبلی (t_{old}) و Δt از رابطه (۴-۱) t_{new} به دست می‌آید .
 Δt در واحد زمان به صورت ساعتی در نظر گرفته تا زمان‌های جدید (t_{new}) بدست آیند .

مرحله ۵ - با استفاده از رابطه (۴-۲) باید دبی حجمی بدست آمده از مرحله ۳ را در چگالی حجمی آب دریا ضرب کنیم تا دبی جرمی پمپ‌های آب خنک کننده بدست آید . در این رابطه v بیانگر دبی حجمی بدست آمده از مرحله ۳ است و ρ چگالی آب دریا و m_{iw} دبی جرمی پمپ‌های آب خنک کننده است .

مرحله ۶- در این مرحله دمای آب خروجی از کندانسور (T_2) از معادله (۴-۳) محاسبه می‌گردد . معادله (۴-۳) از نتایج قانون اول ترمودینامیک است ، Q به عنوان بار حرارتی است که در مدل سازی ابتدا ثابت فرض شده و سپس تغییر می‌کند . T_1 دمای آب خنک کننده ورودی به کندانسور (دمای آب دریا) است که ثابت فرض شده است . C_p گرمای ویژه در فشار ثابت است که مقداری ثابت است . برای این که مفهوم گرمای ویژه در فشار ثابت را درک کنیم ناگزیریم که تعریف آن را بیان کنیم .

مقدار حرارت لازم برای گرم کردن یک کیلومول از ماده به ازاء یک درجه سانتی‌گراد افزایش دما را بر حسب Kcal گرمای ویژه (Specific Heat) می‌نامند. در سیستم متریک واحد گرمای ویژه $\text{mol/}^\circ\text{CKcal}$ می‌باشد . اگر عمل گرم کردن در فشار ثابت صورت گیرد، آن را گرمای ویژه در فشار ثابت (C_p) و اگر در حجم ثابت صورت گیرد آن را گرمای ویژه در حجم ثابت (C_v) می‌نامند.

مرحله ۷- در این مرحله با استفاده از دبی جرمی پمپ‌های آب خنک کننده (m_{iw}) و داده‌های کندانسور ، ضریب انتقال حرارت از رابطه (۴-۴) به دست می‌آید [۶] .

در جدول زیر داده‌های کندانسور برای بدست آوردن ضریب انتقال حرارت آورده شده است [۱۹] :

جدول (۴-۱): داده‌های کندانسور و پمپ‌های آب خنک کننده [۱۹]

تعداد پمپ‌های خنک کننده	2×50 درصد
دبی طراحی پمپ‌های خنک کننده	$11551 \frac{m^3}{h}$
سرعت طراحی پمپ‌های خنک کننده	۲۷۰ rpm
بار حرارتی کندانسور در ۸۰۰ مگا وات	۸۹۹.۳۹۷ MW
فشار پشت کندانسور طراحی	۷۵/۳ mbar
نرخ حرارتی مرجع	$1768 \frac{kcal}{kwh}$
فاکتور دسترسی نیروگاه	۰/۹
دمای طراحی آب خنک کننده	۳۰ °C
سطح موثر کندانسور	$35916 m^2$

پارامترهای بکار رفته در رابطه (۴-۴) بدین صورت تعریف می‌شوند:

U_1 ضریب انتقال حرارت تصحیح نشده است که وابسته به قطر لوله و سرعت سیال دارد و مقدار آن برابر $1743/9$ است، F_W فاکتور تصحیح دمای آب ورودی است و برابر $1/0.63$ است، F_M فاکتور تصحیح اندازه و جنس لوله است و برابر $0/95$ بوده و همچنین F_C فاکتور پاکیزگی است که ثابت است و برابر $0/9$ است [۶].

مرحله ۸ - در این مرحله دمای کندانسور (T_C) از معادله (۴-۵) محاسبه می‌گردد.

با استفاده از مقادیر U و T_2 و T_1 و Q که از مراحل قبل بدست آمد و A سطح خنک کننده کندانسور است که در جدول (۴-۱) مقدار آن برابر 35916 مترمربع است، T_C از معکوس معادله (۴-۵) بدست می‌آید.

مرحله ۹ - در این مرحله بدست آوردن فشار پشت کندانسور (p_C) با استفاده از روابط ارائه شده

در زیر آورده شده است [۷]:

$$\frac{p_s}{p^*} = \left[\frac{2C}{-B + (B^2 - 4AC)^{0.5}} \right]^4 \quad (11-4)$$

ضرایب a ، b و c را از روابط زیر بدست آورده و در رابطه بالا قرار می‌دهیم تا فشار پشت کندانسور (p_C)

(بدست آید [۷]:

$$\begin{aligned} a &= \theta^2 + n_1\theta + n_2 \\ b &= n_3\theta^2 + n_4\theta + n_5 \\ c &= n_6\theta^2 + n_7\theta + n_8 \end{aligned} \quad (12-4)$$

ضریب θ را در روابط بالا از رابطه زیر بدست می‌آید [۷]:

$$\theta = \frac{T_C}{T^*} + \frac{n_9}{\frac{T_C}{T^*} - n_{10}} \quad (13-4)$$

ضرایب n_1 تا n_{10} در معادلات بالا از مرجع ۸ این‌گونه استخراج می‌گردند [۷]:

