



توسعه روش طراحی و بهینه‌سازی پارامترهای عملکردی و هندسی بویلر بازیاب حرارتی با سه سطح فشار با بکارگیری تئوری ساختاری

مرتضی مهرگو¹، متین کرباسیون²، مجید عمیدپور^{3*}

1- دانشجوی دکتری، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه خواجه نصیر طوسی، تهران

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه خواجه نصیر طوسی، تهران

3- استاد، مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشگاه خواجه نصیر طوسی، تهران

* صندوق پستی 19395-1999، amidpour@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 18 بهمن 1395

پذیرش: 20 فروردین 1396

ارائه در سایت: 23 اردیبهشت 1396

کلید واژگان:

مولد بخار بازیاب حرارتی

تئوری ساختاری

تولید انرژی

بهینه‌سازی

روش الگوریتم ژنتیک

چکیده

طراحی بهینه و بهبود عملکرد مولدهای بخار بازیاب حرارتی تأثیر قابل توجهی بر بازدهی حرارتی نیروگاه‌های سیکل ترکیبی دارند. بنابراین، مولد بخار بازیاب حرارتی باید به گونه‌ای طراحی شود که میزان بازیابی حرارتی را بیشینه نموده و عملکرد کل نیروگاه را بهبود بخشد. در این مقاله، یک روش طراحی و بهینه‌سازی مولد بخار بازیاب حرارتی با سه سطح فشار پیشنهاد شده است. در این مدل، بهینه‌سازی همزمان پارامترهای عملکردی و هندسی جهت طراحی مولد بخار بازیاب حرارتی به‌وسیله تئوری ساختاری ارائه گردیده و حداقل‌سازی تولید انرژی کل سیستم به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده است. همچنین، پارامترهای بهینه در مولد بخار بازیاب حرارتی با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک با قید غیرخطی حجم ثابت به‌دست آمده‌اند. حجم بهینه کل با تبدیل اتلاف انرژی به هزینه تولید انرژی و همچنین در نظر گرفتن هزینه سرمایه‌گذاری و اثر متقابل بین آن‌ها به‌دست می‌آید. علاوه بر این، نسبت ابعاد هر یک از بخش‌ها، سطح انتقال حرارت برای هر یک از اجزای مولد بخار بازیاب حرارتی و خواص ترمودینامیکی پارامترهای اصلی از ساختار جریان هستند که توسط طراحی ساختاری به‌دست می‌آیند. علاوه بر این، تأثیر تغییر در دما و دبی گاز بر حجم بهینه و همچنین بر میزان توان و بخار تولیدی نیز بررسی شده است.

Developing a design method for optimal geometric and operating parameters of triple pressure heat recovery steam generator using the constructal theory

Morteza Mehrgoo, Matin Karbasioun, Majid Amidpour*

Department of Energy Systems Engineering, Khaje Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran

* P.O.B. 19395-1999, Tehran, Iran, amidpour@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 16 February 2017
Accepted 09 April 2017
Available Online 13 May 2017

Keywords:

Heat recovery steam generator
Constructal Theory
Entropy generation
Optimization
Genetic algorithm method

ABSTRACT

Optimum design and performance improvement of the Heat Recovery Steam Generator (HRSG) have noticeable effects on the thermal efficiency of the combined cycle power plants. Therefore, HRSG must be designed in such a way that the heat recovery is maximized and the overall performance of the plant is improved. In this paper, a method for design and optimization of a triple pressure HRSG is proposed. It is shown how to simultaneously optimize the operating and geometric design parameters of the HRSG by using the constructal theory. Considering the minimum total entropy generation as the objective function, the optimum parameters in the HRSG unit are derived by using the genetic algorithm method under the fixed total volume condition. Optimized total volume is derived by converting the exergy destruction to cost of entropy generation in order to compare with the capital cost and the results show that there is a trade-off between them. Also, aspect ratios of the units, the heat transfer area for each component of the HRSG and thermodynamic properties are significant features of the flow configuration inducted by the Constructal design. Furthermore, the effects of changes in the temperature and flow rate of hot gas on the optimal values of the total volume, power and steam production are determined.

1- مقدمه

اهمیت بسیار بالایی برخوردار شده است. مولد بخار بازیاب حرارتی را می‌توان تقریباً در بسیاری از فرآیندهای صنایع شیمیایی یافت که این سیستم‌ها می‌توانند در هر دو حالت تولید همزمان و سیکل ترکیبی به‌کار گرفته شوند. مولد بازیاب بخش عمده‌ای از سیستم‌های تولید بخار را تشکیل می‌دهد و اتصال بین سیکل توربین گاز در بالا و سیکل توربین بخار در پایین را فراهم

در طول ده سال گذشته، نگرانی‌های زیادی بابت کاهش سوخت‌های فسیلی به‌وجود آمده است و از طرفی سوخت‌های جایگزین مانند استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر از دیدگاه اقتصادی هزینه بیشتری نسبت به سوخت‌های فسیلی دارند. بنابراین استفاده بهینه از سوخت‌های فسیلی از

Please cite this article using:

M. Mehrgoo, M. Karbasioun, M. Amidpour, Developing a design method for optimal geometric and operating parameters of triple pressure heat recovery steam generator using the constructal theory, Modares Mechanical Engineering, Vol. 17, No. 5, pp. 335-345, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

می‌کند. بنابراین، هر تغییری در طراحی سیستم مولد بازیاب تأثیر مستقیمی بر بازدهی، تولید توان، هزینه کل و باقی متغیرهای سیکل می‌گذارد. همان‌طور که توضیح داده شده است، مولد بازیاب تقریباً مهم‌ترین وسیله در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی است که برای دستیابی به بیشترین بازیابی حرارتی و بهبود عملکرد کلی سیکل ترکیبی باید با دقت طراحی گردد. علاوه بر این، در برخی کاربردهای مولد بازیاب، مجموع ابعاد مولد بازیاب (حجم کل) مهم‌ترین قید در طراحی بهینه واحدهایی نظیر کشتی‌ها و ساختمان‌ها می‌باشد.

مطالعاتی که بر روی سیکل‌های ترکیبی و مولد بخار بازیاب حرارتی انجام شده است، بیشتر در زمینه‌ی سنجش عملکرد و بهبود بازدهی متمرکز هستند. فرانکو و همکاران [1] مولد بخار بازیاب حرارتی با دو و سه سطح فشار را به‌منظور ترکیب با دو نوع توربین گاز بهینه‌سازی نمودند و نشان دادند که دستیابی به بازدهی 60 درصدی با بهینه‌سازی سیکل ممکن می‌باشد. کاساروسا و همکاران [2] دو تابع هدف را بررسی نمودند و نشان دادند که بازدهی یک سیکل ترکیبی به شدت به انطباق بهینه اجزای آن وابسته است. دو تابع هدف شامل بهینه‌سازی ترمودینامیکی بر پایه کمینه کردن اتلاف اگزورژی و دیگری بهینه‌سازی ترموآکونومیکی بر پایه کمینه کردن هزینه کل مولد بخار بازیاب حرارتی مورد بررسی قرار گرفت. بهینه‌سازی با هدف دستیابی به بازده 60 درصدی بدون افزایش عملکرد توربین گاز انجام گرفته است. نیروگاه‌های سیکل ترکیبی تولید همزمان برق، حرارت و سرمایش با فشار دوگانه و سه‌گانه توسط بازیابی مدل‌سازی شده است [4,3]. تغییر حداقل اختلاف دمای نقطه پینچ، اختلاف دمای بین آب اشباع و خروجی اکونومایزر، دما و فشار توربین‌های بخار، دمای گاز خروجی به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده‌اند.

جانینی و همکاران [5] روشی برای به‌دست آوردن طراحی بهینه مولد بخار بازیاب حرارتی برای سیکل‌های ترکیبی ارائه نموده‌اند. در این مطالعه طراحی دقیقی از متغیرهای هندسی مربوط به مقاطع انتقال حرارت، پارامترهای اصلی عملیاتی برای مولد بازیاب در جهت به حداقل رساندن افت فشار در عناصر مولد بخار بازیاب حرارتی به‌دست آمده است.

بوچر و همکاران [6] تأثیرات اختلاف وضعیت عملکردی نظیر ترکیبات گاز، حرارت ویژه، نقطه پینچ و دمای گاز ورودی بر عملکرد مولد بخار بازیاب حرارتی را بررسی کرده‌اند. آن‌ها نشان داده‌اند که بازدهی انرژی و اگزورژی یک نیروگاه شدیداً به ترکیبات گاز خروجی، حرارت ویژه و نقطه پینچ وابسته است.

گو و همکاران [7] پسماند حرارتی سیستم‌های تولید توان را بر پایه قانون اول، تولید انتروپی قانون دوم ترمودینامیک و بازدهی مورد تحلیل قرار داده‌اند. همچنین چگونگی اثرگذاری برخی پارامترهای عملکردی نظیر بازدهی اگزورژی توربین و عملکرد پمپ که می‌توانند بر عملکرد کل واحد اثر داشته باشند، مورد بررسی قرار داده‌اند. هر چند، خروج اگزورژی به جو را در نظر نگرفته‌اند.

احمدی و همکاران [8] بهینه‌سازی اگزورژی - محیط زیستی یک سیستم تولید همزمان را انجام داده‌اند. آن‌ها نشان دادند که کاهش بازگشت‌ناپذیری در مولد بخار بازیاب حرارتی، بازدهی بخار سیکل را به دلیل افزایش دمای بخار تولید شده افزایش می‌دهد.

مناسالدی و همکاران [9] یک برنامه مدل غیرخطی برای بهینه‌کردن توان خالص تولیدی، حداکثرسازی توان خالص و حداقل کردن وزن مواد و در

نهایت بهینه‌سازی کردن مجموع حرارت انتقال یافته پیشنهاد داده‌اند. ساراپه‌لوکسی و همکاران [10] بهینه‌سازی ترموآکونومیک برای چند نوع مولد بخار بازیاب حرارتی سازگار با سه نوع توربین گاز را انجام داده‌اند و اثرگذاری قیمت سوخت و فاکتور ظرفیت بر قیمت برق را بررسی کرده‌اند.

هدف اصلی مولد بخار بازیاب گرم کردن بخار آب در فشرده‌ترین فضای ممکن است. فشردگی¹ در واقع به معنای حجم کمتر، وزن و هزینه تولید، حمل و نقل، مونتاژ کردن و تعمیرات کمتر می‌باشد. همچنین بهبود عملکرد ترمودینامیکی نیز با توجه به قید محدودیت اندازه‌ها به‌دست می‌آید [11].

