مجله مهندسی مکانیک مدرس، مرداد 1396، دوره 17، شماره 5، ص‌ص 335-345

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

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

مرتضی مهرگو[1]، متین کرباسیون[2]، 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
* تهران، صندوق پستی 1999-19395، 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 انتروپی
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، بهینه‌سازیِ همزمانِ پارامترهای عملکردی و هندسی جهت طراحی مولد بخار بازیاب حرارتی به‌وسیله تئوری ساختاری ارائه گردیده و حداقل‌سازی تولید انتروپی 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 اگزرژی به هزینه تولید انتروپی 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 هریک 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

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 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

**Please cite this article using:** / **برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:**

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)

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 اگزرژی و دیگری بهینه‌سازی ترمواکونومیکی 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 بازیلی 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 اگزرژی 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 اگزرژی توربین و عملکرد پمپ که می‌توانند بر عملکرد کل واحد اثر داشته باشند، مورد بررسی قرار داده‌اند. هر چند، خروج اگزرژی به جو را در نظر نگرفته‌اند.

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

مناسالدی و همکاران [9] یک برنامه مدل غیرخطی برای بیشینه‌کردن توان خالص تولیدی، حداکثرسازی توان خالص و حداقل کردن وزن مواد و در نهایت بیشینه کردن مجموع حرارت انتقال یافته پیشنهاد داده‌اند.

ساراپه‌لوکسی و همکاران [10] بهینه‌سازی ترمواکونومیک 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. فشردگی [1] 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 بجان [2] مطرح گردید. تمرکز و توجه اصلی این تئوری روی تولید ساختار جریان [3] (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 پیکره‌بندی 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، اگزرژی و غیره) به‌وجود آورد" [12]. براساس این تئوری سیستم‌ها بدون هدف نیستند بلکه آن‌ها دارای اهداف [4] و وظایفی [5] برای به انجام رساندن می‌باشند. اهداف و محدودیت‌ها [6]، به همراه قوانین فیزیکی در کنار هم، مانند انگشتان دستی است که سیستم نهایی را شکل می‌دهند. بنابراین، زمانی‌که به هندسه یک سیستم آزادی تغییر و تکامل داده می‌شود ساختار آن تغییر می‌کند و نتیجه‌ی آن درنهایت ساختاری است که تضمین می‌کند عملکرد کل سیستم بیشینه 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 [16-14]، آب شیرین‌کن‌ها [19-17]، طراحی سیستم‌های انرژی خورشیدی برای ساختمان‌ها [20]، متصل‌کردن پره‌های حرارتی [22,21]، طراحی محیط متخلخل برای انتقال حرارت [23]، طراحی و بهبود عملکرد انواع مختلف مبدل‌های حرارتی [28,24]) 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

(بخار) در چرخه نیروگاه می‌باشد. این روش در واقع جستجو در جهت یافتن ساختارهای بهتر (چیدمان) جریان می‌باشد که بتوانند عملکرد بالاتری برای مولد بخار بازیاب حرارتی به ارمغان بیاورند. در سطح تماس[1] بین گازهای داغ و بخار، بهترین اختصاص[2] میزان سطوح انتقال حرارت به سوپرهیترها، اواپراتورها و اکونومایزرها تحت قید حجم ثابت به‌گونه‌ای به‌دست می‌آیند که تولید انتروپی کل در مولد بخار بازیاب حرارتی با سه سطح فشار کمینه شود.

تمرکز اصلی این مطالعه بر روی مدل‌سازی ریاضی و بهینه سازی ساختار هندسی یک واحد مولد بخار بازیاب حرارتی سه فشاره بوسیله تئوری ساختاری و به‌کارگیری 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 ویژگی‌های اصلی هندسی و ساختار جریان هستند که توسط طراحی ساختاری بدست می‌آیند.

مهمترین وجه تمایز این مقاله ارائه روشی جدید جهت طراحی و بهینه‌سازی مولد بازیاب حرارتی با سه سطح فشار است بگونه‌ای که نمودار T-H مربوط به گاز و بخار در این روش به‌دست آورده می‌شود و مانند بقیه روش‌های ارائه شده در مقالات فرض نمی‌گردد. به عنوان مثال در بسیاری از پژوهش‌های انجام شده روی مولد بازیاب حرارتی (مانند مرجع [5] و [33]) ابتدا نمودار T-H فرض می‌گردد و بدون توجه به ساختار و چیدمان هندسی بهینه‌سازی انجام می‌گیرد و سطوح انتقال حرارت به‌دست می‌آیند. سپس در مرحله‌ای جداگانه، ساختار هندسی بهینه می‌گردد. درحالی‌که در این روش، بهینه‌سازی عملکردی و هندسی به‌طور همزمان انجام می‌شود.

همچنین در این روش پارامترهای هندسی در کنار پارامترهای طراحی ترمودینامیکی مانند دبی و دمای خروجی بخار و همچنین سطوح فشار بهینه‌سازی می‌شوند که باعث دقیق‌تربودن و کوتاه‌تر شدن محاسبات می‌شود. علاوه براین قید حجم ثابت در واقع باعث محدود شدن میزان هزینه سرمایه‌گذاری شده و لذا به‌گونه‌ای روشی نوین در طراحی محسوب می‌گردد که می‌تواند همانند روش‌هایی مانند ترمواکونومیک در طراحی و بهینه‌سازی سیستم‌های مهندسی استفاده گردد.

## 2- مدل مسئله

کمینه کردن اتلاف اگزرژی[3] (حداقل‌سازی تولید انتروپی) روشی قابل اعتماد در راستای تحلیل و سنجش کیفیت یک مولد بازیاب بخار است و این تضمین را می‌دهد که سیستمِ مولد بخار بازیاب حرارتی با بازدهی بهتری عمل می‌کند. در این روش طراحی، فاکتورهای مهم و موثر در عملکرد و بازدهی مولد بخار بازیاب حرارتی شامل انتقال حرارت و افت فشار درنظر گرفته شده‌اند. بنابراین می‌تواند به عنوان تابع هدف کارآمدی جهت به‌دست آوردن ساختار فیزیکی بویلر بازیاب حرارتی شامل هندسه و چیدمان ابعادی هریک از بخش‌های اصلی به‌کار گرفته شود. علاوه بر این، قانون ساختاری[4] ضمن تکمیل قوانین موجود (انتقال جرم و مومنتوم، تبدیل انرژی و قانون دوم ترمودینامیک) دیدگاه جدیدی برای یافتن ساختار و چیدمان جریان‌ها ایجاد می‌نماید. بنابراین، طراحی ساختاری یک واحد مولد بخار بازیاب حرارتی بر پایه کمینه کردن تولید انتروپی 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] Constructal law

در روش ارائه شده، یک مولد بخار بازیاب حرارتی از نوع لوله آبی[5] 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 می‌دهد که برای طراحی و بهینه‌سازی درنظر 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 ، بازگرم‌کن[6]، 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 می‌شود.

