http://mechanics.journals.modares.ac.ir

مجله علمی پژوهشی
مهندسی مکانیک مدرس
دوره ۱۲ شماره ۴ آبان ۱۳۹۱ ص‌ص ۱۲۰-۱۳۲

تاریخچه مقاله:
دریافت ۹۱/۱/۲۲
پذیرش ۹۱/۳/۳۰
ارائه در سایت ۹۱/۶/۳۰

بهینه‌سازی دوهدفه تولید گرمایش از تلفات نیروگاه‌های سیکل ترکیبی

هادی جعفری[۱]، علی بهبهانی نیا[۲*]، امین انگارنویس[۳]

۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
۲- استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
۳- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
* تهران، صندوق پستی ۱۹۹۹-۱۹۳۹۵، Alibehbahaninia@kntu.ac.ir

چکیده- در یک نیروگاه سیکل ترکیبی که فقط با هدف تولید توان ساخته می‌شود، بیش از نیمی از انرژی ورودی تلف می‌گردد. این مقدار اتلاف انرژی می‌تواند از طریق سیستم‌های چندمحصولی به‌کار گرفته شود. در این پژوهش، نقاط دارای پتانسیل بازیافت حرارت در یک نیروگاه سیکل ترکیبی سه‌فشاره مورد بررسی قرار گرفت و مقدار حرارت اتلافی قابل بازیافت تعیین گردید. در گام بعدی، به منظور استفاده از پتانسیل‌های حرارتی، تغییراتی در سیکل داده شد. پس از انجام مدلسازی، سیستم ترکیبی مورد ارزیابی ترمودینامیکی و اگزرژتیکی قرار گرفت و سپس با استفاده از روش TRR و تحلیل ترمواکونومیک قیمت محصولات تولیدی مشخص گردید. در انتها، با استفاده از یک الگوی جدید، یک تابع دوهدفه- که شامل هزینه توان و حرارت تولیدی می‌باشد- برای سیستم مورد نظر تعریف گردیده و پس از بهینه‌سازی به‌وسیله روش الگوریتم ژنتیک، نتایج حاصل در یک نمودار پرتو نمایش داده شده است. نمودار پرتوی حاصل این امکان را فراهم خواهد آورد که با توجه به قیمت برق و حرارت در هر منطقه، نقطه بهینه عملکردی نیروگاه تعیین گردد.

کلیدواژگان: نیروگاه سیکل ترکیبی، بازیافت حرارت، ترمواکونومیک، تولید همزمان، بهینه‌سازی

Two-objective optimization of using combined cycle power plants waste for heating application

H. Jafari[1], S. A. Behbahaninia[2*], A. Engarnevis[3]

1- MSc., Mech. Eng., K. N. Toosi Univ., Tehran, Iran
2- Assis. Prof., Mech. Eng., K. N. Toosi Univ., Tehran, Iran
3- MSc., Mech. Eng., K. N. Toosi Univ., Tehran, Iran
* P. O. B. 19395-1999 Tehran, Alibehbahaninia@kntu.ac.ir

Abstract- In all of power plants, which are made only for electricity generating, more than half of fuel energy is wasted. This waste energy could be recovered by cogeneration or trigeneration systems. In this study a cogeneration combined cycle with triple pressure HRSG has been simulated. Second product was considered heat that can be generated as steam or hot water depends on intended consumption. At first, exergy and energy analysis has been carried out and potential of waste heat in power plant was determined and evaluated. By using TRR method Thermoeconomic analysis was done and cost of products calculated. At the end of this research an objective function defined and to optimize with algorithm Genetic method, some decision variables were selected. After various parameter optimizations at different situation of power plant, optimum structure was specified. Results are shown at which status of power plant, producing heat and power has maximum efficiency and profitability.

Keywords: Waste Heat Recovery, Cogeneration, Combined Cycle, Thermoeconomic, Optimization

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1391.12.4.2.3]

۱- مقدمه

با افزایش تقاضای برق در سطح جهان و عدم دسترسی بسیاری از کشورها به منابع سوخت‌های فسیلی، دولت‌ها به فکر افزایش بازده نیروگاه و یا افزایش بهره‌وری انرژی افتاده‌اند. کاهش منابع فسیلی، افزایش قیمت‌ها و آلودگی‌های زیست‌محیطی نیروگاه‌ها از جمله عواملی بوده‌اند که سبب شده است امروزه در مرحله طراحی نیروگاه‌ها داشتن حداکثر راندمان در کنار حداقل مصرف سوخت از اولویت‌های ساخت قرار بگیرد.

در همین راستا تبدیل نیروگاه‌های تک‌محصولی در حال بهره‌برداری به چندمحصولی نیز از جمله راه‌کارهایی هستند که به علت هزینه بالای ساخت نیروگاه‌ها مورد توجه قرار گرفته‌اند. یکی از راه‌های کاهش مصرف سوخت و افزایش بهره‌وری این نیروگاه‌ها استفاده از حرارت‌های اتلافی می‌باشد. با به‌کارگیری این حرارت‌های اتلافی امکان کاهش مصرف سوخت در نیروگاه‌ها و یا تولید محصول دیگری به غیر از توان در نیروگاه‌ها فراهم می‌گردد. استفاده از حرارت اتلافی نیروگاه عموما به صورت حرارت مستقیم، بخار تولیدی و آب گرم تولیدی می‌باشد که از آن‌ها می‌توان در کوپلینگ آب شیرین‌کن‌های صنعتی، سیستم‌های افزایش توان، سیستم‌های گرمایش /سرمایش منطقه‌ای و غیره بهره جست.

تادروس[۱]، با توجه به استفاده وسیع از آب شیرین‌کن‌ها، ترکیب نوع MSF آب شیرین‌کن‌ها را با انواع توربین بخار و نیز توربین گاز و بویلر بازیاب، به‌منظور استفاده از حرارت اتلافی در نیروگاه‌ها، مورد ارزیابی قرار داد. کاکاراس و همکاران[۲] استفاده از حرارت اتلافی گازهای خروجی از توربین گاز را جهت افزایش توان تولیدی توربین گاز مطالعه کردند. وانگ و اولیوییرا[۳] به بررسی به‌کارگیری حرارت اتلافی نیروگاه‌های گازی در سیستم‌های تبرید با سیال جامد پرداختند. اوگریسک[۴] در سال ۲۰۰۸ کوپلینگ یک نمونه سیکل کالینا با نیروگاه را، به منظور استفاده از حرارت اتلافی دود ورودی به دودکش، مورد مطالعه قرار داد.

پال کالینوفسکی و همکاران[۵] استفاده از حرارت اتلافی در توربین گاز، به منظور تولید سرمایش توسط چیلر، با هدف مایع‌سازی گاز طبیعی را مورد ارزیابی قرار داده‌اند. اردم و همکاران[۶] در سال ۲۰۰۹ یک نیروگاه سیکل بخار را در کشور ترکیه، با هدف به‌کارگیری تلفات در سیستم گرمایش منطقه‌ای، مورد ارزیابی قرار دادند. این گروه تحقیق، پس از تعیین نقاط دارای پتانسیل بازیافت حرارت، میزان حرارت هر یک را تعیین نمودند، ولی عملا از پتانسیل حرارتی این نقاط در رسیدن به هدف خود بهره‌ای نبردند و در انتها از حرارت بخار ورودی به توربین فشار ضعیف به عنوان بهترین نقطه برداشت حرارت استفاده نمودند.

در مطالعاتی که تاکنون انجام شده است، بیشترین تمرکز بر روی بازیابی حرارت از گازهای خروجی از توربین گاز بوده است و بررسی‌های زیادی بر روی بازیافت حرارت از کندانسورها و دودکش‌ها به‌علت محدودیت‌های عملکردی انجام نشده است. همچنین تحقیقات انجام شده بیشتر بر روی نیروگاه‌های گازی و سیکل بخار بوده و نیروگاه‌های سیکل ترکیبی کمتر مورد ارزیابی قرار گرفته‌اند. علاوه بر این، در پژوهش‌های پیشین، هزینه محصولات یک نیروگاه چندمحصولی، با توجه به بازیافت حرارت‌های اتلافی کندانسور و دودکش، مورد ارزیابی قرار نگرفته است.

