مجله مهندسی مکانیک مدرس، دی 1396، دوره 17، شماره 10، ص‌ص 301-311

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

مدل‌سازی سیستم تولید همزمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ از دیدگاه مصرف سوخت و انتشار آلایندگی

محمود چهارطاقی[1*]، محمد شیخی[2]

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود

* شاهرود، صندوق پستی 3619995161، chahartaghi@shahroodut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 14 تیر 1396

پذیرش: 02 مهر 1396

ارائه در سایت: 05 آبان 1396

کلید واژگان:

سیستم تولید همزمان گرمایش و برق

موتور استرلینگ

تحلیل آدیاباتیک

نرم‌افزار متلب

جی‌پی‌یو 3

چکیده

در این مقاله به مدل‌سازی سیستم تولید همزمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ پرداخته شده است. سیستم مورد بررسی متشکل از یک موتور استرلینگ نوع بتا به عنوان محرک اولیه، سیستم بازیافت حرارت، ژنراتور برق و بویلر کمکی می‌باشد. تحلیل بکار برده شده در مورد موتور استرلینگ، تحلیل آدیاباتیک غیرایده‌آل می‌باشد. برای افزایش دقت مدل‌سازی، تلفات اصطکاکی و حرارتی موتور استرلینگ نسبت به تحقیقات گذشته مورد بررسی قرار گرفته و تحلیل آدیاباتیک غیرایده‌آل با استفاده از کد عددی توسعه داده شده در نرم‌افزار متلب، انجام شده است. برای اعتبار سنجی مدل، از مشخصات هندسی و عملکردی موتور استرلینگ جی‌پی‌یو 3 استفاده شده و نتایج با نتایج آزمایشگاهی و سایر مدل‌های گذشته مورد مقایسه قرار گرفته است. سپس یک موتور استرلینگ نوع بتا به عنوان محرک اولیه سیستم تولید همزمان جهت کاربردهای ساختمانی پیشنهاد شده است. استفاده از سیستم‌های تولید همزمان در کاربردهای ساختمانی وقتی متداول‌تر می‌شود که سیستم از لحاظ میزان مصرف سوخت و انتشار آلایندگی در مقایسه با سیستم‌های تولید انرژی سنتی، مزیت قابل توجهی داشته باشد. بدین منظور تاثیر فرکانس موتور، طول بازیاب و دمای منبع گرم روی درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی سیستم مورد بررسی قرار گرفته و مقادیر مناسب برای پارامترهای طراحی موتور، انتخاب شده است. در نهایت توان الکتریکی و حرارتی به ترتیب برابر با 11263 W و 21653 W و درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی به ترتیب برابر با 37% و 42% نسبت به سیستم‌های متداول تولید انرژی حاصل شدند.

Modeling of combined heating and power system driven by Stirling engine from the perspective of the fuel consumption and pollution emission

Mahmood Chahartaghi*, Mohammad Sheykhi

Department of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran
* P.O.B. 3619995161 Shahrood, Iran, chahartaghi@shahroodut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 05 July 2017
Accepted 24 September 2017
Available Online 27 October 2017

Keywords:
Combined heating and power CHP
Stirling engine
Adiabatic analysis
MATLAB software
GPU-3

ABSTRACT

In this paper the modeling of combined heat and power (CHP) system driven by Stirling engine has been discussed. The system consists of one beta type Stirling engine as the prime mover, heat recovery system, power generator and the auxiliary boiler. The analysis of the Stirling engine is a non-ideal adiabatic analysis. To increase the accuracy of modeling, the frictional and thermal losses of Stirling engine are considered in comparison with other previous studies and the non-ideal adiabatic analysis is performed using a developed numerical code in MATLAB software. For model validation, the operational and geometrical specification of the GPU-3 Stirling engine was used and the results were compared with experimental results and other previous models. Then, one beta-type Stirling engine was proposed as prime mover in cogeneration system for building applications. The use of the cogeneration systems in building applications has become more common, which, from the perspective of the fuel consumption and pollution emission, has a significant advantage in comparison with the other conventional systems. For this purpose, the effects of engine frequency, regenerator length, and heat source temperature on fuel consumption and pollution emission of system were examined and proper engine design parameters were selected. Finally, the electric power and thermal power were achieved 11263 W and 21653 W, respectively, with reduction in fuel consumption and pollution emission of 37% and 42%, respectively.

1- مقدمه

سیستم‌های تولید همزمان، شکلی از تولید پراکنده انرژی برای تامین گرما و برق و یک جایگزین مناسب و یا مکمل برای سیستم‌های متداول تولید انرژی به شمار می‌آیند[1]. همچنین این سیستم‌ها راه‌حلی شناخته شده برای حل مشکلات قرن حاضر نظیر کاهش راندمان حرارتی، افزایش مصرف سوخت و انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی سیستم‌های متداول تولید انرژی می‌باشند.

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

M. Chahartaghi, M. Sheykhi, Modeling of combined heating and power system driven by Stirling engine from the perspective of the fuel consumption and pollution emission, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 207-216, 2017 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.10.22.0]

سیستم‌های تولید همزمان، سیستم‌هایی هستند که به کمک یک محرک اولیه، به تولید انرژی الکتریکی موردنیاز مصرف‌کننده در نزدیکی محل مصرف می‌پردازند، در نتیجه تلفات موجود در انتقال و توزیع برق را کاهش می‌دهند و از قسمتی از حرارت اتلافی سیستم، برای تامین نیازهای گرمایشی استفاده می‌کنند. این کار باعث بالا رفتن راندمان این گونه از سیستم‌ها شده است. در حال حاضر یکی از رایج ترین محرک‌های این سیستم‌ها، موتورهای احتراق داخلی می‌باشند که مزایایی از جمله سادگی تنظیمات و پایین بودن هزینه‌های تعمیر و نگهداری را دارند، اما این موتورها معایبی از قبیل محدودیت در راندمان حرارتی، امکان استفاده تنها از بعضی سوخت‌های فسیلی و انتشار آلایندگی نسبتا زیاد نیز خواهند داشت [2]. موتور استرلینگ یک موتور حرارتی با منبع حرارت خارجی می‌باشد. این موتور از نظر تئوری به دلیل داشتن راندمان حرارتی نزدیک به سیکل کارنو[1]، نسبت به موتورهای حرارتی دیگر، راندمان بالاتری دارد [3]. همچنین این موتورها دارای سر و صدای کم، امکان استفاده از تمامی سوخت‌های فسیلی، زیست توده[2] (مانند تراشه های چوب)، هسته‌ای و انرژی خورشیدی جهت فراهم کردن منبع گرمایی می‌باشند [4]. از سویی دیگر موتور استرلینگ جهت تولید قدرت، مقدار قابل توجهی گرما را از دست می‌دهد که می‌توان از این گرمای تلف شده جهت مقاصد سودمندی استفاده نمود. از این‌رو، سیستم‌های تولید همزمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ اخیرا مورد توجه علاقه‌مندان زیادی قرار گرفته است. با توجه به مطالب طرح شده و اهمیت مدل‌سازی موتور استرلینگ در سیستم‌های تولید همزمان، تحقیقات فراوانی در زمینه مدل‌سازی و بهینه‌سازی موتور استرلینگ انجام شده است:

در زمینه تحلیل و مدل‌سازی عملکرد موتور استرلینگ اولین تحلیل ترمودینامیکی توسط اشمیت [5]، انجام شد. در این مدل، دمای محفظه‌ی تراکم با سردکن و دمای محفظه انبساط با گرم‌کن برابر و ثابت در نظر گرفته شد و تحلیل هم‌دما ارائه شد. با استفاده از فرضیات اشمیت محاسبات اولیه برای اندازه‌گیری توان و راندمان حرارتی موتور به سادگی صورت گرفت. در سیکل واقعی موتور استرلینگ مخصوصا در فرکانس‌های بالا، فرایندهای تراکم و انبساط به حالت آدیاباتیک بیشتر از هم‌دما تمایل دارند [6]. فینکلشتاین [7]، محفظه‌های تراکم و انبساط را به‌صورت آدیاباتیک در نظر گرفت. در این تحلیل دمای گاز در طی فرایند تراکم و انبساط تغییر می‌کند و گرم‌کن و سردکن به صورت هم‌دما در نظر گرفته شده‌اند. اوریلی و برکوویچ [8]، نظریه آدیاباتیک را کامل‌تر کردند، در این مدل معادلات دیفرانسیل حاکم بر محفظه‌ها به‌صورت عددی با روش رانج کوتاه حل شد و به‌منظور بهبود پیش بینی حل عددی، اثرات افت فشار اصطکاکی جریان گاز در بازیاب، اثر بازیابی غیر ایده‌آل در بازیاب و تصحیح دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن را در نظر گرفتند و روشی به نام روش سیمپل[3]ارائه کردند. تیمومی و همکاران [9]، مدل آدیاباتیکی شبه‌پایدار[4] ارائه کردند که اثرات افت فشار و تلفات حرارتی در قسمت‌های مختلف موتور در نظرگرفته شد. ضیاء بشرحق و محمودی [10]، به مدل‌سازی عددی موتور استرلینگ جی‌پی‌یو3[5] با تحلیل آدیاباتیک و در نظرگیری افت‌های هدایت خارجی، داخلی و افت فشار بازیاب پرداختند. آن‌ها در یافتند که این تلفات حرارتی و اصطکاکی به‌طور قابل توجه باعث کاهش توان خروجی و راندمان حرارتی موتور می‌گردند. حسین زاده و صیادی [11]، مدل ترکیب آدیاباتیک و سرعت محدود[6] را ارائه کردند، آن‌ها نشان دادند که توان و راندمان خروجی حاصل از این مدل برای موتور جی‌پی‌یو 3 دارای تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی می‌باشد. باباالهی و صیادی [12]، تحلیل سیمپل کار اورریلی و برکوویچ [8]، را توسعه دادند و برای اولین بار اثرات تلفات حرارتی شاتل[7] و نشتی گاز در موتور را به یک فرم دیفرانسیلی به معادلات دیفرانسیل آدیاباتیک اضافه کردند. از این رو معادلات دیفرانسیل تحلیل آدیاباتیک اوریلی و برکوویچ [8]، تصحیح شد و با در نظرگیری افت فشار در مبدل‌های حرارتی اثرات ترمودینامیک سرعت محدود و تلفات حرارتی در بازیاب، مدل سیمپل 2[8] را ارائه کردند. در تحلیلی دیگر باباالهی و صیادی [13]، فرایند انبساط و تراکم در موتور استرلینگ را به صورت فرایند پلی‌تروپیک غیرایده‌آل[9] در نظر گرفتند. در این مدل فرایند انبساط و تراکم پلی‌تروپیک، جایگزین مدل های هم دما و آدیاباتیک شد و علاوه بر این اثر، افت‌های حرارتی و اصطکاکی به منظور نزدیک شدن نتایج مدل به نتایج آزمایشگاهی در نظر گرفته شد.