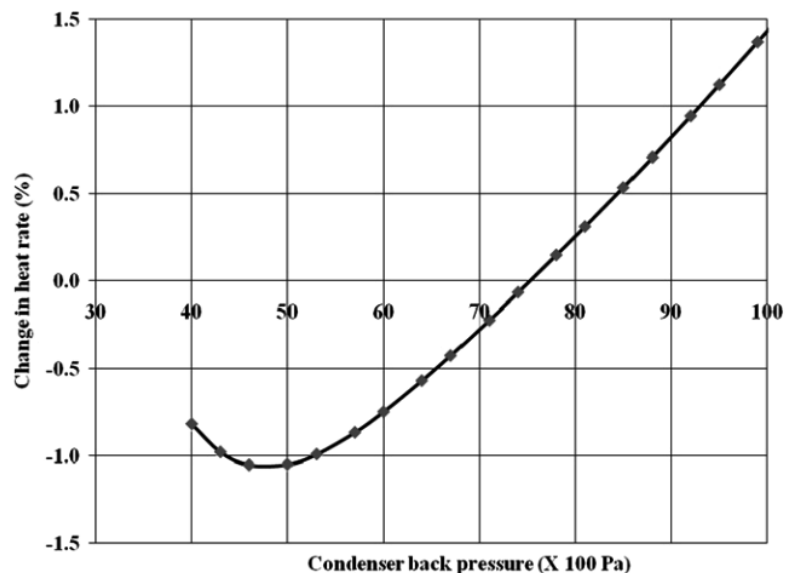
جدول (۴-۲): ضرایب n_1 تا n_{10} [۷]

i	n_i	i	n_i
1	$0.116\ 705\ 214\ 527\ 67 \times 10^4$	6	$0.149\ 151\ 086\ 135\ 30 \times 10^2$
2	$-0.724\ 213\ 167\ 032\ 06 \times 10^6$	7	$-0.482\ 326\ 573\ 615\ 91 \times 10^4$
3	$-0.170\ 738\ 469\ 400\ 92 \times 10^2$	8	$0.405\ 113\ 405\ 420\ 57 \times 10^6$
4	$0.120\ 208\ 247\ 024\ 70 \times 10^5$	9	$-0.238\ 555\ 575\ 678\ 49$
5	$-0.323\ 255\ 503\ 223\ 33 \times 10^7$	10	$0.650\ 175\ 348\ 447\ 98 \times 10^3$

مقادیر p^* و T^* به ترتیب برابر 1^{mpa} و 1^k در نظر گرفته می‌شود. θ پارامتر دما است که از رابطه بالا

بدست می‌آید.

مرحله ۱۰ - در این مرحله منحنی مناسب برای فشار پشت کندانسور بر حسب تغییرات نرخ حرارتی سیکل توربین که توسط سازنده توربین ارائه می‌شود و در شکل (۳-۴) بدین صورت آورده شده است :



شکل (۳-۴) : منحنی فشار پشت کندانسور بر حسب درصد تغییرات نرخ حرارتی [۱۹]

در این منحنی فشار پشت کندانسور بر حسب درصد تغییرات نرخ حرارتی سیکل توربین آورده شده است .

مرحله ۱۱- در این مرحله درصد تغییرات نرخ حرارتی در هر ساعت (ΔH_{W0}) با استفاده از نتایج مراحل ۹ و ۱۰ این پارامتر بدست می‌آید . باید مقدار p_C بدست آمده از مرحله ۹ را منحنی شکل (۴-۳) قرار داده و درصد تغییرات نرخ حرارتی معادل را از روی منحنی بدست آورده و سپس مقدار بدست آمده را در نرخ حرارتی پایه که در جدول (۴-۱) داده شده است (۱۷۶۸ کیلو کالری بر کیلو وات ساعت) ضرب کرده تا درصد تغییرات نرخ حرارتی در هر ساعت (ΔH_{W0}) بدست آید .

مرحله ۱۲- در این مرحله توان مصرفی پمپ در حالت بدون VFD (P_{W0}) با استفاده از مقدار دبی که از مرحله ۳ بدست می‌آید و سرعت ثابت $P_1 = 270 \text{ rpm}$ از شکل (۴-۲) توان مصرفی پمپ (P_{W0}) را بدست آورد .

مرحله ۱۳- در این مرحله تکرار مراحل تا رسیدن به داده‌های نهایی جزر و مد انجام می‌پذیرد .
 مرحله ۱۴- در این مرحله محاسبه میزان ذخیره نرخ حرارتی سالانه (H_{WO}) و انرژی مصرفی پمپ‌ها (E_{WO}) با استفاده از روابط (۴-۶) و (۴-۷) بدست می‌آیند. در این روابط T_U کل ساعاتی که نیروگاه در یک سال کار می‌کند (با در نظر گرفتن فاکتور در دسترس بودن ($A_f = 0/9$)) را از $T_U = 365 \times 24 \times 0/9$ بدست می‌آید . با استفاده از نتیجه مرحله ۱۱ و T_U ، میزان نرخ حرارتی سالانه (H_{WO}) از رابطه (۴-۶) بدست می‌آید.