مرور مطالعات گذشته که در بخش قبل توضیح داده شد، نشان می‌دهد که توجه بسیار محدودی به طراحی هندسی مولد بازیاب شده است. از طرف دیگر، تئوری ساختاری در سال 1996 توسط بجان² مطرح گردید. تمرکز و توجه اصلی این تئوری روی تولید ساختار جریان³ (هندسه) می‌باشد [12]. براساس تئوری ساختاری، اصولی که ساختارهای هندسی را تولید می‌کند یا اصول طراحی، قانون ساختاری نامیده می‌شود که به شرح این است: "برای یک سیستم جریانی با اندازه محدود که در طول زمان بقا دارد، ساختار و پیکربندی آن باید طوری در طول زمان تغییر کند که ساختار و هندسه آن بیشترین افزایش دسترسی (راحت‌ترین راه دسترسی) برای جریان‌هایی که در آن جریان دارند (مانند سیال، حرارت، اگزورژی و غیره) به‌وجود آورد" [12]. براساس این تئوری سیستم‌ها بدون هدف نیستند بلکه آن‌ها دارای اهداف⁴ و وظایفی⁵ برای به انجام رساندن می‌باشند. اهداف و محدودیت‌ها، به همراه قوانین فیزیکی در کنار هم، مانند انگشتان دستی است که سیستم نهایی را شکل می‌دهند. بنابراین، زمانی که به هندسه یک سیستم آزادی تغییر و تکامل داده می‌شود ساختار آن تغییر می‌کند و نتیجه‌ی آن در نهایت ساختاری است که تضمین می‌کند عملکرد کل سیستم بهینه می‌گردد. قانون ساختاری می‌تواند برای هر سیستمی به‌کار گرفته شود [13].

تئوری ساختاری در بسیاری از مسائل مهندسی و فیزیکی در راستای بهینه‌سازی شکل و ساختار اعمال شده است [13]. گسترش تحقیقات و پژوهش‌های مهندسی نشان می‌دهد که تئوری ساختاری در بسیاری از موضوعات مختلف (بویلر مولد بخار [14-16]، آب شیرین‌کن‌ها [17-19]، طراحی سیستم‌های انرژی خورشیدی برای ساختمان‌ها [20]، متصل کردن پره‌های حرارتی [21,22]، طراحی محیط متخلخل برای انتقال حرارت [23]، طراحی و بهبود عملکرد انواع مختلف مبدل‌های حرارتی [24,28]) اعمال شده است.

علاوه بر این، طراحی ساختاری می‌تواند ساختارها و چیدمان‌های فیزیکی تمامی سیستم‌های مهندسی و اجزای آن‌ها را در نظر بگیرد و به طراح اجازه دهد تا تمامی چیدمان‌های ممکن و در رقابت با یکدیگر را بررسی کرده و بهترین را انتخاب نماید. بنابراین، این روش طراحی ساختاری می‌تواند جهت توسعه روش‌ها و ایده‌های طراحی جدید برای سیستم‌های بازیابی حرارتی مورد استفاده قرار گیرد.

در این مقاله، یک روش جدید برای طراحی مفهومی و بهبود عملکرد یک مولد بخار بازیاب حرارتی با سه سطح فشار در نیروگاه‌ها معرفی گردیده است. رویکرد این مقاله بر پایه تئوری ساختاری می‌باشد و تمرکز اصلی آن بر چیدمان فیزیکی (ساختار هندسی) بین جریان‌های گاز گرم و سیال عامل

¹ Compactness

² Adrian Bejan

³ Flow Configuration

⁴ Objective

⁵ Functions

⁶ Constraints

در روش ارائه شده، یک مولد بخار بازیاب حرارتی از نوع لوله آبی⁵ با سه سطح فشار در نظر گرفته شده است. این بویلر بازیاب شامل یک اکونومایزر، یک اواپراتور و یک سوپرهیتر برای هر سطح فشاری است. همچنین یک مبدل حرارتی جهت بازگرمایش بخار خروجی از توربین فشار بالا قبل از سوپرهیتر نهایی در نظر گرفته شده است. "شکل 1" دیاگرام شماتیک مولد بخار بازیاب حرارتی مذکور با سه سطح فشار را نشان می دهد که برای طراحی و بهینه سازی در نظر گرفته شده است. براساس "شکل 1"، گازهای خروجی از توربین پس از ورود به مولد بخار بازیاب حرارتی، به ترتیب از چپ به راست (سمت گرم به سمت سرد) وارد سوپرهیتر فشار بالا، بازگرم کن⁶، بویلر فشار بالا، اکونومایزر فشار بالا، سوپرهیتر فشار متوسط، بویلر فشار متوسط، اکونومایزر فشار متوسط، سوپرهیتر فشار پایین، بویلر فشار پایین و اکونومایزر فشار پایین می شود.

پارامترهای طراحی هندسی می توانند برای هر یک از بخش های مولد بخار بازیاب حرارتی متفاوت باشند. ابعاد و چیدمان بسیار متفاوتی برای لوله ها (ساختار و نحوه قرارگیری) در هر یک از بخش های اصلی مولد بخار بازیاب حرارتی به منظور انتقال حرارت از گازهای گرم به جریان آب می تواند مورد استفاده قرار گیرد. بدیهی است هر ساختار دارای مشخصه های انتقال حرارت، افت فشار و تولید انترپی مخصوص به خود می باشد. همان طور که در "شکل های 1 تا 4" نشان داده شده است، بیشتر پارامترهای طراحی هندسی برای هر بخش از مولد بازیاب که شامل ابعاد کلی هر یک از تجهیزات (اکونومایزرها، اواپراتورها، سوپرهیترها)، قطر لوله ها، تعداد ردیف لوله ها در جهت جریان، تعداد لوله ها در هر ردیف، تعداد پره ها در واحد طول لوله ها است، متفاوت می باشند. همچنین، به منظور داشتن مولد بازیاب با مقطع یکنواخت، طول لوله ها (L_y) و عرض هر یک از مقاطع (L_z) دارای مقادیر یکسان در نظر گرفته شده اند.

برای مولد بازیابی با ساختار توضیح داده شده که از سه سطح فشار تشکیل شده است و هر سطح دارای یک سوپرهیتر، یک اواپراتور و یک اکونومایزر است، سی و سه عدد متغیر هندسی وجود دارد. این متغیرها شامل ده قطر لوله (d_i)، ده نسبت گام طولی ($\alpha_{L,i}$)، ده طول برای ده بخش اصلی مولد بخار بازیاب حرارتی (Lx_i) یک نسبت گام عرضی (α_z)، عرض سیستم (L_z) و ارتفاع (L_y) هستند که در "شکل های 1 تا 4" نشان داده شده است. متغیرهای ترمودینامیکی شامل دماهای گاز در خروجی از هر یک از بخش های مولد بازیاب ($T_{g,i}$)، دمای سوپرهیترها (T_{sup}) و نسبت نرخ جریان بخار به گاز ($\dot{m}_w/\dot{m}_g$) می باشد. همچنین، افت فشار گاز نامعلوم است.

3- شبیه سازی ترمودینامیکی

از بین رفتن انرژی شامل دو جزء تخریب انرژی و اتلافات انرژی ناشی از تخلیه جریان گاز به محیط می باشد. جزء اول به خاطر بازگشت ناپذیری های فرآیند انتقال حرارت و افت فشار است که منجر به تخریب بخش قابل توجهی از انرژی ورودی به مولد بخار بازیاب حرارتی می شود. جزء دوم نیز بدلیل جریان خروجی گازهای گرم از دودکش می باشد که به عنوان اتلافات انرژی در نظر گرفته می شود.

تخریب انرژی براساس معادله (1) تعریف می شود [29]:

$$\dot{E}_{Destruction} = T_0 \left(\dot{S}_{LE} + \dot{S}_{LB} + \dot{S}_{LS} + \dot{S}_{IE} + \dot{S}_{IB} + \dot{S}_{IS} + \dot{S}_{HE} + \dot{S}_{HB} + \dot{S}_{HR} + \dot{S}_{HS} \right) \quad (1)$$

علاوه بر این، اتلاف انرژی سبب بازگشت ناپذیری های خارجی می شود

(بخار) در چرخه نیروگاه می باشد. این روش در واقع جستجو در جهت یافتن ساختارهای بهتر (چیدمان) جریان می باشد که بتوانند عملکرد بالاتری برای مولد بخار بازیاب حرارتی به ارمغان بیاورند. در سطح تماس¹ بین گازهای داغ و بخار، بهترین اختصاص² میزان سطوح انتقال حرارت به سوپرهیترها، اواپراتورها و اکونومایزرها تحت قید حجم ثابت به گونه ای به دست می آیند که تولید انترپی کل در مولد بخار بازیاب حرارتی با سه سطح فشار کمینه شود. تمرکز اصلی این مطالعه بر روی مدل سازی ریاضی و بهینه سازی ساختار هندسی یک واحد مولد بخار بازیاب حرارتی سه فشاره بوسیله تئوری ساختاری و به کارگیری روش الگوریتم ژنتیک با قید حجم کل ثابت است. حجم بهینه کل، نسبت ابعاد یک واحد به ابعاد کل برای هر یک از اجزای مولد بخار بازیاب حرارتی، نرخ تولید بخار و خواص ترمودینامیکی ویژگی های اصلی هندسی و ساختار جریان هستند که توسط طراحی ساختاری بدست می آیند.

مهمترین وجه تمایز این مقاله ارائه روشی جدید جهت طراحی و بهینه سازی مولد بازیاب حرارتی با سه سطح فشار است بگونه ای که نمودار T-H مربوط به گاز و بخار در این روش به دست آورده می شود و مانند بقیه روش های ارائه شده در مقالات فرض نمی گردد. به عنوان مثال در بسیاری از پژوهش های انجام شده روی مولد بازیاب حرارتی (مانند مرجع [5] و [33]) ابتدا نمودار T-H فرض می گردد و بدون توجه به ساختار و چیدمان هندسی بهینه سازی انجام می گیرد و سطوح انتقال حرارت به دست می آیند. سپس در مرحله ای جداگانه، ساختار هندسی بهینه می گردد. در حالی که در این روش، بهینه سازی عملکردی و هندسی به طور همزمان انجام می شود.