در این تحقیق، نقاط دارای پتانسیل بازیابی حرارت و میزان این حرارت در یک نیروگاه سیکل ترکیبی سه‌فشاره مشخص گردیده و با توجه به هدف تعیین شده تمامی اتلافات ممکن در نیروگاه به‌کار گرفته می‌شود. پس از مدلسازی سیستم مورد نظر، ابتدا به تحلیل و بررسی ترمودینامیکی و اگزرژتیکی پرداخته می‌شود. سپس با استفاده از روش TRR[1] و تحلیل ترمواکونومیک، قیمت محصولات تولیدی مشخص می‌گردد. در انتها، با استفاده از یک الگوی جدید، یک تابع دوهدفه -که شامل هزینه توان و حرارت تولیدی می‌باشد- تعریف می‌گردد و نتایج حاصل از بهینه‌سازی در یک نمودار پرتو نمایش داده می‌شود. سپس یک الگوریتم جدید تصمیم‌گیری ارائه‌شده که بر مبنای آن، با توجه به قیمت منطقه‌ای خرید برق و حرارت، نقطه بهینه عملکردی نیروگاه تعیین می‌گردد.

۲- بازیافت حرارت از نیروگاه

به‌منظور افزایش راندمان انرژی در دستیابی به هدف فرایند و یا استفاده بهینه از انرژی در نیروگاه‌ها، شناخت نقاط دارای پتانسیل بازیافت انرژی در سیکل نیروگاهی ضروری می‌باشد.

1. Total Revenue Requirement

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1391.12.4.2.3]

۲-۱- پتانسیل حرارتی کندانسور

کندانسورها در سیکل‌های نیروگاهی، به دلیل نقش عملکردی که دارند، بالاترین پتانسیل بازیافت حرارت در سیکل را دارا می‌باشند. البته بازیافت حرارت به نوع سیستم کوپل‌شده با نیروگاه و یا هدف از بازیابی حرارتی بستگی دارد. به عنوان مثال، به‌کارگیری حرارت اتلافی در کندانسور به دلیل فشار کاری آن به تنهایی هدف مورد نظر را تامین نمی‌کند چرا که حداکثر دمای آب خروجی از کندانسور، دمای اشباع متناظر با فشار آن می‌باشد و این دما با توجه به شرایط طراحی، اغلب از ۵۰ °C تجاوز نمی‌کند. به همین دلیل حرارت اتلافی در دمای کندانسورها (۴۰°C تا ۴۵°C) برای مصارف گرمایشی و سرمایشی معمول مناسب نمی‌باشند. در صورتی که سیستم‌های گرمایشی پانلی[1] به لحاظ تکنیکی و اقتصادی توجیه‌پذیر گردند، این انرژی می‌تواند در این سیستم‌ها به‌کار گرفته شود. استفاده از این حرارت برای مصارف مذکور بر روی عملکرد واحد تاثیری نخواهد داشت[۶].

۲-۲- پتانسیل حرارتی دود دودکش

از آنجا که در مرحله طراحی نیروگاه‌ها، در مسیر جریان دود خروجی از بویلر، تجهیزاتی از قبیل اکونومایزرها و ژانگستروم‌ها تعبیه می‌شود و همچنین با وجود محدودیت‌هایی همچون نقطه شبنم اسیدی و غیره، عملا نمی‌توان از حرارت موجود در دود استفاده نمود. یکی از راه‌های کاهش دمای دودکش و بازیافت حرارت از آن به‌کارگیری سیستم‌های سولفورزدایی می‌باشد.

انواع مختلف سیستم‌های سولفورزدایی، که برای نیروگاه‌های با سوخت فسیلی کار می‌کنند، به طور میانگین دارای راندمان ۹۰ تا ۹۵ درصد می‌باشند. این سیستم‌ها علاوه بر جلوگیری از ورود دی‌اکسیدگوگرد به محیط و کاهش آلاینده‌های محیطی باعث کاهش دمای نقطه شبنم اسیدی در دودکش می‌شوند. کاهش دمای نقطه شبنم اسیدی این امکان را فراهم می‌سازد که دود با دمای کمتری وارد دودکش شده و در نتیجه از پتانسیل حرارتی دود استفاده بیشتری خواهد شد. مقدار کاهش دمای دود ناشی از به‌کارگیری این سیستم‌ها با توجه به نوع نیروگاه و سوخت مصرفی، ظرفیت و نوع سیستم سولفورزدایی و غیره متفاوت خواهد بود. به‌طور میانگین با نصب این سیستم‌ها بین ۳۰°C تا ۶۰ °C از دمای دودکش کاسته می‌شود. به جز موارد بالا، با توجه به نوع نیروگاه، ممکن است از پتانسیل‌های حرارتی نقاط دیگری از سیکل نیز استفاده شود. بخار زیرکش توربین‌ها در نیروگاه‌های بخار و بخار فشارپایین از این گزینه‌ها می‌باشند که معمولا بخشی از جریان‌ها برای سایر مصارف فرآیندی به‌کار گرفته می‌شود.

۳- تشریح سیستم ترکیبی

به منظور بازیافت حرارت‌های اتلافی در یک نیروگاه سیکل ترکیبی، می‌بایست تغییراتی بر روی سیکل صورت بگیرد. در این پژوهش، هدف تولید آب با دمای ۷۵ °C به‌عنوان محصول دوم نیروگاه است که امکان به‌کارگیری در آب شیرین‌کن‌های MED[2] و یا سیستم‌های گرمایش/ سرمایش منطقه‌ای را داراست. بنابراین تغییرات اعمال‌شده بر روی سیکل ترکیبی در راستای این هدف می‌باشد.

از جمله این تغییرات، جایگزینی برج خنک‌کن با یک منبع آب به‌منظور استفاده از حرارت اتلافی در کندانسور می‌باشد. مقدار افزایش دمای آب محصول با توجه به فشار کاری کندانسور متفاوت خواهد بود.

تغییر دیگری که به‌منظور استفاده از پتانسیل حرارتی دودکش باید انجام گیرد نصب یک واحد سولفورزدا در مسیر دود، بعد از بویلر بازیاب و قبل از دودکش، می‌باشد. در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی که با سوخت گاز طبیعی کار می‌کنند، در صورت استفاده از واحد سولفورزدا دمای دودکش را می‌توان تا ۷۵ °C پایین آورد بدون اینکه قطرات اسیدی در دودکش تولید گردد[۷]. بنابراین دود خروجی از واحد سولفورزدا وارد یک اکونومایزر دیگر می‌گردد تا از پتانسیل دمایی دود خروجی از بویلر بازیاب، که در حدود ۱۳۲ °C می‌باشد، استفاده شود. در حالت‌هایی که دمای آب محصول پس از عبور از کندانسور و اکونومایزر دوم هنوز به ۷۵°C نرسیده باشد، یک مبدل حرارتی درنظر گرفته می‌شود که توسط بخار LP تغذیه خواهد شد. شایان ذکر است که مقدار دبی بخار برداشتی از بخار LP -که در محل ورودی به توربین فشارپایین برداشت می‌شود- با توجه به دمای آب ورودی به این مبدل متفاوت خواهد بود. دبی بخار مورد استفاده از مقدار