مراحل ۱۹- ۱۵ : این مراحل مربوط به حالتی است که دبی پمپ با استفاده از VFD کنترل می‌شود. با به‌کارگیری پمپ در سرعت‌های مختلف ، دبی آب خنک کننده در یک مقدار ثابت حفظ می‌شود و اختلاف دمای آب ورودی و خروجی به کندانسور (Δt) مقداری ثابت خواهد شد .
 مرحله ۱۵- در این مرحله دبی پمپ در مقدار ثابت دبی طراحی در نظر گرفته می‌شود . در مثال موردی این مقدار برابر ۱۱۵۵۱۰ مترمکعب در ساعت است .

مرحله ۱۶- در این مرحله توان مصرفی پمپ با VFD (P_W) بدست می‌آید . ابتدا با داده‌های جدول (۴-۱) (دبی ۱۱۵۵۱۰ مترمکعب در ساعت و سرعت ۲۷۰ دور در دقیقه) ، هد پمپ را بدست آورده و سپس با این هد بدست آمده و دبی مرحله ۱۵، از روی منحنی مشخصه پمپ ، سرعت را بدست آورده و سپس در این سرعت بدست آمده و دبی مرحله ۱۵ ، توان مصرفی پمپ (P_W) را از شکل (۴-۲) ، b ، منحنی توان مصرفی پمپ بدست می‌آید .

مرحله ۱۷- در این مرحله با استفاده از توان مصرفی بدست آمده از مرحله ۱۶ مصرف انرژی در فاصله زمانی Δt در حالتی که از VFD استفاده می‌شود ، از رابطه (۴-۸) حاصل می‌گردد .

مرحله ۱۸- در این مرحله مانند مرحله ۴ تا رسیدن به داده‌های نهایی جزر و مد مراحل تکرار می‌گردند .

مرحله ۱۹- در این مرحله انرژی ذخیره شده مصرفی پمپها با VFD ، از تفاوت انرژی مصرفی پمپها با VFD و انرژی مصرفی پمپها بدون VFD محاسبه می‌گردد .

مراحل ۲۰-۲۲- این مراحل مربوط به دوره بازگشت سرمایه VFD است .

مرحله ۲۰- در این مرحله محاسبه سودی که از ذخیره انرژی در حالت استفاده از VFD بدست می‌آید از رابطه (۴ - ۹) حاصل می‌شود . در این رابطه E_{WO} و E_W و اختلاف آنها در مراحل قبلی بدست آمده ، پارامتر U_C هزینه هر kWh انرژی مصرفی است که در مثال موردی $0.0264us\$/kwh$ درجدول (۴ - ۱) داده شده است .

مرحله ۲۱- در این مرحله ضرری که از افزایش نرخ حرارتی در حالت استفاده از VFD در هر سال بدست می‌آید ، از رابطه (۴ - ۱۰) بدست می‌آید . پارامتر H_{ref} در رابطه (۴ - ۱۰) فاکتور ارزیابی نرخ حرارتی (با در نظر گرفتن فاکتور در دسترس بودن) است که در مثال موردی $77360 us\$$ برای هر $kcal/kwh$ درجدول (۴ - ۱) داده شده است .

مرحله ۲۲- در این مرحله دوره بازگشت از رابطه (۴ - ۱۱) محاسبه می‌شود .

در رابطه (۴ - ۱۱) پارامترهای P_S و H_R از مراحل قبلی بدست می‌آیند و C_{VFD} هزینه سرمایه گذاری هر واحد VFD است . دوره بازگشت سرمایه (P_{by}) در واحد سال بیان می‌شود و تعداد سالی است که طول می‌کشد تا سرمایه برگردد .

۴-۴ خلاصه

در این فصل مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ در ۲۲ مرحله بیان شد که از مراحل ۴ تا ۱۴ مربوط به حالت ، بدون درایو فرکانس متغیر (بدون VFD) و مراحل ۱۵ تا ۱۹ مربوط به حالت با درایو فرکانس متغیر (با VFD) است و مراحل ۲۰ تا ۲۲ مربوط به دوره بازگشت سرمایه است. مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ برای یک نیروگاه ساحلی ۸۰۰ مگاواتی ارائه شده است و داده‌های این نیروگاه در این فصل آورده شده است.

فصل پنجم

شبیه سازی و ارائه نتایج

۵-۱ مقدمه

در این فصل نتایج شبیه سازی مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ بر روی یک نیروگاه ساحلی ۸۰۰ مگاواتی آورده شده است. برای سناریوهای گوناگون بررسی می‌شود و نتایج هر یک ارائه خواهد شد. در شبیه سازی انجام شده، بار حرارتی (Q) ابتدا ثابت فرض شده و سپس تغییر می‌کند (منحنی LDC). نتایج هر مرحله به صورت جدا آورده خواهد شد. در ابتدا شبیه سازی را فرض بار حرارتی (Q) ثابت انجام می‌دهیم.

۵-۲ شبیه سازی مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ با فرض بار حرارتی (Q) ثابت

در این بخش ابتدا تمام منحنی‌ها (شکل‌های ۴-۱ و ۴-۲ و ۴-۳) مدل شده و سپس از آن‌ها در شبیه سازی استفاده خواهد شد. مقادیر پارامترهای ثابت به کار رفته در شبیه سازی به شرح ذیل می‌باشند:

مقدار گرمای ویژه آب (c_p) برابر 4180 J/kg.k است و مقدار چگالی حجمی آب دریا (ρ_v) برابر $1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ است.