همچنین در این روش پارامترهای هندسی در کنار پارامترهای طراحی ترمودینامیکی مانند دبی و دمای خروجی بخار و همچنین سطوح فشار بهینه سازی می شوند که باعث دقیق تر بودن و کوتاه تر شدن محاسبات می شود. علاوه بر این قید حجم ثابت در واقع باعث محدود شدن میزان هزینه سرمایه گذاری شده و لذا به گونه ای روشی نوین در طراحی محسوب می گردد که می تواند همانند روش هایی مانند ترمواکونومیک در طراحی و بهینه سازی سیستم های مهندسی استفاده گردد.

2- مدل مسئله

کمینه کردن اتلاف انرژی³ (حداقل سازی تولید انترپی) روشی قابل اعتماد در راستای تحلیل و سنجش کیفیت یک مولد بازیاب بخار است و این تضمین را می دهد که سیستم مولد بخار بازیاب حرارتی با بازدهی بهتری عمل می کند. در این روش طراحی، فاکتورهای مهم و موثر در عملکرد و بازدهی مولد بخار بازیاب حرارتی شامل انتقال حرارت و افت فشار در نظر گرفته شده اند. بنابراین می تواند به عنوان تابع هدف کارآمدی جهت به دست آوردن ساختار فیزیکی بویلر بازیاب حرارتی شامل هندسه و چیدمان ابعادی هریک از بخش های اصلی به کار گرفته شود. علاوه بر این، قانون ساختاری⁴ ضمن تکمیل قوانین موجود (انتقال جرم و مومنتوم، تبدیل انرژی و قانون دوم ترمودینامیک) دیدگاه جدیدی برای یافتن ساختار و چیدمان جریان ها ایجاد می نماید. بنابراین، طراحی ساختاری یک واحد مولد بخار بازیاب حرارتی بر پایه کمینه کردن تولید انترپی کل تحت قید کلی (حجم کل ثابت) یک روش طراحی کامل و جامع است که در این بخش توضیح داده شده است.

¹ Interface

² Best Allocation

³ Exergy Lost minimization

⁴ Construal law

⁵ Water Tube

⁶ Reheater

$$\begin{aligned}
& + \dot{m}_{w,L} c_{pw,LS} \ln \left(\frac{T_{sup,L}}{T_{sat,L}} \right) + \dot{m}_{w,I} c_{pw,IE} \ln \left(\frac{T_{sat,I}}{T_{w,I}} \right) \\
& + \frac{\dot{m}_{w,I} h_{fg,I}}{T_{sat,I}} + \dot{m}_{w,I} c_{pw,IS} \ln \left(\frac{T_{sup,I}}{T_{sat,I}} \right) \\
& + \dot{m}_{w,H} c_{pw,H} \ln \left(\frac{T_{sat,H}}{T_{w,in,H}} \right) + \frac{\dot{m}_{w,H} h_{fg,H}}{T_{sat,H}} \\
& + \dot{m}_{w,H} c_{w,IS} \ln \left(\frac{T_{sup,H}}{T_{sat,H}} \right) + \frac{\dot{m}_{w,H} c_{w,RH}}{\dot{m}_g C_{pg}} \ln \left(\frac{T_{s,RH}}{T_{TOT}} \right) \quad (3)
\end{aligned}$$

بر این اساس عدد بی بعد تولید انترپپی (N_s) برای مولد بخار بازیاب حرارتی به شکل معادله (4) تعریف می شود:

$$\begin{aligned}
N_s = \frac{\dot{E}_{dest} + \dot{E}_{Waste}}{\dot{m}_g C_{pg} T_0} = \ln \left(\frac{T_0}{T_{g,in}} \right) \\
+ \frac{R_g}{C_{pg}} \ln \left(\frac{P_0 + \Delta P_g}{P_0} \right) + \frac{T_{g,out} - T_0}{T_0} \\
+ \frac{\dot{m}_w c_{pw,LE}}{\dot{m}_g C_{pg}} \ln \left(\frac{T_{sat,L}}{T_{w,in}} \right) + \frac{\dot{m}_{w,L} h_{fg,L}}{\dot{m}_g C_{pg} T_{sat,L}} + \\
\frac{\dot{m}_{w,L} c_{w,LS}}{\dot{m}_g C_{pg}} \ln \left(\frac{T_{sup,L}}{T_{sat,L}} \right) + \frac{\dot{m}_{w,H} c_{pw,HE}}{\dot{m}_g C_{pg}} \ln \left(\frac{T_{sat,I}}{T_{w,in,I}} \right) \\
+ \frac{\dot{m}_{w,I} h_{fg,I}}{\dot{m}_g C_{pg} T_{sat,I}} + \frac{\dot{m}_{w,I} c_{w,IS}}{\dot{m}_g C_{pg}} \ln \left(\frac{T_{sup,I}}{T_{sat,I}} \right) + \\
\frac{\dot{m}_{w,H} c_{pw,H}}{\dot{m}_g C_{pg}} \times \ln \left(\frac{T_{sat,H}}{T_{w,in,H}} \right) + \frac{\dot{m}_{w,H} h_{fg,H}}{\dot{m}_g C_{pg} T_{sat,H}} + \\
\frac{\dot{m}_{w,H} c_{w,RH}}{\dot{m}_g C_{pg}} \ln \left(\frac{T_{s,RH}}{T_{TOT}} \right) + \frac{\dot{m}_{w,H} c_{w,HS}}{\dot{m}_g C_{pg}} \ln \left(\frac{T_{sup,H}}{T_{sat,H}} \right) \quad (4)
\end{aligned}$$

دماهای گاز و آب خروجی از بخش های اصلی براساس روش ε -NTU حساب می شود که در آن فرض می کنیم مبدل ها دارای لوله های پرده دار و جریان متقاطع می باشند [16]. کمینه کردن تخریب انرژی به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده و ابعاد و چیدمان اجزای اصلی مولد بخار بازیاب حرارتی به وسیله روش بهینه سازی الگوریتم ژنتیک مقید تحت قید حجم ثابت به دست می آیند. حجم کل مولد بازیاب ثابت می باشد و هندسه آن در جهت کمینه تولید انترپپی کل تغییر داده می یابد تا بهترین ساختار و حجم کل بهینه را به دست دهد. معادلات مربوط به ساختار هندسی کل به صورت زیر هستند:

$$V = L_z \times L_y \times (L_{xHS} + L_{xHR} + L_{xHB} + L_{xHE} + L_{xIS} + L_{xIB} + L_{xIE} + L_{xLS} + L_{xLB} + L_{xLE}) \quad (5)$$

$$L_{x,i} = N_{L,i} \times S_{L,i} \quad (6)$$

$$L_z = N_w \times S_T \quad (7)$$

$$\alpha_{z,i} = \frac{S_{T,i}}{d_{o,i}} \quad (8)$$

$$\alpha_{L,i} = \frac{S_{L,i}}{d_{o,i}} \quad (9)$$

برای تمام بخش های اصلی، طول عمودی لوله ها (L_y)، جدا از لوله ی U-شکلی که برای اتصال لوله ها در بالا و پایین به کار می رود، به یک اندازه در نظر گرفته شده است. علاوه بر این، حجم درام ها و لوله های پایین آورنده¹ در اواپراتورها در حجم کل منظور نشده زیرا تنها سطح هایی که در آن ها انتقال حرارت انجام می گیرد در محاسبات لحاظ شده اند. همچنین نسبت گام عرضی و طولی به ترتیب α_L و α_z می باشد. مقدار α_z برای تمامی مبدل ها یکسان در نظر گرفته شده اما α_L در بخش های اصلی می تواند متفاوت باشد.

معادلات مربوط به روش ε -NTU از روابط استاندارد موجود در مراجع مختلف استخراج شده است. معادله های موازنه انرژی در هر یک از مبدل های

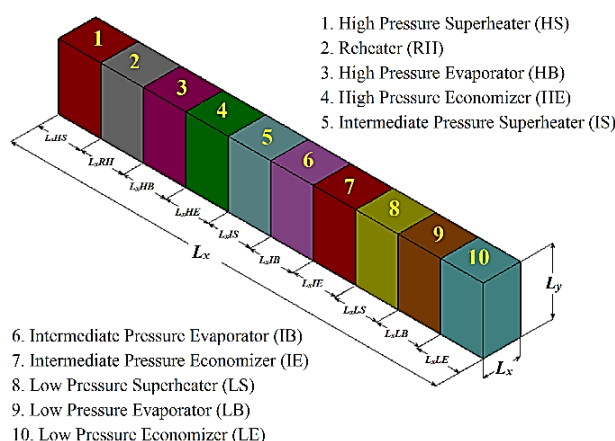


Fig. 1 Simplified diagram of the dual pressure heat recovery steam generator [16]

شکل 1 دیاگرام ساده شده مولد بازیابی حرارت بخار با دو سطح فشار [16]

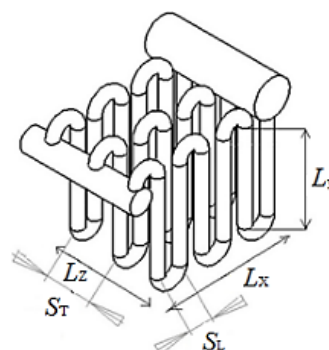


Fig. 2 Schematic diagram of the Reheater, Superheaters and Economizers [16]

شکل 2 دیاگرام شماتیک بازگرم کن، اکونوماایزرها و سوپرهیترها [16]

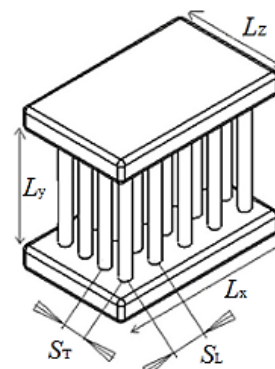


Fig. 3 Schematic diagram of the Evaporators

شکل 3 دیاگرام شماتیک اواپراتورها

که می توان توسط معادله (2) آن را تعیین نمود [29]:

$$\dot{E}_{Waste} = T_0 \dot{m}_g C_{pg} \ln \left(\frac{T_0}{T_{g,out}} \right) + \dot{m}_g C_{pg} (T_{g,out} - T_0) \quad (2)$$

از این رو، نرخ تخریب انرژی کل به صورت معادله (3) تعریف می شود [29]:

$$\begin{aligned}
\dot{E}_{Destruction} &= T_0 \dot{S}_{gen,destruction} \\
&= T_0 \left[\dot{m}_g C_{pg} \ln \frac{T_{g,out}}{T_{g,in}} + \dot{m}_g R_g \ln \frac{(P_0 + \Delta P_g)}{P_0} \right. \\
&\quad \left. + \dot{m}_w c_{pw,LE} \ln \left(\frac{T_{sat,L}}{T_{w,in}} \right) + \frac{\dot{m}_{w,L} h_{fg,L}}{T_{sat,L}} \right]
\end{aligned}$$

