

Investigating The Effect of Removing Gas Turbine Exhaust Silencers on The Input Flow to The Recovery Boiler of a Combined Cycle Power Plant

Abbas Hosainzadeh Nasrabadi¹, Ebrahim Goshtasbi Rad², Edris ghonoodi³

1- MSc., Department of Thermo-fluid, School of Mechanical Engineering, Shiraz University,
hn.abbas72@gmail.com

2- Associate Professor, Department of Thermo-fluid, School of Mechanical Engineering, Shiraz University,
goshtasb@shirazu.ac.ir

3- MSc., Department of Thermo-fluid, School of Mechanical Engineering, Shiraz University,
e.ghonoodi@gmail.com

Abstract:

This study analyzes and evaluates the effect of relocating the silencers of the exhaust system of the Alstom single-pressure, combined-cycle power plant in Yazd. The exhaust system design should minimize both pressure drops and ensure a uniform flow at its outlet (the inlet to the recuperator boiler). Analysis of the Yazd power plant exhaust system in the combined-cycle state indicates that vortices form in the divergent channel preceding the silencer, while the outlet flow remains uniform. The total pressure drop is 535.71 Pa.

For the gas-turbine cycle, vortices form in the divergent channel and in the by-pass exhaust stack, with a total pressure drop of 611.33 Pa. Relocating the silencers inside the by-pass exhaust stack reduces the pressure drop caused by their presence in the gas inlet to the recuperator boiler; however, the flow becomes highly non-uniform, and a large vortex region with circulating flow develops within the exhaust system. The inlet static pressure decreases to 467.61 Pa and the total pressure drop becomes 57.5 Pa. For the gas-turbine state, analogous to the combined-cycle, flow uniformity deteriorates and a vortex region with substantial circulating flow forms within the diverging channel. The total pressure drop for this condition is 929.56 Pa.

Relocating the silencers yields no perceptible reduction in pressure drop in the combined-cycle and has no substantial effect on efficiency. However, silencer life increases, and accessibility for maintenance improves. Implementing this modification in the exhaust system should be performed by experienced personnel, and, upon validation of its value, geometry refinements to achieve flow uniformity should be made; otherwise, particularly in the combined-cycle, the non-uniform flow could degrade the recuperator heat exchangers and affect recuperator performance. To achieve flow uniformity inside the exhaust, two modification schemes were proposed and evaluated.

Modification Plan 1: The length of the divergent channel is increased, which reduces the channel divergence angle. As a result, the flow in the combined-cycle becomes uniform, and the inlet static pressure relative to the present exhaust system decreases by 518.6 Pa, with a total pressure drop of 16.24 Pa. This modification did not affect the gas-turbine cycle, where the flow remains non-uniform. The inlet static pressure for the exhaust in this state relative to the present system increases by 275.45 Pa, and the total pressure drop for this geometry is 929.56 Pa. This plan entails a high implementation cost because a new divergent channel must be constructed.

Modification Plan 2: A perforated plate is placed in the center of the divergent channel. With this modification, the flow in the combined-cycle becomes uniform, and the vortices caused by silencer relocation diminish. The inlet static pressure relative to the present system decreases by 299.62 Pa, and the total pressure drop is 235.78 Pa. This modification is effective for the gas-turbine cycle, yielding a more uniform flow. The inlet static pressure relative to the present system increases by 360.33 Pa, and the total pressure drop for this geometry is 988.6 Pa. Although this modification reduces pressure drop in the combined-cycle compared with the previous state, its advantage lies in lower implementation cost.

Key words: Exhaust system, Silencer, Gas turbine, combined cycle.

Date of sending: 2023/09/20
Acceptance date: 2025/08/08

Corresponding author's name: Ebrahim Goshtasbi Rad

Corresponding author's address: Department of Thermo-fluid, School of Mechanical Engineering, Shiraz University, Shiraz, Iran

بررسی اثر حذف صداخفه‌کن‌های اگزوز توربین گازی بر روی جریان ورودی به بویلر بازیاب یک نیروگاه سیکل ترکیبی

نوع مطالعه: پژوهشی

عباس حسین‌زاده نصرآبادی^۱، ابراهیم گشتاسبی راد^۲ و ادريس غنودی^۳

۱- کارشناس ارشد گروه حرارت سیالات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز، شیراز، ایران

hn.abbas72@gmail.com

۲- دانشیار گروه حرارت سیالات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز، شیراز، ایران

goshtasb@shirazu.ac.ir

۳- کارشناس ارشد گروه حرارت سیالات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز، شیراز، ایران

e.ghonoodi@gmail.com

چکیده:

در این پژوهش سیستم اگزوز یک نیروگاه سیکل ترکیبی با استفاده از روش عددی برای دو وضعیت سیکل ترکیبی و گازی مورد مطالعه قرار گرفته است. فشار پایین دست (در قسمت اگزوز) نقش مهمی را در تعیین بازدهی نیروگاه ایفا می‌کند. مکان صداخفه‌کن در سیستم اگزوز نیروگاه قبل از دایورتر دمپر می‌باشد که باعث افزایش افت فشار ۷۵/۶۲ پاسکال نسبت به سیستم اگزوز برای وضعیت سیکل ترکیبی می‌شود. در این پژوهش، صداخفه‌کن به داخل استک اگزوز کنارگذر انتقال داده شد که در وضعیت سیکل ترکیبی باعث کاهش افت فشار به میزان ۴۷۸/۲۱ پاسکال و غیریکنواخت شدن سرعت جریان خروجی اگزوز (ورودی به بویلر بازیاب) و افزایش افت فشار به میزان ۳۱۸/۲۳ پاسکال در وضعیت سیکل گازی شد. به منظور یکنواخت شدن سرعت خروجی در این سیستم اگزوز دو طرح اصلاحی مطالعه شده است. در طرح اول طول کانال انبساطی افزایش داده شد که باعث کاهش افت فشار به میزان ۹۷ درصد و یکنواخت شدن سرعت خروجی در وضعیت سیکل ترکیبی شده است. در طرح دوم از صفحه‌ی مشبک درون کانال انبساطی استفاده شد که باعث افزایش افت فشار برابر ۲۱۹/۵۴ پاسکال در سیستم اگزوز جدید نسبت به طرح اول در حالت سیکل ترکیبی و یکنواخت شدن سرعت خروجی اگزوز شده است.

واژگان کلیدی: سیستم اگزوز، صداخفه‌کن، توربین گاز، سیکل ترکیبی

تاریخ ارسال: ۱۴۰۲/۰۶/۲۹

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۵/۱۷

نام نویسنده مسئول: ابراهیم گشتاسبی راد

آدرس نویسنده مسئول: گروه حرارت و سیالات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز، شیراز، ایران

مقدمه :

نیروگاه‌های حرارتی از مهم‌ترین مصرف‌کنندگان سوخت‌های فسیلی محسوب می‌شوند. از این رو ارتقای راندمان نیروگاه‌های حرارتی و بهینه‌سازی مصرف سوخت علاوه بر کاهش محدودیت‌های موجود در تأمین سوخت، منافع زیست محیطی و اقتصادی بسیاری را به همراه خواهد داشت. یکی از راه‌حل‌هایی که همواره به‌منظور افزایش راندمان نیروگاه‌های حرارتی مطرح می‌شود استفاده از نیروگاه‌های سیکل ترکیبی^۱ است. دلیل انتخاب سیکل ترکیبی، راندمان یا بازدهی پایین نیروگاه‌های گازی به خاطر دفع مقدار زیادی انرژی به‌صورت گرما ناشی از گازهای خروجی، مخارج جاری بالا، کوتاه بودن عمر، و تغییر در راندمان و قدرت خروجی با تغییر شرایط جوی است (نظری،

۱۳۹۱) [۱].

ایده سیکل ترکیبی برای بهبود بازده نیروگاه گازی (سیکل ساده برایتون)، از طریق استفاده از حرارت گازهای خروجی توربین گازی می‌باشد. در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی دو نوع سیکل حرارتی برایتون (توربین گاز) و سیکل حرارتی رانکین (توربین بخار) باهم ترکیب می‌شوند. نیروگاه سیکل ترکیبی شامل تعدادی توربین گاز و توربین بخار است که با استفاده از بویلر بازیاب، از حرارت موجود در گازهای خروجی از توربین‌های گاز، برای تولید بخار آب مورد نیاز در توربین‌های بخار استفاده می‌شود. محصول خروجی از توربین گاز، گازی با درجه حرارت حدود ۶۰۰ درجه سانتی‌گراد است که به عنوان تلفات حرارتی از طریق اگزوز وارد جو می‌شود به این ترتیب توربین گازی، در بهترین شرایط بهره‌برداری، راندمانی در حدود ۳۳٪ داشته و ۶۷٪ انرژی آن به عنوان تلفات حرارتی محسوب و فاقد کارایی می‌باشد. برای استفاده بهتر از این انرژی، در خروجی اگزوز هر توربین گاز با نصب دایورت‌دمپر^۲، گاز داغ خروجی توربین گازی به قسمت بویلر بازیاب^۳ هدایت می‌شود تا با پیش گرمایش آب موجود در آن توسط مبدل‌ها، به بخار فوق گرم با درجه حرارت در حدود ۵۳۰ درجه سانتی‌گراد درون بویلر تبدیل و جهت تولید برق در یک توربین بخار استفاده شود. بنابراین در دیگ بخار در مصرف سوخت جهت گرمایش آب صرفه‌جویی شده و راندمان در کل افزایش و به رقمی معادل ۵۵٪ می‌رسد (بیدی، هاشمی، کیا، & محمدی، ۱۳۹۵) [۲].

در مطالعات صورت گرفته توسط موریس (Morris, 1987)، مسائلی که باید در ارزیابی پروژه‌ها و هنگام طراحی سیستم اگزوز

مورد توجه قرار گیرد مانند: عملکرد صوتی، سیستم صداخفه‌کن‌ها، طراحی نیروگاه، مسیر گاز اگزوز، مواد بکار رفته و ملاحظات طراحی، مشخص شده است.