۵-۲-۱ نتایج مراحل مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ با فرض بار حرارتی (Q) ثابت

در این بخش با فرض بار حرارتی ثابت ($899/397$ مگا وات) که از جدول (۴-۱) استخراج شده است، نتایج هر مرحله آورده خواهد شد. در ابتدا نتایج مربوط به مراحل ۴ تا ۱۴ که مربوط به حالت بدون VFD است، در جدول زیر آورده شده است:

جدول (۵ - ۱) : نتایج مربوط به حالت بدون VFD در حالت Q ثابت

توان مصرفی پمپ (kw)	تغییرات نرخ حرارتی (%)	فشار پشت کندانسور (p)	دمای کندانسور (c)	هد پمپ (m)	دبی پمپ $(\frac{m^3}{h})$	سطح آب (m)
4323.95	-0.280	69.80	35.65	19	142005	2.97
4344.34	-0.259	70.23	35.75	20	139445	1.7
4405.85	-0.189	71.63	36.07	21	131767	-0.84
4426.33	-0.164	72.13	36.19	22	129208	-2.12
44.0585	-0.189	71.63	36.07	21	131767	-1.04
4364.90	-0.237	70.67	35.85	20	136886	1.1
4344.43	-0.259	70.23	35.75	20	139445	2.17
4364.90	-0.237	70.67	35.85	20	136886	0.9
4426.33	-0.164	72.13	36.19	22	129208	-1.64
4446.80	-0.137	72.66	36.31	22	126649	-2.92
4405.85	-0.189	71.63	36.07	21	131767	-1.44
4344.43	-0.259	70.23	35.75	20	139445	1.5
4323.95	-0.280	69.80	35.65	20	142005	2.97

نتیجه مرحله ۱۴ :

در این مرحله ذخیره نرخ حرارتی سالانه نسبت به نرخ حرارتی پایه (H_{w0}) در یک ساعت و انرژی

مصرفی پمپها (E_{w0}) به قرار زیر بدست می آیند :

$$H_{w0} = 3.46 \text{ kcal/kwh}$$

$$E_{w0} = 215913$$

نتایج مرحله ۱۶ و ۱۷ : نتایج این مراحل که مربوط به حالت با VFD است ، در جدول زیر آورده

شده است :

جدول (۵ - ۲) : نتایج مربوط به حالت با VFD در حالت Q ثابت

توان مصرفی پمپ (kw)	سرعت پمپ (rpm)	هد پمپ (m)	سطح آب (m)
2268.90	219	13.64	2.97
2490.76	223	14.61	1.7
3156.34	235	17.52	-0.84
3378.20	239	18.49	-2.12
3156.34	235	17.52	-1.04
2712.62	227	15.58	1.1
2490.76	223	14.61	2.17
2712.62	227	15.58	0.9
3156.34	235	17.52	-1.64
3600.06	242	19.46	-2.92
3156.34	235	17.52	-1.44
2490.76	223	14.61	1.5
2268.90	219	13.64	2.97

نتیجه مرحله ۱۷

مقدار انرژی مصرفی پمپها در حالت با VFD (E_w) در طول یک سال برابر با ۱۴۲۴۳۱ kwh بدست می آید.

نتیجه مرحله ۱۹

مقدار انرژی ذخیره شده پمپها در حالت با VFD در طول یک سال ۲۴۱۳۸۸۵۰ kwh بدست می آید .

نتیجه مرحله ۲۰

مقدار سود ناشی از به کار گیری VFD در طول یک سال، برابر با ۶۳۷۲۶۵ دلار بدست می آید .

نتیجه مرحله ۲۱

میزان پولی که از افزایش نرخ حرارتی (heat rate) در حالت استفاده از VFD در هر سال از بین می‌رود برابر با ۲۹۷۶۰۷ دلار بدست می‌آید .

نتیجه مرحله ۲۲

میزان دوره بازگشت سرمایه ۵/۲ سال بدست می‌آید .

۵-۳ شبیه سازی مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ با فرض بار حرارتی متغیر

در مرجع ۱۹ بار حرارتی در طول سال ثابت فرض شده و مدل پیشنهادی بر این اساس شبیه سازی شده است ولی در عمل این فرض به واقعیت نزدیک نیست. لذا در این پروژه بار حرارتی را متغیر فرض کرده و مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ را بر اساس این فرض شبیه سازی می‌کنیم . در این بخش ابتدا تمام منحنی‌ها (شکل‌های ۴-۱ و ۴-۲ و ۴-۳) مدل شده و سپس از آن‌ها در شبیه سازی استفاده خواهد شد . بار حرارتی متغیر در واحد زمان (در طول یک سال) ، به صورت منحنی LDC شبیه سازی می‌شود که در اینجا مقادیر ۰ ، ۶۰۰ ، ۷۰۰ ، ۸۰۰ ، ۹۰۰ و ۱۱۰۰ مگا وات برای آن فرض شده است. مقادیر پارامترهای ثابت به کار رفته در شبیه سازی به شرح ذیل می‌باشند : مقدار گرمای ویژه آب (Cp) برابر 4180 J/kg.k است و مقدار چگالی حجمی آب دریا (ρ_v) برابر $1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ است .