1. Panel type heating

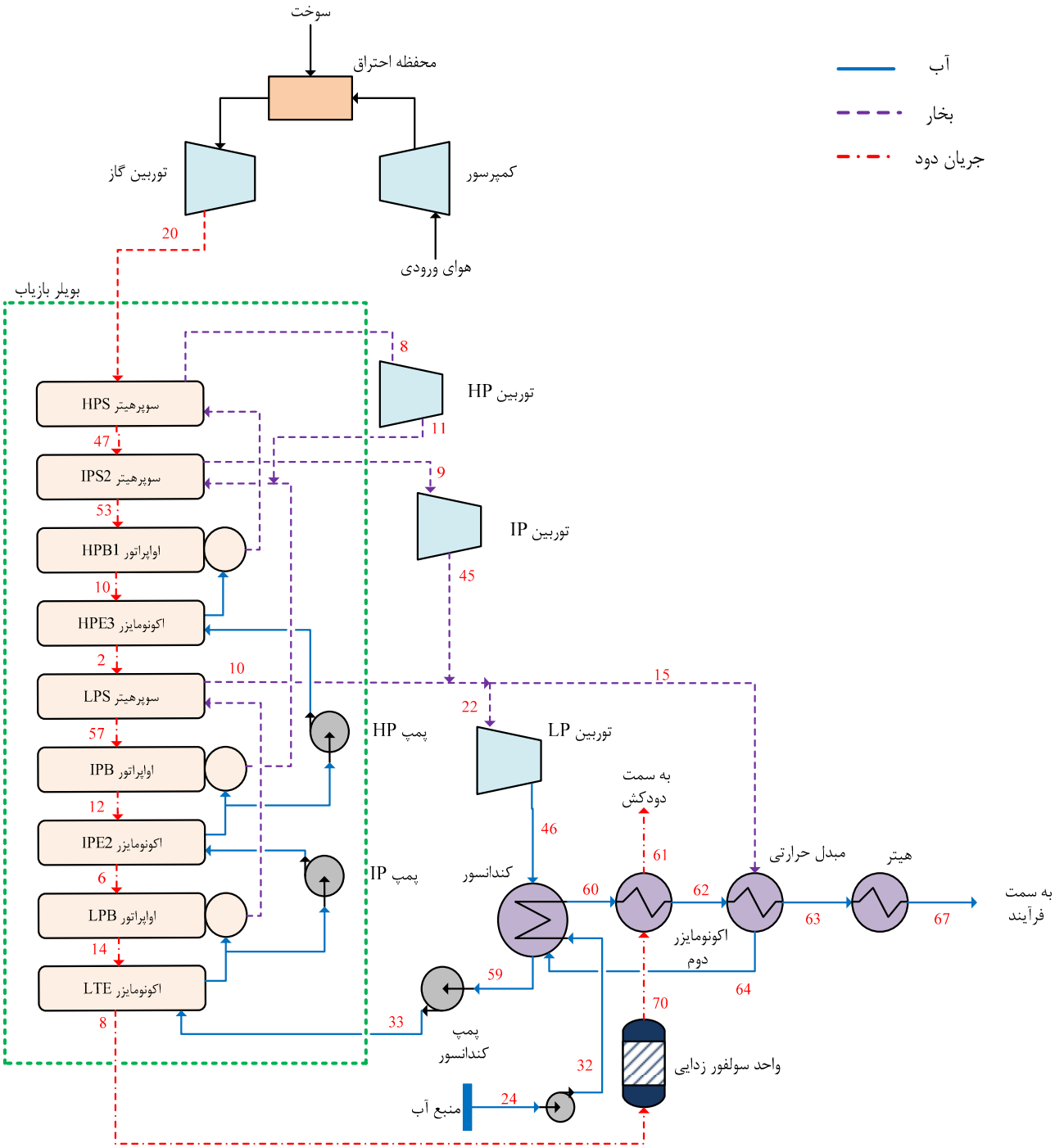
2. Multi effect distillation

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1391.12.4.2.3]

صفر تا ۰/۹ دبی بخار LP خروجی از بویلر بازیاب متفاوت خواهد بود. در هنگام بهره‌برداری از نیروگاه، با توجه به مدارک طراحی شرکت سازنده توربین و نیروگاه، همیشه درصدی از دبی بخار LP طراحی‌شده به‌منظور در سرویس ماندن توربین فشارپایین، می‌بایست از توربین عبور نماید. در انتها، در صورتی که دمای آب خروجی از مبدل حرارتی هنوز به دمای مطلوب نرسیده باشد، با عبور از یک هیتر به دمای مورد نظر رسانده می‌شود.

شکل ۱ نمایی از سیستم ترکیبی درنظر گرفته شده را نشان می‌دهد. همچنین مشخصات ترمودینامیکی سیکل ترکیبی مدلسازی شده در جدول ۱ ارائه شده است.



شکل ۱ نمایی از سیستم ترکیبی مورد بررسی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1391.12.4.2.3]

جدول ۱ مشخصات ترمودینامیکی سیکل ترکیبی

پارامتر	واحد	مقدار
دمای هوای محیط	℃	۲۵
رطوبت نسبی محیط	%	۶۰
نسبت تراکم کمپرسور	-	۱۱
راندمان آیزنتروپیک کمپرسور	%	۸۶
راندمان آیزنتروپیک توربین‌ها	%	۸۵
دمای دود ورودی به بویلر بازیاب	℃	۶۰۰
دمای دود خروجی از بویلر بازیاب	℃	۱۳۲
دمای اپروچ اکونومایزر LTE	℃	۹
دمای اپروچ اکونومایزر IPE2	℃	۱۰
دمای اپروچ اکونومایزر HPE3	℃	۸
دمای پینچ اواپراتور LPB	℃	۲۰
دمای پینچ اواپراتور IPB	℃	۲۰
دمای پینچ اواپراتور HPB1	℃	۲۰
دمای بخار HP خروجی از بویلر بازیاب	℃	۵۵۳
دمای بخار HP خروجی از بویلر بازیاب	℃	۳۹۸
دمای بخار HP خروجی از بویلر بازیاب	℃	۲۶۰
فشار کندانسور	bar	۰/۱
نسبت برداشت بخار LP	-	۰/۲

۴- مدلسازی سیستم ترکیبی

به‌منظور داشتن معیاری برای صحت‌سنجی کد کامپیوتری تهیه‌شده، سیستم ترکیبی تشریح‌شده ابتدا در محیط نرم‌افزار ترموفلو[1] مدلسازی گردید. در جدول ۲ نتایج خروجی نرم‌افزار ترموفلو و کد تهیه‌شده مورد مقایسه قرار گرفته‌اند.

جدول ۲ مقایسه نتایج کد تهیه‌شده با نتایج نرم‌افزار ترموفلو

پارامتر	ترمو فلو	کد تهیه‌شده
توان خالص تولیدی (کیلووات)	۱۰۱۸۹۸	۱۰۶۲۰۲/۹
توان تولیدی توربین گاز (کیلووات)	۶۹۶۸۲	۷۰۱۲۳
راندمان انرژی سیستم (٪)	۸۷/۰۲	۸۹/۷۲
راندمان اگزرژی سیستم (٪)	۵۱/۹۱	۵۳/۳۲
دبی بخار HP تولیدی (کیلوگرم/ثانیه)	۳۲/۸۵	۳۳/۲۳
دبی بخار IP تولیدی (کیلوگرم/ثانیه)	۳۱/۰۸	۳۱/۱۹
دبی بخار LP تولیدی (کیلوگرم/ثانیه)	۲/۸۵	۲/۹۱
توان مصرفی پمپ HP (کیلووات)	۴۸۸	۴۹۸/۳۶
توان مصرفی پمپ IP (کیلووات)	۲۶۳/۳۵	۲۷۲/۳
توان مصرفی پمپ کندانسور (کیلووات)	۵۳/۱۲	۵۶/۲۵

1. Thermoflow

۵- تحلیل انرژتیک و اگزرژتیک

در تحلیل انرژی و اگزرژی سیستم ترکیبی از انرژی جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر شده است. همچنین شرایط حالت محیط ۱۵℃ و فشار ۱bar درنظر گرفته شده است. در ادامه روابط بالانس ترمودینامیکی اگزرژتیکی مربوط به هر جزء سیکل ارائه شده است:

• کمپرسور

ترکیب هوای ورودی به کمپرسور به صورت زیر درنظر گرفته می‌شود:

$$0.7748N_2 + 0.2059O_2 + 0.0003CO_2 + 0.019H_2O$$

با استفاده از روابط پلی‌تروپیک برای گاز ایدئال و فرض بازده ایزنتروپیک η_C کمپرسور، دمای هوای خروجی از کمپرسور توسط روابط زیر محاسبه می‌گردد:

$$k_c = \frac{C_p}{C_v}$$

$$T_{out} = T_{in} + \frac{(T_{out,s} - T_{in})}{\eta_c}$$

$$T_{out,s} = T_{in} \times r_c^{\frac{k_c-1}{k_c}} \quad (۱)$$

معادله بالانس اگزرژی در کمپرسور از رابطه (۲) به‌دست می‌آید:

$$\dot{W}_c = \sum_{out} \dot{m}e_x - \sum_{in} \dot{m}e_x - T_0\dot{S}_{gen,com} \quad (۲)$$

• محفظه احتراق

محفظه احتراق به صورت آدیاباتیک فرض می‌گردد و همچنین واکنش احتراق به‌طور کامل انجام می‌شود. معادله واکنش احتراق به‌صورت زیر بیان می‌گردد[۸]:

$$\bar{\lambda}CH_4 + [0.7748N_2 + 0.2059O_2 + 0.0003CO_2 + 0.019H_2O]$$

$$\rightarrow (1+\bar{\lambda})[x_{N_2}N_2 + x_{O_2}O_2 + x_{CO_2}CO_2 + x_{H_2O}H_2O] \quad (۳)$$

$\bar{\lambda}$ نسبت مولی سوخت به هوا می‌باشد.