لی و همکاران (Lee, Kwon, & Lee, 2002) برای بررسی اثرات حرکت چرخشی جریان بر روی توزیع اکسیژن و سرعت در صفحه ورودی به مشعل‌های احتراق، مطالعه آزمایشگاهی و عددی انجام دادند. این مطالعه بر روی کانال ورودی به بویلر بازیاب انجام شد. برای افزایش سطح اختلاط بین اکسیژن و گازهای خروجی توربین، کانال هوای اضافی به کانال ورودی به بویلر بازیاب اضافه شد و این افزایش اکسیژن برای بهبود احتراق صورت گرفت.

جایاتونگا (Jayatunga, 2005) یک مطالعه تجربی و عددی بر روی یک سیستم اگزوز توربین گازی صنعتی برای بررسی میدان جریان پیچیده آن و اعتبار سنجی دقت دینامیک سیالات محاسباتی انجام داد. این مدل از مجموعه‌ای از پره‌های هدایت‌کننده خروجی که جریان را به یک دیفیوزر حلقوی محوری هدایت می‌کنند و متصل به یک جعبه حلقوی و کانال خروجی است، تشکیل شده است. این مطالعه برای سه توان ۱۰۰٪، ۷۰٪ و ۳۰٪ توربین گاز انجام و ضریب افت فشار کل به دست آمده از دو روش تجربی و عددی مقایسه گردید.

هگده و همکاران (Hegde, Han, Lee, & Roy, ۲۰۰۷) مطالعه آزمایشگاهی و عددی بر روی جریان و انتقال حرارت دو نوع بویلر بازیاب عمودی و افقی را انجام دادند. هدف آنها برای مطالعه، ایجاد اصلاحات در ساختار بویلر بازیاب بود تا جریان یکنواخت بر روی مبدل‌ها ایجاد شود. در این مطالعه با اصلاح هندسه بویلر بازیاب، گردابه در بالادست مبدل مافوق گرم کوچک‌تر و در پایین‌دست صفحه، جریان یکنواخت‌تر شد.

قاسمی و نظری (قاسمی & نظری، ۱۳۹۶) تأثیر نصب دمپر اگزوز، روی پارامترهای دما و فشار در المان‌های مختلف و تغییر الگوی راه‌اندازی مجدد بویلر بازیاب نیروگاه سیکل ترکیبی سنندج، را بررسی کردند. نتایج بررسی آنها نشان داد از آنجایی که هر راه‌اندازی سرد سه برابر راه‌اندازی داغ طول عمر بویلر را کاهش می‌دهد، لذا نصب دمپر اگزوز می‌تواند توجیه فنی و اقتصادی داشته باشد.

لاکشمیراجو و کوی (Lakshmiraju & Cui, ۲۰۰۷) برای شناسایی زاویه بهینه تیغه^۴ و پره^۵، به‌منظور کاهش افت فشار اگزوز نیروگاه، مطالعه عددی و تجربی انجام دادند. نتایج به دست آمده از تحلیل عددی و تجربی برای ضریب افت فشار با زاویه‌های مختلف

³ Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

⁴ Baffle

⁵ Turning vanes

¹ Combined Cycle Power Plants (CCPP)

² Diverter Damper

تیغه نشان می‌دهد که زاویه بیشتر از ۳۰ درجه باعث افزایش افت فشار می‌شود. افزایش زاویه تیغه موجب کاهش قطر هیدرولیکی شده که خود مانعی در برابر عبور جریان می‌گردد
بایرکتار و همکاران (۲۰۰۷, Bayraktar, Sefa, & Yilmaz)
سیستم اگزوز توربین گازی استفاده شده در کشتی را به صورت عددی و تحلیلی مطالعه کردند. نتایج بررسی نشان دهنده اختلاف ۲/۳۸٪ بین سرعت خروجی در روش تحلیلی و عددی در افت فشار یکسان بود.

پینلی و بوسای (۲۰۰۹, Pinelli & Bucci) سیستم گاز خروجی یک نیروگاه تولید برق حرارتی را شبیه‌سازی عددی کردند. در این نیروگاه مقداری از گازهای خروجی توربین از اگزوز کنارگذر عبور کرده و سپس به اگزوز اصلی تزریق و وارد جو می‌شود و مقداری از گاز خروجی توربین وارد بویلر بازیاب شده تا برای تولید گرما در زمستان و تولید انرژی چیلر جذبی در تابستان مورد استفاده قرار بگیرد. نتیجه آزمایش‌ها نشان داد زمانی که دبی جرمی اگزوز کنارگذر ۵۰٪ از دبی جرمی خروجی توربین باشد، بحرانی‌ترین غیریکنواختی دما اتفاق می‌افتد.

مهاجر و همکاران (۲۰۰۹, Mohajer, Noroozi, & Norouzi) در سال ۲۰۰۹ هندسه سیستم اگزوز کنارگذر نیروگاه سیکل ترکیبی مدل V94.5 را بهینه کردند. در این مطالعه تغییر هندسی دایورتر دمپر با استفاده از پره مورد بررسی قرار گرفته و تأثیر آن بر روی افت فشار سیستم اگزوز بررسی شد. این پرها تأثیر زیادی در الگوی جریان گذاشته و باعث کوچک شدن گردابه‌ها و یکنواخت شدن جریان به صداخفه‌کن‌ها شد همچنین نصب پره موجب کاهش افت فشار و اتلاف انرژی در سیستم اگزوز شد که این ویژگی باعث افزایش بازدهی توربین گاز می‌شود.

شین و همکاران (۲۰۱۲, Shin, Kim, Ahn, Choi, & Myoung) برای تجزیه و تحلیل الگوی جریان درون بویلر بازیاب عمودی و کانال ورودی به آن مطالعه تجربی و عددی انجام دادند. تحقیق آنها در شرایط آزمایشگاهی با مقیاس ۱/۲۰ انجام گرفت. نتایج نشان داد در ورودی به بویلر بازیاب ناحیه‌های چرخشی ایجاد می‌شود که باعث ایجاد غیریکنواخت شدن جریان ورودی به بویلر بازیاب می‌شود.

عامری و دورچه (۲۰۱۳, Ameri & Dorcheh) کانال ورودی بویلر بازیاب را به کمک دینامیک سیالات محاسباتی شبیه‌سازی کردند. هدف آنها یکنواخت کردن سرعت و دما در ورودی به بویلر بازیاب و مشعل کمکی بود. آنها برای مدل کردن صفحه متخلخل از پرش متخلخل و برای مشعل احتراق از شرط رادیاتور استفاده کردند. نتایج بررسی‌ها نشان داد صفحه متخلخل موجب یکنواخت شدن جریان می‌شود.

حنفی‌زاده و همکاران (۲۰۱۶, Hanafizadeh, Siahkalroudi, & Ahmadi) برای نشان دادن تأثیر شکل مجرای ورودی بویلر

بازیاب بر یکنواختی جریان و افت فشار، مطالعه تجربی و شبیه‌سازی عددی انجام دادند. آنها در این مطالعه سطح بالای کانال ورودی به بویلر بازیاب را به دو قسمت تقسیم کرده و با تغییر اندازه و زاویه این سطوح، سعی در یکنواخت کردن جریان ورودی به بویلر بازیاب کردند. سو و همکاران (۲۰۱۸, So, Jo, Lee, Koo, & Lee) با هدف بهبود یکنواختی جریان ورودی به بویلر بازیاب، کانال ورودی بویلر بازیاب را مورد تجزیه و تحلیل عددی و بهینه‌سازی طراحی قرار دادند. شرایط عملیاتی روی یک مدل ۱۵۲/۵ مگاواتی برای تحلیل یک جریان سه بعدی مورد استفاده قرار گرفت. همچنین بهینه‌سازی طراحی با استفاده از الگوریتم ژنتیک^۶ انجام گردید. بهینه‌سازی کانال ورودی باعث افزایش ۳/۴٪ یکنواختی جریان شد.

ژینوف و همکاران (۲۰۱۸, Zhinov, Shevelev, Karyshev, & Anan'ev) مطالعه عددی بر روی اگزوز یک توربین گاز با مبدل حرارتی را انجام دادند. هدف از این مطالعه بهینه‌سازی مشخصات هندسی کانال اگزوز در محل مبدل حرارتی بود به همین منظور دو مدل در این تحقیق بررسی شد. در مدل اول مبدل حرارتی در مرکز سطح مقطع اگزوز واقع شده است که بین مبدل حرارتی و دیواره‌های اگزوز فضای آزاد همراه با دمپر وجود دارد. هنگامی که این دمپر‌ها باز باشند مقداری از جریان گاز بدون عبور از مبدل حرارتی وارد جو می‌شود. در مدل دوم دو مبدل حرارتی در مجاور دیواره کانال قرار گرفته و فضای باز در مرکز سطح مقطع همراه با دمپر می‌باشد. شبیه‌سازی نشان داد برای مدل دوم، سرعت ورودی به مبدل‌های حرارتی یکنواخت‌تر و افت فشار کمتر است.

یی و جیو (۲۰۱۹, Yi & Ju) تأثیر ضخامت صداخفه‌کن یک توربین گازی صنعتی بر روی میدان جریان را تحلیل عددی کردند. در این مطالعه مشخص شد که تعداد و ضخامت صداخفه‌کن‌ها تأثیر زیادی در عملکرد کاهش صدای اگزوز دارند. در مطالعه آنها میدان فشار، سرعت و آشفتگی بررسی شد. نتایج نشان داد با افزایش ضخامت، فضای عبور جریان کاهش و افت فشار و سرعت افزایش می‌یابد. اما اعوجاج^۷ تا حدی با افزایش ضخامت، افزایش یافته سپس با افزایش سرعت و یکنواخت شدن جریان، اعوجاج کاهش می‌یابد.