در رابطه با مدل‌سازی و بهینه‌سازی سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه موتور استرلینگ تحقیقات زیر انجام شده است:

جهانی کلدهی و همکاران [14]، یک چرخه تولید همزمان سرمایش، گرمایش و برق بر پایه موتور استرلینگ نوع آلفا برای هشت اقلیم آب و هوایی مختلف ایران پیشنهاد دادند، نتایج نشان داد تولید سالانه آلاینده‌های زیست‌محیطی به دلیل استفاده از چرخه پیشنهادی تا حد زیادی کاهش می‌یابند. ولنتی و همکاران [15]، یک واحد تولید همزمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ برای تولید 8 kW آب گرم و 1 kW توان الکتریکی در فشارهای کاری مختلف موتور به صورت آزمایشگاهی و عددی مورد ارزیابی قرار دادند. تحلیل به‌کار رفته در مورد موتور استرلینگ، اصلاح کار اوریلی و برکوویچ [8]، (تحلیل سیمپل) می‌باشد. در این تحلیل تلفات هدایت حرارتی بین گرم‌کن و سردکن و تلفات اصطکاک مکانیکی بین بخش های متحرک موتور هم در نظر گرفته شد. نتایج آزمایشگاهی مدل نشان داد که راندمان و توان الکتریکی سیستم به شدت تحت تاثیر مستقیم فشار اولیه موتور می‌باشد. کرمی و صیادی [16]، به بهینه‌سازی ظرفیت سیستم تولید همزمان سه‌گانه با محرک موتور استرلینگ برای چهار اقلیم آب و هوایی مختلف ایران به کمک سه تابع هدف: صرفه جویی در مصرف انرژی، کاهش تولید آلاینده‌ها و صرفه جویی در هزینه‌های کل سالانه پرداختند. تحلیل به‌کار رفته در مورد موتور استرلینگ ترکیب مدل آدیاباتیک و سرعت محدود در نظر گرفته شد. نتایج نشان داد که سیستم مورد نظر در آب و هوای خیلی گرم و مرطوب پیشنهاد نمی‌شود. فریرا و همکاران [17]، به توسعه یک مدل حرارتی سیستم تولید همزمان گرما و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ در مقیاس کوچک با منبع گرمایی خورشیدی پرداختند، تحلیل به‌کار برده شده در مورد موتور استرلینگ تحلیل سیمپل اوریلی و برکوویچ [8]، می‌باشد. آن‌ها نشان دادند که افت فشار جریان گاز در مبدل‌های حرارتی موتور استرلینگ در فرکانس‌های عملکردی بالا، باعث کاهش مقدار زیادی از توان و راندمان خروجی سیستم خواهد شد. دمیرچی و همکاران [18]، از یک موتور استرلینگ گاما جهت تولید همزمان گرما و برق در مقیاس کوچک استفاده کردند. در فشارهای کمتر از 1 MPa توان خروجی موتور به روش آزمایشگاهی و با تحلیل اشمیت مقایسه شد. نتایج آزمایشگاهی و تحلیل اشمیت در فشارهای کم، با هم تطابق خوبی داشتند.

در این مقاله یک سیستم تولید همزمان گرمایش و برق با محرک اولیه

[1] Carnot
[2] Biomass
[3] Simple
[4] Quasi-Steady
[5] Ground Power Unit (GPU-3)
[6] Combined Adiabatic–Finite Speed (CAFS)
[7] Shuttle
[8] Simple II
[9] Polytropic analysis of Stirling engine with Various Losses (PSVL)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.10.22.0]

موتور استرلینگ برای کاربردهای ساختمانی پیشنهاد شده است. این سیستم از یک موتور استرلینگ نوع بتا به عنوان محرک اولیه، ژنراتور برق، سیستم بازیافت حرارت برای بازیابی حرارت اتلافی موتور استرلینگ و بویلر کمکی در مواقعی که سیستم توانایی تامین گرمای موردنیاز ساختمان را ندارد تشکیل شده است (شکل 1). در تحقیقات گذشته در مورد مدل‌سازی سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه موتور استرلینگ، مدل‌سازی موتور استرلینگ به صورت کلی و بدون در نظر گرفتن جزئیات و تاثیر مستقیم پارامترهای عملکردی و هندسی موتور استرلینگ روی مصرف سوخت و انتشار آلایندگی سیستم تولید همزمان صورت گرفته و کمتر به دقیق بودن نوع روش (بررسی اکثریت تلفات اصطکاکی و حرارتی در قسمت های مختلف موتور) برای تحلیل عملکرد موتور استرلینگ پرداخته شده است و معمولا از تحلیل سیمپل کار اوریلی و برکوویچ [8]، که دارای خطای نسبتا بالایی است استفاده شده است. هدف از این مطالعه ارائه روشی دقیق‌تر برای تحلیل عملکرد موتور استرلینگ به عنوان محرک اولیه سیستم تولید همزمان و بررسی اثرات پارامترهای عملکردی و هندسی مهم موتور از قبیل: فرکانس موتور، طول بازیاب و دمای عملکرد منبع گرم روی درصد کاهش مصرف سوخت و درصد کاهش انتشار آلایندگی سیستم تولید همزمان پیشنهادی در مقایسه با سیستم‌های متداول تولید انرژی می‌باشد. تحلیل به‌کار گرفته شده در این مطالعه برای موتور استرلینگ، تحلیل آدیاباتیک غیرایده‌آل، با درنظرگیری تلفات حرارتی (اثر بازیابی غیرایده‌آل، تلفات هدایت حرارت بین گرم‌کن و سردکن، اثر شاتل و تصحیح دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن) و تلفات اصطکاکی (افت فشار جریان گاز در داخل مبدل‌های حرارتی، اثر ترمودینامیک سرعت محدود در پیستون و سیلندر و اصطکاک مکانیکی بین پیستون و سیلندر) می‌باشد. ابتدا جهت معتبرسازی تحلیل بکار رفته در مورد موتور استرلینگ، به مدل‌سازی موتور استرلینگ جی‌پی‌یو3 پرداخته خواهد شد و نتایج با نتایج آزمایشگاهی مرکز تحقیقاتی ناسا لوئیس [19] و سایر نتایج تحقیقات گذشته، در شرایط کاری مختلف مورد مقایسه قرار می‌گیرد. سپس در ابعاد بزرگتر موتور به عنوان محرک اولیه سیستم تولید همزمان مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت و تاثیر پارامترهای عملکردی و هندسی ذکر شده موتور استرلینگ روی درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی سیستم تولید همزمان بررسی خواهد شد.

2- طرح سیستم

طرح کلی سیستم پیشنهادی تولید همزمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ برای مصارف ساختمانی در "شکل 1" نشان داده شده است. سیستم مورد بررسی متشکل از یک موتور استرلینگ نوع بتا به عنوان محرک اولیه، سیستم بازیافت حرارت و ژنراتور برق است. همچنین در این سیستم از یک بویلر کمکی جهت تامین آب گرم در مواقعی که سیستم توانایی تامین گرمای موردنیاز ساختمان را ندارد استفاده شده است، اما تحلیل در این مقاله بر این اساس انجام شده است که سیستم در ظرفیت نامی خود پاسخگوی نیازهای حرارتی ساختمان باشد و بویلر به محض اطمینان در سیکل وجود داشته باشد.

توان مکانیکی خروجی موتور جهت تولید برق موردنیاز ساختمان وارد ژنراتور برق می‌شود. جهت تامین آب گرم مورد نیاز ساختمان از حرارت اتلافی موتور استرلینگ استفاده می‌شود. بدین صورت آب داغ خروجی از سردکن موتور استرلینگ در دمای 80 C وارد سیستم بازیافت حرارت شده و حرارت خود را در سیستم بازیافت حرارت منتقل کرده و در دمای 75 C از سیستم بازیافت حرارت، خارج شده و وارد سردکن موتور استرلینگ می‌شود. از سویی دیگر آب سرد 15 C وارد سیستم بازیافت حرارت شده و با جذب حرارت اتلافی آب داغ سردکن، در دمای 65 C جهت فراهم کردن نیازهای حرارتی ساختمان، سیستم بازیافت حرارت را ترک می‌کند.

3- معادلات حاکم بر موتور استرلینگ

تحلیل به‌کار گرفته شده جهت مدل‌سازی موتور استرلینگ تحلیل آدیاباتیک غیرایده‌آل می‌باشد. به این ترتیب ابتدا معادلات اولیه آدیاباتیک ایده‌آل استخراج می‌گردند و در مرحله بعد معادلات تلفات اصطکاکی و حرارتی در سایر قسمت‌های موتور ارائه می‌گردد. سپس معادلات به دست آمده به روش عددی با استفاده از روشی که در ادامه شرح داده خواهد شد حل می‌شوند. جهت معتبرسازی تحلیل آدیاباتیک ایده‌آل و غیرایده‌آل، از پارامترهای هندسی و عملکردی موتور استرلینگ ساخته شده توسط شرکت جنرال موتورز[1] به نام جی‌پی‌یو 3 استفاده می‌گردد و نتایج مدل با نتایج آزمایشگاهی مرکز تحقیقاتی ناسا لوئیس[2] [19] و سایر تحقیقات گذشته مورد مقایسه قرار می‌گیرد.