$$\bar{\lambda} = \frac{n_F}{n_a} \quad , \quad 1+\bar{\lambda} = \frac{n_P}{n_a} \quad (۴)$$

نسبت مولی هر جز در ترکیب هوا از روابط زیر محاسبه می‌گردد:

$$x_{N_2} = \frac{0.7748}{1+\bar{\lambda}} \quad , x_{O_2} = \frac{0.2059 - 2\bar{\lambda}}{1+\bar{\lambda}}$$

$$x_{CO_2} = \frac{0.0003 + \bar{\lambda}}{1+\bar{\lambda}} \quad , x_{H_2O} = \frac{0.019 + 2\bar{\lambda}}{1+\bar{\lambda}} \quad (۵)$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1391.12.4.2.3]

اگزرژی ورودی به محفظه احتراق از مجموع اگزرژی‌های هوای ورودی و سوخت حاصل می‌شود. اگزرژی سوخت نیز به دو بخش اگزرژی فیزیکی و شیمیایی تقسیم‌بندی می‌شود.

$$\dot{E}_{x,fuel}^{ch} = \dot{m}_{fuel} \times \dot{e}_{x,fuel}^{ch}$$

$$\dot{E}_{x,fuel}^{ph} = \dot{m}_{fuel} \times RT_0 ln\frac{P_{fuel}}{P_0} \quad (۶)$$

• توربین گاز

در محاسبات فرض می‌شود که سیستم آدیاباتیک بوده و دمای هوای خروجی از توربین در حالت ایزنتروپیک و واقعی از روابط زیر به‌دست می‌آید[۸]:

$$T_{2s} = \frac{T_1}{\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\left(\frac{k_T-1}{k_T}\right)}}$$

$$T_2 = T_1 - (T_1 - T_{2s})\eta_{iT} \quad (۷)$$

• بویلر بازیاب

معادلات مستقل بالانس انرژی بخش اکونومایزر و تبخیرکننده و سوپرهیتر به‌کار رفته در مدل به عنوان نمونه فقط برای یک سطح فشاری، به‌صورت زیر ارائه می‌گردد:

اکونومایزر:

$$m_g C_{p_g}\left(T_{g_{in}} - T_{g_{pinch}}\right) = m_m\left(h_{s_{approach}} - h_{s_{in}}\right) \quad (۸)$$

اواپراتور:

$$m_g C_{p_g}\left(T_{g_{pinch}} - T_{g_{out}}\right) = m_m\left(h_{s_{out}} - h_{s_{approach}}\right) \quad (۹)$$

سوپر هیتر:

$$m_g C_{p_g}\left(T_{g_{in}} - T_{g_{out}}\right) = m_m\left(h_{s_{superheat}} - h_{s_{saturate}}\right) \quad (۱۰)$$

با توجه به روابط ترمودینامیکی مربوط به بالانس انرژی در بویلر، مشخصات ترمودینامیک جریان آب و بخار در سرتاسر بویلر تعیین می‌گردد و باتوجه به رابطه (۱۱) اگزرژی جریان آب و دود در سرتاسر بویلر بازیاب محاسبه خواهد شد:

$$Ex = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (۱۱)$$

دمای اگزرژی دود ورود ی به بویلر بازیاب در حدود ۶۰۰ °C می‌باشد که در خروجی از بویلر بازیاب به حدود ۱۳۰ °C می‌رسد. اگزرژی دود (که مخلوطی از گازهای مختلف است) مجموع اگزرژی فیزیکی و شیمیایی می‌باشد. مقدار اگزرژی شیمیایی از روی ترکیب شیمیایی دود تعیین می‌گردد و در سرتاسر بویلر بازیاب ثابت می‌باشد. اگزرژی فیزیکی تابع دمای دود می‌باشد و با کاهش دما کاهش می‌یابد. اگزرژی دود که مجموع اگزرژی شیمیایی و اگزرژی فیزیکی می‌باشد از روابط ذیل محاسبه می‌گردد.

اگزرژی دود خروجی از محفظه احتراق:

$$E = n_{P_2}\check{\varepsilon}_{P_2}^0 + \sum_P n_P \check{\varepsilon}_{ph,P} \quad (۱۲)$$

اگزرژی شیمیایی مخلوط:

$$\check{\varepsilon}_{P_2}^0 = \sum_P x_P \check{\varepsilon}_P^0 + \check{R}T_o \sum_P x_P \, lnx_P \quad (۱۳)$$

اگزرژی فیزیکی مخلوط:

$$\sum_P n_P \check{\varepsilon}_{ph,P} = \left(\theta_{gas} - \theta_0\right)\sum_P n_P \check{C}_p^{\,\varepsilon} \quad (۱۴)$$

• توربین بخار

توربین‌های بخار آدیاباتیک می‌باشند و هرسه توربین دارای راندمان آیزنتروپیک ۸۵ درصد می‌باشند. توان تولیدشده توسط توربین‌های بخار از روابط زیر محاسبه می‌گردد:

$$W_{Turbine} = m_{steam}(h_{in} - h_{out}) \quad (۱۵)$$

$$\eta_{isentropic} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{s,out}} \quad (۱۶)$$

$$\dot{W}_T = \sum_{in} \dot{m}e_x - \sum_{out} \dot{m}e_x - T_0\dot{S}_{gen.turb} \quad (۱۷)$$

• کندانسور و مبدل حرارتی

به طورکلی بالانس انرژی در مبدل‌های حرارتی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\sum m_{in}h_{in} = \sum m_{out}h_{out} \quad (۱۸)$$

راندمان اگزرژی در مبدل‌های حرارتی به صورت نسبت افزایش اگزرژی جریان محصول به کاهش اگزرژی جریان هزینه تعریف می‌گردد:

$$\eta_{Exergy} = \frac{Ex_{out,product} - Ex_{in,product}}{Ex_{in,cost} - Ex_{out,cost}} \quad (۱۹)$$

• پمپ‌ها

روابط مربوط به تحلیل انرژی و اگزرژی پمپ‌ها به صورت زیر ارائه می‌گردد:

$$W_{Pump} = m_{water}(h_{in} - h_{out}) \quad (۲۰)$$

$$\dot{E}_{D_T} = \sum_{in} \dot{m}e_x - \sum_{out} \dot{m}e_x + \dot{W}_T \quad (۲۱)$$

$$\eta_{Exergy,pump} = \frac{\sum_{out} \dot{m}e_x - \sum_{in} \dot{m}e_x}{\dot{W}_T} \quad (۲۲)$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1391.12.4.2.3]

۶- تحلیل ترمواکونومیک

برای محاسبه هزینه‌ها در تحلیل اگزرژواکونومیک نیاز به استفاده از بالانس هزینه‌ها می‌باشد. بالانس هزینه‌ها برای کل سیستم در حالت پایدار به صورت زیر بیان می‌گردد[۹]:

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}^{CI}_{tot} + \dot{Z}^{OM}_{tot} \quad (۲۳)$$

این معادله بیان می‌کند که نرخ هزینه در ارتباط با محصول (جمله طرف چپ) برابر مجموع نرخ‌های هزینه سوخت (جمله اول طرف راست) و سرمایه‌گذاری (جمله دوم طرف راست) و نگهداری و عملیات (جمله سوم طرف راست) می‌باشد.

معادلات هزینه اگزرژی به همراه معادلات کمکی مربوطه در جداول ۳ و ۴ یک دستگاه معادلات چندمجهولی تشکیل می‌دهد که از حل همزمان معادلات این دستگاه هزینه جریان‌های مختلف سیکل به‌دست خواهد آمد.