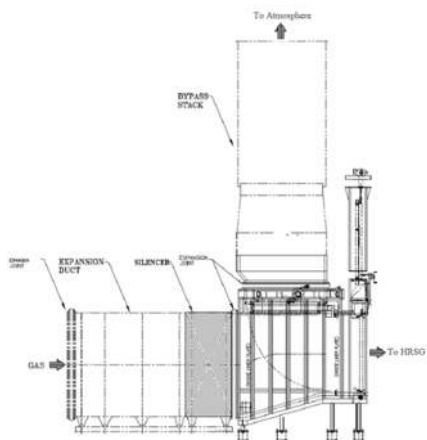
مالکی و همکاران (۲۰۲۲, Maleki, Aslani, Zzolfaghari, & Zahedi) در سال ۲۰۲۲ به تحلیل کتاب شناسی پیشرفته در مورد توسعه نیروگاه سیکل ترکیبی گاز طبیعی با فناوری جذب و ذخیره سازی CO₂ پرداختند. آنها به این نتیجه رسیدند که بهترین فناوری جذب در نیروگاه، جذب CO₂ پس از احتراق در نیروگاههای سیکل ترکیبی گاز طبیعی با جاذب گاز آمین نوع سوم می‌باشد. فقیهی و غیث (۲۰۲۳, Faqihi & Ghaith) در سال ۲۰۲۳ به بررسی نیروگاههای حرارتی به صورت چرخه ساده (SC) و چرخه ترکیبی (CC) پرداختند. آنها یک طرح جدید از سیستم بازیابی حرارت پیشنهاد دادند. این سیستم شامل یک مبدل حرارتی با کانال

⁷ Distortion

⁶ Meta-heuristic

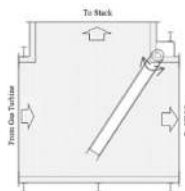
بازدهی سیکل افزایش یابد. علاوه بر این، هرگونه اعوجاج و غیریکنواختی در میدان جریان تولید شده در سیستم اگزوز بر عملکرد اجزای پایین دست مانند صداخفه کن و بویلر بازیاب تأثیر می گذارد. طراحی سیستم اگزوز باید به صورتی باشد که در نیروگاه سیکل ترکیبی، گاز در خروجی سیستم اگزوز و هنگام ورود به بویلر بازیاب به صورت یکنواخت بر روی مبدل های حرارتی حرکت کند تا بویلر بازیاب بهترین عملکرد را داشته باشد و به مبدل های حرارتی آسیب نرسد.

تجهیزات سیستم اگزوز نیروگاه سیکل ترکیبی یزد (واحد آلستوم) که گاز خروجی از توربین گاز در مسیر حرکت خود از آنها عبور می کند، در شکل ۱-۲ نمایش داده شده است. تجهیزات سیستم اگزوز شامل کانال ورودی، کانال واگرا، صداخفه کن ها، دایورتر دمپر و دودکش اگزوز کنارگذر می باشد.



شکل ۱-۲- شماتیک سیستم اگزوز کنارگذر نیروگاه یزد از نمای بالا و جانبی

تمام دود خروجی از توربین گاز توسط پخشگر جمع شده و با چرخش نود درجه ای وارد کانال ورودی سیستم اگزوز می شود. دود پس از عبور از کانال واگرا و صداخفه کن ها به دایورتر دمپر می رسد (شکل ۲-۲). هنگامی که واحد به صورت سیکل گازی در حال کار می باشد، دایورتر دمپر چرخیده و به صورت عمودی قرار می گیرد تا مسیر ورود به بویلر بازیاب را مسدود کند دود رسیده به دایورتر دمپر با تغییر زاویه نود درجه ای از طریق دودکش اگزوز کنارگذر وارد جو می شود.



¹⁰ Bypass

دایوری برای استخراج گرما از دودکش اگزوز و انتقال حرارت سیال واسطه به یک مبدل گاز سوختی جداگانه بود. عمده تلاش آنها برای کاهش خطرات ایمنی و جلوگیری از افت فشار نامطلوب سیستم اگزوز بود.

معمتمد و همکاران (Motamed, Genrup, & Nord, 2024) در سال ۲۰۲۴ راهحلی برای افزایش راندمان حرارتی نیروگاه در حالت بار جزئی و بر اساس بازچرخانی گاز خروجی در چرخه توربین گاز ارائه نمودند. آنها موفق شدند راندمان را افزایش و انتشار آلودگی و مصرف سوخت را کاهش دهند.

فقیهی و غیث (Faqihi & Ghaith, 2025) در سال ۲۰۲۵ به بررسی بهبود بازچرخانی حرارت خروجی از یک توربین گازی پرداختند. تلاش آنها برای کاهش افت فشار در خروجی نیروگاه گازی است زیرا بالا رفتن فشار خروجی از توربین بر راندمان آن اثر مخرب دارد.

هدف از انجام این مطالعه، بررسی اثر جابجایی صداخفه کن ها بر فشار خروجی توربین گازی و فشار ورودی به پیش گرمایش بویلر با اقدامات ابتکاری بمنظور کاهش افت فشار می باشد.

۲- شرح مسئله

به علت بالا بودن درجه حرارت و سرعت گازهای خروجی از توربین گازی (معمولاً بین ۴۰۰ الی ۶۵۰ درجه سانتی گراد)، استفاده از سیستم اگزوز^۸ مناسب ضروری می باشد. همچنین، تولید سروصدای شدید توسط گازهای خروجی از توربین گاز که مقدار آن در محدوده خطرناک برای سلامتی انسان قرار دارد، عامل مهم دیگری برای استفاده از سیستم اگزوز گازهای خروجی توربین گاز می باشد که معمول ترین راهکار برای دفع آن، نصب صداخفه کن در دودکش اگزوز کنارگذر توربین می باشد.

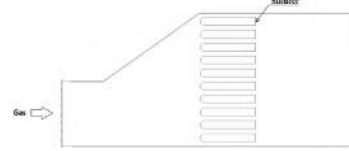
در این تحقیق تأثیر جابجایی صداخفه کن های توربین گازی نیروگاه سیکل ترکیبی یزد به درون دودکش اگزوز کنارگذر^{۱۰} بر روی میدان جریان در دو وضعیت سیکل گازی و سیکل ترکیبی ارائه می شود.

فشار پایین سیکل (در قسمت اگزوز) نقش مهمی را در تعیین بازدهی نیروگاه ایفا می کند. هندسه نامناسب و غیر آئروپویستیک در کانال ها و تجهیزات موجود در این مسیر موجب تحمیل افت فشار بیشتر به جریان گاز و در نتیجه افزایش فشار پشت توربین می شود که بازدهی نیروگاه را کاهش می دهد، بطوریکه با افزایش اختلاف فشار دو سر توربین، نسبت مساحت محصور بین فرآیندهای ترمودینامیکی سیکل در دیاگرام دما-آنترپوی به انرژی مصرفی افزایش می یابد. با کاهش افت فشار این سیستم، می توان فشار پشت توربین گاز را کاهش داد تا توربین گاز در اختلاف فشار بیشتری فعالیت کند و

⁸ Exhaust systems

⁹ Silencers

شکل ۲-۲- شماتیک دایورتر دمپر



شکل ۳-۲- آرایش صداخفه‌کن‌ها در سیستم اگزوز نیروگاه سیکل ترکیبی

- جریان خروجی توربین گاز وارد پخشگر شده و مستقیم وارد سیستم اگزوز نمی‌شود لذا از چرخش جریان در ورودی سیستم اگزوز صرف‌نظر شده است.
- معادلات جریان شامل معادلات ناویر-استوکس در حالت سه بعدی و حالت پایدار بوده که همراه با معادله پیوستگی به جریان اعمال شده‌اند. این معادلات به‌صورت زیر شرح داده شده‌اند.

معادله بقای جرم در مختصات دکارتی برای سیالات تراکم پذیر به‌صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (1-3)$$

(۱-۳)

معادله متوسط‌گیری شده زمانی ناویراستوکس^{۱۱} معروف به معادلات متوسط رینولدز و تقریب بوسینیسک به‌صورت زیر می‌باشد:

$$\rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \quad (2-3)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right)$$

در معادله بالا μ نشان دهنده لزجت دینامیکی سیال، P فشار استاتیکی، و μ_t لزجت آشفتگی است.

در این پژوهش از مدل دو معادله‌ای $k-\varepsilon$ استاندارد استفاده شده است.

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_k} \right) + \quad (3-3)$$

$$\frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \frac{\partial U_k}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - \varepsilon$$

$$\frac{D\varepsilon}{D.t} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + \quad (4-3)$$

$$\frac{C_1 \mu_t \varepsilon}{\rho k} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \frac{\partial U_k}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k}$$

در رابطه فوق لزجت آشفتگی (μ_t) از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}$$

در روابط بالا C_1 ، C_2 ، σ_k ، σ_ε و C_μ ضرایب ثابت می‌باشند. مقدار این ضرایب در جدول ۱-۳ نشان داده شده است.

جدول ۱-۳. مقادیر ثابت مدل $k-\varepsilon$

ضریب ثابت	C_μ	C_1	C_2	σ_k	σ_ε
مقدار	۰/۰۹	۱/۴۴	۱/۹۲	۱	۱/۳

هنگامی که واحد به‌صورت سیکل ترکیبی در حال کار باشد، دایورتر دمپر چرخیده و به‌صورت افقی قرار می‌گیرد تا مسیر اگزوز کنارگذر مسدود شود. دود رسیده به دایورتر دمپر، پس از عبور از کانال ورودی بویلر بازیاب، وارد بویلر بازیاب می‌شود. و پس از عبور از مبدل‌های بویلر بازیاب، از طریق دودکش اگزوز بویلر بازیاب وارد جو می‌شود.

در سیستم اگزوز واحدهای گازی آلستوم، صداخفه‌کن‌ها در مسیر گاز خروجی توربین قبل از دایورتر دمپر قرار گرفته‌اند. نحوه قرارگیری صداخفه‌کن‌ها از نمای بالا در شکل ۳-۲ نشان داده شده است.