۵-۳-۱ نتایج مراحل مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ با فرض بار حرارتی (Q) متغیر

نتایج مراحل ۴-۱۴

در این بخش با فرض بار حرارتی متغیر در طول یک سال، نتایج هر مرحله آورده خواهد شد . در نتایج حاصله مشاهده می‌گردد که المان‌های سطح آب ، دبی آب ، هد پمپ ، توان مصرفی پمپ نسبت به حالت قبل (بار حرارتی ثابت) تغییری نداشته‌اند که در جدول زیر آورده شده‌اند :

جدول (۵ - ۳) : نتایج مربوط به حالت بدون VFD در حالت Q متغیر

توان مصرفی پمپ (kw)	هد پمپ (m)	دبی پمپ $\left(\frac{m^3}{h}\right)$	سطح آب (m)
4323.95	19	142005	2.97
4344.34	20	139445	1.7
4405.85	21	131767	-0.84
4426.33	22	129208	-2.12
44.0585	21	131767	-1.04
4364.90	20	136886	1.1
4344.43	20	139445	2.17
4364.90	20	136886	0.9
4426.33	22	129208	-1.64
4446.80	22	126649	-2.92
4405.85	21	131767	-1.44
4344.43	20	139445	1.5
4323.95	20	142005	2.97

اما نتایج مراحل دیگر در این حالت با حالت قبل (بار حرارتی ثابت) تفاوت دارند که در ادامه آورده شده است .

همان طور که در جدول (۵ - ۴) مشاهده می شود چون بار حرارتی در طول یک سال متغیر است (۱۱۰۰-۹۰۰-۸۰۰-۷۰۰-۶۰۰-۰ مگا وات) ، لذا هنگام بدست آوردن دمای کندانسور (T_c) ، مقادیر متغیری برای دمای کندانسور بدست می آید . در طول سال در روزهایی که بار حرارتی تغییر می کند ، دمای کندانسور نیز تغییر خواهد کرد و در در روزهایی که بار حرارتی تغییر نمی کند ، دمای کندانسور نیز تغییر نخواهد کرد و ثابت خواهد بود .

جدول (۵ - ۴) : نتایج مربوط به حالت با VFD در حالت Q متغیر

Q (MW)	T_c	P_c	ΔH_{wo}	H_{wo}	E_{wo}
1100	36.87	75.14	-0.013	2.6	215913
	~ 37.68	~ 78.87	~ -0.173		
900	35.65	69.82	-0.136	1.09	215913
	~ 36.19	~ 72.68	~ -0.279		
800	35.04	67.27	-0.306	0.34	215913
	~ 35.63	~ 69.74	~ - 0.407		
700	34.43	64.80	-0.426	0.38	215913
	~ 34.95	~ 66.89	~ - 0.530		
600	33.8	62.41	-0.563	1.09	215913
	~ 34.27	~ 64.14	~ 0.650-		
0	30.18	49.49	-1.29	- 4.88	215913

همانطور که در جدول (۵ - ۴) مشاهده می‌شود دمای کندانسور (T_c) با بار حرارتی (Q) رابطه مستقیم دارد .

همچنین با توجه به این که بار حرارتی در طول یک سال متغیر است لذا هنگام بدست آوردن فشار پشت کندانسور (P_c) نیز ، نیز مقادیر متغیری برای فشار پشت کندانسور بدست می‌آید . در روزهایی که بار حرارتی تغییر می‌کند ، فشار پشت کندانسور نیز تغییر خواهد کرد و با بار حرارتی رابطه مستقیم دارد .

درصد تغییرات نرخ حرارتی نیز مانند فشار پشت کندانسور (P_c) و دمای کندانسور (T_c) با تغییر بار حرارتی ، تغییر خواهد کرد . در طول سال روزهایی که بار حرارتی تغییر می‌کند ، درصد تغییرات نرخ حرارتی نیز تغییر خواهد کرد و در در روزهایی که بار حرارتی تغییر نمی‌کند ، درصد تغییرات نرخ

حرارتی نیز تغییر نخواهد کرد و ثابت خواهد بود . درصد تغییرات نرخ حرارتی با بار حرارتی رابطه مستقیم دارد . یعنی با کاهش بار حرارتی ، درصد تغییرات نرخ حرارتی کاهش می یابد و بالعکس . همچنین ذخیره نرخ حرارتی سالانه نسبت به نرخ حرارتی پایه (H_{w0}) با بار حرارتی رابطه مستقیم دارد یعنی با کاهش بار حرارتی ، (H_{w0}) کاهش می یابد و بالعکس . همان طور که مشاهده می شود در انرژی مصرفی پمپ در این حالت نسبت به حالت بار حرارتی ثابت ، تغییری ایجاد نشده است . اما در ذخیره نرخ حرارتی سالانه نسبت به نرخ حرارتی پایه (H_{w0}) ، نسبت به حالت بار حرارتی ثابت ، تغییر ایجاد شده است .