جدول ۳ معادلات ترمواکونومیک اجزای سیستم ترکیبی

اجزاء	معادلات ترمواکونومیک
توربین گاز	$c_{20}E_{20} + c_W W_{gasturbine} = c_{fuel}E_{fuel} + c_{air}E_{air} + \dot{Z}_{gasturbine}$
بویلر بازیاب	$c_{48}E_{48} + c_{54}E_{54} + c_{58}E_{58} + c_{70}E_{70} = c_{20}E_{20} + c_{33}E_{33} + c_{44}E_{44} + c_W W_{pumps\ of\ HRSG} + \dot{Z}_{HRSG}$
توربین HP	$c_{44}E_{44} + c_W W_{HPturbine} = c_{48}E_{48} + \dot{Z}_{HPturbine}$
توربین IP	$c_{45}E_{45} + c_W W_{IPturbine} = c_{54}E_{54} + \dot{Z}_{IPturbine}$
توربین LP	$c_{46}E_{46} + c_W W_{LPturbine} = c_{22}E_{22} + \dot{Z}_{LPturbine}$
کندانسور	$c_{60}E_{60} + c_{59}E_{59} = c_{46}E_{46} + c_{32}E_{32} + c_{64}E_{64} + \dot{Z}_{Condenser}$
اکونومایزر دوم	$c_{62}E_{62} + c_{61}E_{61} = c_{60}E_{60} + c_{70}E_{70} + \dot{Z}_{SC}$
مبدل حرارتی	$c_{63}E_{63} + c_{64}E_{64} = c_{62}E_{62} + c_{65}E_{65} + \dot{Z}_{HE}$
کندانسیت پمپ	$c_{59}E_{59} + c_W W_{Condensatepump} + \dot{Z}_{Condensatepump} = c_{33}E_{33}$
پروسس پمپ	$c_{24}E_{24} + c_W W_{Processpump} + \dot{Z}_{Processpump} = c_{32}E_{32}$
هیتر	$c_{67}E_{67} = c_{63}E_{63} + c_{fuel}E_{fuel} + \dot{Z}_{heater}$

جدول ۴ معادلات کمکی بالانس هزینه سیستم ترکیبی

اجزا	معادله کمکی و تکمیلی
توربین گاز	$c_{air} = 0, c_{20} = c_{fuel}$
بویلر بازیاب	$c_{58} = c_{54}, c_{70} = c_{20}$
توربین HP	$c_{44} = c_{48}$
توربین IP	$c_{45} = c_{54}$
توربین LP	$c_{46} = c_{22}$
کندانسور	$c_{59} = c_{46}$
اکونومایزر دوم	$c_{61} = 0$
مبدل حرارتی	$c_{64} = c_{65}$
جداکننده جریان	$c_{66} = c_{58}$

در تحلیل و بهینه‌سازی اقتصادی سیستم‌های انرژی، باید هزینه سالیانه سرمایه‌گذاری، هزینه سوخت و هزینه تعمیرات و نگهداری سیستم‌ها محاسبه شوند. در این بخش برای تحلیل اقتصادی سیستم از روش درآمد نهایی TRR استفاده شده است. این روش تمام هزینه‌های پروژه، که شامل میزان بازگشت سرمایه نیز می‌باشد، را محاسبه می‌نماید. در این روش، بر اساس فرضیات اقتصادی و محاسبه قیمت خرید تجهیزات و سوخت، درآمد نهایی مورد نیاز به صورت سال به سال محاسبه می‌شود. سرانجام تمام هزینه‌ها شامل هزینه تعمیرات و نگهداری و همچنین هزینه سوخت در طول دوره کارکرد سیستم به صورت سالانه همسطح‌سازی می‌شوند.

در معادلات مربوط به موازنه هزینه حول هر تجهیز، در صورتی که جریان محصولات بیش از یکی باشد، نیاز به معادلات کمکی می‌باشد. در جدول ۴ معادلات کمکی موازنه اگزرژواکونومیک برای اجزای مختلف سیکل ارائه شده است.

شایان ذکر است که هزینه گاز خروجی از اکونومایزر دوم c_{61}، به دلیل اینکه هیچ‌گونه استفاده‌ای برای سیستم ندارد، برابر صفر درنظر گرفته می‌شود.

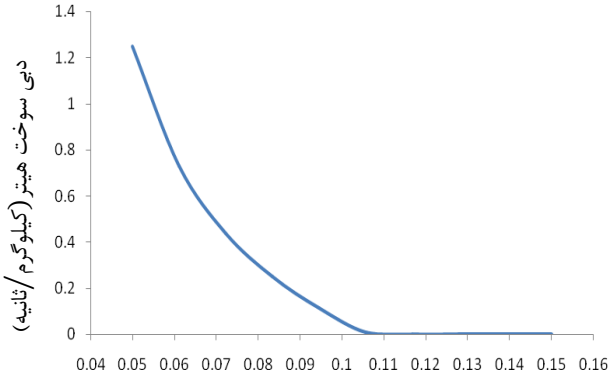
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1391.12.4.2.3]

۷- نتایج

در این بخش به ارائه و تحلیل تغییرات پارامترهای مختلف سیکل مدلسازی‌شده پرداخته می‌شود. شایان ذکر است که در برخی از نمودارها از پارامترهای بی‌بعد استفاده شده است که از تقسیم مقادیر بر مقدار حالت پایه به‌دست آمده است. مقادیر پایه با اندیس صفر نشان داده شده است.

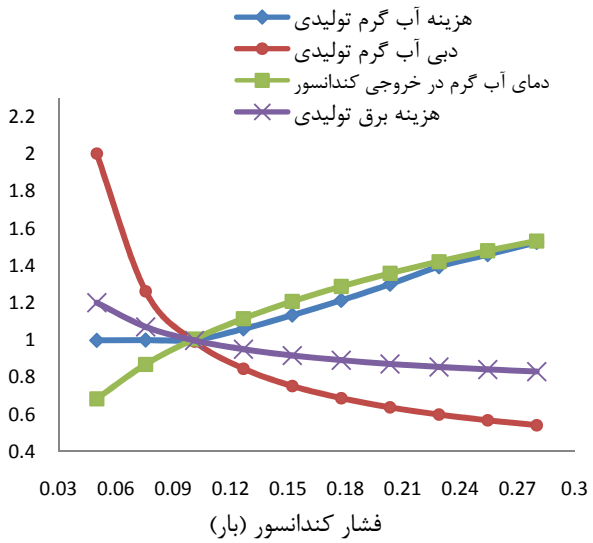
شکل ۲ تغییرات مصرف سوخت در هیتر را نسبت به تغییرات فشار در کندانسور نشان می‌دهد. با افزایش فشار کندانسور، دمای آب خروجی افزایش می‌یابد. با افزایش این دما، اختلاف بین دمای نهایی آب گرم تولیدی و دمای آب خروجی از کندانسور کاهش می‌یابد و باعث می‌شود که سوخت کمتری در هیتر جهت بالابردن دمای آب سوزانده شود تا جایی که دمای آب در ورودی هیتر به ۷۵ °C می‌رسد و هیتر از سرویس خارج می‌شود و دبی سوخت هیتر صفر می‌شود.



شکل ۲ تغییرات سوخت هیتر به فشار کندانسور

با افزایش فشار کندانسور بخشی از آنتالپی بخار، که می‌توانست تبدیل به توان گردد، در کندانسور به آب خنک‌کننده منتقل می‌شود. بنابراین افزایش فشار کندانسور سبب کاهش توان و افزایش سطح حرارتی در کندانسور می‌گردد. در سرمایه‌گذاری ثابت توربین، کاهش تولید توان سبب افزایش هزینه‌های تولید می‌گردد. طراحی کندانسور به گونه‌ای فرض شده است که دمای آب خروجی از آن ۵ °C کمتر از دمای اشباع متناظر با فشار کندانسور می‌باشد. با افزایش فشار کندانسور، دمای اشباع افزایش می‌یابد و در نتیجه دمای آب خروجی از کندانسور نیز افزایش می‌یابد. با افزایش دما و ثابت‌ماندن فشار آب خروجی از کندانسور، آنتالپی این جریان افزایش می‌یابد و اختلاف آنتالپی آب خروجی و ورودی به کندانسور زیاد می‌شود. با توجه به معادله بقای انرژی در کندانسور، علی‌رغم آنکه انتقال حرارت در کندانسور با افزایش فشار آن افزایش می‌یابد، این مقدار افزایش انتقال حرارت توانایی تولید آب با دبی پیشین و دمای جدید را نخواهد داشت؛ لذا دبی آب عبوری از کندانسور کاهش خواهد یافت.

با کاهش دبی آب گرم تولیدی و افزایش هزینه‌های سرمایه‌گذاری کندانسور، به علت افزایش سطح انتقال حرارت، هزینه تولید آب گرم افزایش می‌یابد. روند تغییرات هزینه تولید برق و آب گرم، دبی آب گرم تولیدی و دمای آن در خروجی از کندانسور بر اثر تغییر فشار کندانسور در شکل ۳ نمایش داده شده است. شایان ذکر است که کمیت‌های مذکور نسبت به مقادیرشان در حالت پایه بی‌بعد شده‌اند.