در توربین گازی نیروگاه سیکل ترکیبی یزد نصب صداخفه‌کن‌ها باعث شده که در هر دو مسیر گاز خروجی به سمت بویلر بازیاب و اگزوز کنارگذر قرار بگیرند اما در نیروگاه‌های جدید و سیستم‌های اگزوز امروزی صداخفه‌کن‌ها به داخل دودکش اگزوز کنارگذر جابجا شده‌اند. این جابجایی باعث می‌شود هنگامی که نیروگاه به صورت سیکل گازی در حال بهره‌برداری می‌باشد و گازهای خروجی توربین گازی به سمت جو هدایت می‌شوند، در مسیر گاز خروجی به‌منظور کاهش صدا قرار می‌گیرند.

آنچه در این مقاله آمده، بررسی امکان جابجایی صداخفه‌کن‌ها و اثر کاهش افت فشار ناشی از حذف آنها روی جریان خروجی از توربین و ورودی به بویلر بازیاب و تا حد امکان اصلاح هندسه سیستم اگزوز به‌منظور یکنواخت شدن جریان می‌باشد.

۳- معادلات و مفروضات حاکم

در تحلیل و انجام محاسبات برای جریان درون سیستم اگزوز با توجه به شرایط فیزیکی مسئله فرض‌های زیر صورت گرفته است:

- معادلات حاکم برای جریان، تراکم ناپذیر در نظر گرفته شده است.
- جریان در شرایط حالت پایدار است.
- خواص حرارتی سیال، ثابت و در درجه حرارت کاری سیستم در نظر گرفته شده است.
- مدل‌سازی جریان آشفتگی با استفاده از مدل $k-\varepsilon$ استاندارد انجام شده است.
- از تأثیر نیروی جاذبه صرف‌نظر شده است.

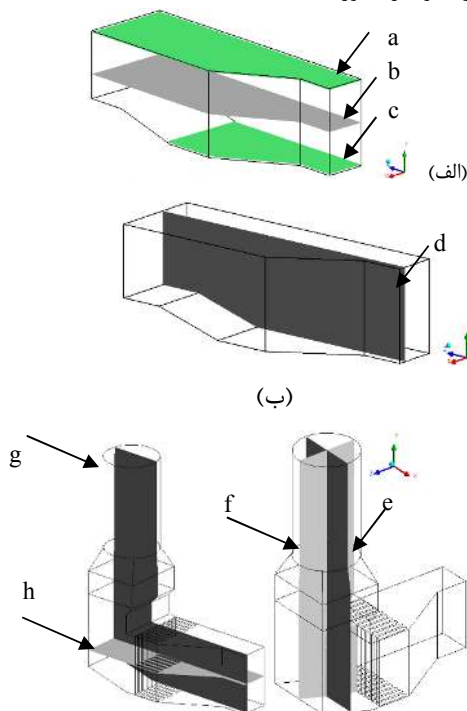
^{۱۱} Navier Stokes equation

جدول ۴-۱. مشخصات دود خروجی از توربین گاز (بار ۱۰۰٪ و دمای محیط ۱۹ °C)

۳۴۶ kg/s		دبی جرمی
۵۵۰ °C		دمای دود خروجی
۳/۵۱٪	CO ₂	اجزای تشکیل دهنده گاز (درصد حجمی)
۷/۱۷٪	H ₂ O	
۱۳/۴۱٪	O ₂	
۷۵/۹۱٪	N ₂	

پس از عملیات استقلال از شبکه و اعتبارسنجی نتایج، در ادامه اصلاحاتی برای ساختار هندسی سیستم آگروز جهت بهبود یکنواختی جریان بررسی و آرایه گردیده است.

موقعیت صفحات انتخاب شده برای نشان دادن کانتورهای نتایج در شکل ۴-۱ برای سیکل ترکیبی نشان داده شده است. صفحه‌ی a به فاصله‌ی ۰/۱ متر از سقف کانال و صفحه‌ی c به فاصله‌ی ۰/۱ متر از کف می‌باشد. صفحه‌ی b در مرکز کانال و به فاصله ۳/۲ متر از کف و سقف قرار دارد. هر سه صفحه به صورت افقی و عمود بر محور Y است. صفحه‌ی d در فاصله‌ی ۲/۶ متر از دیواره راست کانال قرار دارد و عمود بر محور X می‌باشد. صفحه‌ی e و f در مرکز دودکش آگروز کنارگذر و دایورتر دمپر واقع شده‌اند. صفحه‌ی c عمود بر محور X و صفحه‌ی f عمود بر محور Z است. صفحه‌ی g در فاصله‌ی ۲/۶ متر از دیواره راست کانال و عمود بر محور X می‌باشد. صفحه‌ی h در مرکز کانال افقی به فاصله‌ی مساوی از سقف و کف قرار دارد. این صفحه به صورت افقی و عمود بر محور Y است.



با ساده‌سازی محیط متخلخل به صورت یک بعدی، مدل پرش متخلخل^{۱۲} به دست می‌آید که برای مدل کردن ضخامت نازک (فیلتر، صفحه سوراخ‌دار و ...) در یک ناحیه صفحه‌ای استفاده می‌شود. در این ناحیه انتقال حرارت در نظر گرفته نمی‌شود. افت فشار در این ناحیه وابسته به ضریب تخلخل (مساحت سطح باز به کل مساحت سطح)، ضخامت صفحه و سرعت سیال می‌باشد. افت فشار در صفحه‌ی مشبک توسط معادله زیر محاسبه می‌شود:

$$\Delta p = -\left(\frac{\mu}{\alpha} U + K_L \left(\frac{\rho U^2}{2}\right)\right) \quad (5-3)$$

$$C_f = \frac{K_L}{\Delta m} \quad (6-3)$$

در رابطه فوق، K_L ضریب افت فشار، μ لزجت فیزیکی، α ضریب نفوذ پذیری، U سرعت نرمال از ضریب پرش فشار و Δm ضخامت ناحیه متخلخل می‌باشد. برای محاسبه ضریب افت فشار از مرجع (ANSYS Fluent User's Guide, 2018) استفاده شده است.

۴- روش تحقیق و مدل‌سازی

ابعاد لازم برای ساخت مدل محاسباتی از نقشه‌های فنی موجود در آرشیو نیروگاه به دست آمده است. مدل محاسباتی برای دو صورت، که دایورتر دمپر باز (سیکل ترکیبی) و بسته (سیکل گازی) می‌باشد، ساخته شده است. تعداد صداخفه‌کن‌ها ده عدد می‌باشد که دارای هندسه یکسان و به فاصله یکسان از یکدیگر قرار گرفته‌اند. در مطالعه حاضر از نرم‌افزار انسیس فلوئنت برای حل مسئله استفاده شده است. جریان دود خروجی از توربین گازی در داخل سیستم آگروز در دو حالت سیکل ترکیبی و سیکل گازی مورد مطالعه قرار گرفته است. با جابجایی صداخفه‌کن‌ها به داخل دودکش آگروز کنارگذر، یک‌بار دیگر جریان دود خروجی از توربین گازی در داخل سیستم آگروز در دو وضعیت سیکل ترکیبی و سیکل گازی مورد مطالعه قرار گرفته است. حل عددی جریان به صورت پایا و تراکم ناپذیر و با مدل آشفتگی k-E استاندارد انجام و مشخصات هوا در دمای ۸۲۳ کلوین محاسبه شده است.

در وضعیت سیکل گازی جریان گاز وارد جو می‌شود و در حالت سیکل ترکیبی وارد بویلر بازیاب می‌شود. شرایط مرزی مناسب با توجه به اطلاعات فنی و شرایط فیزیکی موجود اجرا می‌شود.

دما و دبی جرمی دود خروجی از توربین گاز وابسته به میزان بار بهره‌برداری می‌باشد. مشخصات دود خروجی از توربین گاز که از آزمون کارایی در بار ۱۰۰٪ و دمای محیطی ۱۹ درجه سانتی‌گراد به دست آمده است در جدول ۴-۱ نشان داده شده است.

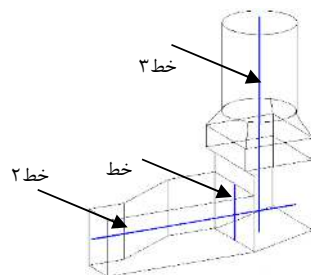
¹² Porous jump model

شکل ۵-۲- مقایسه مطالعه حاضر و مقاله (مهاجری و همکاران) (الف)

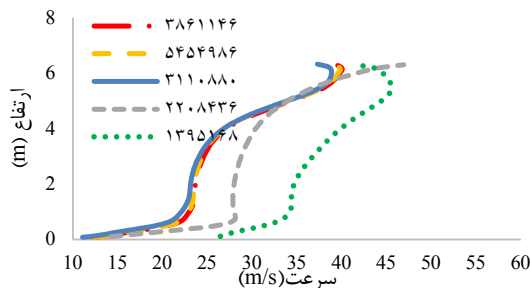
توزیع سرعت (ب) افت فشار

اگزوز باعث کاهش افت فشار و افزایش راندمان می‌شود. هندسه سیستم اگزوز باید به گونه‌ای طراحی شده باشد که در حالت سیکل ترکیبی، سرعت سیال هنگام خروج از سیستم اگزوز و ورود به بویلر بازایاب حداکثر یکنواختی را داشته باشد. در صورتی که جریان وارد شده به بویلر بازایاب یکنواخت نباشد باعث ایجاد اختلاف دمای زیاد روی مبدل‌های بویلر بازایاب شده و در نتیجه باعث تنش حرارتی در لوله‌های مبدل‌های حرارتی و باعث آسیب به آنها می‌شود. از دیگر ویژگی‌های سیستم اگزوز مناسب، کاهش آشفته‌گی و کاهش جریان‌های چرخشی است تا از ارتعاشات و اتلاف انرژی جلوگیری کند. در ادامه تحلیل عددی جریان برای نیروگاه یزد در دو وضعیت سیکل ترکیبی و گازی این نیروگاه بررسی می‌شود.