3-1- معادلات شرایط آدیاباتیک ایده‌آل

اجزای موتور استرلینگ برای تحلیل آدیاباتیک ایده‌آل به پنج حجم کنترل مستقل تقسیم می‌شوند: محفظه انبساط، محفظه تراکم، گرم‌کن، سردکن و بازیاب. در "شکل 2" تقسیمات موتور استرلینگ به پنج حجم کنترل (مدل پنج حجمی) نشان داده شده است.

برای هر قسمت با در نظرگیری معادلات بقای انرژی و جرم و فرضیات ذکر شده در زیر معادلات آدیاباتیک ایده‌آل استخراج می‌گردد [8, 20, 21].

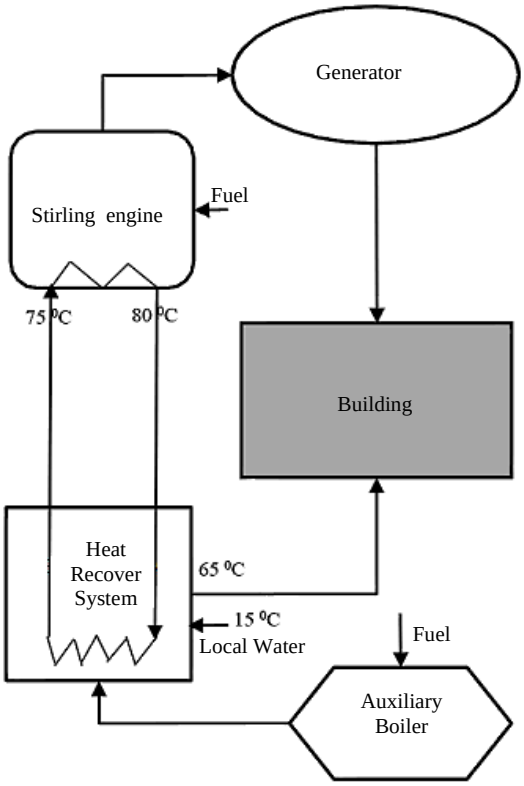

Fig.1 Schematic of the system

شکل 1 پیکربندی سیستم

[1] General Motors
[2] NASA Lewis Research Center

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.10.22.0]

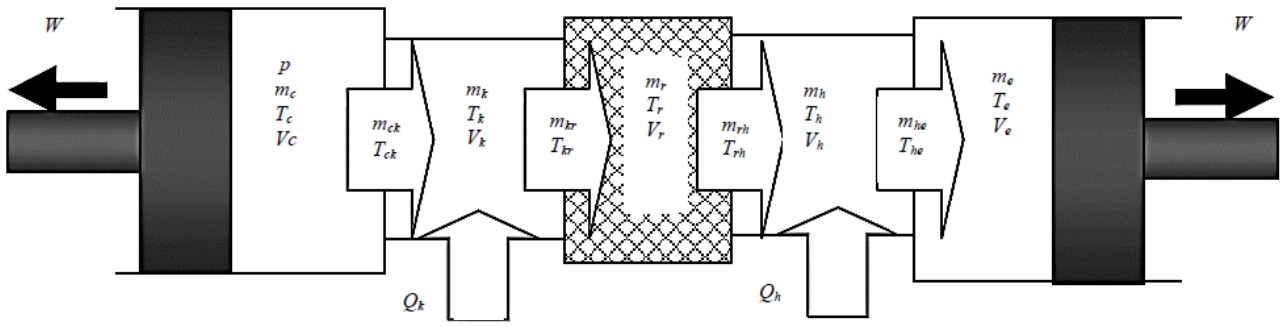

Fig. 2 Schematic model for five compartments of the Stirling engine [10]

شکل 2 نمایش مدل پنج حجمی موتور استرلینگ [10]

- فرایند انبساط و تراکم آدیاباتیک فرض شود.
- نشتی گاز، افت فشار و تلفات حرارتی در هیچ یک از قسمت‌های موتور وجود ندارد.
- دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن با دمای بدنه‌ی گرم‌کن و سرد کن برابر و ثابت باشد.
- بازیاب حرارتی ایده‌آل فرض شود.
- گاز عامل داخل موتور ایده‌آل فرض گردد.

به‌دلیل این‌که فرایند انبساط و تراکم موتور استرلینگ آدیاباتیک فرض می‌شود، دما در طی فرایند انبساط و تراکم در محفظه انبساط و تراکم ثابت نیست و تغییر می‌کند. در نهایت با در نظرگیری فرضیات ذکر شده معادلات آدیاباتیک ایده‌آل (1) تا (15) حاصل می گردد [8,20,21].

معادله فشار:

$$p = \frac{MR}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}} \tag{1}$$

در معادله (1)، p فشار داخل موتور برحسب پاسکال (Pa)، M جرم کل گاز عامل برحسب کیلوگرم (kg) ، R ثابت جهانی گاز برحسب (kJ/kgK) و V نشان‌دهنده حجم در سایر قسمت‌های موتور برحسب (m^3) می‌باشند. همچنین اندیس‌های c ، k ، r ، h و e به ترتیب نشان‌دهنده: محفظه تراکم، سردکن، بازیاب، گرم‌کن و محفظه انبساط می‌باشند.

معادله تغییرات فشار:

$$dp = \frac{-\gamma p\left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}}\right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma\left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h}\right) + \frac{V_e}{T_{he}}} \tag{2}$$

در معادله (2)، γ نسبت گرمای ویژه، T دما برحسب کلوین (K) و پسوندهای دوگانه نشان‌دهنده محل تداخل پنج حجم کنترل می‌باشند.

معادلات جرم:

$$dm_c = \frac{pdV_c + V_c\frac{dp}{\gamma}}{RT_{ck}} \tag{3}$$

$$m_i = \frac{pV_i}{RT_i}\ , i = k, r, h \tag{4}$$

$$m_e = M - (m_c + m_k + m_r + m_h) \tag{5}$$

$$dm_i = \frac{m_i dp}{p}\ , i = k, r, h \tag{6}$$

$$m_{ck} = -dm_c \tag{7}$$

$$m_{kr} = m_{ck} - dm_k \tag{8}$$

$$m_{rh} = m_{kr} - dm_r \tag{9}$$

$$m_{he} = m_{rh} - dm_h \tag{10}$$

شرایط مرزی:

اگر $m_{ck} > 0$ در این صورت: $T_{ck} = T_c$، در غیر این صورت: $T_{ck} = T_k$

اگر $m_{he} > 0$ در این صورت: $T_{he} = T_h$، در غیر این صورت: $T_{he} = T_e$

معادله دما:

$$T_i = \frac{pV_i}{Rm_i}\ , i = e, c \tag{11}$$

معادلات انرژی:

$$dQ_k = \frac{V_k dpC_v}{R} - C_p(T_{ck}m_{ck} - T_{kr}m_{kr}) \tag{12}$$

$$dQ_r = \frac{V_r dpC_v}{R} - C_p(T_{kr}m_{kr} - T_{rh}m_{rh}) \tag{13}$$

$$dQ_h = \frac{V_h dpC_v}{R} - C_p(T_{rh}m_{rh} - T_{he}m_{he}) \tag{14}$$

$$dW = p(dV_e + dV_c) \tag{15}$$

در معادلات (12) تا (15) Q_k ، Q_r ، Q_h و W به ترتیب: گرمای دفع شده در سردکن، گرمای مبادله شده در بازیاب، گرمای جذب شده در گرم‌کن و کار خالص خروجی موتور در شرایط تحلیل آدیاباتیک ایده‌آل می‌باشند.

3-2- معادلات تلفات اصطکاکی و حرارتی

در این بخش تلفات اصطکاکی و حرارتی در سایر قسمت‌های موتور استرلینگ معرفی می‌شوند.

3-2-1- افت فشار در مبدل‌های حرارتی

اصطکاک به دلیل جریان سیال در مبدل‌های حرارتی (بازیاب، گرم‌کن و سردکن) باعث افت فشار و کاهش توان خروجی موتور می‌گردد، افت فشار جریان با استفاده از ضریب اصطکاک که با عدد رینولدز رابطه مستقیم دارد محاسبه می‌گردد. افت فشار در مبدل‌های حرارتی از رابطه (16) محاسبه می‌شود [8,10,22].

$$dp_i = \frac{2f_i\mu V_i G L_i}{m_i d_i^2}\ , i = r, h, k \tag{16}$$

در رابطه (16)، f ضریب اصطکاک، μ لزجت گاز عامل برحسب (kg/m.s)، V حجم مبدل حرارتی برحسب (m^3)، G جریان جرم گاز برحسب ($kg/m^2.s$)، L طول مبدل حرارتی برحسب متر (m)، m جرم گاز برحسب (kg) و d_r قطر هیدرولیکی مبدل حرارتی برحسب متر (m) می‌باشند.