پارامترهای طراحی هندسی می‌توانند برای هر یک از بخش‌های مولد بخار بازیاب حرارتی متفاوت باشند. ابعاد و چیدمان بسیار متفاوتی برای لوله‌ها (ساختار و نحوه‌ی قرارگیری) در هر یک از بخش‌های اصلی مولد بخار بازیاب حرارتی به منظور انتقال حرارت از گازهای گرم به جریان آب می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. بدیهی است هر ساختار دارای مشخصه‌های انتقال حرارت، افت فشار و تولید انتروپی مخصوص به خود می‌باشد. همان‌طور که در "شکل‌های 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 لوله‌ها، تعداد ردیف لوله‌ها در جهت جریان، تعداد لوله‌ها در هر ردیف، تعداد پره‌ها در واحد طول لوله‌ها است، متفاوت می‌باشند. همچنین، به‌منظور داشتن مولد بازیاب با مقطع یکنواخت، طول لوله‌ها ($L_y$) و عرض هر یک از مقاطع ($L_z$) دارای مقادیر یکسان در نظر گرفته شده‌اند.

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 اوکونومایزر 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 ($\alpha_z$) ، عرض سیستم ($L_z$) و ارتفاع ($L_y$) هستند که در" شکل‌های 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 ($\dot{m}_{w,i}/\dot{m}_g$) می‌باشد. همچنین، افت فشار گاز نامعلوم است.

## 3- شبیه‌سازی ترمودینامیکی

از بین رفتن اگزرژی شامل دو جزء تخریب اگزرژی و اتلافات اگزرژی ناشی از تخلیه جریان گاز به محیط می‌باشد. جزء اول به خاطر بازگشت‌ناپذیری‌های فرآیند انتقال حرارت و افت فشار است که منجر به تخریب بخش قابل توجهی از اگزرژی ورودی به مولد بخار بازیاب حرارتی می‌شود. جزء دوم نیز بدلیل جریان خروجی گازهای گرم از دودکش می‌باشد که به‌عنوان اتلافات اگزرژی در نظر گرفته می‌شود.

تخریب اگزرژی براساس معادله (1) تعریف می‌شود [29]:

$$\dot{E}_{\mathrm{Dsetruction}} = T_0 \begin{pmatrix} \dot{S}_{\mathrm{LE}} + \dot{S}_{\mathrm{LB}} + \dot{S}_{\mathrm{LS}} + \dot{S}_{\mathrm{IE}} + \dot{S}_{\mathrm{IB}} \\ + \dot{S}_{\mathrm{IS}} + \dot{S}_{\mathrm{HE}} + \dot{S}_{\mathrm{HB}} + \dot{S}_{\mathrm{HR}} + \dot{S}_{\mathrm{HS}} \end{pmatrix} \quad (1)$$

علاوه بر این، اتلاف اگزرژی سبب بازگشت‌ناپذیری‌های خارجی می‌شود

[5] Water Tube
[6] Reheater

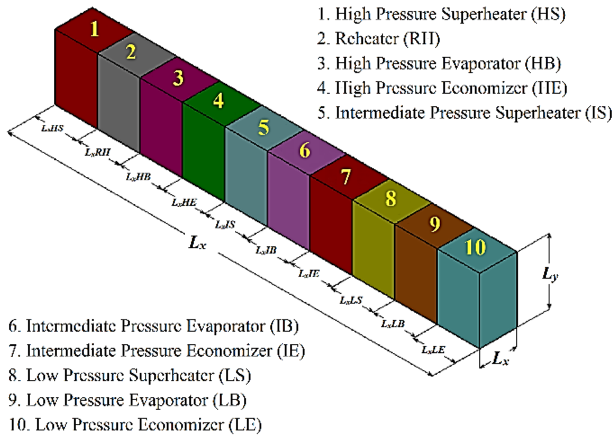


**Fig. 1** Simplified diagram of the dual pressure heat recovery steam generator [16]

**شکل 1** دیاگرام ساده شده مولد بازیابی حرارت بخار با دوسطح فشار [16]

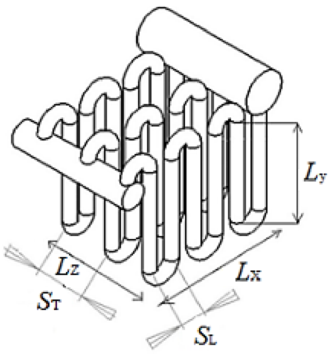


**Fig. 2** Schematic diagram of the Reheater, Superheaters and Economizers [16]

**شکل 2** دیاگرام شماتیک بازگرم‌کن، اکونومایزرها و سوپرهیترها [16]

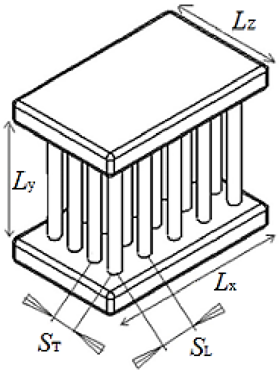


**Fig. 3** Schematic diagram of the Evaporators

**شکل 3** دیاگرام شماتیک اواپراتورها

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

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

از این‌رو، نرخ تخریب اگزرژی کل به صورت معادله (3) تعریف می‌شود [29]:

$$\begin{aligned}\dot{E}_{\mathrm{Destruction}} &= T_0\dot{S}_{\mathrm{gen,destruction}}\\ &= T_0[\dot{m}_{\mathrm{g}}\,c_{\mathrm{pg}}\ln\frac{T_{\mathrm{g,out}}}{T_{\mathrm{g,in}}}+\dot{m}_{\mathrm{g}}\,R_{\mathrm{g}}\,ln\frac{(P_0+\Delta P_{\mathrm{g}})}{P_0}\\ &+\dot{m}_{\mathrm{w}}\,c_{\mathrm{pw,LE}}\ln\left(\frac{T_{\mathrm{sat,L}}}{T_{\mathrm{w,in}}}\right)+\frac{\dot{m}_{\mathrm{w,L}}\,h_{\mathrm{fg,L}}}{T_{\mathrm{sat,L}}}\\ &+\dot{m}_{\mathrm{w,L}}\,c_{\mathrm{pw,LS}}\ln\left(\frac{T_{\mathrm{sup,L}}}{T_{\mathrm{sat,L}}}\right)+\dot{m}_{\mathrm{w,I}}\,c_{\mathrm{pw,IE}}\ln\left(\frac{T_{\mathrm{sat,I}}}{T_{\mathrm{w,I}}}\right)\\ &+\frac{\dot{m}_{\mathrm{w,I}}\,h_{\mathrm{fg,I}}}{T_{\mathrm{sat,I}}}+\dot{m}_{\mathrm{w,I}}\,c_{\mathrm{pw,IS}}\ln\left(\frac{T_{\mathrm{sup,I}}}{T_{\mathrm{sat,I}}}\right)\\ &+\dot{m}_{\mathrm{w,H}}\,c_{\mathrm{pw,H}}\ln\left(\frac{T_{\mathrm{sat,H}}}{T_{\mathrm{w,in,H}}}\right)+\frac{\dot{m}_{\mathrm{w,H}}\,h_{\mathrm{fg,H}}}{T_{\mathrm{sat,H}}}\\ &+\dot{m}_{\mathrm{w,H}}\,c_{\mathrm{w,IS}}\ln\left(\frac{T_{\mathrm{sup,H}}}{T_{\mathrm{sat,H}}}\right)+\frac{\dot{m}_{\mathrm{w,H}}\,c_{\mathrm{w,RH}}}{\dot{m}_{\mathrm{g}}C_{\mathrm{pg}}}\ln\left(\frac{T_{\mathrm{s,RH}}}{T_{\mathrm{TOT}}}\right)]\end{aligned} \quad (3)$$

بر این اساس عدد بی‌بعد تولید انتروپی ($Ns$) برای مولد بخار بازیاب حرارتی به شکل معادله (4) تعریف می‌شود:

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

دماهای گاز و آب خروجی از بخش‌های اصلی براساس روش $\varepsilon$-$NTU$ حساب می‌شود که در آن فرض می‌کنیم مبدل‌ها دارای لوله‌های پره‌دار و جریان متقاطع می‌باشند [16]. کمینه‌کردن تخریب اگزرژی به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده و ابعاد و چیدمان اجزای اصلی مولد بخار بازیاب حرارتی به‌وسیله روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک مقید تحت قید حجم ثابت به‌دست می‌آیند. حجم کل مولد بازیاب ثابت می‌باشد و هندسه آن در جهت کمینه تولید انتروپی کل تغییر داده می‌یابد تا بهترین ساختار و حجم کل بهینه را به‌دست دهد. معادلات مربوط به ساختار هندسی کل به‌صورت زیر هستند:

$$\begin{aligned}V = L_{\mathrm{z}}\times\ L_{\mathrm{y}}\times(&L_{\mathrm{xHS}}+L_{\mathrm{xHR}}+L_{\mathrm{xHB}}+L_{\mathrm{xHE}}+L_{\mathrm{xIS}}\\ &+L_{\mathrm{xIB}}+L_{\mathrm{xIE}}+L_{\mathrm{xLS}}+L_{\mathrm{xLB}}\\ &+L_{\mathrm{yLE}})\end{aligned} \quad (5)$$

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

$$L_{\mathrm{z}} = N_{\mathrm{W}}\times S_{\mathrm{T}} \quad (7)$$

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

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

برای تمام بخش‌های اصلی، طول عمودی لوله‌ها ($L_{\mathrm{y}}$)، جدا از لوله‌ی U-شکلی که برای اتصال لوله‌ها در بالا و پایین به‌کار می‌رود، به یک اندازه در نظر گرفته شده است. علاوه بر این، حجم درام‌ها و لوله‌های پایین‌آورنده[1] در اواپراتورها در حجم کل منظور نشده زیرا تنها سطح‌هایی که در آن‌ها انتقال حرارت انجام می‌گیرد در محاسبات لحاظ شده‌اند. همچنین نسبت گام عرضی و طولی به ترتیب $\alpha_{\mathrm{z}}$ و $\alpha_{\mathrm{L}}$ می‌باشد. مقدار $\alpha_{\mathrm{z}}$ برای تمامی مبدل‌ها یکسان در نظر گرفته شده اما $\alpha_{\mathrm{L}}$ در بخش‌های اصلی می‌تواند متفاوت باشد.

معادلات مربوط به روش $\varepsilon$-$NTU$ از روابط استاندارد موجود در مراجع مختلف استخراج شده است. معادله‌های موازنه انرژی در هر یک از مبدل‌های

[1] Down Comers

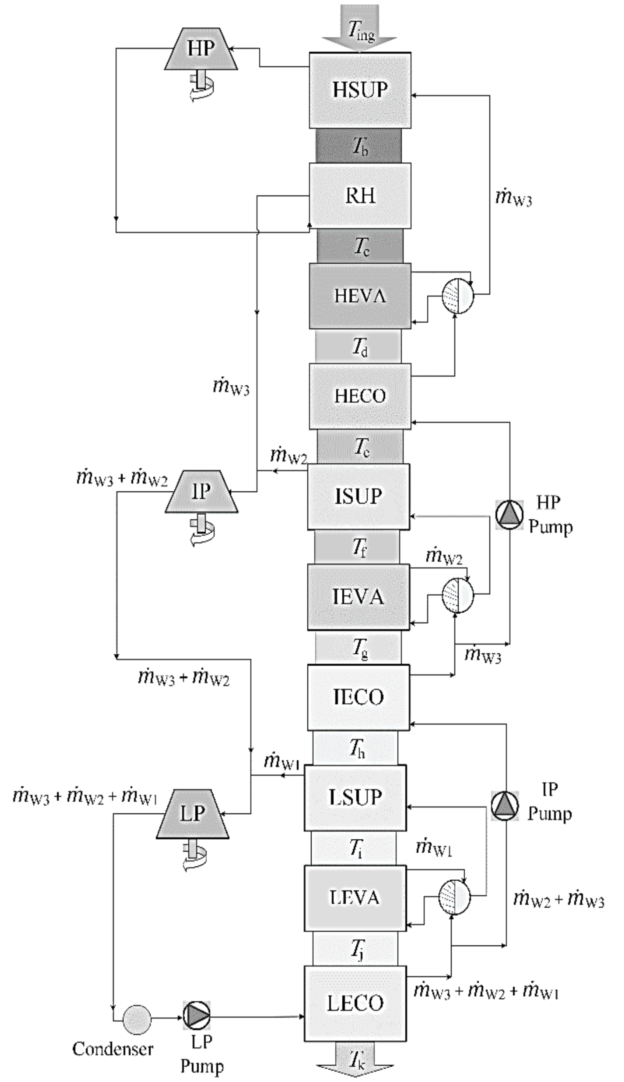


**Fig. 4** Triple pressure HRSG configuration and heat exchanger layout

**شکل 4** دیاگرام کلی مولد بخار بازیاب حرارتی سه فشاره و چیدمان مبدل‌های حرارتی [1]

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

اکونومایزرها:

$$\dot{Q}_{\mathrm{HE}}=\varepsilon_{\mathrm{HE}}\,C_{\mathrm{min,HE}}\left(T_{\mathrm{d}}-T_{\mathrm{w,in,H}}\right)=\dot{m}_{\mathrm{g}}c_{\mathrm{pg}}\left(T_{\mathrm{d}}-T_{\mathrm{e}}\right) \qquad (10)$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{IE}}=\varepsilon_{\mathrm{IE}}\,C_{\mathrm{min,IE}}\left(T_{\mathrm{g}}-T_{\mathrm{w,in,I}}\right)=\dot{m}_{\mathrm{g}}c_{\mathrm{pg}}\left(T_{\mathrm{g}}-T_{\mathrm{h}}\right) \qquad (11)$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{LE}}=\varepsilon_{\mathrm{LE}}\,C_{\mathrm{min,LE}}\left(T_{\mathrm{j}}-T_{\mathrm{w,in}}\right)=\dot{m}_{\mathrm{g}}c_{\mathrm{pg}}\left(T_{\mathrm{j}}-T_{\mathrm{k}}\right) \qquad (12)$$

که در آن $C=\dot{m}c_{\mathrm{p}}$ می باشد.

اواپراتورها:

$$\dot{Q}_{\mathrm{HB}}=\varepsilon_{\mathrm{HB}}\,C_{\mathrm{min,HB}}\left(T_{\mathrm{c}}-T_{\mathrm{sat,H}}\right)=\dot{m}_{\mathrm{g}}c_{\mathrm{pg}}\left(T_{\mathrm{c}}-T_{\mathrm{d}}\right) \qquad (13)$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{IB}}=\varepsilon_{\mathrm{IB}}\,C_{\mathrm{min,IB}}\left(T_{\mathrm{f}}-T_{\mathrm{sat,I}}\right)=\dot{m}_{\mathrm{g}}c_{\mathrm{pg}}\left(T_{\mathrm{f}}-T_{\mathrm{g}}\right) \qquad (14)$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{LB}}=\varepsilon_{\mathrm{LB}}\,C_{\mathrm{min,LB}}\left(T_{\mathrm{i}}-T_{\mathrm{sat,L}}\right)=\dot{m}_{\mathrm{g}}c_{\mathrm{pg}}\left(T_{\mathrm{i}}-T_{\mathrm{j}}\right) \qquad (15)$$

گرمایش مجدد:

$$\dot{Q}_{\mathrm{RH}}=\varepsilon_{\mathrm{RH}}\,C_{\mathrm{min,RH}}\left(T_{\mathrm{b}}-T_{\mathrm{TOT}}\right)=\dot{m}_{\mathrm{g}}c_{\mathrm{pg}}\left(T_{\mathrm{b}}-T_{\mathrm{c}}\right) \qquad (16)$$

سوپرهیترها:

$$\dot{Q}_{\mathrm{HS}}=\varepsilon_{\mathrm{HS}}\,C_{\mathrm{min,HS}}\left(T_{\mathrm{ig}}-T_{\mathrm{sat,H}}\right)=\dot{m}_{\mathrm{g}}c_{\mathrm{pg}}\left(T_{\mathrm{ig}}-T_{\mathrm{b}}\right) \qquad (17)$$

[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.

$$\dot{Q}_{\mathrm{IS}}=\varepsilon_{\mathrm{IS}}\,C_{\mathrm{min,IS}}\left(T_{\mathrm{e}}-T_{\mathrm{sat,I}}\right)=\dot{m}_{\mathrm{g}}c_{\mathrm{pg}}\left(T_{\mathrm{e}}-T_{\mathrm{f}}\right) \qquad (18)$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{LS}}=\varepsilon_{\mathrm{LS}}\,C_{\mathrm{min,LS}}\left(T_{\mathrm{h}}-T_{\mathrm{sat,L}}\right)=\dot{m}_{\mathrm{g}}c_{\mathrm{pg}}\left(T_{\mathrm{h}}-T_{\mathrm{i}}\right) \qquad (19)$$

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

روابط مربوط به گرمایش مجدد، سوپرهیترها و اکونومایزرها:

اگر $C_{\mathrm{min}}=C_{\mathrm{w}}$ باشد:

$$\varepsilon=\frac{1}{C_{\mathrm{min}}}\left(1-\exp\left(-C_{\mathrm{min}}\left(1-\exp(-NTU)\right)\right)\right) \qquad (20)$$

اگر $C_{\mathrm{min}}=C_{\mathrm{g}}$ باشد:

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

$$NTU_{\mathrm{eco}}=\frac{U_{\mathrm{eco}}\times A_{\mathrm{o}}}{C_{\mathrm{min}}} \qquad (22)$$

$$NTU_{\mathrm{Sup}}=\frac{U_{\mathrm{Sup}}\times A_{\mathrm{o}}}{C_{\mathrm{min}}} \qquad (23)$$

روابط مربوط اواپراتورها:

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

$$NTU_{\mathrm{eva}}=\frac{U_{\mathrm{eva}}\times A_{\mathrm{o}}}{C_{\mathrm{min}}} \qquad (25)$$

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

$$\frac{1}{U}=\left(\left(\frac{A_{\mathrm{t}}}{A_{\mathrm{i}}}\right)\times\left(\frac{1}{h_{\mathrm{i}}}\right)\right)+\left(\left(\frac{A_{\mathrm{t}}}{A_{\mathrm{i}}}\right)\times ff_{\mathrm{i}}\right)$$
$$+\left(\left(\frac{A_{\mathrm{t}}}{A_{\mathrm{W}}}\right)\times\left(\frac{d_{\mathrm{o}}}{2\,k_{t}}\right)\times ln\left(\frac{d_{\mathrm{o}}}{d_{\mathrm{i}}}\right)\right)+ff_{\mathrm{o}}+\left(\frac{1}{\eta_{\mathrm{f}}\,h_{\mathrm{o}}}\right) \qquad (26)$$

در رابطه (26)، $h_{\mathrm{i}}$ ، $h_{\mathrm{o}}$ ضرایب انتقال حرارت در داخل و خارج لوله‌ها، $d_{\mathrm{o}}$ و $d_{\mathrm{i}}$ به ترتیب قطر خارجی و داخلی لوله‌ها و $k_{\mathrm{i}}$ ضریب انتقال حرارت دیواره لوله‌ها می‌باشند. ضریب رسوب برای داخل و بیرون لوله‌ها به ترتیب $ff_{\mathrm{i}}$ و $ff_{\mathrm{o}}$ می‌باشد. $A_{\mathrm{t}}$، $A_{\mathrm{i}}$ و $A_{\mathrm{w}}$ در مرجع [30] و بازدهی پره‌ها ($\eta_{\mathrm{f}}$) 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 به‌کار می‌رود:

$$\Delta P_{\mathrm{g}}=2.56\,(f+a)\,\frac{G^2\,N_{\mathrm{L}}}{500\,\rho_{\mathrm{g}}} \qquad (27)$$