¹ Down Comers

$$\dot{Q}_{LS} = \varepsilon_{LS} C_{\min,LS} (T_e - T_{sat,L}) = \dot{m}_g c_{pg} (T_e - T_f) \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{LS} = \varepsilon_{LS} C_{\min,LS} (T_h - T_{sat,L}) = \dot{m}_g c_{pg} (T_h - T_i) \quad (19)$$

روابط ε -NTU که در مدل ریاضی مورد استفاده قرار گرفته‌اند به شرح زیر می‌باشند [30]:

روابط مربوط به گرمایش مجدد، سوپرهیترها و اکونومایزرها:

اگر $C_{\min} = C_w$ باشد:

$$\varepsilon = \frac{1}{C_{\min}} (1 - \exp(-C_{\min} (1 - \exp(-NTU)))) \quad (20)$$

اگر $C_{\min} = C_g$ باشد:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1 - \exp(-NTU \times C_{\min})}{C_{\min}}\right) \quad (21)$$

$$NTU_{eco} = \frac{U_{eco} \times A_o}{C_{\min}} \quad (22)$$

$$NTU_{sup} = \frac{U_{sup} \times A_o}{C_{\min}} \quad (23)$$

روابط مربوط اواپراتورها:

$$\varepsilon_{eva} = 1 - \exp(-NTU_{eva}) \quad (24)$$

$$NTU_{eva} = \frac{U_{eva} \times A_o}{C_{\min}} \quad (25)$$

ضریب انتقال حرارت کل برای سطح‌های توسعه داده شده (پرده‌دار) به شکل زیر تعیین می‌گردد [30]:

$$\frac{1}{U} = \left(\left(\frac{A_t}{A_i} \right) \times \left(\frac{1}{h_i} \right) \right) + \left(\left(\frac{A_t}{A_i} \right) \times f f_i \right) + \left(\left(\frac{A_t}{A_w} \right) \times \left(\frac{d_o}{2 k_t} \right) \times \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \right) + f f_o + \left(\frac{1}{\eta_f h_o} \right) \quad (26)$$

در رابطه (26)، h_o ، h_i ، ضرایب انتقال حرارت در داخل و خارج لوله‌ها، d_i و d_o به ترتیب قطر خارجی و داخلی لوله‌ها و ضریب انتقال حرارت دیواره لوله‌ها می‌باشند. ضریب رسوب برای داخل و بیرون لوله‌ها به ترتیب ff_o و ff_i می‌باشد. A_w و A_i ، A_t در مرجع [30] و بازدهی پرده‌ها (η_f) نیز در مرجع [31] تعریف شده‌اند.

همچنین معادلات زیر جهت محاسبه میزان افت فشار در سمت گاز (در آرایش in-line) در هر بخش مولد بخار بازیاب حرارتی به کار می‌رود:

$$\Delta P_g = 2.56 (f + a) \frac{G^2 N_L}{500 \rho_g} \quad (27)$$

$$f = C_2 C_4 C_6 \left(\frac{d_o + 2h_f}{d_o} \right) \quad (28)$$

$$a = \frac{1 + B^2}{4 N_L} \times \frac{T_{g,out} - T_{g,in}}{T_g} \quad (29)$$

که در آن N_L و ρ_g به ترتیب تعداد ردیف عمقی و چگالی می‌باشد. C_2 ، C_4 ، C_6 و B در مرجع [30] داده شده‌اند. N_w و L_y به ترتیب تعداد لوله‌های عرضی، طول لوله و گام عرضی می‌باشند.

همچنین G در معادله (32) سرعت جرمی گاز نامیده شده و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$G = \frac{\dot{m}_g}{N_w L_y (S_T - d_o)} \quad (30)$$

4- تابع هزینه

هزینه ساخت هر بخش از مولد بخار بازیاب حرارتی متناسب با سطح انتقال حرارت در آن بخش است. بنابراین هزینه ساخت کل مولد بخار بازیاب حرارتی برابر با مجموع هزینه‌ی هر یک از بخش‌ها می‌باشد. برای مولد بخار بازیاب حرارتی بازیاب حرارتی با سه سطح فشار، که دارای ده بخش است،

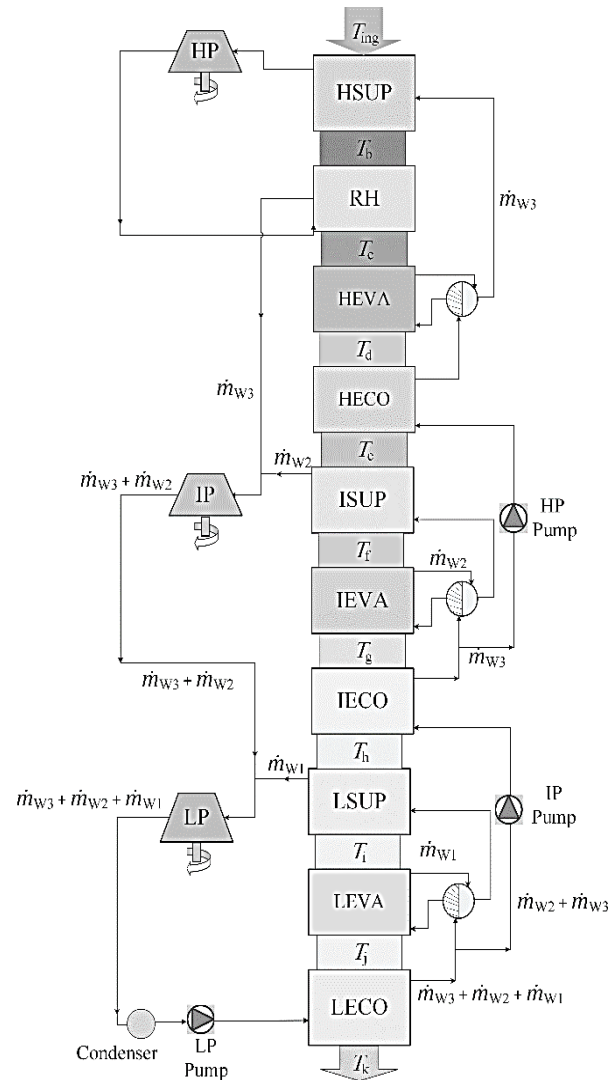


Fig. 4 Triple pressure HRSG configuration and heat exchanger layout
شکل 4 دیانگرام کلی مولد بخار بازیاب حرارتی سه فشاره و چیدمان مبدل‌های حرارتی¹

حرارتی مولد بخار بازیاب حرارتی به شرح زیر آورده شده است [30]:
اکونومایزرها:

$$\dot{Q}_{HE} = \varepsilon_{HE} C_{\min,HE} (T_d - T_{w,in,H}) = \dot{m}_g c_{pg} (T_d - T_e) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{IE} = \varepsilon_{IE} C_{\min,IE} (T_g - T_{w,in,I}) = \dot{m}_g c_{pg} (T_g - T_h) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{LE} = \varepsilon_{LE} C_{\min,LE} (T_j - T_{w,in,L}) = \dot{m}_g c_{pg} (T_j - T_k) \quad (12)$$

که در آن $C = \dot{m} c_p$ می‌باشد.

اواپراتورها:

$$\dot{Q}_{HB} = \varepsilon_{HB} C_{\min,HB} (T_c - T_{sat,H}) = \dot{m}_g c_{pg} (T_c - T_d) \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{IB} = \varepsilon_{IB} C_{\min,IB} (T_f - T_{sat,I}) = \dot{m}_g c_{pg} (T_f - T_g) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{LB} = \varepsilon_{LB} C_{\min,LB} (T_i - T_{sat,L}) = \dot{m}_g c_{pg} (T_i - T_j) \quad (15)$$

گرمایش مجدد:

$$\dot{Q}_{RH} = \varepsilon_{RH} C_{\min,RH} (T_b - T_{TOT}) = \dot{m}_g c_{pg} (T_b - T_c) \quad (16)$$

سوپرهیترها:

$$\dot{Q}_{HS} = \varepsilon_{HS} C_{\min,HS} (T_{ig} - T_{sat,H}) = \dot{m}_g c_{pg} (T_{ig} - T_b) \quad (17)$$

¹ مولد بازیاب طراحی شده از نوع جریان طبیعی و افقی می‌باشد و چیدمان عمودی نشان داده شده تنها به منظور نمایش بهتر اجزا به علت محدودیت فضا است.

هزینه سرمایه گذاری به صورت زیر محاسبه می گردد [16]:

$$C_{HRSG} = K_{HS}C_{HS} + K_{RH}C_{RH} + K_{HB}C_{HB} + K_{HE}C_{HE} + K_{IS}C_{IS} + K_{IB}C_{IB} + K_{IE}C_{IE} + K_{LS}C_{LS} + K_{LB}C_{LB} + K_{LE}C_{LE} \quad (31)$$

در رابطه (32)، K قیمت مخصوص هر بخش می باشد و تابعی از دما و فشار است و A نیز سطح انتقال حرارت است. هزینه سالیانه از حاصل ضرب هزینه کل سیستم مولد بخار بازیاب حرارتی در فاکتور بازگشت سرمایه^۱ به دست می آید [16]:

$$C_{HRSG,an} = C_{HRSG} \times CRF \quad (32)$$

$$CRF = \frac{i(1+i)^{LL}}{(1+i)^{LL} - 1} \quad (33)$$

که در این رابطه i و LL به ترتیب نرخ بهره و همچنین طول مدت بهره برداری^۲ مولد بخار بازیاب حرارتی هستند.