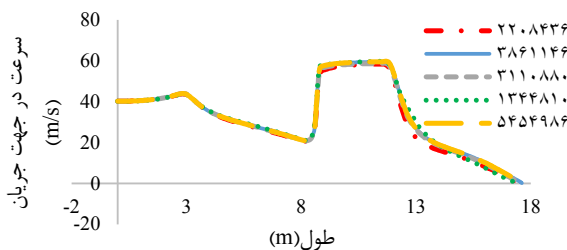
در ابتدا، تعداد شبکه مورد نیاز درون اگزوز و دودکش، با بررسی توزیع سرعت روی خطوط ۱، ۲ و ۳ (شکل ۵-۳) تعداد ۳۸۶۱۱۴۶ سلول، مناسب تشخیص داده شد. این نتایج در شکل ۵-۴ نشان داده شده است و دقت مسئله در افت فشار بصورت کمی در جدول ۵-۱ آمده است.



شکل ۵-۳- موقعیت خطوط انتخاب شده برای بررسی استقلال از شبکه درون اگزوز و دودکش



(الف)



(ب)

(ت)

(پ)

شکل ۴-۱- صفحات منتخب برای نشان دادن نتایج: (الف) صفحات

افقی در اگزوز از بالا به پایین به ترتیب a, b, c (ب) صفحه عمودی در اگزوز (پ) برش در اگزوز و دودکش (ت) برش عمودی در دودکش

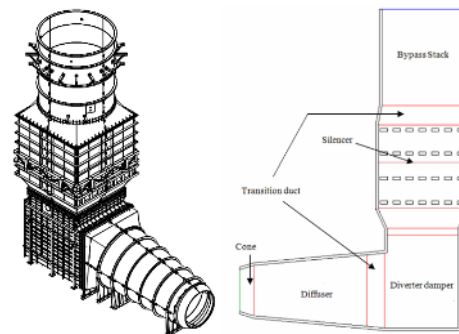
۵- نتایج و تحلیل

برای تحلیل مسئله، نخست مدل ساخته شده با نمونه ی شکل ۵-۱، ارائه شده در مرجع (مهاجری و همکاران) مقایسه شد. نتایج برای توزیع سرعت و افت فشار انطباق بسیار خوبی را نشان داد (شکل ۵-۲). سپس مدل سیکل ترکیبی مورد بررسی قرار گرفت.

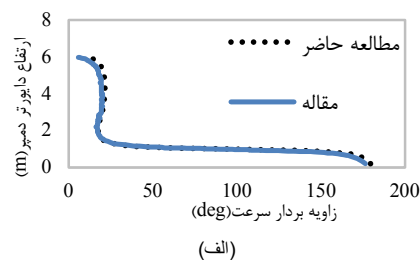
۵-۱- تحلیل عددی جریان درون سیستم اگزوز و

سیکل ترکیبی نیروگاه

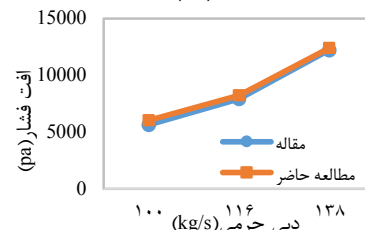
در بخش اگزوز نیروگاه گازی، میدان جریان درون سیستم اگزوز و افت فشار بررسی می‌شود. هندسه مناسب و آنرویدینامیکی سیستم



شکل ۵-۱- هندسه مورد مطالعه مرجع [۱۱]



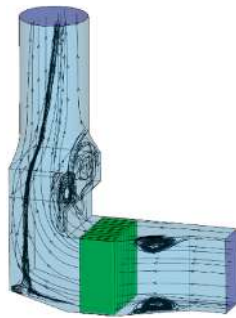
(الف)



(ب)

در این حالت دایورتور دمپر بسته می‌باشد که از ورود گاز به بویلر بازایاب جلوگیری می‌کند. گاز ورودی به سیستم اگزوز از کانال انبساطی و صداخفه‌کن‌ها عبور می‌کند و در دایورتور دمپر با چرخش نود درجه‌ای به سمت بالا، وارد دودکش اگزوز کنارگذر شده و سپس وارد جو می‌شود. شکل ۵-۶ خطوط جریان درون سیستم اگزوز در حالت سیکل گازی را نشان می‌دهد.

همان‌طور که از شکل ۵-۶ مشخص می‌باشد سه گردابه بزرگ داخل سیستم اگزوز تشکیل شده است. دو گردابه در ناحیه‌ی واگرای کانال انبساطی و یک گردابه در بالای دایورتور دمپر به وجود آمده است. گردابه‌های تشکیل شده در قسمت بالای دایورتور دمپر تا مخروط واسط گسترش می‌یابند. گردابه‌های کوچکی هم در پشت صداخفه‌کن‌ها تشکیل می‌شود.



شکل ۵-۶- خطوط جریان درون سیستم اگزوز نیروگاه یزد برای سیکل گازی

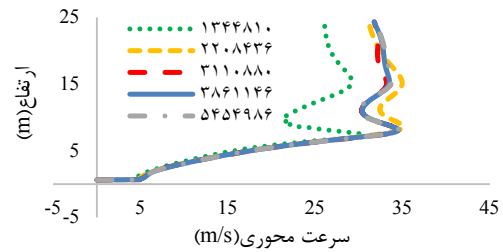
جریان ورودی به دودکش اگزوز کنارگذر به دلیل چرخش ۹۰ درجه‌ای جهت حرکت، جریان به سمت دیواره مقابل متمایل می‌شود. این چرخش و تشکیل گردابه در ورودی دودکش اگزوز کنارگذر باعث غیریکنواخت شدن جریان در این بخش می‌شود.

افت فشار کل برای این سیستم اگزوز ۶۱۱/۳۳ پاسکال می‌باشد.

۵-۳- تحلیل جریان درون سیستم اگزوز با

جابجایی صداخفه‌کن‌ها

در سیستم اگزوز نیروگاه یزد، مکان صداخفه‌کن‌ها به صورتی است که در هر دو مسیر گاز به سمت بویلر بازایاب (سیکل ترکیبی) و تخلیه به جو (سیکل گازی) قرار گرفته‌اند. از معایب این نوع جانمایی برای صداخفه‌کن‌ها می‌توان به افت فشار، کاهش عمر دائمی با گاز داغ و دسترسی سخت برای تعمیرات آنها اشاره کرد. به دلایل گفته شده در این بخش با ایده گرفتن از سیستم اگزوز نیروگاه‌های سیکل ترکیبی جدید و طبق پیشنهاد واحد فنی و مهندسی نیروگاه، صداخفه‌کن‌ها از داخل کانال افقی به داخل دودکش اگزوز کنارگذر انتقال داده می‌شوند. برای انتخاب مکان جدید قرارگیری صداخفه‌کن‌ها، تغییری در ساختار کلی سیستم اگزوز ایجاد نشده



(پ)

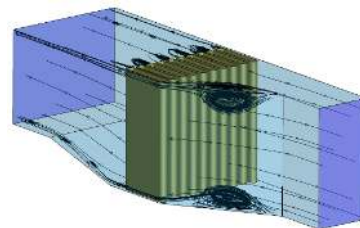
شکل ۵-۴- توزیع سرعت روی (الف)- خط ۱ (ب)- خط ۲ و (پ)-

خط ۳

جدول ۵-۱- افت فشار درون اگزوز برای شبکه‌های مختلف

تعداد سول شبکه	۱۳۴۴۸۱۰	۲۲۰۸۴۳۶	۳۱۱۰۸۸۰	۳۸۶۱۱۴۶	۵۴۵۴۹۸۶
افت فشار (pa)	۵۰۰/۲	۴۹۲/۳۷	۴۷۵/۰۵	۴۷۴/۰۴	۴۷۱/۵۹
درصد همگرایی	۹۴	۹۶	۹۹	۹۹/۵	۱۰۰

در حالت جریان عبوری از سیکل ترکیبی، دایورتور دمپر مسیر اگزوز کنارگذر را مسدود و به این ترتیب از ورود گاز به اگزوز کنارگذر جلوگیری می‌کند. گاز ورودی به سیستم اگزوز از کانال انبساطی، صداخفه‌کن‌ها و دایورتور دمپر عبور می‌کند و وارد بویلر بازایاب می‌شود. خطوط جریان برای این حالت در شکل ۵-۵ قابل مشاهده می‌باشد. برای این حالت دو گردابه بزرگ درون کانال انبساطی و همچنین گردابه‌های کوچکی بعد از صداخفه‌کن‌ها تشکیل شده است.

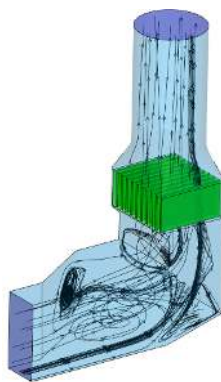


شکل ۵-۵- خطوط جریان برای سیستم اگزوز حاضر در وضعیت

سیکل ترکیبی

سرعت در ورودی ثابت و برابر با ۴۰ متر بر ثانیه است و به علت کاهش سطح مقطع، بیشترین سرعت گاز بین صداخفه‌کن‌ها می‌باشد. گردابه‌های تشکیل شده در کانال انبساطی و در ورودی به صداخفه‌کن‌های سمت چپ، باعث تغییرات سرعت در صداخفه‌کن‌های این بخش می‌شود بدین صورت که سرعت در این بخش از کف تا وسط کانال افزایشی و سپس تا سقف کاهشی می‌باشد و همچنین گردابه‌های تشکیل شده در پشت صداخفه‌کن‌ها با حرکت از کف به سمت مرکز کانال کاهشی و سپس تا سقف افزایشی می‌باشد. فشار ایستایی در ورودی ۳۳۰۶/۳۴ پاسکال است. با فاصله گرفتن از ورودی با افزایش سطح مقطع سرعت کاهش و فشار افزایش می‌یابد تا قبل از صداخفه‌کن‌ها که فشار به حداکثر می‌رسد.