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

$$a=\frac{1+B^2}{4\,N_{\mathrm{L}}}\times\frac{T_{\mathrm{g,out}}-T_{\mathrm{g,in}}}{T_{\mathrm{g}}} \qquad (29)$$

که در آن $N_{\mathrm{L}}$ و $\rho_{\mathrm{g}}$ به ترتیب تعداد ردیف عمقی و چگالی می‌باشد. $C_2$، $C_4$، $C_6$ و $B$ در مرجع [30] داده شده‌اند. $N_{\mathrm{w}}$، $L_{\mathrm{y}}$ و $S_{\mathrm{T}}$ 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:

$$G=\frac{\dot{m}_{\mathrm{g}}}{N_{\mathrm{w}}\,L_{\mathrm{y}}(S_{\mathrm{T}}-d_{\mathrm{o}})} \qquad (30)$$

## 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 با سه سطح فشار، که دارای ده بخش است،

هزینه سرمایه‌گذاری به صورت زیر محاسبه می‌گردد [16]:

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

در رابطه (32)، $K$ قیمت مخصوص هر بخش می‌باشد و تابعی از دما و فشار است و $A$ نیز سطح انتقال حرارت است. هزینه سالیانه از حاصل‌ضرب هزینه کل سیستم مولد بخار بازیاب حرارتی در فاکتور بازگشت سرمایه[1] به‌دست می‌آید [16]:

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

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

که در این رابطه $i$ و $LL$ به ترتیب نرخ بهره و همچنین طول مدت بهره‌برداری[2] مولد بخار بازیاب حرارتی هستند.

بازگشت‌ناپذیری‌های موجود در سیستم مولد بخار بازیاب حرارتی از دو بخش اصلی تشکیل شده که شامل بازگشت‌ناپذیری حرارتی و فشاری است:

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

از آن‌جایی‌که کیفیت بازگشت‌ناپذیری‌های فشاری و حرارتی متفاوت است، هزینه بازگشت‌ناپذیری فشاری بیشتر از بازگشت‌ناپذیری حرارتی می‌باشد که هریک به شرح زیر به‌دست می‌آیند [16]:

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

در این معادله $H$ مدت زمان عملکرد (عمر) واحد صنعتی و $C_{\mathrm{T}}$ هزینه مخصوص ناشی از بازگشت‌ناپذیری حرارتی است.

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

$$\Delta W = \dot{m}_{\mathrm{w}} C_{\mathrm{pg}} \eta_{\mathrm{t}} T_3 ((\frac{P_{\mathrm{atm}}}{P_3})^{k-1/k} - (\frac{P_{\mathrm{atm}} + \Delta P}{P_3})^{k-1/k}) \quad (36)$$

$$C_{\mathrm{I}} = C_{\mathrm{W}} \times H \times \Delta W \quad (37)$$

در این معادله $T_3$ و $P_3$ دما و فشار گاز خروجی از محفظه احتراق هستند که وارد توربین گاز می‌شوند، $\eta_{\mathrm{t}}$ راندمان توربین و $C_{\mathrm{w}}$ هزینه مخصوص اتلاف اگزرژی است.

ورودی‌های اولیه‌ای که برای توسعه‌ی مدل ریاضی و بهینه‌سازی سیستم در نظر گرفته شده‌اند 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 کننده‌ای در بین بخش‌ها در نظر گرفته نشده است
- پره‌ها از نوع Solid در نظر گرفته شده‌اند
- آرایش لوله‌ها Inline می‌باشد
- سیستم پایا می‌باشد
- 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] درنظر گرفته شده است.

در سیکل ترکیبی، اغلب یک پیش گرم‌کننده که از حرارت‌های اتلافی در نیروگاه برای افزایش دمای آب خوراک ورودی استفاده می‌کند، به‌کار گرفته می‌شود. بنابراین دمای ورودی آب $129\ ^{\mathrm{o}}\mathrm{C}$ فرض شده در حالی‌که خود پیش گرم‌کننده در طراحی منظور نشده است.

## 5- نتایج و بحث

روش طراحی ساختاری بر پایه پیدا کردن بهترین ساختار جریان تحت قیود کلی می‌باشد. در این‌جا، دمای ورودی و نرخ جریان گاز داغ به عنوان پارامترهای معلوم در نظر گرفته شده‌اند. با تغییر سطوح فشار و پارامترهای هندسی، تخریب اگزرژی به‌عنوان تابع هدف بهینه می‌گردد و بهترین ساختار و چیدمان طوری بدست می‌آید که تولید انتروپی حداقل شده و حجم کل به صورت بهینه به هر یک از مبدل‌های حرارتی اختصاص داده می‌شود. در ابتدا، یک مدل ریاضی جامع برای مولد بخار بازیاب حرارتیِ فشار سه‌گانه در نرم‌افزار متلب به‌گونه‌ای توسعه داده می‌شود که متغیرهای هندسی و سطوح فشار به‌عنوان متغیرهای تصمیم باشند. سپس، با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک و تغییرات پارامترهای طراحی (شامل سطوح فشار، قطر لوله، تعداد ردیف لوله‌ها در راستای جریان، تعداد لوله‌ها در هر ردیف، طول لوله‌ها ($L_{\mathrm{y}}$) و عرض هر مقطع ($L_{\mathrm{z}}$))، بهترین ابعاد و چیدمان برای هر بخش از مولد بخار بازیاب حرارتی که دارای کمترین تولید انتروپی می‌باشد، به‌دست می‌آید. در این مسیر، مقادیر مختلفی از حجم ثابت مورد بررسی قرار می‌گیرد تا بهترین حجم برای آن به‌دست آید. این مقادیر حجم در محدوده‌ی مشخصی که در شکل‌ها نشان داده شده است، انتخاب می‌شوند و همچنین اثرات دمای گاز