نتایج مراحل ۱۶ و ۱۷

در نتایج حاصله مشاهده می گردد که پارامترهای سطح آب ، هد پمپ ، سرعت پمپ و توان مصرفی پمپ نسبت به حالت قبل (بار حرارتی ثابت) تغییری نداشته اند که در جدول زیر آورده شده اند :

جدول (۵ - ۵) : نتایج مربوط به حالت با VFD در حالت Q متغیر

توان مصرفی پمپ (kw)	سرعت پمپ (rpm)	هد پمپ (m)	سطح آب (m)
2268.90	219	13.64	2.97
2490.76	223	14.61	1.7
3156.34	235	17.52	-0.84
3378.20	239	18.49	-2.12
3156.34	235	17.52	-1.04
2712.62	227	15.58	1.1
2490.76	223	14.61	2.17
2712.62	227	15.58	0.9
3156.34	235	17.52	-1.64
3600.06	242	19.46	-2.92
3156.34	235	17.52	-1.44
2490.76	223	14.61	1.5
2268.90	219	13.64	2.97

نتیجه مرحله ۱۷

مقدار انرژی مصرفی پمپها در حالت با VFD (E_w) برابر با ۱۴۲۴۳۱ kwh بدست می آید

نتیجه مرحله ۱۹

مقدار انرژی ذخیره شده پمپها در حالت با VFD در سال ۲۴۱۳۸۸۵۰ kwh بدست می آید .

نتیجه مرحله ۲۰

مقدار سود ناشی از به کار گیری VFD ، برابر با ۶۳۷۲۶۵ دلار بدست می آید .

نتیجه مراحل ۲۱ و ۲۲

بعضی پارامترها در این حالت (بار حرارتی متغیر) با حالت قبل (بار حرارتی ثابت) ، تفاوت دارند که

یکی از این پارامترها میزان پولی است که از افزایش نرخ حرارتی (heat rate) در حالت استفاده از VFD

در هر سال از بین می‌رود (H_R) یا به عبارت دیگر ضرری که از استفاده از VFD متحمل می‌شویم . در جدول زیر مقادیر H_R به ازی تغییرات بار حرارتی آورده شده است :

جدول (۵ - ۶) : مقادیر H_R در حالت Q متغیر

Q (MW)	H_R	P_{by}
1100	230210	4.3
900	94334	3.2
800	29566	2.9
700	- 33165	2.6
600	- 93910	2.4
0	- 4195	1.6

مشاهده می‌شود که با کاهش بار حرارتی ، ضرری که از استفاده از VFD متحمل می‌شویم (H_R) نیز کاهش می‌یابد و بالعکس .به عبارت دیگر H_R با بار حرارتی رابطه مستقیم دارد . میزان دوره بازگشت سرمایه (P_{by}) در حالت بار حرارتی ثابت ، ثابت است (۵/۲ سال) ولی در حالت بار حرارتی متغیر همانطور که در جدول (۵ - ۶) مشاهده می‌شود میزان دوره بازگشت سرمایه (P_{by}) ، متغیر است . دوره بازگشت سرمایه (P_{by}) با بار حرارتی رابطه مستقیم دارد یعنی با کاهش بار حرارتی ، میزان دوره بازگشت سرمایه (P_{by}) کاهش می‌یابد و بالعکس . بعد از گرفتن میانگین از مقادیر دوره بازگشت سرمایه (P_{by}) ، مقدار بدست آمده برای دوره بازگشت سرمایه (P_{by}) ، برابر با ۲/۶ سال بدست می‌آید . یعنی بعد از ۲/۶ سال سرمایه گذاری که برای خرید درایوهای فرکانس متغیر انجام گرفته ، باز می‌گردد .

۵-۳-۲ مقایسه نتایج بدست آمده بین حالت بدون VFD و با VFD

در جدول زیر بین دو حالت بدون VFD و با VFD مقایسه‌ای صورت گرفته است که به قرار زیر است.

جدول (۵ - ۷) : مقایسه نتایج بدست آمده بین حالت بدون VFD و با VFD

	بدون VFD	با VFD
تغییرات دبی	$126649 - 142005 \text{ m}^3/h$	$115510 \text{ m}^3/h$
دمای کندانسور	$35.65 - 36.31 \text{ }^\circ\text{C}$	$37 \text{ }^\circ\text{C}$ (ثابت)
تغییرات نرخ حرارتی	$0.128 \% - 0.280 \%$	$1768 \text{ kcal}/\text{kwh}$
سرعت پمپ	270 rpm	219 - 242 rpm
توان مصرفی پمپ	$4323.9 - 4446.8 \text{ kw per pump}$	$2268.9 - 3600 \text{ kw per pump}$

همان‌طور که در جدول (۵ - ۷) مشاهده می‌گردد دبی در حالت بدون VFD متغیر است ولی در حالت با VFD در مقدار دبی طراحی ، ثابت است . دمای کندانسور در حالت بدون VFD متغیر است ولی در حالت با VFD ، ثابت است . همچنین تغییرات نرخ حرارتی در حالت بدون VFD متغیر است ولی در حالت با VFD در مقدار نرخ حرارتی پایه ، ثابت است . سرعت پمپ در حالت بدون VFD ثابت است ولی در حالت با VFD متغیر است . توان مصرفی در حالت با VFD ، تقریباً نصف حالت بدون VFD است و این یک مزیت عمده محسوب می‌شود .