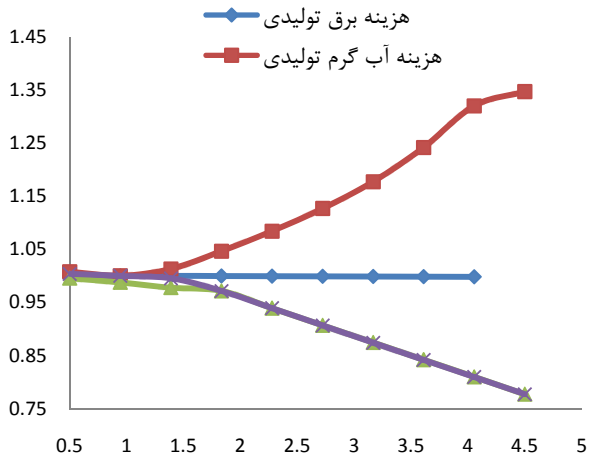
شکل ۳ تاثیر تغییر فشار کندانسور بر هزینه تولید توان، هزینه تولیدآب، دبی و دمای آب

قیمت توربین بخار با توجه به رابطه ارائه‌شده در پیوست ۳-۹ از مرجع [۱۰] محاسبه می‌گردد. این قیمت با دبی بخار ورودی نسبت مستقیم دارد. همچنین، پارامترهای فشار ورودی، دمای ورودی و فشار خروجی نیز بر آن تاثیرگذار می‌باشد. با افزایش برداشت از بخار LP ورودی به توربین LP دبی بخار ورودی به توربین کاهش می‌یابد، در حالی که دما و فشار ورودی و فشار خروجی ثابت می‌ماند. بنابراین، با کاهش دبی بخار ورودی قیمت توربین کاهش می‌یابد و هزینه تمام‌شده

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1391.12.4.2.3]

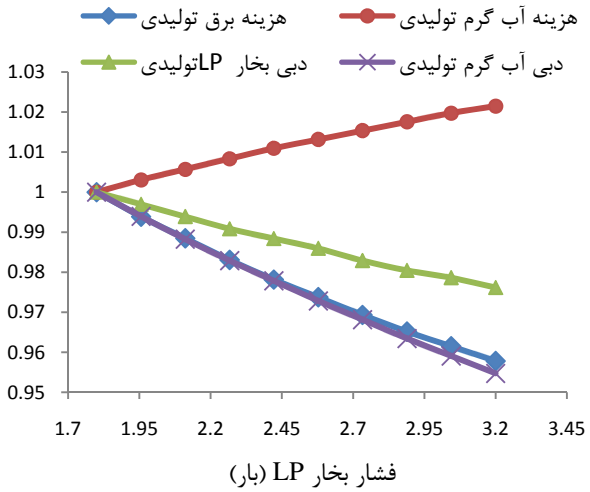
توان کاهش می‌یابد. همان‌طور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود، با افزایش برداشت از دبی بخار LP، هزینه تولید توان کاهش می‌یابد. با کاهش دبی بخار ورودی به توربین، توان تولیدی سیکل کاهش یافته و راندمان اگزرژی و انرژی نیز کاهش می‌یابد.

با افزایش برداشت از بخار LP حرارت ورودی به کندانسور کاهش می‌یابد و از پتانسیل حرارتی کندانسور کاسته می‌شود که منجر به کاهش دبی آب تولیدی با دمای مورد نظر می‌گردد. با کاهش حجم تولید، هزینه تمام‌شده محصول در هزینه سرمایه‌گذاری ثابت افزایش می‌یابد. شکل ۴ نحوه تغییر راندمان اگزرژی، راندمان انرژی، هزینه تولید توان و هزینه تولید آب بی‌بعد شده را بر مبنای تغییر دبی برداشتی بخار LP نشان می‌دهد.



شکل ۴ تاثیر دبی بخار LP برداشتی بر هزینه تولید توان، هزینه تولیدآب، راندمان انرژی و اگزرژی سیکل

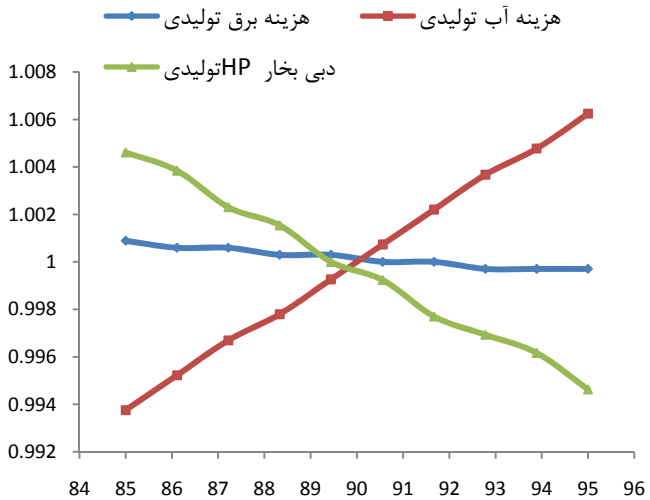
افزایش فشار بخار، دما و آنتالپی بخار خروجی از بویلر بازیاب را افزایش می‌دهد و به دلیل ثابت‌ماندن دمای گازهای ورودی به بویلر بازیاب، دبی بخار تولیدی کاهش می‌یابد. با کاهش دبی بخار LP، حرارت کمتری در اختیار کندانسور قرار می‌گیرد تا به آب خنک‌کننده منتقل شود؛ بنابراین، دبی آب تولیدی کاهش می‌یابد. منطقی است که با کاهش مداوم میزان آب تولیدی و ثابت‌ماندن هزینه‌های سرمایه‌گذاری، هزینه آب تولیدی افزایش یابد. شکل ۵ تاثیر فشار بخار LP بر هزینه تولید توان و آب گرم، دبی آب گرم و دبی بخار LP تولیدی را نشان می‌دهد.



شکل ۵ تاثیر فشار بخار LP بویلر بازیاب بر هزینه تولید توان، هزینه تولید آب و دبی بخار LP و دبی آب تولیدی

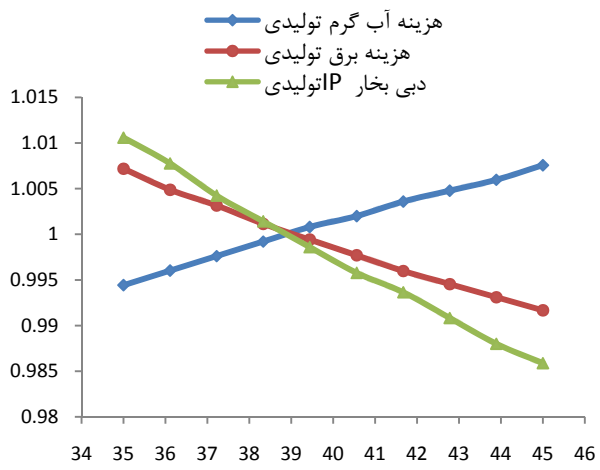
روندی مشابه در بخارهای HP و IP بویلر بازیاب مشاهده گردید که چگونگی این تغییرات به ترتیب در شکل‌های ۶ و ۷ نمایش داده شده است. تنها تفاوت حاصل ناشی از مقدار فشار بخارهای تولیدی می‌باشد که سبب می‌گردد نمودارها از شیب‌های متفاوتی برخوردار باشند.

تغییرات هزینه تولید توان و آب گرم بی‌بعد شده با تغییر قیمت سوخت مصرفی در شکل ۸ نمایش داده شده است.

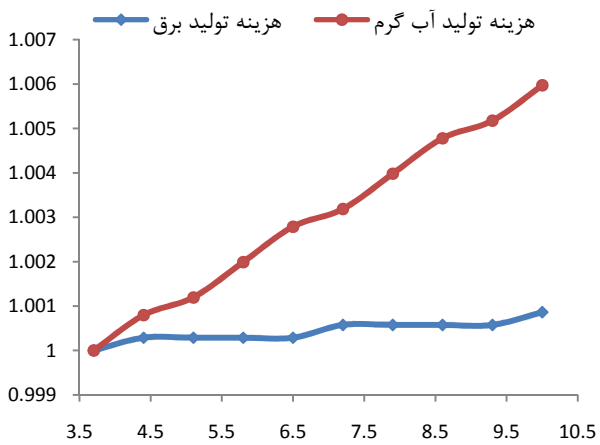


شکل ۶ تاثیر فشار بخار HP بویلر بازیاب برهزینه تولید توان، هزینه تولید آب و دبی بخار HP

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1391.12.4.2.3]



شکل ۷ تاثیر فشار بخار IP بویلر بازیاب برهزینه تولید توان، هزینه تولیدآب و دبی بخار IP



شکل ۸ تاثیر قیمت سوخت بر هزینه تولید توان و آب

افزایش قیمت سوخت مصرفی به عنوان اولین معادله کمکی در معادله ترمواکونومیک توربین گاز باعث افزایش هزینه تولید توان توسط توربین گاز و همچنین افزایش هزینه اگزرژی بر واحد دود ورودی به بویلر بازیاب می‌شود. این افزایش سبب افزایش قیمت بخار تولیدی در بویلر بازیاب شده که به تبع آن قیمت آب گرم تولیدی افزایش می‌یابد.