۵-۲- تحلیل جریان برای سیکل گازی



شکل ۵-۹- خطوط جریان برای سیکل گازی پس از جابجایی صداخفه‌کن‌ها

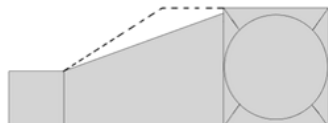
۵-۴- اصلاح سیستم اگزوز

عملکرد مناسب بویلر بازیاب نیازمند یکنواخت بودن جریان روی مبدل‌های حرارتی داخل آن است که با جابجایی صداخفه‌کن‌ها و تحلیل جریان داخل سیستم اگزوز مشخص شد این جابجایی باعث ایجاد گردابه‌های چرخشی بزرگ و غیریکنواخت شدن جریان ورودی به بویلر بازیاب می‌شود. در این بخش دو اصلاح بر روی هندسه سیستم اگزوز به‌منظور کاهش جریان چرخشی و یکنواخت شدن جریان انجام می‌شود. اصلاحات با توجه به کمترین هزینه و محدودیت ساختار تجهیزات نیروگاه پیشنهاد شده است. اولویت نیروگاه بهره‌برداری بصورت سیکل ترکیبی می‌باشد ولی زمانی که برای بویلر بازیاب و واحد بخار مشکل ایجاد شود نیروگاه به صورت سیکل گازی عمل می‌کند لذا تأثیر این اصلاحات برای حالت سیکل ترکیبی از اهمیت بیشتری برخوردار می‌باشد.

۵-۴-۱- اصلاح سیستم اگزوز با افزایش طول کانال

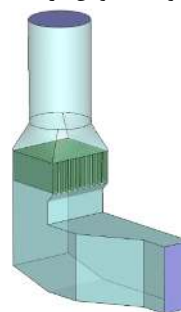
انبساطی

با جابجایی صداخفه‌کن‌ها، فضا برای افزایش طول کانال انبساطی امکان‌پذیر می‌شود. در این اصلاح کانال انبساطی مستقیم از کانال ورودی سیستم اگزوز به دایورتر دمپر متصل می‌شود. با این اصلاح سطح مقطع کانال انبساطی با شیب کم‌تری افزایش می‌یابد. مدل محاسباتی برای سیستم اگزوز اصلاح‌شده در شکل ۵-۱۰ نمایش داده شده است. در این شکل، خطوط خط‌چین مدل محاسباتی قبل از اصلاح را نمایش می‌دهد.

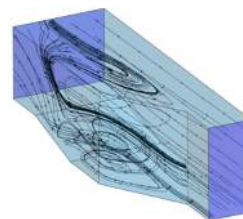


است زیرا از مزایای رعایت این مورد، می‌توان به حداقل رسیدن هزینه (بالا بودن هزینه تعمیر و ساخت تجهیزات نیروگاهی) و تغییر نکردن طراحی پایه نیروگاه (تجهیزات نیروگاهی، پی، اسکلت و...) اشاره کرد. با توجه به موارد گفته شده از فضای خالی کانال زیر مخروط واسط برای مکان جدید صداخفه‌کن‌ها استفاده شده است که جانمایی جدید صداخفه‌کن‌ها در شکل ۵-۷ قابل مشاهده است.

پس از جابجایی صداخفه‌کن‌ها، برای سیکل ترکیبی مانعی در مسیر جریان گاز نمی‌باشد و جریان گاز پس از عبور از کانال انبساطی و دایورتر دمپر وارد بویلر بازیاب می‌شود. خطوط جریان برای این وضعیت در شکل ۵-۸ نمایش داده شده است. گاز در سمت راست کانال به‌صورت یکنواخت به سمت بویلر بازیاب حرکت می‌کند. اما جریان در سمت چپ کانال و به خصوص در ناحیه واگرایی درون کانال



شکل ۵-۷- سیستم اگزوز کنارگذر با جابجایی صداخفه کن ها

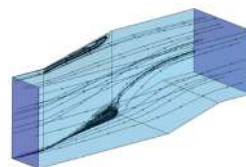


شکل ۵-۸- خطوط جریان برای سیکل ترکیبی پس از جابجایی صداخفه‌کن‌ها

انبساطی چرخشی شده و جریان دارای آشفتگی بالایی می‌باشد. جریان چرخشی بزرگی نزدیک به سقف ناحیه‌ی واگرا درون کانال انبساطی تا خروجی تشکیل شده است که باعث شده جریان ورودی به بویلر بازیاب یکنواخت نباشد. از مقایسه شکل‌های ۵-۶ و ۵-۸ مشخص می‌شود صداخفه‌کن‌ها علاوه بر کاهش صدا در اگزوز، باعث حذف جریان چرخشی و یکنواختی جریان ورودی به بویلر بازیاب می‌شوند.

خطوط جریان برای سیکل گازی در شکل ۵-۹ نمایش داده شده است. مشخص می‌شود که بی‌نظمی در الگوی جریان و شدت آشفتگی افزایش یافته و ناحیه‌ی بزرگی از جریان چرخشی در کانال انبساطی و سمت چپ دایورتر دمپر تشکیل شده است. همچنین نزدیک دیواره سمت چپ کانال انبساطی گردابه بزرگ به وجود آمده است. اما در نهایت مکان جدید صداخفه‌کن‌ها باعث کوچک شدن گردابه در بالای دایورتر دمپر نسبت به سیستم اگزوز قبلی شده است.

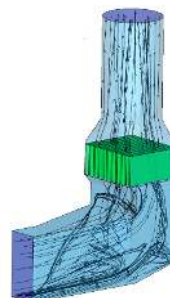
شکل ۵-۱۰- مدل محاسباتی برای سیستم آگزوز اصلاح شده



شکل ۵-۱۱- خطوط جریان برای سیکل ترکیبی

شکل ۵-۱۱ خطوط جریان درون سیستم آگزوز در وضعیت سیکل ترکیبی را نمایش می‌دهد. گردابه و جریان چرخشی در ناحیه‌ی واگرای درون کانال انبساطی به وجود آمده است. از مقایسه شکل ۵-۸ و ۵-۱۱ می‌توان نتیجه گرفت که با اصلاح مدل محاسباتی، ناحیه‌ی جریان چرخشی کوچک‌تر و آشفتگی جریان کاهش یافته و در نتیجه الگوی جریان منظم‌تر شده است. افزایش طول کانال انبساطی سبب کاهش ناحیه‌ی جریان چرخشی و گردابه‌ای گشته و درون کانال انبساطی و در خروجی آگزوز سرعت یکنواخت‌تر شده است.

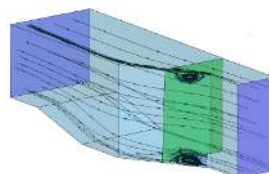
با توجه به شکل ۵-۱۲ مشاهده می‌شود که با اصلاح مدل محاسباتی (افزایش طول کانال انبساطی) برای سیکل گازی، گردابه و جریان‌های چرخشی بزرگ درون کانال انبساطی، دایورت‌ر دمپر و بالای دایورت‌ر دمپر (ورودی دودکش آگزوز کنارگذر) همانند مدل قبل از اصلاح طول به وجود آمده و در نتیجه شدت اغتشاشات تغییر چندانی نکرده است.



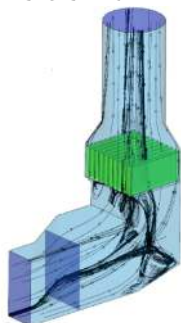
شکل ۵-۱۲- خطوط جریان در حالت سیکل گازی

۵-۴-۲- اصلاح سیستم آگزوز با صفحه‌ی مشبک

در این اصلاح صفحه‌ی مشبک با ضریب تخلخل ۶۵ درصد در مرکز کانال انبساطی قرار داده می‌شود تا تأثیر آن بر جریان درون آگزوز بررسی گردد. مدل محاسباتی اصلاح‌شده با صفحه‌ی مشبک در شکل ۵-۱۳ نشان داده شده است.



شکل ۵-۱۳- خطوط جریان برای سیکل ترکیبی

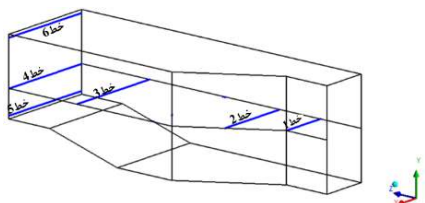


شکل ۵-۱۴- خطوط جریان برای سیکل گازی

خطوط جریان داخل آگزوز اصلاح‌شده با صفحه‌ی مشبک در شکل ۵-۱۴ برای سیکل گازی نمایش داده شده است. جریان چرخشی بزرگ داخل کانال انبساطی حذف شده اما جریان چرخشی داخل و بالای دایورت‌ر دمپر وجود دارد.

صفحه مشبک باعث حذف جریان چرخشی در ناحیه‌ی واگرای کانال انبساطی می‌شود. همچنین سرعت درون کانال انبساطی و دایورت‌ر دمپر یکنواخت شده است. استفاده از صفحه‌ی مشبک باعث ایجاد سرعت یکنواخت در بین صداخفه‌کن‌ها نیز می‌گردد.

در ادامه مقایسه‌ای بین مدل‌های محاسباتی برای پروفایل سرعت انجام می‌شود. سیستم آگزوز نیروگاه یزد به عنوان مدل ۱، سیستم آگزوز با جابجایی صداخفه‌کن‌ها بدون اصلاح به عنوان مدل ۲، سیستم آگزوز اصلاح شده با افزایش طول کانال انبساطی به عنوان مدل ۳ و سیستم آگزوز اصلاح شده با صفحه‌ی مشبک به عنوان مدل ۴ در نظر گرفته شده است. پروفایل سرعت محوری برای هر چهار مدل در سیکل ترکیبی بر روی ۶ خط انتخاب شده در شکل ۵-۱۵ ترسیم شده است.