بازگشت ناپذیری های موجود در سیستم مولد بخار بازیاب حرارتی از دو بخش اصلی تشکیل شده که شامل بازگشت ناپذیری حرارتی و فشاری است:

$$C_I = C_{IP} + C_{IT} \quad (34)$$

از آنجایی که کیفیت بازگشت ناپذیری های فشاری و حرارتی متفاوت است، هزینه بازگشت ناپذیری فشاری بیشتر از بازگشت ناپذیری حرارتی می باشد که هر یک به شرح زیر به دست می آیند [16]:

$$C_{IT} = T_0 \times H \times C_T \times \left[\dot{m}_g C_{pg} \ln \left(\frac{T_0}{T_{g,out}} \right) + \dot{m}_g C_{pg} \frac{(T_{g,out} - T_0)}{T_0} + \dot{m}_w c_{pw,LE} \ln \left(\frac{T_{sat,L}}{T_{w,in}} \right) + \frac{\dot{m}_{w,L} h_{fg,L}}{T_{sat,L}} + \dot{m}_{w,L} c_{pw,LS} \ln \left(\frac{T_{sup,L}}{T_{sat,L}} \right) + \dot{m}_{w,I} c_{pw,IE} \ln \left(\frac{T_{sat,I}}{T_{w,I}} \right) + \frac{\dot{m}_{w,I} h_{fg,I}}{T_{sat,I}} + \dot{m}_{w,I} c_{pw,IS} \ln \left(\frac{T_{sup,I}}{T_{sat,I}} \right) + \dot{m}_{w,H} c_{pw,H} \ln \left(\frac{T_{sat,H}}{T_{w,in,H}} \right) + \frac{\dot{m}_{w,H} h_{fg,H}}{T_{sat,H}} + \dot{m}_{w,H} c_{w,IS} \ln \left(\frac{T_{sup,H}}{T_{sat,H}} \right) + \frac{\dot{m}_{w,H} c_{w,RH}}{\dot{m}_g C_{pg}} \ln \left(\frac{T_{s,RH}}{T_{TOT}} \right) \right] \quad (35)$$

در این معادله H مدت زمان عملکرد (عمر) واحد صنعتی و C_T هزینه مخصوص ناشی از بازگشت ناپذیری حرارتی است.

افت فشار در مولد بخار بازیاب حرارتی باعث کاهش کار تولیدی توربین گاز می گردد. این افت توان به صورت زیر محاسبه می شود [16]:

$$\Delta W = \dot{m}_w C_{pg} \eta_t T_3 \left(\left(\frac{P_{atm}}{P_3} \right)^{k-1/k} - \left(\frac{P_{atm} + \Delta P}{P_3} \right)^{k-1/k} \right) \quad (36)$$

$$C_I = C_W \times H \times \Delta W \quad (37)$$

در این معادله T_3 و P_3 دما و فشار گاز خروجی از محفظه احتراق هستند که وارد توربین گاز می شوند، η_t راندمان توربین و C_W هزینه مخصوص اتلاف انرژی است.

ورودی های اولیه ای که برای توسعه ای مدل ریاضی و بهینه سازی سیستم در نظر گرفته شده اند در جدول 1 آورده شده است. علاوه بر این، فرضیات زیر در تحلیل در نظر گرفته شده است:

- مشخصات گاز ورودی معلوم در نظر گرفته شده است (نرخ جریان جرمی، دمای ورودی و ترکیب شیمیایی)
- هیچ خنک کننده ای در بین بخش ها در نظر گرفته نشده است

- پره ها از نوع Solid در نظر گرفته شده اند
- آرایش لوله ها Inline می باشد
- سیستم پایا می باشد
- افت فشار در خط جریان آب قابل صرف نظر است
- اتلاف حرارت وجود ندارد

فرض شده است که سیستم مولد بخار بازیاب حرارتی سه فشاره با یک توربین گاز مدل V94.2 شرکت زیمنس کوپل شده است. دبی گاز (kg/s) 494.87 و مشخصات ترکیب گاز مطابق با مرجع [29] در نظر گرفته شده است.

در سیکل ترکیبی، اغلب یک پیش گرم کننده که از حرارت های اتلافی در نیروگاه برای افزایش دمای آب خوراک ورودی استفاده می کند، به کار گرفته می شود. بنابراین دمای ورودی آب 129 °C فرض شده در حالی که خود پیش گرم کننده در طراحی منظور نشده است.

5- نتایج و بحث

روش طراحی ساختاری بر پایه پیدا کردن بهترین ساختار جریان تحت قیود کلی می باشد. در این جا، دمای ورودی و نرخ جریان گاز داغ به عنوان پارامترهای معلوم در نظر گرفته شده اند. با تغییر سطوح فشار و پارامترهای هندسی، تخریب انرژی به عنوان تابع هدف بهینه می گردد و بهترین ساختار و چیدمان طوری بدست می آید که تولید انرژی حداقل شده و حجم کل به صورت بهینه به هر یک از مبدل های حرارتی اختصاص داده می شود. در ابتدا، یک مدل ریاضی جامع برای مولد بخار بازیاب حرارتی فشار سه گانه در نرم افزار متلب به گونه ای توسعه داده می شود که متغیرهای هندسی و سطوح فشار به عنوان متغیرهای تصمیم باشند. سپس، با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک و تغییرات پارامترهای طراحی (شامل سطوح فشار، قطر لوله، تعداد ردیف لوله ها در راستای جریان، تعداد لوله ها در هر ردیف، طول لوله ها (L_r) و عرض هر مقطع (L_r))، بهترین ابعاد و چیدمان برای هر بخش از مولد بخار بازیاب حرارتی که دارای کمترین تولید انرژی می باشد، به دست می آید. در این مسیر، مقادیر مختلفی از حجم ثابت مورد بررسی قرار می گیرد تا بهترین حجم برای آن به دست آید. این مقادیر حجم در محدوده ای مشخصی که در شکل ها نشان داده شده است، انتخاب می شوند و همچنین اثرات دمای گاز

جدول 1 مشخصه های اولیه برای طراحی و بهینه سازی واحد مولد بخار بازیاب حرارتی
Table 1 Initial Specification to design and optimize the HRSG unit

واحد	مقدار	موارد
°C	25	T_0
cm	1.18, 0.19, 1.27	چیدمان پره ها در اکونومایزر (ارتفاع فین، ضخامت فین، تعداد فین)
cm	1.57, 0.19, 1.27	چیدمان پره ها در اواپراتور (ارتفاع فین، ضخامت فین، تعداد فین)
cm	0.4, 0.19, 1.27	چیدمان پره ها در بازگرم کن و سوپرهیتر (ارتفاع فین، ضخامت فین، تعداد فین)
	0.2	نرخ بهره
	10	عمر واحد (LL)
	0.078	هزینه مخصوص کار (C_w)
	0.068	هزینه مخصوص تولید انرژی حرارتی (C_T)
hr	6000	ساعت عملکرد (H)
\$/m ²	45.7	K_{eco}
\$/m ²	34.9	K_{eva}
\$/m ²	96.2	K_{sup}

که نشان داده شده است، افزایش حجم کل از 2500 m^3 به 3500 m^3 تنها باعث کاهش 3°C در نقطه پینچ می‌شود که این میزان کاهش، مقدار تابع هدف (تخریب اگزرژی) را کمتر از 2.5 درصد کاهش می‌دهد. علاوه بر این، دمای گاز ورودی دارای اثر مستقیم بر نقطه پینچ است؛ به‌طوری‌که مثلاً برای یک حجم کل مشخص (1000 m^3)، افزایش دمای گاز ورودی نقطه پینچ را از 21°C تا 33°C تغییر می‌دهد.

تغییرات میزان افت فشار بهینه جریان گاز به صورت تابعی از دمای گاز ورودی برای مقادیر مختلف حجم کل در "شکل 7" ترسیم شده است و نشان می‌دهد که افت فشار به شدت وابسته به حجم کل می‌باشد. همچنین به‌ازای یک مقدار مشخص T_{ing} ، با افزایش V مقدار افت فشار به طور چشم‌گیری کاهش می‌یابد و منحنی‌ها روند نزولی را نشان می‌دهند. در مقابل، T_{ing} تأثیر محدودی بر افت فشار گاز دارد به‌طوری‌که با افزایش دمای گاز ورودی از 400°C به 500°C ، افت فشار تغییرات اندکی را نشان می‌دهد.

براساس "شکل 8"، نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که افزایش حجم کل اثر قابل توجهی بر روی دمای بخار خروجی که سوپرهیتر فشار بالا را ترک می‌کند، دارد. از آنجایی که در مقادیر بیشتر حجم کل مبدل‌های حرارتی دارای سطح انتقال حرارت بیشتری هستند، بنابراین دمای بخار خروجی نیز

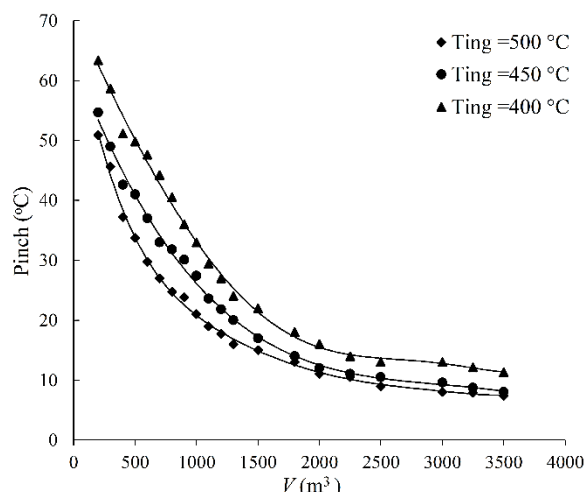


Fig. 6 Effect of the volume on the optimized pinch point

شکل 6 اثر افزایش حجم بر روی نقطه پینچ بهینه

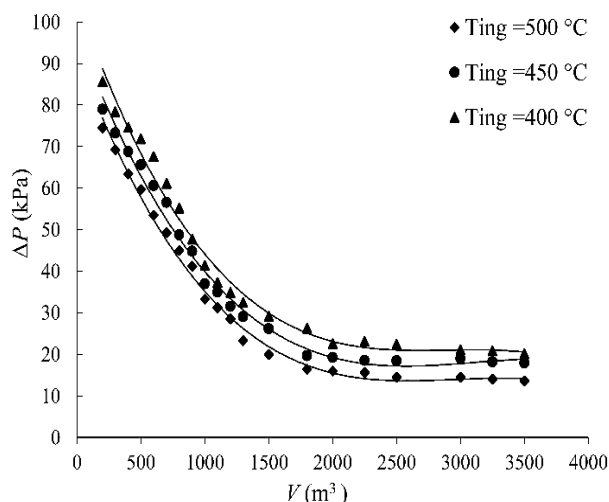


Fig. 7 Gas side pressure drop versus the total volume

شکل 7 تغییرات افت فشار جریان گاز با تغییرات برابر حجم کل

ورودی نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

همان‌طور که در پاراگراف قبلی توضیح داده شد، جهت پیدا کردن بهترین ساختار مولد بخار بازیاب حرارتی، فرآیند بهینه‌سازی برای هر حجم ثابت انجام گرفته است و نتایج آن در این بخش بیان می‌گردد. پس از تعیین حجم بهینه، فرآیند بهینه‌سازی برای آن حجم و توابع هدف مختلف با در نظر گرفتن شرایط ورودی مختلف انجام شده است.