**جدول 1** مشخصه‌های اولیه برای طراحی و بهینه‌سازی واحد مولد بخار بازیاب حرارتی

**Table 1** Initial Specification to design and optimize the HRSG unit

| موارد | مقدار | واحد |
|---|---|---|
| $T_0$ | 25 | $^{\mathrm{o}}$C |
| چیدمان پره‌ها در اکونومایزر ( ارتفاع فین , ضخامت فین , cm/تعداد فین) | 1.18,0.19, 1.27 | cm |
| چیدمان پره‌ها دراواپراتور ( ارتفاع فین , ضخامت فین , cm/تعداد فین) | 1.57,0.19, 1.27 | cm |
| چیدمان پره‌ها در بازگرم‌کن و سوپرهیتر ( ارتفاع فین , ضخامت فین , cm/تعداد فین) | 0.4,0.19,1. 27 | cm |
| نرخ بهره | 0.2 | |
| عمر واحد ($LL$) | 10 | |
| هزینه مخصوص کار ($C_{\mathrm{w}}$) | 0.078 | |
| هزینه مخصوص تولید انتروپی حرارتی ($C_{\mathrm{T}}$) | 0.068 | |
| ساعت عملکرد ($H$) | 6000 | hr |
| $K_{\mathrm{eco}}$ | 45.7 | \$/m$^2$ |
| $K_{\mathrm{eva}}$ | 34.9 | \$/m$^2$ |
| $K_{\mathrm{sup}}$ | 96.2 | \$/m$^2$ |

[1] Capital Recovery Factor
[2] Long Life of HRSG

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 انتروپی) در مقابل مقادیر مختلف حجم ثابت در "شکل 5" نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌کنید، با افزایش حجم از $200\ m^2$، تولید انتروپی 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 انتروپی در مبدل حرارتی است. بنابراین، تخریب اگزرژی و تولید انتروپی 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 انتروپی می‌شود. بعد از این نقطه، تولید انتروپی با افزایش حجم تغییر قابل توجهی نمی‌کند و تخریب اگزرژی دارای افت قابل اغماضی 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 انتروپی می‌باشد، که قابل صرف‌نظرکردن است. علاوه‌براین، چنان‌که نشان داده شده است، افزایش دمای گاز ورودی سبب کاهش تخریب اگزرژی و تولید انتروپی 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

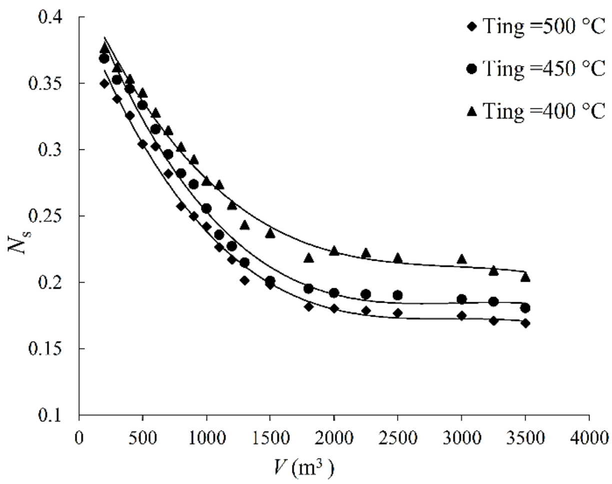


**Fig. 5** Optimized entropy generation number for different values of the fixed volume

**شکل 5** تولید انتروپی بهینه برای مقادیر مختلف حجم ثابت

که نشان داده شده است، افزایش حجم کل از $2500\ m^3$ به $3500\ m^3$ تنها باعث کاهش $3^oC$ 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 $21\ ^oC$ تا $33\ ^oC$ 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 مشخصِ $T_{ing}$، 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 $400\ ^oC$ به $500\ ^oC$، 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

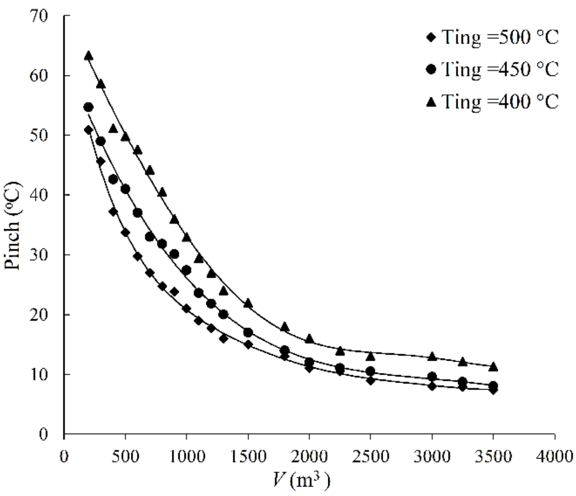


**Fig. 6** Effect of the volume on the optimized pinch point

**شکل 6** اثر افزایش حجم بر روی نقطه پینچ بهینه

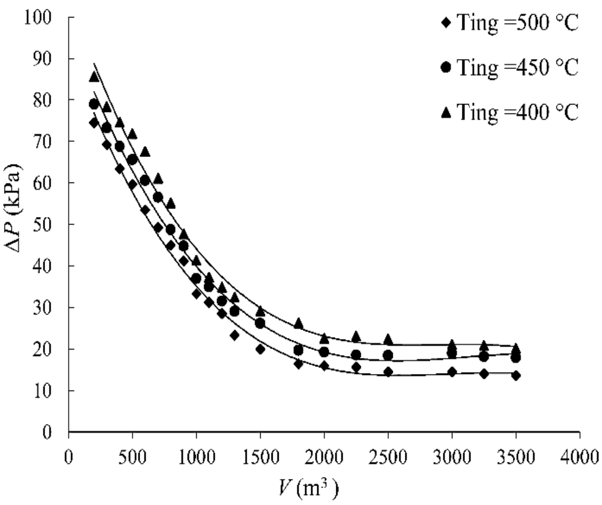


**Fig. 7** Gas side pressure drop versus the total volume

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

بالاتر خواهد بود. به عنوان مثال، افزایش حجم کل $V$ از 200 الی 2000 متر مکعب دمای بخار فشار بالا را از $423\ ^{\circ}C$ به $471\ ^{\circ}C$ تغییر می‌دهد. با این حال، همان‌طور که در "شکل 8" نشان داده شده است، بعد از این نقطه، افزایش حجم کل به مقدار کمی سبب کاهش نقطه پینچ می‌شود که این کاهش سبب کاهش شیب منحنی‌های بازیابی حرارت می‌گردد. بنابراین، دمای بخار فشار بالا تغییرات قابل اغماضی را نشان می‌دهد و شیب منحنی‌ها می‌توانند برای $V > 2500\ m^3$، نزدیک به صفر در نظر گرفته شود. علاوه بر این، می‌توان دید که تغییرات دمای گاز ورودی به طور قابل توجهی بر روی $T_{\mathrm{Sup,HP}}$ اثر می‌گذارد. به‌طور مثال، رشد دمای گاز ورودی $T_{\mathrm{Sup,HP}}$ را از $390\ ^{\circ}C$ به $479\ ^{\circ}C$ تغییر می‌دهد.