۴-۵ خلاصه

در این فصل شبیه سازی مدل به کار گیری درایو فرکانس متغیر در سیستم خنک کننده یک بار گذر نیروگاه در دو حالت بار حرارتی ثابت و متغیر انجام شد و نتایج آن ارائه گردید . یکی از مزایای مهم به کار گیری درایو فرکانس متغیر این است که توان مصرفی در این حالت ، تقریباً نصف حالت بدون درایو است ولی عیب آن ضرری است که از افزایش نرخ حرارتی متحمل می شویم .

در بررسی نتایج شبیه سازی مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ در دو حالت بار حرارتی ثابت و متغیر دریافتیم که پارامترهای سطح آب ، دبی آب ، هد پمپ ، توان مصرفی پمپ در هر دو حالت ثابت هستند و بعضی پارامترها در حالت بار حرارتی متغیر با حالت بار حرارتی ثابت ، تفاوت دارند که یکی از این پارامترها میزان پولی است که از افزایش نرخ حرارتی (heat rate) در حالت استفاده از VFD در هر سال از بین می رود (H_R) یا به عبارت دیگر ضرری که از استفاده از VFD متحمل می شویم . میانگین دوره بازگشت سرمایه در حالت بار حرارتی متغیر نسبت به حالت بار حرارتی ثابت کمتر است و این یک مزیت محسوب می گردد .

فصل ششم

نتیجه گیری و

پیشنهادات

۱-۶ نتیجه گیری

در این پایان نامه یک مدل تئوری برای بهینه سازی کندانسور به وسیله به کار گیری درایور فرکانس متغیر (VFD) در سیستم خنک کننده یک بار گذر نیروگاه ، ارائه شد و سپس این مدل در یک نیروگاه ساحلی در دو حالت (بار حرارتی ثابت و متغیر) شبیه سازی شد و به اثبات رسید . توسط درایو فرکانس متغیر (VFD) می توان سرعت پمپ های آب خنک کننده (CWP) را با حفظ دبی طراحی ، کنترل کرد .

نتایج شبیه سازی نشان داد که توان مصرفی پمپ های آب خنک کننده (CWP) ، در حالتی که از درایو فرکانس متغیر برای کنترل سرعت آن ها استفاده می شود ، تقریباً نصف حالتی است که از درایو استفاده نمی گردد . ولی عیب به کار گیری درایور فرکانس متغیر (VFD) ، ضرری است که در نتیجه افزایش نرخ حرارتی متحمل می شویم . مدل ارائه شده به درستی می تواند امکان به کار گیری درایور فرکانس متغیر (VFD) را در پمپ های آب خنک کننده (CWP) نیروگاه ، مورد ارزیابی قرار دهد .

در شبیه سازی انجام شده ، ابتدا بار حرارتی (Q) ثابت فرض شده و سپس آن را متغیر (منحنی LDC) فرض کردیم . نتایج نشان داد که پارامترهای سطح آب ، دبی آب ، هد پمپ ، توان مصرفی پمپ و انرژی مصرفی در هر دو حالت یکسان هستند ولی میانگین دوره بازگشت سرمایه در حالت بار حرارتی متغیر نسبت به حالت بار حرارتی ثابت کمتر است و این یک مزیت محسوب می گردد .

۲-۶ پیشنهادات

با توجه به بررسی های صورت گرفته چهار پیشنهاد زیر برای استفاده در کارهای آینده ارائه شده است :

۱. مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ را می توان بر اساس داده های جزر و مد سالانه ارائه داد که تغییرات بیشتری را در سطح آب به خاطر تغییر فصول شاهد خواهیم بود .

۲. می‌توان در کارهای آینده تأثیر انرژی مصرفی پمپ‌ها را با نرخ حرارتی (heat rate) مورد بررسی قرار گیرد .

۳. بازده پمپ و الکتروموتور را نیز می‌توان در مدل پیشنهادی مرجع ۱۹ در نظر گرفت که در مدل ارائه شده در این پایان نامه در نظر گرفته نشده است .

۴. همچنین می‌توان تغییرات ناچیز ضریب انتقال حرارت را نیز بررسی کرد .