مقادیر بهینه تابع هدف ترمودینامیکی (تولید انترپوی) در مقابل مقادیر مختلف حجم ثابت در "شکل 5" نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌کنید، با افزایش حجم از 200 m^3 ، تولید انترپوی به شدت برای سه مقدار دمای گاز ورودی کاهش می‌یابد. شیب این منحنی‌ها با افزایش حجم و در یک نقطه خاص کاهش می‌یابد، تا منحنی تقریباً مسطح شده و به شیب نزدیک به صفر می‌رسد. سطح انتقال حرارت یک مولد بخار بازیاب حرارتی در حجم کوچک‌تر در مقایسه با حجم بزرگ‌تر کمتر خواهد بود. بنابراین، در حجم‌های کوچک‌تر، اختلاف دمای بین گاز و جریان‌های آب/بخار بالاتر است. از طرف دیگر، انتقال حرارت با اختلاف درجه حرارت محدود یکی از دلایل اصلی برای افزایش تولید انترپوی در مبدل حرارتی است. بنابراین، تخریب اگزرژی و تولید انترپوی برای حجم‌های کوچک‌تر بیشتر است. با افزایش حجم تا یک نقطه‌ی خاص، اختلاف دمای بین جریان‌های گرم و سرد افت نسبی دارد که سبب کاهش تولید انترپوی می‌شود. بعد از این نقطه، تولید انترپوی با افزایش حجم تغییر قابل توجهی نمی‌کند و تخریب اگزرژی دارای افت قابل اطمینانی است. می‌توان نتیجه گرفت که این نقطه مقدار بهینه برای حجم کل مولد بخار بازیاب حرارتی می‌باشد و افزایش سطح انتقال حرارت بعد از این نقطه (حجم‌های بزرگ‌تر) دارای تأثیر محدودی بر روی بازیابی حرارتی و کاهش تولید انترپوی می‌باشد، که قابل صرف‌نظر کردن است. علاوه‌براین، چنان‌که نشان داده شده است، افزایش دمای گاز ورودی سبب کاهش تخریب اگزرژی و تولید انترپوی می‌شود و دارای اثرات مثبت بر روی بازیابی حرارتی می‌باشد.

"شکل 6" مقادیر بهینه نقطه پینچ را به‌ازای دماهای مختلف گاز ورودی در مقابل حجم‌های 200 m^3 تا 3500 m^3 نشان می‌دهد. به ازای مقدار معینی از T_{ing} ، مقدار بهینه نقطه پینچ با افزایش حجم کل تا 2500 m^3 کاهش قابل ملاحظه‌ای دارد. اما، بعد از این نقطه، افزایش بیشتر حجم کل و سطح انتقال حرارت، تأثیر چندانی بر کاهش نقطه پینچ نمی‌گذارد. همان‌طور

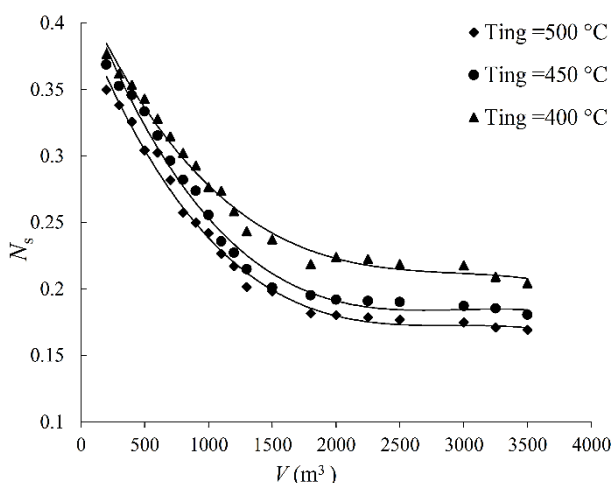


Fig. 5 Optimized entropy generation number for different values of the fixed volume

شکل 5 تولید انترپوی بهینه برای مقادیر مختلف حجم ثابت

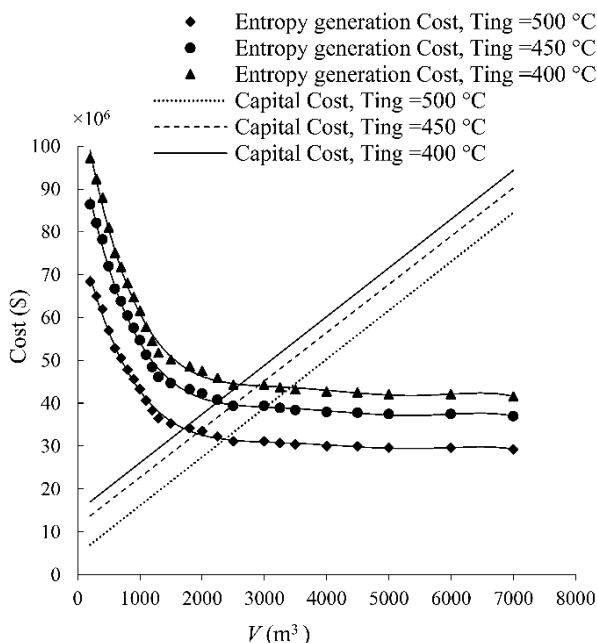


Fig. 9 Entropy generation and capital cost by varying volume with different gas inlet temperatures

شکل 9 تغییرات تولید انترپوی و هزینه سرمایه گذاری براساس حجم های مختلف و دماهای گاز ورودی متفاوت

برای دبی گاز 494.87 kg/s برابر 2460 m^3 و برای 657.5 kg/s برابر 3780 m^3 است.

با توجه به روابط فوق، حجم بهینه برای مولد بازیاب با چیدمان "شکل 4" تقریباً برابر 2500 m^3 به دست می آید. در این قسمت با در نظر گرفتن این مقدار حجم کل ثابت، میزان توان تولیدی برای مولد بازیاب مطابق با "شکل 4" را به عنوان تابع هدف در نظر می گیریم و برای دماهای مختلف از گاز ورودی این تابع بهینه شده و در "شکل 11" نشان داده شده است. همان طور که در "شکل 11" مشاهده می گردد توان تولیدی به طور مستقیم وابسته به دمای گاز ورودی به مولد بازیاب است به طوری که افزایش دما، توان تولیدی

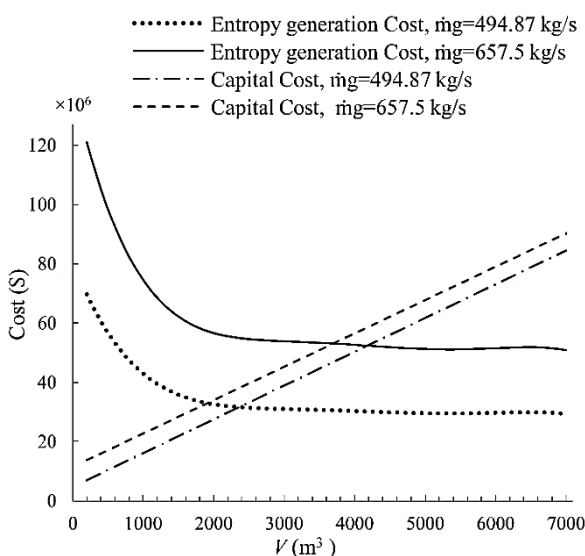


Fig. 10 Entropy generation and capital cost by varying volume with different gas flow rates

شکل 10 تولید انترپوی و هزینه سرمایه گذاری برای حجم های مختلف به ازای دبی متفاوت جریان گاز

بالتر خواهد بود. به عنوان مثال، افزایش حجم کل V از 200 الی 2000 متر مکعب دمای بخار فشار بالا را از 423°C به 471°C تغییر می دهد. با این حال، همان طور که در "شکل 8" نشان داده شده است، بعد از این نقطه، افزایش حجم کل به مقدار کمی سبب کاهش نقطه پینچ می شود که این کاهش سبب کاهش شیب منحنی های بازیابی حرارت می گردد. بنابراین، دمای بخار فشار بالا تغییرات قابل اغماضی را نشان می دهد و شیب منحنی ها می توانند برای $V > 2500 \text{ m}^3$ ، نزدیک به صفر در نظر گرفته شود. علاوه بر این، می توان دید که تغییرات دمای گاز ورودی به طور قابل توجهی بر روی $T_{\text{Sup,HP}}$ اثر می گذارد. به طور مثال، رشد دمای گاز ورودی $T_{\text{Sup,HP}}$ را از 390°C به 479°C تغییر می دهد.

با افزایش حجم کل از 200 m^3 تا 3500 m^3 ، تولید انترپوی به خاطر کاهش میزان افت فشار و همچنین نقطه پینچ کاهش می یابد. از طرف دیگر با افزایش حجم کل، هزینه سرمایه گذاری و ساخت مولد بخار بازیاب حرارتی افزایش می یابد. بنابراین یک اثر متقابل بین هزینه سرمایه گذاری و اتلاف انرژی با افزایش حجم کل وجود دارد. در این بخش، تولید انترپوی در مولد بازیاب با استفاده از معادله (35) به هزینه اتلاف انرژی تبدیل شده تا بتوان مقدار آن را با هزینه سرمایه گذاری مقایسه نمائیم. همان طور که در "شکل 9" نشان داده شده است افزایش حجم کل از 200 m^3 به 1500 m^3 باعث افزایش هزینه سرمایه گذاری از 6.99 به 21.8 می گردد. در مقابل هزینه های اتلاف انرژی از 68.4 به 35.34 کاهش می یابد. بنابراین، در "شکل 9" نقطه تقاطع دو منحنی بهینه مولد بخار بازیاب حرارتی، حجم بهینه مولد بخار بازیاب حرارتی را مشخص می کند. این حجم بهینه زمانی که دماهای ورودی گاز 400°C ، 450°C و 500°C است به ترتیب 2590 m^3 ، 2460 m^3 و 2385 m^3 است. چنان که مشخص است با افزایش دمای گاز حجم بهینه کاهش می یابد به طوری که اگر نمودار حجم بهینه را در مقابل دمای گاز ورودی رسم گردد، نمودار یک روند تقریباً خطی را از خود نشان می دهد. همچنین هزینه تولید انترپوی و سرمایه گذاری برای دو مقدار مختلف از دبی گاز ورودی در "شکل 10" نشان داده شده است. همان طور که در نمودار نمایش داده شده است زمانی که دبی گاز 1.3 برابر می گردد، هزینه های ناشی از اتلاف انرژی برای حجم 2000 m^3 ، از 33.44 به 58.08 افزایش می یابد. همچنین این مقدار افزایش، هزینه سرمایه گذاری را از 27.49 به 33.97 تغییر می دهد. بنابراین میزان حجم بهینه 1.53 برابر افزایش می یابد. حجم بهینه

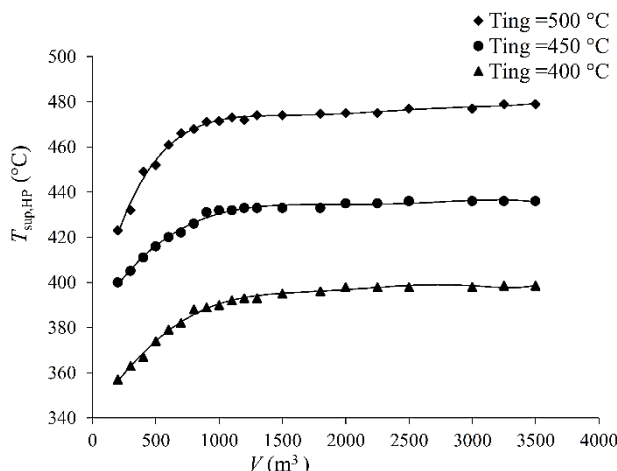


Fig. 8 Optimized high pressure steam temperature versus the total volume

شکل 8 دمای بهینه شده بخار فشار بالا برحسب حجم کل

ندارد، به‌طوری که توزیع سطوح انتقال حرارت برای تغییرات دمای گاز از 350°C به 650°C تقریباً ثابت باقی می‌ماند.