۸- بهینه‌سازی

در بهینه‌سازی توابع چندهدفه می‌بایست چندین هدف به طور هم‌زمان بهینه گردد که معمولا این اهداف در نقطه مقابل هم قرار دارند؛ یعنی با افزایش یکی دیگری کاهش می‌یابد و بالعکس. لذا هرگز نقطه‌ای پیدا نمی‌شود که هر دو تابع هدف را به‌طور همزمان ارضا نماید و به بهینه‌ترین حالت برساند. از این رو معمولا خروجی بهینه‌سازی چندهدفه مجموعه‌ای از نقاط می‌باشد که هر یک از این نقاط سیستم مورد بررسی را در یک حالت بهینه نسبی با توجه به توابع هدف تعیین‌شده قرار می‌دهد. یکی از راه‌های نمایش مجموعه نقاط بهینه در بهینه‌سازی‌های چندهدفه استفاده از جبهه پرتو[1] می‌باشد که امکان تصمیم‌گیری و انتخاب یک نقطه عملکردی بهینه را فراهم می‌نماید.

تابع هدف درنظر گرفته‌شده کاهش هزینه تولید توان و کاهش هزینه تولید حرارت را به طور همزمان دنبال می‌نماید. در این تابع هدف، به مقادیر هزینه تولید آب گرم و هزینه تولید برق، درصد وزنی‌های متفاوتی (بین صفر و یک) اختصاص داده می‌شود. برای هر درصد وزنی، مقادیر مجموع هزینه‌های تولید محصولات توسط روش الگوریتم ژنتیک بهینه شده و مقادیر هزینه تولید برق و هزینه تولید آب گرم حاصل ثبت می‌گردد:

$$F = \alpha\,(\text{هزینه تولید آب گرم}) + (1-\alpha)(\text{هزینه تولید برق})$$

درصد وزنی‌های متفاوت برای هزینه تمام‌شده محصولات نمایانگر میزان اهمیت تولید حرارت و یا توان در محل نیروگاه مورد نظر می‌باشد که می‌تواند در مناطق مختلف جغرافیایی با توجه به نیازهای برق و حرارت متفاوت باشد. در حقیقت مجموعه نقاط بهینه به‌دست آمده، نموداری را تشکیل می‌دهد که امکان تصمیم‌گیری و انتخاب شرایط عملکردی سیستم را با توجه به بازار انرژی محل سایت مهیا می‌سازد.

متغیرهای تصمیم درنظر گرفته شده در فرایند بهینه‌سازی به همراه مقادیر آن‌ها، در حالت پایه و بعد از بهینه‌سازی، در جدول ۵ معرفی شده‌اند.

جدول ۵ متغیرهای تصمیم در بهینه‌سازی

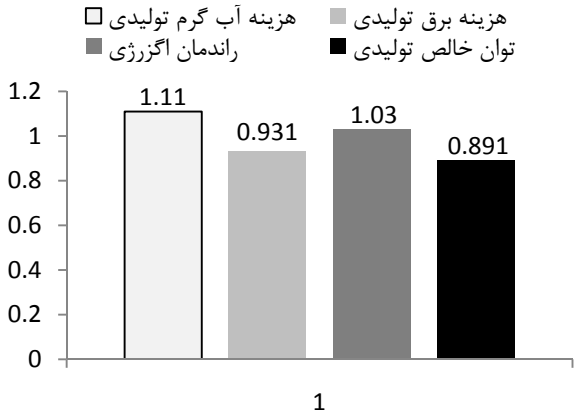
متغیرهای تصمیم	مقدار طراحی پایه	بهینه‌سازی
فشار کندانسور (بار)	۰/۱	۰/۲۱۰۳
نسبت دبی بخار LP برداشت شده	۰/۲	۰/۳۷۶
فشار بخار HP (بار)	۱۰۱/۶	۹۵/۰۶
فشار بخار IP (بار)	۳۰/۰۱	۲۸/۹
فشار بخار LP (بار)	۱/۸	۱/۵۸

1. Pareto front

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1391.12.4.2.3]

مقدار تابع هدف در حالت طراحی پایه برابر ۰/۵۹۱۲ می‌باشد. نهایتاً، با اجرای برنامه، کد بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک پس از ۱۲۸ تولید نسل[1] متوقف شده و مقدار تابع هدف برابر ۰/۵۷۶۱ معرفی می‌گردد.

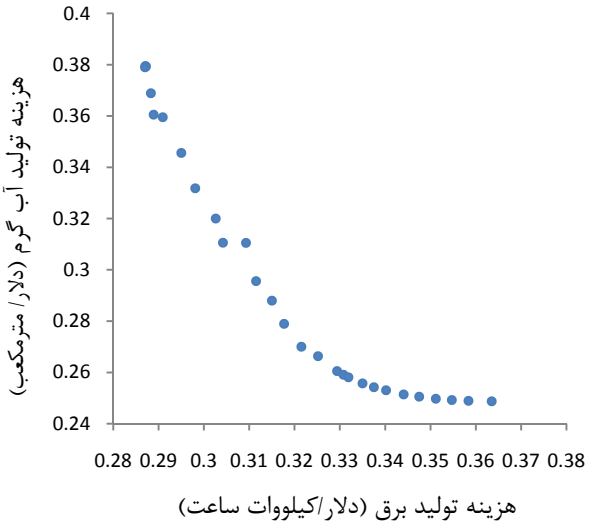
شکل ۹ مقدار و قیمت آب و توان تولیدی و بازده اگزرژی بی‌بعد شده سیکل را در فرایند بهینه‌سازی با تابع هدف نشان می‌دهد (مقادیر بی‌بعد شده از تقسیم مقدار به‌دست آمده در حالت بهینه بر مقدار حالت پایه حاصل شده است).



شکل ۹ نسبت هزینه تولیدی محصولات، دبی آب گرم تولیدی و راندمان اگزرژی حالت بهینه به حالت پایه

همان‌طور که اشاره گردید، پس از هر بار بهینه‌سازی مقادیر هزینه تولید محصولات ثبت می‌گردد که با رسم این مقادیر جبهه پرتو بهینه ایجاد خواهد شد. در شکل ۱۰، جبهه پرتو حاصل از بهینه‌سازی به نمایش گذاشته شده است.

با رسم جبهه پرتوی هزینه تولید توان و هزینه تولید آب گرم، امکان بررسی میزان درآمد حاصل از فروش محصولات در شرایط مختلف بهره‌برداری از سیستم ترکیبی وجود خواهد داشت. انتخاب نقطه بهینه مطلوب در بهینه‌سازی چندهدفه سیستم‌های انرژی بر اساس ایده تصمیم‌سازی پس از جستجو صورت می‌گیرد. هر فرد تصمیم‌ساز ممکن است با توجه به ملاحظاتی که مد نظر دارد، سناریوی مخصوص به خود را برای انتخاب نقطه بهینه نهایی داشته باشد. به دلیل شرایط محیطی، ممکن است قیمت محصولات تولیدی سیستم ترکیبی بررسی شده در نقاط مختلف دنیا متفاوت باشد. از این رو شرایط عملکردی این سیستم برای تولید توان و آب گرم، با توجه به قیمت فروش این محصولات، متفاوت خواهد بود.



شکل ۱۰ جبهه بهینه پرتو در بهینه‌سازی تابع هدف

به منظور روشن‌تر شدن مطلب، دو سناریو درنظر گرفته می‌شود. در سناریوی اول، فرض می‌گردد که سیستم ترکیبی در کشوری قرار دارد که با کمبود آب شیرین مواجه می‌باشد که برای مثال می‌توان به کشورهای عربی حوزه خلیج فارس اشاره نمود. در سناریوی دوم، فرض می‌گردد که سیستم ترکیبی در یکی از کشورهای اروپای شمالی واقع شده است که سرشار از منابع آب شیرین و نزولات آسمانی می‌باشد.