- [1] I. Nedelkovski, I. Vilos, T. Geramitcioski,(2005) “ Method for optimal control of power plant cooling system” Proc.World. Acad. Sci. Eng. Tech.Vol 5.
- [2] S. Wang, J. Burnett, (2001) “Outline adaptive control for optimizing variable speed pumps of indirect water-cooled chilling systems”, Applied Thermal Engineering, **Vol 21**.
- [3] Irvine, G.; Gibson, I.H.,(2000)“The use of variable frequency drives as a final control element in the petroleum industry” Industry Applications Conference. Conference Record of the IEEE , **vol.4, no., pp.2749,2758**.
- [4] Swamy, M.M.; Kume, T.J.; Yukihiro, Y.; Shuichi Fujii; Sawamura, M.(2004) “A novel stopping method for induction motors operating from variable frequency drives”Power Electronics, IEEE Transactions on , **vol.19, no.4, pp.1100,1107**.
- [5] David E. Rice, , (2002) “ A Suggested Energy - Saving Evaluation Method for AC Adjustable Speed Drive Application ”, **IEEE TIA , Vol. 24 , No. 6 .**
- [6] Heat Exchange Institute, (2006) “**Standards for Steam Surface Condensers**” tenth
- [7] W. Wagner, H.-J. Kretzschmar, , (2008) “International Steam Tables Properties of Water and Steam” Based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97.,.
- [8] Europump and Hydraulic Institute, (2004) “ Variable Speed Pumping -A Guide to Successful Applications”, Elsevier Oxford, UK,
- [9] D. Gouterman, A. Wurzbacher, (2006) “New solutions for variable speed pump mps ”, World Pumps, Issue 478,.
- [10] J. Everhart, K. Sanchez (2004) “Sensing significant savings with VFD systems”, World Pump, Issue 450,.
- [11] Peroutka, Z. ; Molnar, J. ; Michalik, J. (2011) . “ Sophisticated Software for Design and Optimization of Variable Speed Drives for High-Power Pumps: Hydrodynamic coupling versus Frequency Converter Martin Sirovy”, Byrtus University of West Bohemia in Pilsen, Pilsen, Czech Republic
- [12] M. Pemberton, (2005) “Variable speed pumping eMyths and legends”, World Pumps, Issue 460,

- [13] J.A. Oliver; H.W.Weiss ; R.K.Mc Cluskey ; M.J. Samotyj(1992)“Adjustable – Speed Drive Retrofit for ORMOND BEACH FD Fans” ; IEEE, Trans. on Energy Conversion; Vol, 7 , No. 3 ,
- [14] Robert A. Hanna , Jack Luscombe;(1993) “Survey of Users' Experience with Adjustable Speed Drives Rated 500 HP and above” Petroleum and Chemical Industry Conference P271 - 277
- [15] Jefry Ipser, (1988) “ The Application of Adjustable – Frequency Controllers to Forced – Draft Fans for Improved Reliability and Energy Savings”, IEEE Transactions on Industry Applications, Vol.24, No.4,
- [16] Barry M.Wood, John H.Dulas, William T. Oberle, Franz Steuri ; (1993) “ Application of a 1500 HP, 6000 r/min Adjustable Speed Drive in a Petrochemical Facility” ; Material IEEE; Paper No. PCIC-94-31.
- [17] R.A. Dent, Z. Dacic; (1994)“Adjustble Speed Drives Improve Circulating Water System”; IEEE Trans. On Enrgy Conversion; Vol.9; No.3; Sep.
- [18] WWW.epri.com , Project title: "Adjustable Speed Drive Motors for Fan and Pump Applications ", Project code No. 40278
- [19] R. Harish*, E.E. Subhramanyan, R. Madhavan, S. Vidyanand(2010),“Theoretical model for evaluation of variable frequency drive for cooling water pumps in sea water based once through condenser cooling water systems”; Applied Thermal Engineering
- [20] Richard E. Sonntag, Claus Borgnakke,Gordon J. Van Wylen(1998), “ **Fundamentals of Thermodynamics** ”, 6 th edition
- [21] Anozie, A.N. (2011) “The search for optimum condenser cooling water flow rate in a thermal power plant ”; Elsevier, Applied Thermal Engineering Volume 31 (17) Dec 1,
- [22] Li Chunwang, Tian Peizhe ; (2010) “Energy Saving Control Method Research of Modular Water Chillers Group Operation and Pump Variable-Frequency Control Based on Dynamic Air Conditioning Load Requirements Analysis ”; Internation al Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic En gineering (CMCE)

Abstract

Cooling water pumps (CWP) in the power plant usually work at the constant speed and pump cold water into the condenser. In the cooling section of power plant, seawater is used as a fluid for cooling. In this system, seawater is pumped into the condenser and then hot water returns to the sea. Due to the tidal sea level, the amount of pumped water will change. Hence, these variations will effect on the condenser pressure and also Heat rate of the turbine cycle. The cycle efficiency is affected by Heat rate; therefore, the turbine cycle efficiency will be change. By using a variable frequency drive (VFD) in order to maintain the flow rate of the cooling water pumps, the pump power consumption will be reduce (compared with the pumps working at the constant speed) .

In this thesis, a theoretical method is presented to optimize the condenser consumption by using the variable frequency drive (VFD) in the power plant cooling section. By utilizing the VFD, we can control the speed of the CWP.

Close scrutiny of the results reveals that the amount of the power consumption of the CWP, in the case of using variable frequency drives to control their speed, is approximately half of that without using drive. However, using the variable frequency drive (VFD) will increase the heat rate. The proposed method can evaluate the possibility of using the VFD in the CWP.

In the simulation section, we assumed that the heat load (Q) is constant at first. Then, we consider it as a variable (LDC curve)

Keywords:

cooling water pump - variable frequency drive - Power plant - Tidal variation



Shahrood University of Technology

Faculty of Electrical & Robotics Engineering

**Modeling and Evaluation of Variable Frequency Drives
(VFD) for cooling water pumps (CWP) system in a power plant
condenser cooling water**

Mohsen Heydari

Supervisor:

Doctor mohsen asili

Advisor:

Doctor Syed Majid Hashemian

September 2013