به‌منظور اعتبارسنجی مدل توسعه داده شده، نتایج مدل با دو مقاله ارائه شده در مراجع [32] و [33] مقایسه شده است. جدول 3 مقایسه بین نتایج مرجع [32] و مدل ارائه شده در این مقاله را نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌گردد انطباق قابل قبولی بین نتایج وجود دارد و اختلاف اندک موجود ناشی از برخی فرضیات مانند حجم محدود است که در این مقاله در نظر گرفته شده است. همچنین مقایسه بین نتایج مرجع [33] و این مقاله در "شکل 13" نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود نمودارها دارای شیب‌های تقریباً مشابهی هستند و نتایج مقاله حاضر اندکی افزایش در میزان بخار تولیدی را نشان می‌دهد.

6- نتیجه‌گیری

در این مقاله، طراحی ساختاری و بهینه‌سازی یک مولد بخار بازیاب حرارتی با سه سطح فشار به‌منظور حداقل‌سازی نرخ تخریب اگزروژی ارائه گردید. نشان داده شد که پارامترهای مهم طراحی یک سیستم مهندسی را می‌توان با استفاده از جستجوی بهترین ساختار جریان با توجه به قید کلی مشخص نمود. با استفاده از تئوری- ساختاری ابعاد بهینه اصلی هریک از مبدل‌های حرارتی که بخش‌های اصلی سیستم مولد بخار بازیاب حرارتی را تشکیل می‌دهند، به‌دست آمده است. نتایج نشان داد که با افزایش حجم، نرخ تولید انتروپی کاهش می‌یابد اما پس از رسیدن حجم به یک مقدار مشخص این

جدول 2 طول بهینه‌ی هر یک از مبدل‌های حرارتی اصلی مولد بخار بازیاب حرارتی
Table 2 Optimal length for main heat exchangers of the HRSG

$L_{x,HS}/L_x$	$L_{x,RH}/L_x$	$L_{x,HB}/L_x$	$L_{x,HE}/L_x$	$L_{x,IS}/L_x$	T_{ing}
7.42	8.96	12.36	10.00	9.01	350
7.41	8.93	12.42	9.95	8.97	400
7.44	8.96	12.96	9.99	9.01	450
7.35	8.85	12.15	10.36	8.90	500
7.44	8.96	12.24	10.00	9.01	550
7.29	9.02	11.92	10.01	9.07	600
7.37	8.88	8.69	9.90	8.93	650
$L_{x,IB}/L_x$	$L_{x,IE}/L_x$	$L_{x,LS}/L_x$	$L_{x,LE}/L_x$	$L_{x,IS}/L_x$	T_{ing}
9.86	11.09	8.32	12.18	10.78	350
12.35	11.05	8.28	9.90	10.74	400
12.10	11.09	8.31	9.36	10.78	450
12.68	10.95	8.21	9.92	10.63	500
9.03	11.09	8.32	13.14	10.78	550
10.45	11.16	8.37	12.36	10.39	600
12.69	10.99	8.24	13.62	10.68	650
$L_{x,S}/L_x$	$L_{x,B}/L_x$	$L_{x,E}/L_x$	T_{ing}		
24.77	34.40	31.87	350		
24.67	34.67	31.73	400		
24.76	34.42	31.86	450		
24.45	34.75	31.94	500		
24.76	34.41	31.87	550		
24.73	34.72	31.55	600		
24.54	35.01	31.57	650		

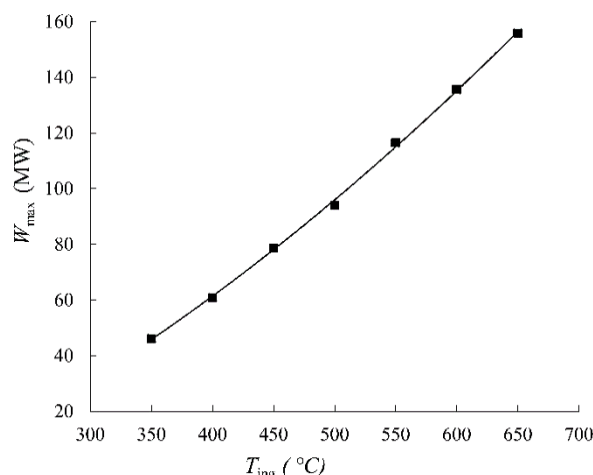


Fig. 11 Optimal power production as a function of the inlet hot gas temperature

شکل 11 توان بهینه تولید شده به عنوان تابعی از دمای گاز داغ ورودی

را افزایش می‌دهد. از آنجایی که با افزایش دما نیروی محرکه برای انتقال حرارت افزایش می‌یابد، بنابراین بخار تولیدی بیشتر شده و توان زیادتری تولید خواهد شد.

مطابق با "شکل 12" دمای گاز تأثیر قابل توجهی بر میزان بار تولیدی در هر سه سطح فشاری دارد به‌گونه‌ای که نسبت دبی بخار به گاز با افزایش دمای گاز ورودی افزایش چشم‌گیری پیدا می‌کند. علاوه بر این میزان بخار تولیدی در سطح HP نسبت به سطوح IP و LP از درصد بالاتری برخوردار است. به عنوان مثال در دمای 550°C درصد بخار تولیدی به دبی گاز در سه سطح تولیدی LP، IP و HP به ترتیب 2.53، 3.53 و 9.14 درصد است.

ابعاد بهینه هریک از بخش‌های اصلی مولد بخار بازیاب حرارتی با در نظر گرفتن حجم ثابت برای تابع حداکثر توان تولیدی در جدول 2 نشان داده شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که در حدود 34.5 درصد از ابعاد کل به مجموع سه اواپراتور، 31.8 درصد به اکونومایزرها، 24.7 درصد به سوپرهیترها و 9 درصد به بازگرم‌کن اختصاص داده شده است. مطابق جدول 2 دمای گاز ورودی تأثیر قابل توجهی بر پارامترهای هندسی مولد بخار بازیاب حرارتی

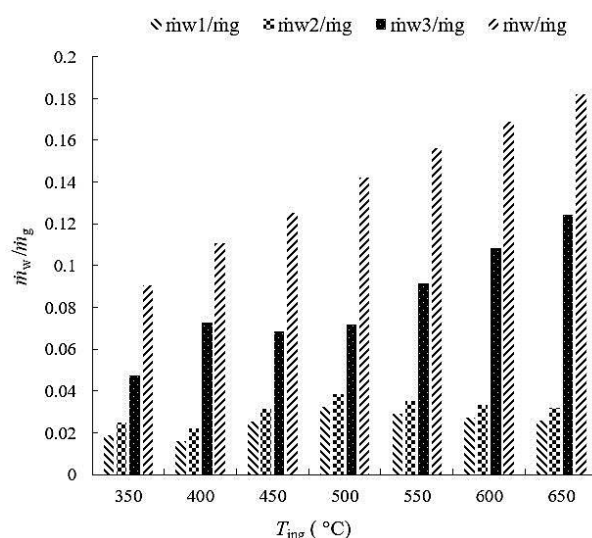


Fig. 12 The steam production ratios for each pressure level versus the gas inlet temperature

شکل 12 نرخ تولید بخار برای هر یک از سطوح فشار در مقابل دمای گاز ورودی

جدول 3 اعتبارسنجی مدل به وسیله مرجع [32]

Table 3 Model validation by Ref. [32]

اطلاعات مرجع [32]	اطلاعات مدل	واحد	پارامترهای ورودی
657.5	657.5	kg/s	دبی جرمی گاز خروجی
644	650	°C	دمای گاز خروجی
0.12	0.12	bar	فشار چگالش
متغیرهای خروجی			
4.2	4.442	bar	اولین سطح فشار
25.3	26.574	bar	دومین سطح فشار
142.5	151.42	bar	سومین سطح فشار
12.63	16.99	kg/s	دبی جرمی اولین سطح بخار
12.76	20.99	kg/s	دبی جرمی دومین سطح بخار
86.7	81.69	kg/s	دبی جرمی سومین سطح بخار
565	572.4	°C	بیشترین دمای بخار چرخه
145.5	155.81	MW	جمع توان خروجی

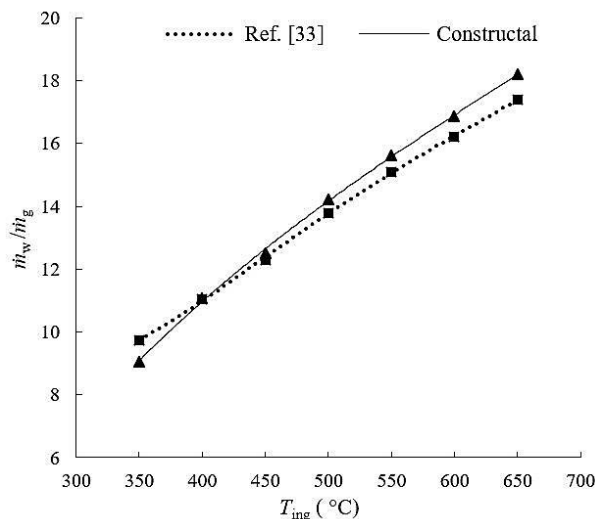


Fig. 13 Comparison of the produced steam to gas flow rate ratio with Ref. [33]

شکل 13 مقایسه نسبت بخار تولید شده به نرخ جریان گاز در این مدل با مرجع [33]

مقدار کاهش انترپوی بسیار کم شده و تقریباً قابل صرف نظر کردن است و این مقدار مشخص حجم بهینه سیستم مولد بخار بازیاب حرارتی را نشان می دهد. به منظور مشخص کردن دقیق مقدار این حجم، با تبدیل تخریب انرژی به هزینه انرژی و همچنین در نظر گرفتن هزینه سرمایه گذاری، حجم بهینه با توجه به دمای ورودی گاز معین می گردد. با معین شدن حجم بهینه کل، تابع هدف حداکثرسازی توان تولیدی در نظر گرفته شده است و با استفاده از الگوریتم ژنتیک مقید با در نظر گرفتن حجم بهینه مشخص شده در قسمت قبل ساختار جریان مولد بخار بازیاب حرارتی به ازای دماهای مختلف گاز ورودی معین می گردد. در همین راستا نتایج نشان دادند که توان تولیدی با افزایش دمای گاز ورودی افزایش قابل توجهی دارد و تولید بخار در سطح HP بسیار بیشتر از تولید در سطح IP و LP است و بیشترین میزان سطح انتقال حرارت در حجم محدود به اواپراتورها اختصاص داده شده است.