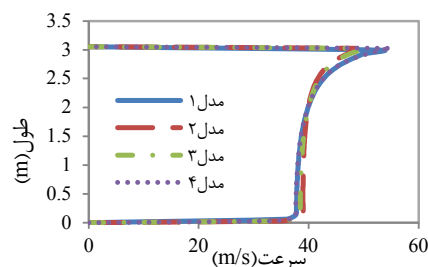
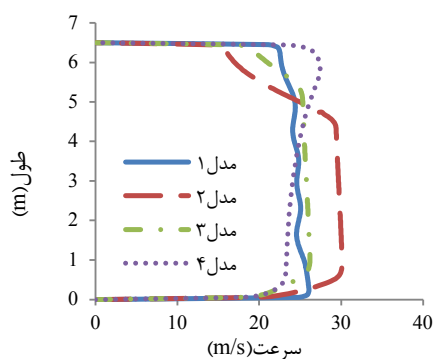


شکل ۵-۱۵- موقعیت خطوط ۱ تا ۶ برای بررسی پروفایل سرعت در

سیکل ترکیبی

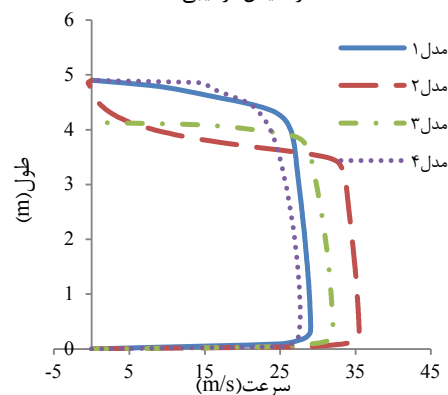
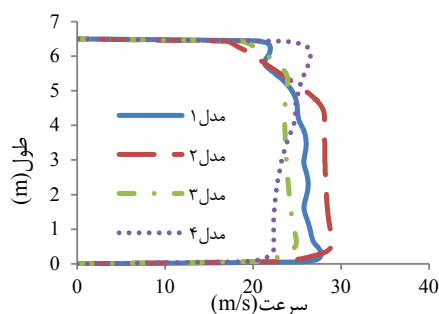
شکل‌های ۵-۱۶ تا ۵-۱۸ پروفایل سرعت محوری بر روی خطوط ۱ تا ۶ را نشان می‌دهند.

در شکل ۵-۱۶ پروفایل سرعت محوری برای چهار مدل روی خط ۱ را نشان می‌دهد. اختلاف حداکثر سرعت برای مدل‌های ۱ و ۴ نسبت به مدل‌های ۲ و ۳، ۲۰ درصد می‌باشد.



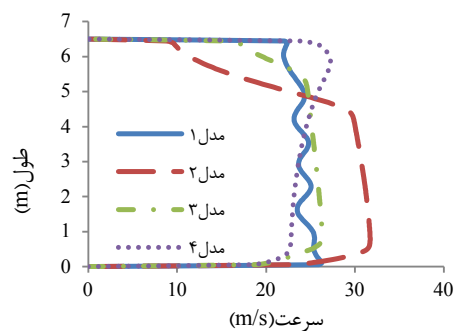
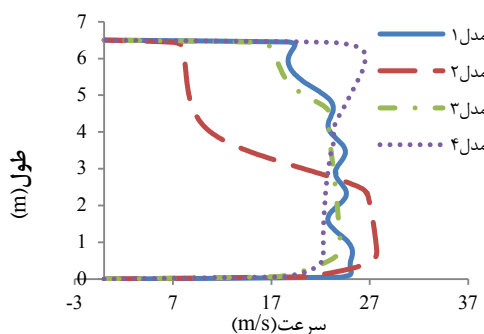
شکل ۵-۱۶- پروفایل سرعت محوری برای چهار مدل بر روی خط ۱ در سیکل ترکیبی

شکل ۵-۱۹- پروفایل سرعت محوری برای چهار مدل بر روی خط ۴ در سیکل ترکیبی



شکل ۵-۱۷- پروفایل سرعت محوری برای چهار مدل بر روی خط ۲ در سیکل ترکیبی

شکل ۵-۲۰- پروفایل سرعت محوری برای چهار مدل بر روی خط ۵ در سیکل ترکیبی



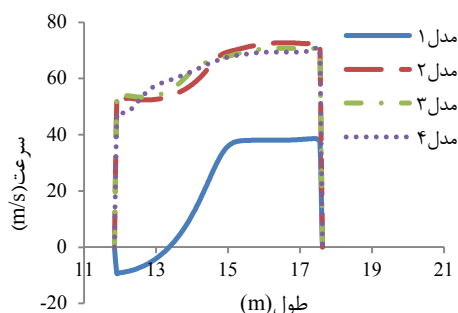
شکل ۵-۱۸- پروفایل سرعت محوری برای چهار مدل بر روی خط ۳ در سیکل ترکیبی

شکل ۵-۲۱- پروفایل سرعت محوری بر روی خط ۶ در سیکل ترکیبی

از مقایسه این سه شکل مشخص می‌شود برای هر چهار مدل محاسباتی با افزایش ارتفاع از کف، یکنواختی سرعت کاهش یافته است. مدل ۲ (سیستم آگزوز با جابجایی صداخفه‌کن بدون اصلاح) دارای کم‌ترین یکنواختی می‌باشد.

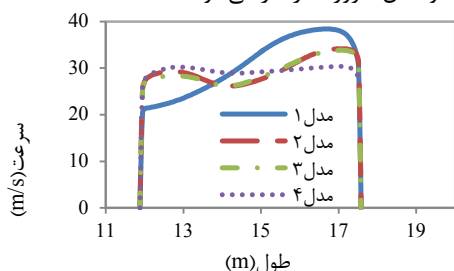
در مدل ۴ هرچند افت فشار کمی بیشتر از مدل‌های ۲ و ۳ است ولی یکنواختی جریان بعد از صفحه مشبک قابل توجه می‌باشد. پروفایل سرعت محوری برای هر چهار مدل در سیکل گازی بر روی خط ۴ انتخاب شده در شکل ۵-۲۲ رسم شده است. شکل‌های ۵-۲۳ تا ۵-۲۴ پروفایل سرعت محوری بر روی خطوط ۱ تا ۴ را نشان می‌دهند.

شکل‌های ۵-۱۹، ۵-۲۰ و ۵-۲۱ پروفایل سرعت در خروجی آگزوز برای چهار مدل بیان شده بر روی خطوط ۴، ۵ و ۶ را نشان می‌دهند:



شکل ۵-۲۵- پروفایل سرعت محوری بر روی خط ۳ در سیکل گازی

پروفایل سرعت محوری در خروجی (خط ۴) در شکل ۵-۲۶ قابل مشاهده می‌باشد. جابجایی صداخفه‌کن‌ها باعث افزایش یکنواختی سرعت در دودکش اگزوز کنارگذر می‌شود.



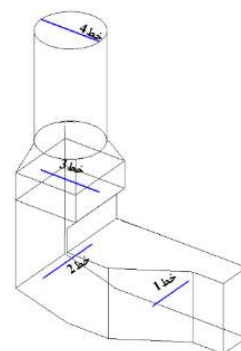
شکل ۵-۲۶- پروفایل سرعت محوری بر روی خط ۴ در سیکل گازی

در مدل‌های ۲، ۳ و ۴ با جابجایی صداخفه‌کن‌ها فشار ایستایی در ورودی اگزوز (خروجی توربین گاز) افزایش یافته است. بیشترین افزایش فشار ایستایی در ورودی اگزوز در مدل ۴ به دلیل وجود صفحه‌ی مشبک اتفاق افتاده است.

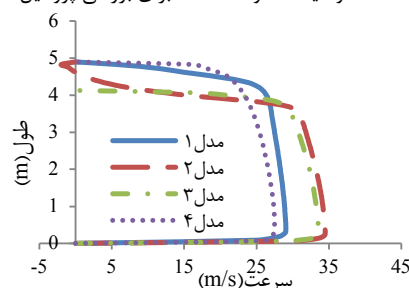
۶- نتیجه گیری

در این پژوهش اثر جابجایی صداخفه‌کن‌های سیستم اگزوز واحد الاستوم نیروگاه سیکل ترکیبی یزد مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. طراحی سیستم اگزوز باید کم‌ترین افت فشار و جریان یکنواخت در خروجی آن (ورودی به بویلر بازیاب) ایجاد کند. تحلیل سیستم اگزوز نیروگاه یزد در وضعیت سیکل ترکیبی نشان داد گردابه‌هایی در کانال انبساطی قبل از صداخفه‌کن تشکیل می‌شود ولی جریان خروجی یکنواخت است و افت فشار کل ۵۳۵/۷۱ پاسکال می‌باشد. برای سیکل گازی گردابه‌هایی در کانال انبساطی و دودکش اگزوز کنارگذر تشکیل می‌شود و افت فشار کل برابر با ۶۱۱/۳۳ پاسکال می‌باشد.

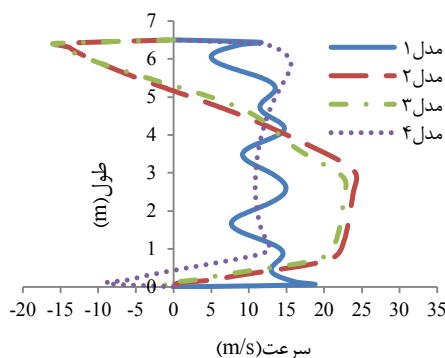
با جابجایی صداخفه‌کن‌ها به داخل دودکش اگزوز کنارگذر افت فشار ناشی از وجود آنها در مسیر ورود گاز به دیگ بخار بازیاب کاهش یافت اما جریان به شدت غیریکنواخت شده و ناحیه‌ی بزرگ گردابه و جریان چرخشی داخل سیستم اگزوز تشکیل و افت فشار کل برابر با



شکل ۵-۲۲- موقعیت خطوط ۱ تا ۴ برای بررسی پروفایل سرعت



شکل ۵-۲۳- پروفایل سرعت محوری بر روی خط ۱ در سیکل گازی



شکل ۵-۲۴- پروفایل سرعت محوری بر روی خط ۲ در سیکل گازی

شکل ۵-۲۵ پروفایل سرعت محوری بر روی خط ۳ را نشان می‌دهد. جریان برگشتی برای مدل ۱ در این ناحیه وجود دارد ولی برای سایر مدل‌ها با جابجایی صداخفه‌کن‌ها حذف شده است. این اختلاف سرعت با مدل ۱ به دلیل وجود صداخفه‌کن‌ها در این مکان می‌باشد. سرعت جریان در بین صداخفه‌کن‌ها در طول آنها از ۵۰ متر بر ثانیه تا ۷۰ متر بر ثانیه متفاوت است.