با افزایش حجم کل از $200\ m^3$ تا $3500\ m^3$، تولید انتروپی به خاطر کاهش میزان افت فشار و همچنین نقطه پینچ کاهش می‌یابد. از طرف دیگر با افزایش حجم کل، هزینه سرمایه‌گذاری و ساخت مولد بخار بازیاب حرارتی افزایش می‌یابد. بنابراین یک اثر متقابل بین هزینه سرمایه‌گذاری و اتلاف اگزرژی با افزایش حجم کل وجود دارد. در این بخش، تولید انتروپی در مولد بازیاب با استفاده از معادله (35) به هزینه اتلاف اگزرژی تبدیل شده تا بتوان مقدار آن را با هزینه سرمایه‌گذاری مقایسه نمائیم. همان‌طور که در "شکل 9" نشان داده شده است افزایش حجم کل از $200\ m^3$ به $1500\ m^3$ باعث افزایش هزینه سرمایه‌گذاری از 6.99 به 21.8 می‌گردد. در مقابل هزینه‌های اتلاف اگزرژی از 68.4 به 35.34 کاهش می‌یابد. بنابراین، در "شکل 9" نقطه تقاطع دو منحنی بهینه مولد بخار بازیاب حرارتی، حجم بهینه مولد بخار بازیاب حرارتی را مشخص می‌کند. این حجم بهینه زمانی‌که دماهای ورودی گاز $400\ ^{\circ}C$، $450\ ^{\circ}C$ و $500\ ^{\circ}C$ است به ترتیب $2590\ m^3$ ، $2460\ m^3$ و $2385\ m^3$ است. چنان‌که مشخص است با افزایش دمای گاز حجم بهینه کاهش می‌یابد به‌طوری که اگر نمودار حجم بهینه را در مقابل دمای گاز ورودی رسم گردد، نمودار یک روند تقریباً خطی را از خود نشان می‌دهد. همچنین هزینه تولید انتروپی و سرمایه‌گذاری برای دو مقدار مختلف از دبی گاز ورودی در "شکل 10" نشان داده شده است. همان‌طور که در نمودار نمایش داده شده است زمانی‌که دبی گاز 1.3 برابر می‌گردد، هزینه‌های ناشی از اتلاف اگزرژی برای حجم $2000\ m^3$، از 33.44 به 58.08 افزایش می‌یابد. همچنین این مقدار افزایش، هزینه سرمایه‌گذاری را از 27.49 به 33.97 تغییر می‌دهد. بنابراین میزان حجم بهینه 1.53 برابر افزایش می‌یابد. حجم بهینه

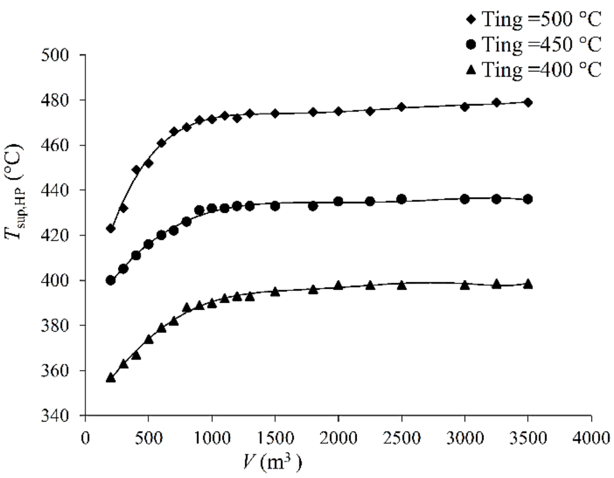


**Fig. 8** Optimized high pressure steam temperature versus the total volume

**شکل 8** دمای بهینه شده بخار فشار بالا برحسب حجم کل

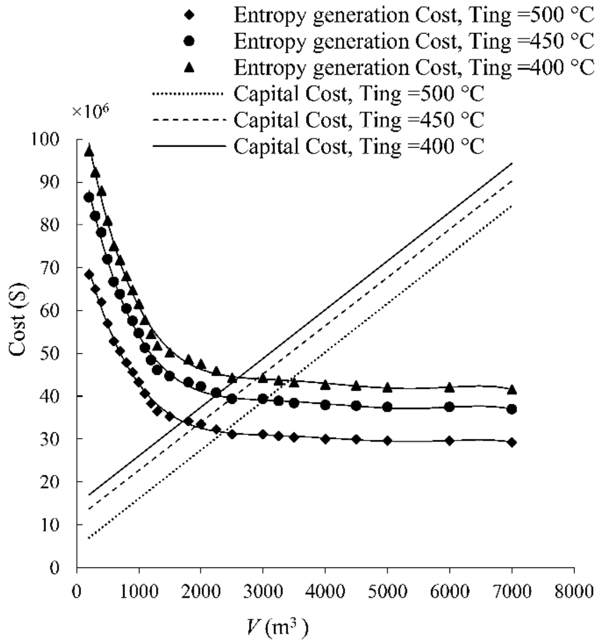


**Fig. 9** Entropy generation and capital cost by varying volume with different gas inlet temperatures

**شکل 9** تغییرات تولید انتروپی و هزینه سرمایه‌گذاری براساس حجم‌های 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 $2500\ m^3$ به‌دست می‌آید. در این قسمت با درنظر گرفتن این مقدار حجم کل ثابت، میزان توان تولیدی برای مولد بازیاب مطابق با "شکل 4" را به عنوان تابع هدف در نظر می‌گیریم و برای دماهای مختلف از گاز ورودی این تابع بهینه شده و در "شکل 11" نشان داده شده است. همان‌طور که در "شکل 11" مشاهده می‌گردد توان تولیدی به طور مستقیم وابسته به دمای گاز ورودی به مولد بازیاب است به طوری‌که افزایش دما، توان تولیدی