در پایان باید توضیح داده شود که روش طراحی ساختاری نشان داد که در زمینه طراحی مولد بخار بازیاب حرارتی موثر بوده است و می تواند در بسیاری از کاربردهای دیگر مهندسی مورد استفاده قرار گیرد و این توانایی را دارد تا در طراحی سیستم های با ساختار پیچیده به کار گرفته شود.

7- فهرست علائم

قطر	d
ضریب رسوب داخلی	ff_i
ضریب رسوب بیرونی	ff_o
سرعت جرمی گاز	G
ضریب انتقال حرارت	h
ارتفاع پره	h_f
طول	L
نرخ جریان	$\dot{m}$
تعداد ردیف در راستای طولی	N_L
عدد تولید انترپوی	N_s
تعداد لوله های عبوری از راستای عرضی	N_w
ثابت ویژه گاز	R
گام لوله ها	S
دمای گاز خروجی از سوپرهیتر فشار بالا	T_b
دمای گاز خروجی از بازگرم کن	T_c
دمای گاز خروجی از اواپراتور فشار بالا	T_d
دمای گاز خروجی از اکونومایزر فشار بالا	T_e
دمای گاز خروجی از سوپرهیتر فشار متوسط	T_f
دمای گاز خروجی از اواپراتور فشار متوسط	T_g
دمای گاز خروجی از اکونومایزر فشار متوسط	T_h
دمای گاز خروجی از سوپرهیتر فشار پایین	T_i
دمای گاز خروجی از اواپراتور فشار پایین	T_j
دمای گاز ورودی به سوپرهیتر فشار بالا	T_{ing}
دمای گاز خروجی از اکونومایزر فشار پایین	T_k
دمای اشباع فشار بالا	$T_{sat,HP}$
دمای اشباع فشار متوسط	$T_{sat,IP}$
دمای اشباع فشار پایین	$T_{sat,LP}$
دمای بخار فشار بالا	$T_{sup,HP}$
دمای بخار فشار متوسط	$T_{sup,IP}$
دمای بخار فشار پایین	$T_{sup,LP}$
ضریب انتقال حرارت کل	U
حجم کل	V

علائم یونانی

لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)	μ
چگالی (kgm^{-3})	ρ
راندمان مبدل حرارتی	ε
نسبت گام به قطر لوله	α
راندمان پره	η_f

زیر نویس ها

اکونومایزر	eco
اواپراتور	eva
گاز	g
سوپرهیتر فشار بالا	HS
اواپراتور فشار بالا	HB
اکونومایزر فشار بالا	HE
داخل	i
ورودی (برای جریان)	in

- 25, Hoboken: Wiley, 2008.
- [13] A. Bejan, *Shape and Structure, From Engineering to Nature*, First edition, pp. 271-289, London: Cambridge University Press, 2000.
- [14] S. K. Yong, S. Lorente, A. Bejan, Constructal steam generator architecture, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 9-10, pp. 2362-2369, 2009.
- [15] Y. Kim, S. Lorente, A. Bejan, Steam generator structure: Continuous model and constructal design, *International Journal of Energy Research*, Vol. 35, No. 4, pp. 336-345, 2011.
- [16] E. Norouzi, M. Amidpour, Optimal thermodynamic and economic volume of a heat recovery steam generator by constructal design, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 8, pp. 1286-1292, 2012.
- [17] M. Mehrgoo, M. Amidpour, Constructal design of humidification-dehumidification desalination unit architecture, *Desalination*, Vol. 271, No. 1-3, pp. 62-71, 2011.
- [18] M. Mehrgoo, M. Amidpour, Derivation of optimal geometry of a multi-effect humidification-dehumidification desalination unit: A constructal design, *Desalination*, Vol. 281, No. 17, pp. 234-242, 2011.
- [19] M. Mehrgoo, M. Amidpour, Constructal design and optimization of a direct contact humidification-dehumidification desalination unit, *Desalination*, Vol. 293, No. 1, pp. 293: 69-77, 2012.
- [20] A. F. Miguel, Constructal design of solar energy-based systems for buildings, *Energy Building*, Vol. 40, No. 6, pp. 1020-1030, 2008.
- [21] L. Lorenzini, L. A. Oliveira, Constructal design of Y-shaped assembly of fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 23, pp. 4552-4557, 2006.
- [22] L. Lorenzini, L. A. Oliveirav, Constructal design of T-Y assembly of fins for an optimized heat removal, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 5-6, pp. 1458-1463, 2009.
- [23] A. Bejan, Designed porous media: Maximal heat transfer density at decreasing length scales, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, No. 14-16, pp. 3073-3083, 2004.
- [24] V. D. Zimparov, A. K. Da Silva, A. Bejan, Constructal tree-shaped parallel flow heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 23-24, pp. 4558-4566, 2006.
- [25] Y. S. Muzychka, Constructal multi-scale design of compact micro-tube heat sinks and heat exchangers, *International Journal of Thermal Science*, Vol. 46, No. 3, pp. 245-252, 2007.
- [26] V. A. P. Raja, T. Basak, S. K. Das, Thermal performance of a multi-block heat exchanger designed on the basis of Bejan's constructal theory, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, No. 13-14, pp. 3582-3594, 2008.
- [27] L. Luoa, Z. Fan, H. Gall, X. Zhou, W. Yuan, Experimental study of constructal distributor for flow equidistribution in a mini cross flow heat exchanger (MCHE), *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 47, No. 2, pp. 229-236, 2008.
- [28] A. Vahdat Azad, M. Amidpour, Economic optimization of shell and tube heat exchanger based on constructal theory, *Energy*, Vol. 36, No. 2, pp. 1087-1096, 2011.
- [29] S. Naemi, M. Saffar-Avval, S. Behboodi Kalhori, Z. Mansoori, Optimum design of dual pressure heat recovery steam generator using non-dimensional parameters based on thermodynamic and thermoeconomic approaches, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 52, No. 2, pp. 371-384, 2013.
- [30] V. Ganapathy, *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators Design, applications and calculations*, pp. 8.5-8.49, New York: Marcel Dekker Inc., 2003.
- [31] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th Edition, pp. 163-177, New York: Wiley, 2011.
- [32] D. Sanchez, R. Chacartegui, J. M. Munoz, A. Munoz, T. Sanchez, Performance analysis of a heavy duty combined cycle power plant burning various syngas fuels, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 35, No. 1, pp. 337-45, 2010.
- [33] M. Nadir, A. Ghenaïet, Thermodynamic optimization of several (heat recovery steam generator) HRSG configurations for a range of exhaust gas temperatures, *Energy*, Vol. 86, No. 9, pp. 685-695, 2015.

IS	سوپر هیتز فشار متوسط
IB	بویلر فشار متوسط
IE	اکونومایزر فشار متوسط
L	طولی
LS	سوپر هیتز فشار پایین
LB	اوپراتور فشار پایین
LE	اکونومایزر فشار پایین
o	بیرون
out	خروجی (برای جریان)
sat	اشباع
sup	سوپر هیتز
T	مجموع (کل)
w	آب
x	طول یا بعد طولی
y	ارتفاع
z	عرض یا بعد عرضی
0	محیط

8- مراجع

- [1] A. Franco, A. Russo, Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters, *International Journal of Thermal Science*, Vol. 41, No. 9, pp. 843-859, 2002.
- [2] C. Casarosa, F. Donatini, A. Franco, Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants, *Energy*, Vol. 29, No. 4, pp. 389-414, 2004.
- [3] A. M. Bassily, Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a dual pressure reheat combined cycle, *Applied Energy*, Vol. 81, No. 2, pp. 127-151, 2005.
- [4] A. M. Bassily, Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a triple-pressure reheat combined cycle, *Energy*, Vol. 32, No. 5, pp. 778-794, 2007.
- [5] A. Franco, N. A. Giannini, General method for the optimum design of heat recovery steam generators, *Energy*, Vol. 31, No. 15, pp. 3342-3361, 2006.
- [6] C. J. Butcher, B. V. Reddy, Second law analysis of a waste heat recovery based power generation system, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, No. 11, pp. 2355-2363, 2007.
- [7] J. Guo, M. Xu, J. Cheng, Thermodynamic analysis of waste heat power generation system, *Energy*, Vol. 9, No. 7, pp. 2824-2835, 2010.
- [8] P. Ahmadi, I. Dincer, Exergoenvironmental analysis and optimization of a cogeneration plant system using multimodal genetic algorithm (MGA), *Energy*, Vol. 35, No. 12, pp. 5161-72, 2010.
- [9] J. I. Manassaldi, N. J. Scenna, Optimal synthesis and design of heat recovery steam generation (hrsg) via mathematical programming, *Energy*, Vol. 36, No. 1, pp. 475-485, 2011.
- [10] R. Carapellucci, L. Giordano, A comparison between exergetic and economic criteria for optimizing the heat recovery steam generators of gas-steam power plants, *Energy*, Vol. 58, No. 1, pp. 458-72, 2013.
- [11] A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Second edition, pp. 13.5-13-7, New York: Wiley, 1997.
- [12] A. Bejan, S. Lorente, *Design with Constructal Theory*, First edition, pp. 16-