ضریب اصطکاک بازیاب، گرم‌کن و سردکن به ترتیب از روابط (17) و (18) حاصل می‌گردد:

$$f_r = 54 + 1.43\mathrm{Re}^{0.78} \tag{17}$$

$$f_i = 0.0791\mathrm{Re}^{0.75}\ , i = h, k \tag{18}$$

افت فشار کل در مبدل‌های حرارتی از رابطه (19) محاسبه می‌گردد:

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.10.22.0]

$$dp = dp_r + dp_h + dp_k \tag{19}$$

توان از دست رفته به دلیل اصطکاک جریان سیال در مبدل‌های حرارتی، برحسب وات (W) از رابطه (20) به‌دست می‌آید. fr فرکانس عملکردی موتور برحسب هرتز (Hz) می‌باشد.

$$P_{\mathrm{f\,loss}} = \left(\int dp \cdot dV_e\right) \cdot fr \tag{20}$$

3-2-2- اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون

افت توان مکانیکی در اثر حرکت پیستون در سیلندر برای موتور استرلینگ جی‌پی‌یو3 توسط مرکز تحقیقاتی ناسا لوئیس به‌صورت آزمایشگاهی برحسب فرکانس عملکردی و فشار متوسط موتور در چند نقطه برای دو گاز عامل هلیوم و هیدروژن منتشر شده است [19]. تغییرات افت توان به دست آمده خطی بوده و با گذراندن یک معادله خط از روی نقاط، معادلات (21) و (22) حاصل می‌شوند:

$$P_{\mathrm{mech\,loss}} = (0.0168 f_r + 0.17) \cdot 1000 \tag{21}$$
$$P_{\mathrm{mech\,loss}} = (0.0123 f_r + 0.236) \cdot 1000 \tag{22}$$

روابط (21) و (22) به ترتیب افت توان مکانیکی در اثر حرکت پیستون برای موتور استرلینگ جی‌پی‌یو3 برحسب وات (W)، برای گازهای هلیوم و هیدروژن در فشار متوسط 2.76 MPa در فرکانس‌های مختلف می‌باشند.

3-2-3- اثر ترمودینامیک سرعت محدود

براساس اصول ترمودینامیک سرعت محدود، فشار روی پیستون در طی فرآیند تراکم از تمامی نقاط دیگر بیشتر و همچنین فشار روی پیستون در طی فرآیند انبساط از سایر نقاط کمتر می‌باشد. در نتیجه کار انبساطی کاهش و کار تراکمی افزایش می‌یابد و در نهایت کار کل کاهش خواهد یافت. افت توان به‌دلیل اثر ترمودینامیک سرعت محدود به صورت معادله (23) بیان می‌گردد [12].

$$P_{\mathrm{w\,loss}} = \left[\int \pm\left(p\frac{aw}{c}\right) dV\right] \cdot fr \tag{23}$$

در رابطه (23) علامت مثبت برای فرآیند تراکم و علامت منفی برای فرآیند انبساط است. w سرعت حرکت پیستون برحسب (m/s) و a و c از روابط (24) و (25) به دست می‌آید:

$$a = \sqrt{3\gamma} \tag{24}$$
$$c = \sqrt{3RT} \tag{25}$$

در نهایت با در نظرگیری تلفات اصطکاکی ذکر شده، کل توان اتلافی و توان واقعی خروجی موتور برحسب وات (W) به ترتیب از روابط (26) و (27) محاسبه می‌گردد:

$$P_{\mathrm{tloss}} = P_{\mathrm{f\,loss}} + P_{\mathrm{mech\,loss}} + P_{\mathrm{w\,loss}} \tag{26}$$
$$P_{\mathrm{ac}} = (W \times fr) - P_{\mathrm{tloss}} \tag{27}$$

3-2-4- اثر بازیابی غیرایده‌آل

در بازیاب غیرایده‌آل، گرمای ذخیره شده توسط بازیاب در زمان انتقال گاز از محفظه انبساط به محفظه تراکم به دلیل هدایت خارجی بازیاب، به گاز عامل در زمان برگشت به طور کامل پس داده نمی‌شود. بنابراین برای بازیاب، پارامتر ضریب تاثیر بازیاب (ε) را در نظر می‌گیرند حرارت اتلافی در اثر بازیابی غیرایده‌آل از رابطه (28) حاصل می‌گردد [8].

$$Q_{\mathrm{rloss}} = (1-\varepsilon) \times (Q_{\mathrm{rmax}} - Q_{\mathrm{rmin}}) \cdot fr \tag{28}$$

ضریب تاثیر بازیاب از رابطه (29) به‌دست می‌آید:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{NTU+1} \tag{29}$$

اثرات بازیاب غیرایده‌آل با استفاده از تعداد واحدهای انتقال دهنده (NTU) از رابطه (30) حاصل می‌شود:

$$NTU = \frac{St \times A_{\mathrm{wg}}}{2A} \tag{30}$$

A_{wg} مقدار سطح تر شده شبکه فلزی بازیاب در برخورد با گاز عامل می‌باشد. عدد استانتون از رابطه (31) قابل محاسبه می باشد [8].

$$St = \frac{0.46 \times \mathrm{Re}^{-0.4}}{Pr} \qquad Pr = 0.7 \tag{31}$$

3-2-5- هدایت حرارتی طولی در بازیاب

بازیاب از لحاظ فیزیکی بین گرم‌کن و سردکن قرار گرفته است، اختلاف دمای این دو مبدل حرارتی باعث می‌شود که مقدار حرارت قابل توجهی به صورت ناخواسته با مکانیزم هدایت از بدنه خارجی بازیاب تلف گردد. اتلاف حرارت ناشی از هدایت بدنه خارجی بازیاب از رابطه (32) محاسبه می‌گردد[10].

$$Q_{\mathrm{wrloss}} = \frac{kA}{L_r}(T_{wh} - T_{wk}) \tag{32}$$

k ضریب هدایت حرارتی بدنه خارجی بازیاب بر حسب (W/mK)، A سطح مقطع موثر انتقال حرارت هدایتی بازیاب بر حسب (m^2)، L_r طول بازیاب بر حسب متر (m)، T_{wh} و T_{wk} دمای بدنه گرم‌کن و سردکن بر حسب درجه حرارت کلوین (K) می‌باشد.

3-2-6- اثر شاتل

پیستون جابجا بین محفظه گرم و سرد موتور در حال جابه‌جایی می‌باشد به این دلیل مقداری گرما را از محفظه گرم دریافت کرده و آن را به محفظه سرد انتقال می‌دهد. این اتلاف حرارت به اثر شاتل معروف است و توسط رابطه (33) تعریف می‌شود [19, 22].

$$Q_{\mathrm{sh}} = \frac{0.4 S^2 k_g D_d}{J L_d}(T_e - T_c) \tag{33}$$

k_g ضریب هدایت حرارتی گاز عامل برحسب (W/mK) و S، D_d، J، L_d به‌ترتیب کورس پیستون جابجایی، قطر پیستون جابجایی، فاصله حلقوی میان پیستون جابجایی و سیلندر و طول پیستون جابجایی برحسب متر (m) می‌باشند. همچنین T_e و T_c به ترتیب دما در محفظه انبساط و تراکم برحسب درجه حرارت کلوین (K) است.

با در نظرگیری تلفات حرارتی ذکر شده، حرارت واقعی جذب شده توسط گرم‌کن (Q_{ach}) و حرارت واقعی دفع شده در سردکن (Q_{ack}) به ترتیب طبق روابط (34) و (35) حاصل می‌شوند:

$$Q_{\mathrm{ach}} = (Q_h \cdot fr) + Q_{\mathrm{rloss}} + Q_{\mathrm{wrloss}} + Q_{\mathrm{sh}} \tag{34}$$
$$Q_{\mathrm{ack}} = (Q_k \cdot fr) + Q_{\mathrm{rloss}} + Q_{\mathrm{wrloss}} + Q_{\mathrm{sh}} \tag{35}$$

راندمان حرارتی موتور استرلینگ با تحلیل آدیاباتیک ایده‌آل و آدیاباتیک غیرایده‌آل به ترتیب طبق روابط (36) و (37) تعریف می‌شوند [8].

$$\eta_{\mathrm{adi}} = \frac{W}{Q_h} \tag{36}$$
$$\eta_{\mathrm{ac}} = \frac{P_{\mathrm{ac}}}{Q_{\mathrm{ach}}} \tag{37}$$

3-2-7- تصحیح دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن

در حالت واقعی دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن با دمای بدنه گرم‌کن و سردکن برابر نخواهد بود و بایستی برای بالا رفتن دقت مدل به درستی تعیین گردند. دمای واقعی گاز داخل گرم‌کن و سردکن از رابطه (38) و (39) تصحیح می‌شود[8].

$$T_{gh} = T_h - \frac{Q_{\mathrm{ach}}}{h_h A_{wh}} \tag{38}$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.10.22.0]

$$T_{gk} = T_k - \frac{Q_{\mathrm{ack}}}{h_k A_{wk}} \tag{39}$$

در روابط (38) و (39)، T_h و T_k دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن در تحلیل آدیاباتیک، T_{gh} و T_{gk} دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن برحسب درجه حرارت کلوین (K)، h_h و h_k ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی داخل گرم‌کن و سردکن برحسب ($\mathrm{W/m^2K}$) و A_{wh} و A_{wk} سطوح انتقال حرارت گرم‌کن و سردکن به گاز عامل برحسب ($\mathrm{m^2}$) می‌باشند. رابطه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی داخل گرم‌کن و سردکن از رابطه (40) حاصل می شود [8].

$$h_{h,k} = \frac{0.0791\mu_{h,k} \cdot C_P \cdot \mathrm{Re}_{\mathrm{h,k}}^{0.75}}{2D_{h,k} \cdot Pr} \tag{40}$$

$D_{h,k}$ ، C_p و $\mathrm{Re}_{h,k}$ قطر هیدرولیکی برحسب متر (m)، گرمای ویژه در فشار ثابت گاز عامل برحسب (kJ/kgK) و عدد رینولدز جریان داخل گرم‌کن و سردکن می‌باشند.

4- تحلیل میزان صرفه جویی و آلایندگی

در این قسمت روابط میزان درصد کاهش مصرف سوخت و درصد کاهش انتشار آلاینده‌ی دی‌اکسیدکربن سیستم تولید همزمان گرمایش و برق در مقایسه با سیستم‌های سنتی جهت تولید برق، گرمایش آورده شده است.