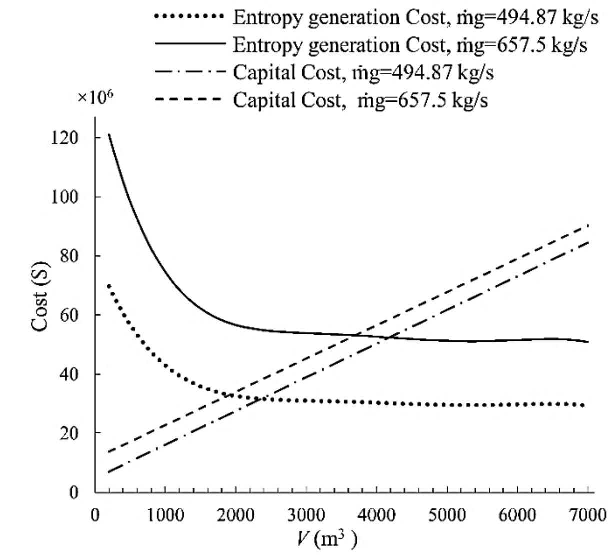


**Fig. 10** Entropy generation and capital cost by varying volume with different gas flow rates

**شکل 10** تولید انتروپی و هزینه سرمایه‌گذاری برای حجم‌های مختلف به ازای دبی متفاوت جریان گاز

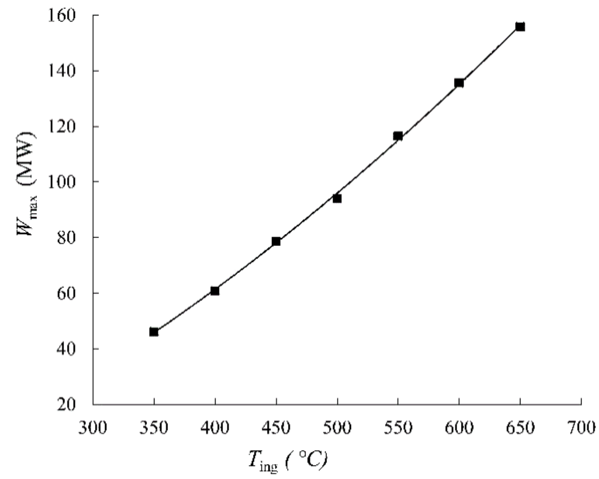


**Fig. 11** Optimal power production as a function of the inlet hot gas temperature

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

را افزایش می‌دهد. از آن‌جایی‌که 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 تاثیر 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. علاوه‌بر این میزان بخار تولیدی در سطح HP نسبت به سطوح IP و LP از درصد بالاتری برخوردار است. به عنوان مثال در دمای $550\ ^{o}C$ 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

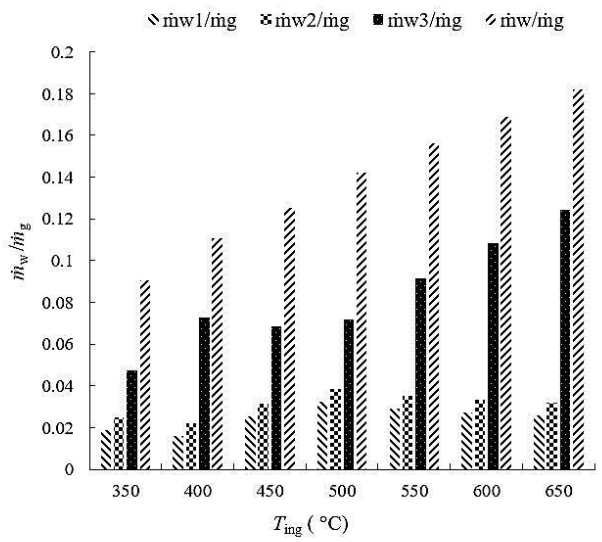


**Fig. 12** The steam production ratios for each pressure level versus the gas inlet temperature

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

ندارد، به‌طوری که توزیع سطوح انتقال حرارت برای تغییرات دمای گاز از $350\ ^{o}C$ به $650\ ^{o}C$ 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 درنظر 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 اگزرژی 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 |
| $L_{x,IB}/L_x$ | $L_{x,IE}/L_x$ | $L_{x,LS}/L_x$ | $L_{x,LB}/L_x$ | $L_{x,LE}/L_x$ | $T_{ing}$ |
| 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 |
| $L_{x,S}/L_x$ | $L_{x,B}/Lx$ | $L_{x,E}/L_x$ | | | $T_{ing}$ |
| 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 |

**جدول 3** اعتبارسنجی مدل به‌وسیله مرجع [32]

**Table 3** Model validation by Ref. [32]

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

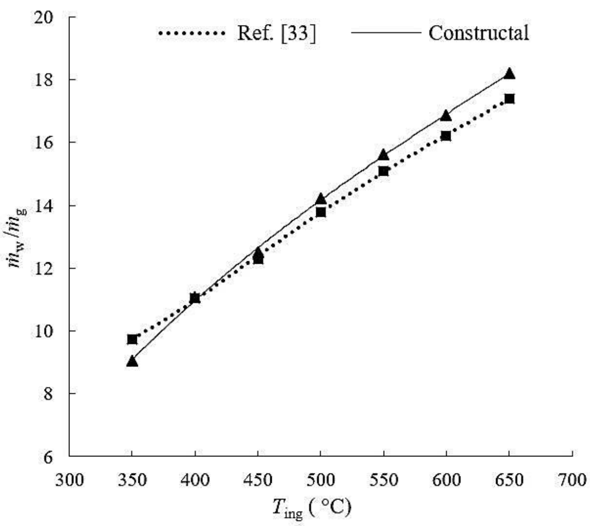


**Fig. 13** Comparison of the produced steam to gas flow rate ratio with Ref. [33]

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

مقدار کاهش انتروپی بسیار کم شده و تقریباً قابل صرف‌نظر کردن است و این مقدار مشخص حجم بهینه سیستم مولد بخار بازیاب حرارتی را نشان می‌دهد.

به‌منظور مشخص‌کردن دقیق مقدار این حجم، با تبدیل تخریب اگزرژی به هزینه اگزرژی و همچنین در نظر گرفتن هزینه سرمایه‌گذاری، حجم بهینه با توجه به دمای ورودی گاز معین می‌گردد. 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 می‌گردد. 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 می‌تواند در بسیاری از کاربردهای دیگر مهندسی مورد استفاده قرار گیرد و این توانایی را دارد تا در طراحی سیستم‌های با ساختار پیچیده به‌کار گرفته شود.

## 7- فهرست علایم

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

**علایم یونانی**

| | |
|---|---|
| $\mu$ | لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$) |
| $\rho$ | چگالی ($kgm^{-3}$) |
| $\varepsilon$ | راندمان مبدل حرارتی |
| $\alpha$ | نسبت گام به قطر لوله |
| $\eta_f$ | راندمان پره |

**زیرنویس‌ها**

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

| | |
|---|---|
| IS | سوپرهیتر فشار متوسط |
| IB | بویلر فشار متوسط |
| IE | اکونومایزر فشار متوسط |
| L | طولی |
| LS | سوپرهیتر فشار پایین |
| LB | اواپراتور فشار پایین |
| LE | اکونومایزر فشار پایین |
| o | بیرون |
| out | خروجی(برای جریان) |
| sat | اشباع |
| sup | سوپرهیتر |
| 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. 16-25, 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. Ganaphathy, *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. Ghenaiet, 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.