با توجه به شرایط محیطی در حالت اول، مطلوب آن است که یک واحد آب شیرین کن MED با این سیستم کوپل گردد و آب گرم مصرفی جهت تولید آب شیرین استفاده شود و نقطه مقابل آن در حالت دوم منطقی آن است که سیستم ترکیبی به‌کارگرفته شده بیشتر به تولید برق بپردازد و یا آب گرم تولیدی در سیستم‌های گرمایش و سرمایش منطقه‌ایی به‌کار گرفته شود. بنابراین قیمت برق و آب گرم تولیدی در این دو منطقه متفاوت خواهد بود که این قیمت‌ها تعیین‌کننده شرایط بهره‌برداری از سیستم خواهد بود. با درنظر گرفتن هر یک از حالت‌های بالا، امکان محاسبه سود سیستم ترکیبی و تعیین نقطه عملکردی مطلوب فراهم خواهد آمد. به عنوان مثال، قیمت فروش هر متر مکعب آب گرم تولیدی ۰/۳۱ دلار و قیمت فروش هر کیلووات ساعت برق تولیدی ۰/۳۵ دلار درنظر گرفته می‌شود. اگر از نقاط متناظر با این قیمت‌ها از روی

1. Generation

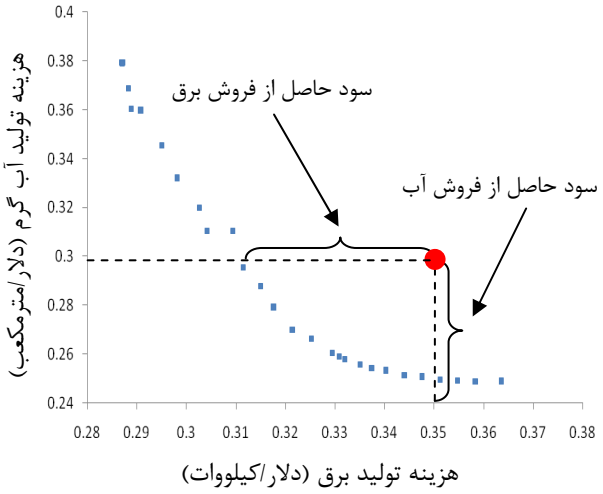
[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1391.12.4.2.3]

محورها خطوطی رسم شود، نقطه تلاقی آن‌ها نقطه سوددهی سیستم خواهد بود. با تفاضل نقطه به‌دست آمده تا جبهه پرتو سود حاصل از هر محصول قابل محاسبه خواهد بود. در شکل ۱۱، مقادیر این سودهای حاصل مشخص شده است. مقدار سود از رابطه ذیل نیز قابل محاسبه می‌باشد:

$$\text{درآمد}=\left(c_{water}^{\text{فروش}}-c_{water}^{\text{هزینه}}\right)\times m_{water}+\left(c_{w}^{\text{فروش}}-c_{w}^{\text{هزینه}}\right)\times w$$

با داشتن قیمت فروش آب و توان تولیدی امکان یافتن بهینه‌ترین نقطه بر روی جبهه پرتو به‌دست آمده فراهم می‌شود. نقطه به‌دست آمده گویای شرایط عملکردی سیستم ترکیبی می‌باشد که حداکثر سود را دارا می‌باشد.

جدول ۶ پارامترهای عملکردی سیستم ترکیبی در حالت پایه و حالت بهینه با قیمت‌های درنظر گرفته شده برای محصولات را نشان می‌دهد. همان‌طور که در این جدول مشاهده می‌گردد، سود حاصل از به‌کارگیری تلفات از ۲۷/۳ (میلیون دلار در سال) در حالت پایه به ۲۸/۱ (میلیون دلار در سال) در حالت بهینه افزایش یافته است.



جدول ۶ متغیرهای عملکردی در حالت طراحی و بهینه‌سازی

متغیر های عملکردی	مقدار طراحی پایه	بهینه‌سازی
توان تولیدی(کیلووات)	۱۰۶۲۰۲/۹	۹۴۶۹۳/۰۳
دبی بخار HP (کیلوگرم/ثانیه)	۳۳/۲۳	۳۲/۲۳
دبی بخار IP (کیلوگرم/ثانیه)	۳۱/۱۹	۲۹/۸
دبی بخار LP (کیلوگرم/ثانیه)	۲/۹۱	۲/۵۳
بازده اگزرژی سیستم (٪)	۵۳/۳۲	۵۳/۹۳
هزینه تولید توان (دلار/کیلووات ساعت)	۰/۳۴۱۱	۰/۳۱۷۹
هزینه تولید آب گرم (دلار/مترمکعب)	۰/۲۵۰۱	۰/۲۵۸۲
سود حاصل از سیستم (میلیون‌دلار در سال)	۲۷/۳	۲۸/۱

۹- نتیجه‌گیری

استفاده از حرارت‌های اتلافی در سیکل ترکیبی بررسی‌شده باعث افزایش راندمان انرژی این نیروگاه‌ها تا ۹۰ درصد می‌شود که حاکی از بهینه‌ترین سطح استفاده از انرژی می‌باشد. به‌کارگیری تلفات نیروگاهی، علاوه بر پیامدهای مثبت محیط زیستی، امکان استفاده موثرتر از انرژی را فراهم می‌سازد. نتایج حاصل گویای این مطلب می‌باشد که هزینه میانگین وزنی محصولات تولیدشده در نیروگاه‌های تولید همزمان، که حرارت‌های اتلافی سیکل را به‌کار می‌گیرند، نسبت به نیروگاه‌های تک‌محصولی (توان) کمتر خواهد بود که نشان دهنده اهمیت و ارزشمند بودن اتلافات می‌باشد. چرا که هزینه سوخت مصرفی نیروگاه در هر دو حالت یکسان می‌باشد و با توجه به اندک تفاوت موجود در هزینه سرمایه‌گذاری، به منظور استفاده از حرارت‌های اتلافی، امکان تولید دو محصول به جای یک محصول فراهم می‌گردد.

نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که نقطه بهینه عملکردی این گونه نیروگاه‌ها به‌شدت متاثر از موقعیت جغرافیایی و فرایند مصرف محصول دوم نیروگاه‌ها می‌باشد که توجه همزمان به بازار انرژی سایت و پارامترهایی از قبیل فشار کندانسور، فشار بخارهای تولیدی توسط بویلر بازیاب، دبی بخار LP برداشتی و غیره امکان دستیابی به سود بیشتر را فراهم می‌کند.

۱۰- مراجع

[1] Tadros S., “A New Look at Dual Purpose Water and Power Plant: Economy and Design Feature”, *Desalination*, Vol. 30, 197, pp. 22-43.

[2] Karakas E., Doukelis A., Leithner R., Aronis N., “Combined Cycle Power Plant with Integrated Low Temperature Heat (LOTHECO)”, *Applied Thermal Engineering*, No. 24, 2004, pp. 1677-1686.

[3] Wang R. Z., Oliveira, R. G., “Adsorption Refrigeration-an Efficient Way to Make Good Use of Waste Heat and Solar Energy”, *Progress in Energy and Combustion Science*, No. 32, 2006, pp. 424-458.

[4] Ogriseck S., “Integration of Kalina Cycle in a Combined Heat and Power Plant, a Case Study”, *Applied Thermal Engineering*, No. 29, 2009, pp. 2843-2848.

[5] Kalinowski p., Hwang Y., Radermacher R., “Application of Waste Heat Powered Absorption Refrigeration System to the LNG Recovery

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1391.12.4.2.3]

Process", *International Journal of Refrigeration*, No. 32, 2009, pp. 687-694.

[6] Erdem H. H., Dagdas A., "Thermodynamic Analysis of an Existing Coal-Fired Power Plant for District Heating/Cooling Application", *Applied Thermal Engineering*, No. 30, 2010, pp. 181-187.

[۷] صدیق ابراهیم نیا پ.، "بررسی نتایج آنالیز آلاینده‌های ۲۷ نیروگاه سوخت فسیلی و تجزیه و تحلیل آن‌ها"، *ماهنامه صنعت برق*، شماره ۱۵۹، ۱۳۸۹، ص‌ص ۸- ۱۳.

[8] Kotas T. J., *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, First Edition, Florida ،Krieger, 1995.

[9] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., *Thermal Design and Optimization*, New York, Wiley, 1996.

[10] El-seyed, Y. M., *The Thermoeconomic of Energy Conversation*, California, Elsevier, 2003.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-19]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1391.12.4.2.3]