برای محاسبه درصد کاهش مصرف سوخت، ابتدا میزان سوخت مصرفی توسط سیستم تولید همزمان گرمایش و برق جهت تامین انرژی موردنیاز و مقدار سوخت مصرف شده توسط سیستم سنتی جهت تولید همان میزان انرژی ، با استفاده از روابط (41) و (42) محاسبه می‌شوند [23].

$$F_y = Q_{\mathrm{ach}} \tag{41}$$

$$F^{\mathrm{SP}} = \frac{P_{EL}}{\eta_{\mathrm{e}}^{\mathrm{SP}}} + \frac{Q_{\mathrm{ack}}}{\eta_{\mathrm{t}}^{\mathrm{SP}}} \tag{42}$$

F_y و F^{SP} به ترتیب میزان سوخت مصرفی برحسب کیلوژول بر ثانیه برای سیستم تولید همزمان و سیستم تامین انرژی سنتی می‌باشد. همچنین $\eta_{\mathrm{e}}^{\mathrm{SP}}$ و $\eta_{\mathrm{t}}^{\mathrm{SP}}$ به ترتیب راندمان حرارتی نیروگاه تولید برق و راندمان بویلر مورد استفاده در سیستم‌های تامین انرژی سنتی می‌باشند. همچنین در رابطه (42)، P_{EL} توان الکتریکی سیستم تولید همزمان می‌باشد که از حاصل‌ضرب توان مکانیکی خروجی موتور در راندمان ژنراتور (η_{g}) به‌دست می‌آید.

میزان درصد کاهش مصرف سوخت در سیستم‌های تولید همزمان نسبت به سیستم سنتی تامین انرژی به صورت رابطه (43) محاسبه می‌شود [23].

$$\mathrm{PES} = \left(\frac{F^{\mathrm{SP}} - F_{\mathrm{y}}}{F^{\mathrm{SP}}}\right) \cdot 100 \tag{43}$$

جهت محاسبه درصد کاهش انتشار آلایندگی دی‌اکسیدکربن در سیستم تولید همزمان در مقایسه یا سیستم سنتی تامین انرژی، ابتدا جرم دی‌اکسید کربن خروجی از سیستم تولید همزمان جهت تامین انرژی موردنیاز ساختمان و جرم دی‌اکسید کربن خروجی از سیستم تامین انرژی سنتی برای تامین همان مقدار انرژی، طبق روابط (44) و (45) محاسبه می‌گردد [23].

$$\mathrm{mCO_2^y} = \mu\mathrm{CO_2^F} F_{\mathrm{y}} \tag{44}$$

$$\mathrm{mCO_2^{SP}} = \mu\mathrm{CO_2^W}(P_{\mathrm{EL}}) + \frac{\mu\mathrm{CO_2^F}(Q_{\mathrm{ack}})}{\eta_t^{\mathrm{SP}}} \tag{45}$$

$\mathrm{mCO_2^y}$ و $\mathrm{mCO_2^{SP}}$ به ترتیب جرم دی‌اکسید کربن منتشر شده توسط سیستم تولید همزمان و سنتی می‌باشند. همچنین $\mu\mathrm{CO_2^F}$ و $\mu\mathrm{CO_2^W}$ به ترتیب شاخص انتشار آلاینده دی‌اکسید کربن برای گاز طبیعی و برق شبکه می‌باشند.

میزان درصد کاهش انتشار آلاینده دی‌اکسید کربن در سیستم تولید همزمان در مقایسه با سیستم سنتی تامین انرژی به‌صورت رابطه (46) محاسبه می‌گردد [23].

$$\mathrm{CO_2ER} = \left(\frac{\mathrm{mCO_2^{SP}} - \mathrm{mCO_2^y}}{\mathrm{mCO_2^{SP}}}\right) \cdot 100 \tag{46}$$

5- روش حل و معتبرسازی

جهت تشریح روش حل و معتبرسازی تحلیل موتور استرلینگ، ابتدا به تشریح مدل آدیاباتیک ایده‌آل پرداخته می‌شود، سپس در مرحله بعد با در نظرگیری تلفات اصطکاکی و حرارتی، تشریح مدل آدیاباتیک غیر ایده‌آل انجام می‌شود و نتایج با نتایج آزمایشگاهی مرکز تحقیقاتی ناسا لوئیس [19] و سایر نتایج تحقیقات گذشته، در شرایط کاری مختلف مورد مقایسه قرار می‌گیرد.

5-1- روش حل و معتبرسازی مدل آدیاباتیک ایده‌آل

روش حل معادلات (1) تا (15)، (معادلات دیفرانسیل آدیاباتیک ایده‌آل موتور استرلینگ) روش مقدار اولیه می‌باشد [10]. بدین ترتیب با قرار دادن مشخصات هندسی و عملکردی موتور در کد عددی توسعه داده شده در نرم‌افزار متلب، ابتدا شرایط اولیه موتور در $\theta = 0$ تعیین می‌گردد، سپس با انتخاب گام زاویه‌ای مناسب، تغییرات حجم در محفظه تراکم و انبساط و فشار لحظه‌ای در هر زاویه چرخش موتور محاسبه می‌شود. در ادامه با استفاده از معادلات جرم و معادله دما، دما در محفظه‌های تراکم و انبساط در طول چرخش موتور تعیین می‌گردد و سپس کار خالص، گرمای دفع شده در سردکن و گرمای جذب شده در گرم‌کن در طی 360 درجه چرخش موتور به دست آمده و این مراحل با جایگذاری مقادیر فشار و دمای محفظه تراکم و انبساط در $\theta = 360$ به جای زاویه $\theta = 0$ دوباره تکرار می‌شود، در صورت اینکه فشار لحظه‌ای در طی دو تکرار متوالی تغییر نکند (با ارضای شرط همگرایی) این نتایج پذیرفته می‌شوند.

برای معتبرسازی مدل آدیاباتیک ایده‌آل، از مشخصات هندسی و عملکردی موتور استرلینگ جی‌پی‌یو 3 استفاده می‌شود (جدول 1 و 2).

در "شکل 3" موتور جی‌پی‌یو3 نشان داده شده است. این موتور استرلینگ از نوع بتا می‌باشد که پیستون قدرت و جابه‌جا در یک سیلندر واقع شده است، حرکت دو پیستون در این موتور برمبنای مکانیزم لوزی شکل است، گرم‌کن و سردکن از نوع مبدل‌های حرارتی فشرده می‌باشند [13].

نتایج به دست آمده از حل عددی مدل آدیاباتیک ایده‌آل در "شکل 4" نشان داده می‌شود. مقایسه نتایج به دست آمده با نتایج منتشر شده توسط اوریلی و برکوویچ [8] و سایر تحقیقات گذشته در حالت آدیاباتیک ایده‌آل نشان دهنده صحت مدل‌سازی صورت گرفته است (جدول 3).

نتایج مدل آدیاباتیک ایده‌آل این مطالعه با سایر نتایج مدل‌های آدیاباتیک ایده‌آل در جدول 3، دارای مقدار کمی اختلاف است، که می‌تواند ناشی از در نظر گرفتن شرایط هندسی و عملکردی متفاوت در مدل‌سازی آدیاباتیک ایده‌آل موتور جی‌پی‌یو3 باشد.

نتایج حل مدل آدیاباتیک ایده‌آل با نتایج آزمایشگاهی دارای اختلاف زیادی می باشد به این دلیل برای دستیابی به حل دقیق‌تر بایستی تلفات اصطکاکی و حرارتی را به حل آدیاباتیک ایده‌آل اضافه نمود (جدول 3).

5-2- روش حل و معتبرسازی مدل آدیاباتیک غیرایده‌آل

نتایج حل مدل آدیاباتیک ایده‌آل با نتایج آزمایشگاهی دارای اختلاف زیادی می‌باشد (جدول 3)، به این دلیل برای دستیابی به حل دقیق‌تر بایستی تلفات اصطکاکی و حرارتی را به حل آدیاباتیک ایده‌آل اضافه نمود. برای تحلیل آدیاباتیک غیرایده‌آل موتور، ابتدا تحلیل آدیاباتیک ایده‌آل با فرض برابر بودن دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن با دمای بدنه‌ی گرم‌کن و سردکن انجام

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.10.22.0]

جدول 1 مشخصات هندسی موتور جی‌پی‌یو 3 [8]

Table 1 The geometrical specification of the GPU-3 engine [8]

مشخصه هندسی موتور	مقدار	واحد
فضای خالی(حجم مرده) محفظه تراکم	28.68	cm^3
فضای خالی(حجم مرده) محفظه انبساط	30.52	cm^3
حجم جابه‌جایی محفظه تراکم	113.14	cm^3
حجم جابه‌جایی محفظه انبساط	120.82	cm^3
طول میله اتصال دهنده	46	mm
شعاع لنگ	13.8	mm
خروج از مرکز	20.8	mm
قطر پیستون توان	69.9	mm
قطر پیستون جابجایی (D_d)	69	mm
طول پیستون جابجایی (L_d)	37	mm
کورس پیستون جابجایی (S)	31.2	mm
قطر داخلی سیلندر	69.9	mm
مشخصه‌های گرم‌کن		
تعداد لوله‌ها	40	--
قطر داخلی لوله	3.02	mm
طول لوله (L_h)	245.3	mm
حجم مرده (V_h)	70.88	cm^3
مشخصه‌های سردکن		
تعداد لوله‌ها	312	--
قطر داخلی لوله‌ها	1.09	mm
طول لوله (L_k)	46.1	mm
حجم مرده (V_k)	13.8	cm^3
مشخصه‌های بازیاب		
قطر	22.6	mm
طول (L_r)	22.6	mm
قطر سیم	40	µm
تخلخل	0.697	--
تعداد	8	--
هدایت حرارتی بازیاب (k)	15	$\frac{W}{m\,K}$
حجم مرده (V_r)	50.55	cm^3
جنس	فولاد ضدزنگ	--

جدول 2 مشخصات عملکردی موتور جی‌پی‌یو 3 [8]

Table 2 Operational specification of the GPU-3 engine [8]

پارامتر عملکردی موتور	مقدار	واحد
گاز عامل	هلیوم	--
دمای منبع گرم (گرم‌کن)	977	K
دمای منبع سرد (سردکن)	288	K
فشار گاز عامل	4.13	MPa
جرم گاز عامل	1.1362	gr
فرکانس عملکردی موتور	41.72	Hz

می‌شود، سپس تلفات حرارتی و اصطکاکی وارد کد عددی شده و از رابطه (38) و (39) دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن اصلاح می‌گردد. در ادامه کد عددی با دمای اصلاح شده گاز داخل گرم‌کن و سردکن دوباره تکرار می‌شود. این تکرار تا زمانی انجام می شود که اختلاف دمای گاز اصلاح شده گرم‌کن و سردکن در طی دو تکرار متوالی کمتر از 1 K باشد [21]، پس از ارضای این شرط، خروجی کد عددی مورد قبول می‌باشد.