در طرح اصلاحی دوم صفحه مشبک در مرکز کانال انبساطی قرار داده شده است. با این اصلاح جریان در سیکل ترکیبی یکنواخت و گردابه ایجاد شده به علت جابجایی صداخفه‌کن‌ها کوچک شد. فشار ایستایی در ورودی نسبت به سیستم اگزوز حاضر ۲۹۹/۶۲ پاسکال کاهش یافته و افت فشار کل ۲۳۵/۷۸ پاسکال شد. این اصلاح در سیکل گازی تأثیرگذار بوده و جریان یکنواخت‌تر گردید. فشار ایستایی در ورودی اگزوز برای این حالت نسبت به سیستم اگزوز حاضر ۳۶۰/۳۳ پاسکال افزایش یافته و افت فشار کل برای این هندسه برابر با ۹۸۸/۶ پاسکال شد. با این اصلاح برای سیکل ترکیبی نسبت به حالت قبل افت فشار بیشتر گردید اما از مزایای آن کاهش هزینه اجرایی می‌باشد.

تجهیزات نیروگاه بسیار گران و حساس می‌باشد لذا برای هرگونه تغییرات باید همه جوانب به صورت دقیق بررسی و تحلیل شود و رعایت نکردن این موارد می‌تواند خسارت‌های سنگین و حتی جبران‌ناپذیر به وجود آورد.

۷- تشکر و قدردانی

در پایان، نویسندگان مقاله از مسئولین و کارشناسان محترم نیروگاه سیکل ترکیبی یزد، به سبب در اختیار گذاردن داده‌های مورد نیاز این پژوهش، کمال تشکر و قدردانی را می‌نمایند

۵۷/۵ پاسکال شد. برای وضعیت سیکل گازی مانند سیکل ترکیبی، یکنواختی جریان کاهش یافت و ناحیه‌ی گردابه و جریان چرخشی بزرگ داخل کانال انبساطی تشکیل شد. افت فشار کل برای این حالت ۹۲۹/۵۶ پاسکال است.

با جابجایی صداخفه‌کن‌ها افت فشار کاهش یافته در سیکل ترکیبی محسوس نیست و روی راندمان تأثیر بسزایی ندارد. اما با جابجایی آنها عمر صداخفه‌کن‌ها افزایش می‌یابد و دسترسی به آنها برای تعمیر راحت‌تر می‌باشد. باید انجام این تغییر در سیستم اگزوز به‌صورت تخصصی توسط افراد مجرب انجام شود و در صورت تأیید ارزش این تغییر، باید اصلاحاتی روی هندسه برای یکنواخت شدن جریان انجام شود در غیر این صورت به خصوص در سیکل ترکیبی این جریان غیریکنواخت می‌تواند به مبدل‌های حرارتی بویلر بازیاب آسیب برساند و روی عملکرد بویلر بازیاب تأثیر بگذارد. برای یکنواخت شدن جریان داخل اگزوز دو طرح اصلاحی پیشنهاد و بررسی شد. در طرح اصلاحی اول طول کانال انبساطی افزایش داده شد بطوریکه زاویه‌ی واگرایی کانال کاهش یافت. با این اصلاح، جریان در سیکل ترکیبی یکنواخت و افت فشار کل ۱۶/۲۴ پاسکال شد. این اصلاح در سیکل گازی تأثیر نگذاشت و جریان همچنان غیریکنواخت بود. فشار ایستایی در ورودی اگزوز برای این وضعیت نسبت به سیستم اگزوز حاضر ۲۷۵/۴۵ پاسکال افزایش یافت و افت فشار کل برای این هندسه برابر با ۹۲۹/۵۶ پاسکال گردید. این طرح اصلاحی هزینه اجرایی زیادی دارد زیرا باید کانال انبساطی جدید ساخته شود.

منابع:

- doi:https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100347
- Faqihi, B & .,Ghaith, F. (2025). Enhancement of waste heat recovery from exhaust stack silencers in A simple cycle gas turbine. *Int. J. of Thermofluids*, 101237, 27, doi:https://doi.org/10.1016/j.ijft.2025.101237
- Hanafizadeh, P., Siahkalroudi, M & .,Ahmadi, P. (2016). Experimental and numerical investigation of optimum design of semi industrial heat recovery steam generator inlet duct. *Appl. Therm. Eng* 375- 104, 385. doi:https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.024
- Hegde, N., Han, I., Lee, T & .,Roy, R. (2007). Flow and heat transfer in heat recovery
- Ameri, M & .,Dorcheh, F. (2013). The CFD Modeling of Heat Recovery Steam Generator Inlet Duct. *Int. J. Energy Eng*, 3(3), 74-79, doi:DOI:10.5963/IJEE0303003
- ANSYS Fluent User's Guide. (2018). *Release* 19.2.832 ,
- Bayraktar, S., Safa, A & .,Yilmaz, T. (2007). Cfd and analytical analysis of exhaust system of a gas turbine used in a ship. *AIP Conf. Proc* 619-622, 936, doi:https://doi.org/10.1063/1.2790223
- Faqihi, B & .,Ghaith, F. (2023). A comprehensive review and evaluation of heat recovery methods from gas turbine exhaust systems. *Int. J. of Thermofluids*, 18, 100347

- Pinelli, M & ,Bucci, G .(2009) .Numerical based design of exhaust gas system in a cogeneration power plant .*Appl. Energy* , .857-866 , (6)86
doi:https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.08.016
- Shin, H., Kim, D., Ahn, H., Choi, S & ,Myoung, G .(2012) .Investigation of the Flow Pattern in a Complex Inlet Duct of a Heat Recovery Steam Generator .*Energy and Power* .1+8 , (1)2 ,
doi:DOI:10.5923/j.ep.20120201.01
- So, H., Jo, T., Lee, Y., Koo, B & ,Lee, D .(2018) . Design optimization of HRSG inlet duct geometry for improving flow uniformity using meta-heuristic algorithm .*J. Mech. Sci. Technol* .947-958 , (2)32 ,
doi:https://doi.org/10.1007/s12206-018-0145-x
- Yi, J & ,Ju, S .(2019) .Simulation study on noise reduction performance of thickness of sound absorber films in industrial gas turbine muffler .*IOP Conference Series: Materials, Vol. 472, No. 1* .
doi:10.1088/1757-899X/472/1/012051
- Zhinov, A., Shevelev, D., Karyshev, A & ,Anan'ev, P .(2018) .The numerical research of the gas flow in the exhaust duct of the gas turbine with a waste heat boiler .*Ain Shams Eng. J* .1325-1334 , (4)9 ,
doi:https://doi.org/10.1016/j.asej.2016.08.007
- بییدی، م.، هاشمی، ف.، کیا، س.، & محمدی، ا. (1395). تحلیل ترمودینامیکی روش های کاهش مصرف داخلی نیروگاه سیکل ترکیبی کرمان. نشریه علمی پژوهشی کیفیت بهره وری صنعت برق ایران، سال پنجم، شماره 9.
- قاسمی، ج.، & نظری، ا. (1396). بررسی تأثیر دمر دودکش در پارامترهای ترمودینامیکی و حرارتی بویلر بازیاب نیروگاه سیکل ترکیبی سندانج. بیست و پنجمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک ایران، تهران، دانشگاه تربیت مدرس.
- steam generators .242-232 , (3)129 .
doi:https://doi.org/10.1115/1.2751505
- Jayatunga, C .(2005) .*An aerodynamic study of industrial gas turbine exhaust turbines* . Doctoral Thesis, Loughborough University.
- Lakshmiraju, M & ,Cui, J .(2007) .Numerical investigation of pressure loss reduction in a power plant stack .*Appl. Math. Model* , .1915-1933 , (9)31
doi:https://doi.org/10.1016/j.apm.2006.06.016
- Lee, B. E., Kwon, S. B & ,Lee, C. S .(2002) .On the effect of swirl flow of gas turbine exhaust gas in an inlet duct of heat recovery steam generator .*J. Eng. Gas Turbine and Power* .502-496 , (3)124 ,
doi:https://doi.org/10.1115/1.1473156
- Maleki, M., Aslani, A., Zzolfaghari, Z & ,Zahedi, R .(2022) .Advanced bibliographic analysis on the development of natural gas combined cycle power plant with CO2 capture and storage technology .*Sustainable Energy Technologies and Assessments* .102339 , 52 ,
doi:https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102339
- Mohajer, A., Noroozi, A & ,Norouzi, S .(2009) . Optimization of diverter box configuration in a V94.2 gas turbine exhaust system using numerical simulation .*World Acad. Sci. Eng. Technol* .566-571 , (9)33 ,
- Morris, R .(1987) .*Gas Turbine Exhaust System - Design Consideration* .AM. Soc. Mech. Eng.
- Motamed, M., Genrup, M & ,Nord, L .(2024) . Part-load thermal efficiency enhancement in gas turbine combined cycles by exhaust gas recirculation .*Applied Thermal Engineering* .122716 , 244 ,
doi:https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122716

نظری، م. (1391). طراحی سیستم کنترل توربین های گازی
25 مگواتی. پایان نامه ارشد، دانشگاه تربیت شهید
رجایی.