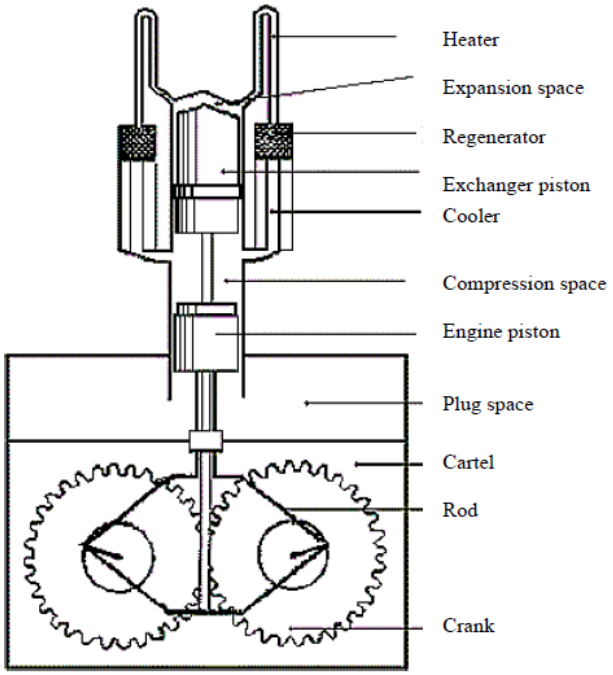

Fig. 3 GPU-3 Stirling engine [9]

شکل 3 موتور استرلینگ جی پی یو 3 [9]

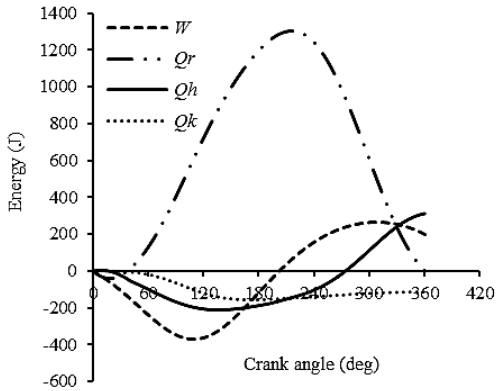

Fig. 4 Results of the numerical solution of ideal adiabatic analysis

شکل 4 نتایج حاصل از حل عددی مدل آدیاباتیک ایده‌آل

جدول 3 مقایسه نتایج حاصل از مدل آدیاباتیک ایده‌آل با سایر نتایج تحقیقات گذشته

Table 3 Compare the results obtained in ideal adiabatic model with other previous research results

	Q_h(W)	P(W)	η(%)
اوریلی [8]	13280	8300	62.5
تیمومی [9]	13352.72	8286.7	62.06
ضیاء بشرحق [10]	13223	8279	62.6
تحقیق حاضر	12974.65	8242.8	63.53
نتایج آزمایشگاهی [19]	12441.31	2650	21.3

در این قسمت برای معتبرسازی مدل آدیاباتیک غیرایده‌آل، از مشخصات هندسی موتور استرلینگ جی‌پی‌یو3 استفاده شده و نتایج مدل، با نتایج آزمایشگاهی [19] و سایر مدل‌های ارائه شده در شرایط عملکردی مختلف برای موتور استرلینگ جی‌پی‌یو3 مورد مقایسه قرار گرفته است. در "شکل‌های 5 و 6" به‌ترتیب توان خروجی و راندمان حرارتی مدل این مطالعه (مدل آدیاباتیک غیرایده‌آل) با گاز عامل هلیوم در فشار 2.76 MPa و دمای

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.10.22.0]

منبع گرم و سرد به ترتیب برابر با 922 K و 288 K در فرکانس‌های مختلف با سایر نتایج تحقیقات گذشته مورد مقایسه قرار گرفته است.

مدل این مطالعه در مقایسه با مدل ترکیب آدیاباتیک و سرعت محدود [11]، به دلیل در نظرگیری روابط آزمایشگاهی تلفات اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون [19]، در فرکانس‌های پایین دقت بالاتری در تخمین توان خروجی دارد (شکل 5). برای تخمین راندمان حرارتی به دلیل این‌که در مدل این مطالعه تلفات هدایت حرارتی بازیاب (بین دو منبع گرم و سرد) و اثر شاتل پیستون جابه‌جا در نظر گرفته شده است، راندمان حرارتی حاصل از مدل، از مدل ترکیب آدیاباتیک و سرعت محدود [11]، به نتایج آزمایشگاهی [19] نزدیک‌تر می‌باشد (شکل 6). نتایج تخمین توان خروجی و راندمان حرارتی مدل این مطالعه به دلیل درنظرگیری تلفات اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون، اثر ترمودینامیک سرعت محدود، تلفات حرارتی در اثر شاتل و هدایت حرارتی طولی در بازیاب نسبت به تحلیل سیمپل کار اوریلی و برکوویچ [8]، به نتایج آزمایشگاهی [19] نزدیک‌تر می‌باشد.

در مدل سیمپل 2 تلفات حرارتی شاتل به یک فرم دیفرانسیلی به معادلات آدیاباتیک ایده‌آل اضافه شده است (شکل 6). در مدل این مطالعه، تلفات حرارتی شاتل به صورت غیردیفرانسیلی و صریح پس از تحلیل مدل آدیاباتیک ایده‌آل، با داشتن دمای متوسط محفظه انبساط و تراکم به مدل آدیاباتیک ایده‌آل اضافه می‌گردد. همچنین در مدل حاضر، در محاسبه تلفات اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون از روابط دقیق‌تر نسبت به مدل سیمپل 2 استفاده گردیده و از روابط آزمایشگاهی اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون [19]، استفاده شده است. در نتیجه در تخمین راندمان حرارتی مدل این مطالعه در فرکانس‌های پایین‌تر از 1500 rpm دقت بالاتری نسبت به مدل سیمپل 2 [12]، خواهد داشت، اما در فرکانس‌های بالاتر دقت مدل سیمپل 2 از مدل این مطالعه در تخمین راندمان حرارتی بیشتر خواهد بود. در تحلیل پلی‌تروپیک غیرایده‌آل [13]، فرآیند انبساط و تراکم پلی‌تروپیک و غیرایده‌آل در نظر گرفته شده است، در واقعیت فرایندهای انبساط و تراکم در موتور استرلینگ به فرایند پلی‌تروبیک در مقایسه با فرایند آدیاباتیک، نزدیک‌تر می‌باشند. به این دلیل مدل توسعه داده شده آدیاباتیک این مطالعه در تخمین توان خروجی دارای دقت کمتری نسبت به مدل پلی‌تروپیک غیرایده‌آل [13] می‌باشد (شکل 5)، اما در تخمین راندمان حرارتی مدل این مطالعه، در فرکانس‌های پایین‌تر از 1200 rpm به دلیل در نظرگیری کامل‌تر تلفات اصطکاکی و حرارتی دارای دقت بهتری نسبت به مدل پلی‌تروپیک غیرایده‌آل بوده و در فرکانس‌های بالاتر، خطای مدل حاضر بیشتر می‌شود (شکل 6).

راندمان حرارتی در تحقیقات گذشته با افزایش فرکانس، به‌صورت خطی کاهش می یابد در نتیجه مدلهای قبلی، با تغییر فرکانس قادر به تعیین نقطه بهینه برای راندمان حرارتی نمی‌باشند و فقط در کمترین فرکانس، راندمان حرارتی بیشترین مقدار خود را خواهد داشت (شکل 6). مدل این مطالعه به دلیل درنظر گیری تلفات اصطکاکی و حرارتی به‌صورت کامل‌تر و دقیق‌تر نسبت به تحقیقات گذشته، قادر به پیش‌بینی نقطه بهینه با تغییر فرکانس عملکردی موتور می‌باشد که با نتایج آزمایشگاهی [19] تطابق بهتری نسبت به نتایج تحقیقات گذشته خواهد داشت. به عبارت دیگر مدل حاضر پیش بینی بهتری در خصوص نحوه رفتار سیستم با نتایج آزمایشگاهی را دارد.

در "شکل‌های 7 و 8" توان خروجی و خطای تخمین توان خروجی حاصل از مدل، برای موتور جی‌پی‌یو3 برای دو گاز عامل هلیوم و هیدروژن در فشار 2.76 MPa و دمای منبع گرم و سرد به ترتیب برابر با 977 K و 288 K در فرکانس‌های مختلف با نتایج آزمایشگاهی [19] مقایسه شده است.

خطا کسری است که صورت آن قدر مطلق اختلاف مقادیر پیش‌بینی شده و آزمایشگاهی و مخرج آن مقادیر آزمایشگاهی می‌باشد. نتایج حاصل از مدل و نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد که هیدروژن در شرایط عملکردی مشابه توان خروجی بیشتری نسبت به هلیوم خواهد داشت (شکل 7).

خطای توان خروجی مدل برای موتور جی‌پی‌یو 3 با گاز عامل هیدروژن در فرکانس عملکردی 1500 rpm برابر با 37% و برای گاز عامل هلیوم در همین شرایط برابر با 53% می‌باشد. همچنین با افزایش فرکانس عملکردی موتور به 3500 rpm خطای توان خروجی مدل برای گاز عامل هیدروژن به 68% و برای گاز عامل هلیوم به 286% خواهد رسید (شکل 8). گاز عامل هیدروژن دارای توان خروجی بیشتر و خطای پیش‌بینی کمتر نسبت به گاز عامل هلیوم به دلیل لزجت کمتر و داشتن ظرفیت حرارتی بالاتر می‌باشد.

6- نتایج مدل‌سازی سیستم تولید همزمان

در این قسمت به مدل‌سازی سیستم تولید همزمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ در شرایط هندسی و عملکردی مختلف از دیدگاه مصرف سوخت و انتشار آلایندگی دی‌اکسید کربن پرداخته می‌شود.

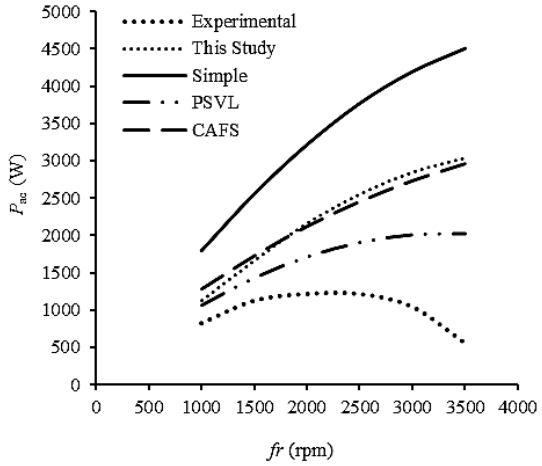

Fig. 5 Comparing output power of the current Study with results of previous studies

شکل 5 مقایسه توان خروجی مدل حاضر با نتایج تحقیقات گذشته

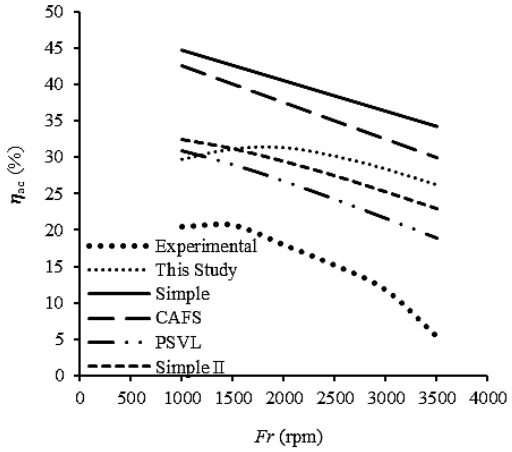

Fig. 6 Comparing thermal efficiency of the current Study with results of previous studies

شکل 6 مقایسه راندمان حرارتی مدل حاضر با نتایج تحقیقات گذشته

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.10.22.0]

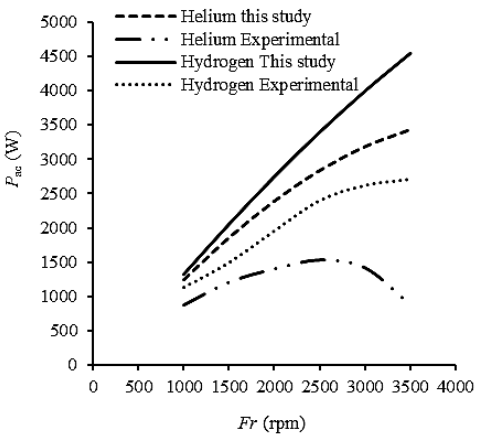

Fig. 7 Comparing output power of the current Study for two working gases of hydrogen and helium, with results experimental

شکل 7 مقایسه توان خروجی مدل حاضر برای دو گاز عامل هیدروژن و هلیوم با نتایج آزمایشگاهی

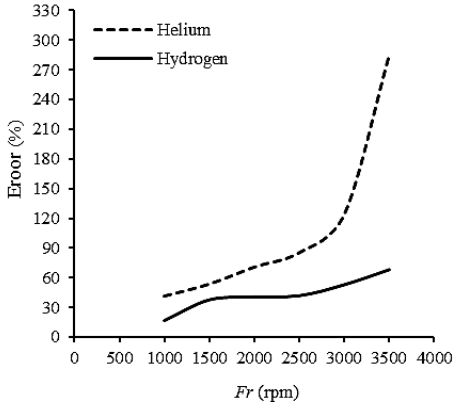

Fig 8 Comparing output power error of thr current Study for two working gases of hydrogen and helium

شکل 8 مقایسه خطای توان خروجی مدل حاضر برای دو گاز عامل هیدروژن و هلیوم

در جدول 4 اطلاعات مورد نیاز برای تحلیل درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی سیستم آورده شده است.

موتور استرلینگ جی‌پی‌یو3 دارای ابعاد کوچک و توان مکانیکی و حرارتی کمی می‌باشد و جهت تولید همزمان گرمایش و برق در کاربرد ساختمانی نیاز به استفاده از یک موتور با ابعاد بزرگتر خواهد بود به این دلیل ابعاد طولی موتور جی‌پی‌یو 3 به طور یکنواخت به دو برابر افزایش داده می‌شود. در جدول 5 مشخصات هندسی موتور توسعه داده شده با گاز عامل هیدروژن آورده شده است. در "شکل 9" تاثیر فرکانس موتور روی توان خروجی و راندمان حرارتی موتور استرلینگ سیستم تولید همزمان، در فشار 2.76 MPa و دمای عملکرد منبع گرم و سرد به ترتیب برابر با 866 K و 353 K، نشان داده شده است.

با توجه به "شکل 9" با افزایش فرکانس موتور تا 3000 rpm توان خروجی موتور افزایش یافته و پس از این فرکانس به‌دلیل این‌که تلفات اصطکاکی و حرارتی در سایر قسمت‌های موتور به بیشترین مقدار خود خواهد رسید، توان خروجی با افزایش فرکانس، روند نزولی خواهد داشت. همچنین به طور مشابه راندمان حرارتی با افزایش فرکانس از 1000 rpm تا 1500 rpm افزایش خواهد یافت و در فرکانس 1500 rpm، راندمان حرارتی به بیشترین مقدار خود، به 25% خواهد رسید و پس از آن با افزایش فرکانس راندمان حرارتی کاهش می یابد. در "شکل 10" تاثیر فرکانس موتور روی درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلاینده دی‌اکسید کربن سیستم تولید همزمان در فشار 2.76 MPa و دمای عملکرد منبع گرم و سرد به ترتیب برابر با 866 K و 353 K، نسبت به سیستم‌های متداول تولید انرژی نشان داده شده است.

بخش عظیمی از دلایل افزایش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی سیستم‌های متداول تولید انرژی، به دلیل کاهش راندمان حرارتی و تلفات بخش زیادی از انرژی ورودی به نیروگاه‌ها می‌باشد. راندمان حرارتی سیستم تولید همزمان گرمایش و برق در فرکانس 1500 rpm برابر با 25% و بیشترین مقدار خود را خواهد داشت. این بدین معنی است که 25% از انرژی ورودی به سیستم تولید همزمان به توان مکانیکی و اکثریت انرژی باقی مانده به صورت حرارت تلف شده از موتور قابل بازیابی و جهت گرمایش ساختمان قابل استفاده می‌باشد. تغییرات درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی دی‌اکسید کربن با افزایش فرکانس رفتار مشابهی دارند و در فرکانس 1500 rpm به بیشترین مقدار خود خواهند رسید و در فرکانس‌های بالاتر کاهش می‌یابند. بیشترین مقدار درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلاینده دی‌اکسید کربن سیستم تولید همزمان در این حالت به ترتیب برابر با 29.65% و 34.23% خواهد بود. با توجه به نکات ذکر شده فرکانس 1500 rpm برای موتور استرلینگ سیستم تولید همزمان گرمایش و برق پیشنهاد می‌شود.

افزایش طول بازیاب باعث می‌شود که افت فشار جریان گاز در بازیاب بیشتر شده و توان خروجی موتور کاهش یابد و از طرفی با افزایش طول بازیاب، مقدار حرارت بازیابی شده بیشتر و تلفات هدایت حرارتی طولی در بازیاب کمتر می‌شود، در نتیجه گرم‌کن نیازمند حرارت کمتری خواهد بود. از این رو افزایش طول بازیاب باعث کاهش توان خروجی و به تبع آن کاهش راندمان حرارتی و افزایش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی سیستم تولید همزمان می‌شود و از سوی دیگر با افزایش طول بازیاب، مقدار حرارت

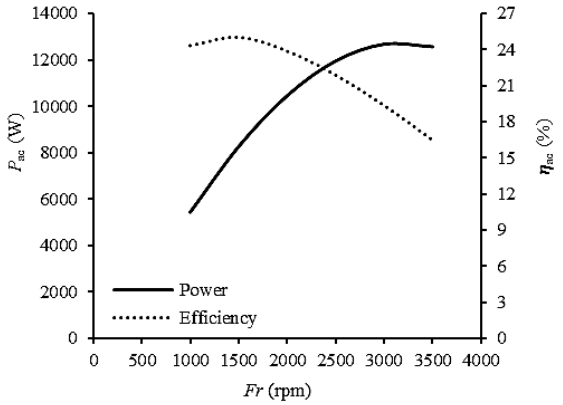

Fig. 9 Influence of the engine frequency on output power and thermal efficiency

شکل 9 تاثیر فرکانس موتور روی توان خروجی و راندمان حرارتی

جدول 4 متغیرهای ورودی جهت تحلیل درصد کاهش مصرف سوخت و آلایندگی [24]

Table 4 Input variables for analysis of PES and CO_2ER [24]

پارامتر	مقدار	واحد
η_e^{SP}	0.3	(-)
η_t^{SP}	0.8	(-)
μCO_2^F	220	(gr kWh-1)
μCO_2^W	836	(gr kWh-1)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.10.22.0]

جدول 5 مشخصات هندسی موتور استرلینگ نوع بتای توسعه داده شده

Table 5 The geometrical specification of the developed beta-type Stirling engine

پارمتر هندسی موتور	مقدار	واحد
فضای خالی(حجم مرده) محفظه تراکم	229.44	cm^3
فضای خالی(حجم مرده) محفظه انبساط	244.16	cm^3
حجم جابه‌جایی محفظه تراکم	905.23	cm^3
حجم جابه‌جایی محفظه انبساط	966.73	cm^3
طول میله اتصال دهنده	92	mm
شعاع لنگ	27.6	mm
خروج از مرکز	41.6	mm
قطر پیستون توان	139.8	mm
قطر پیستون جابجایی (D_d)	138	mm
طول پیستون جابجایی (L_d)	74	mm
کورس پیستون جابجایی (S)	62.4	mm
قطر داخلی سیلندر	139.8	mm
مشخصه‌های گرم‌کن		
تعداد لوله‌ها	40	--
قطر داخلی لوله	6.04	mm
طول لوله (L_h)	490.6	mm
حجم مرده (V_h)	562.27	cm^3
مشخصه‌های سردکن		
تعداد لوله‌ها	312	--
قطر داخلی لوله‌ها	2.18	mm
طول لوله (L_k)	92.2	mm
حجم مرده (V_k)	107.37	cm^3
مشخصه‌های بازیاب		
قطر	45.2	mm
طول (L_r)	45.2	mm
قطر سیم	80	μm
تخلخل	0.697	--
تعداد	8	--
هدایت حرارتی بازیاب (k)	15	$\frac{W}{m\,K}$
حجم مرده (V_r)	404.41	cm^3
جنس	فولاد ضدزنگ	--

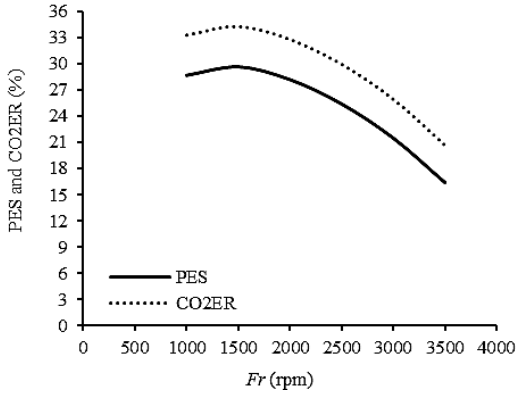

Fig. 10 Influence of the engine frequency on PES and CO2ER

شکل 10 تاثیر فرکانس موتور روی درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی

موردنیاز در گرم‌کن کاهش یافته و به تبع آن باعث افزایش راندمان حرارتی و کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی سیستم تولید همزمان می‌گردد. به این ترتیب طول بازیاب یک پارامتر کلیدی و مهم در سیستم مورد بررسی می‌باشد. در "شکل 11" تاثیر طول بازیاب روی درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی سیستم تولید همزمان در فشار 2.76 MPa و دمای عملکرد منبع گرم و سرد به ترتیب برابر با 866 K و 353 K، برای موتور استرلینگ، نسبت به سیستم‌های متداول تولید انرژی مورد بررسی قرار گرفته شده است. در محدوده 30 mm به عنوان طول مناسب و بهینه برای بازیاب انتخاب می‌شود. در این طول درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلاینده دی‌اکسید کربن به ترتیب برابر با 31.06% و 35.45% می‌باشد.

در "شکل 12" تاثیر دمای منبع گرم روی درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی سیستم در فشار 2.76 MPa و دمای عملکرد منبع سرد برابر با 353 K برای موتور استرلینگ نشان داده شده است. با توجه به اینکه افزایش دمای منبع گرم نقش زیادی در افزایش توان خروجی و راندمان حرارتی موتور استرلینگ خواهد داشت، درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی به شدت با افزایش دمای منبع گرم افزایش می‌یابد. در دمای منبع گرم 1027 K درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی به ترتیب برابر با 37% و 42% می‌گردد. همچنین دمای منبع گرم پیشنهادی برای موتور استرلینگ سیستم تولید همزمان مورد بررسی، 1027 K پیشنهاد می‌گردد.

با توجه به نتایج به‌دست آمده، به ترتیب فشار و فرکانس عملکردی موتور برابر با 2.76 MPa و 1500 rpm، تصحیح طول بازیاب به 30 mm و دمای عملکرد منبع گرم برابر با 1027 K برای موتور استرلینگ پیشنهادی به عنوان محرک اولیه سیستم تولید همزمان انتخاب می‌شود. همچنین در این شرایط توان الکتریکی 11263 W و توان حرارتی 21653 W با درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی به ترتیب برابر با 37% و 42% نسبت به

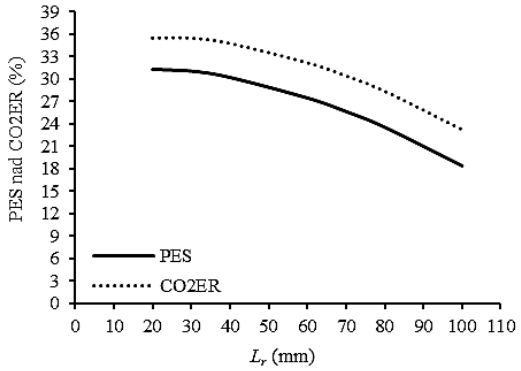

Fig. 11 Influence of the regenerator length on PES and CO2ER

شکل 11 تاثیر طول بازیاب روی درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی

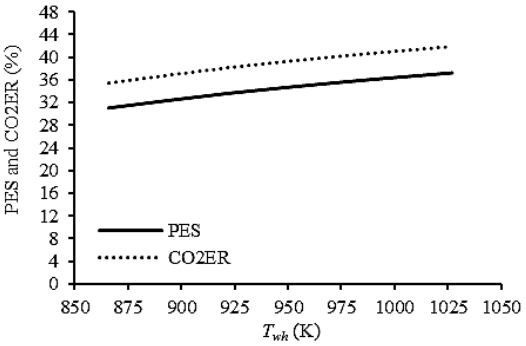

Fig. 12 Influence of the heat source temperature on PES and CO2ER

شکل 12 تاثیر دمای منبع گرم روی درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.10.22.0]

سیستم‌های متداول تولید انرژی حاصل می‌گردد.

7- نتیجه‌گیری

در این مقاله یک سیستم تولید همزمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ نوع بتا جهت کاربردهای ساختمانی پیشنهاد گردید. مدل آدیاباتیک غیرایده‌آل جهت تحلیل عملکرد موتور استرلینگ با استفاده از کد عددی توسعه داده شده در نرم‌افزار متلب انجام شد. برای معتبرسازی مدل، از مشخصات هندسی و عملکردی موتور استرلینگ جی‌پی‌یو3 استفاده شد و نتایج با نتایج آزمایشگاهی و سایر مدل‌های گذشته مورد مقایسه قرار گرفت. سپس یک موتور استرلینگ نوع بتا به‌عنوان محرک اولیه سیستم تولید همزمان جهت کاربردهای ساختمانی پیشنهاد گردید. همچنین تاثیر فرکانس موتور، طول بازیاب و دمای منبع گرم روی درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی سیستم بررسی شد و نتایج زیر حاصل گردید:

- نتایج پیش‌بینی راندمان حرارتی موتور استرلینگ در تمام تحقیقات گذشته با افزایش فرکانس، به‌صورت خطی کاهش می‌یابد و با تغییر فرکانس قادر به تعیین نقطه بهینه برای راندمان حرارتی نمی‌باشند مدل آدیاباتیک غیرایده‌آل این مطالعه به‌دلیل در نظرگیری تلفات اصطکاکی و حرارتی به‌صورت کامل‌تر و دقیق‌تر نسبت به تحقیقات گذشته، قادر به پیش‌بینی نقطه بهینه با تغییر فرکانس عملکردی موتور می‌باشد که با نتایج آزمایشگاهی تطابق بهتری نسبت به نتایج تحقیقات گذشته خواهد داشت.
- گاز عامل هیدروژن به دلیل داشتن لزجت کمتر و داشتن ظرفیت حرارتی بالاتر نسبت به هلیوم، در شرایط عملکردی مشابه، دارای توان خروجی بیشتر و خطای تخمین توان خروجی کمتری می‌باشد.
- توان خروجی، راندمان حرارتی، درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی سیستم تولید همزمان مربوطه به شدت به فرکانس عملکردی موتور استرلینگ وابسته است. به‌طوری که با افزایش فرکانس، توان خروجی، راندمان حرارتی، درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی ابتدا افزایش و سپس به دلیل افزایش تلفات اصطکاکی و حرارتی در بخش های مختلف موتور کاهش می‌یابند.
- افزایش طول بازیاب می‌تواند تاثیر مثبت و منفی در افزایش راندمان حرارتی و به تبع آن درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی سیستم، نسبت به سیستم‌های متداول تولید انرژی داشته باشد.
- با توجه به این‌که افزایش دمای منبع گرم نقش زیادی در افزایش توان خروجی موتور و راندمان حرارتی موتور استرلینگ خواهد داشت، درصد کاهش مصرف سوخت و انتشار آلایندگی به شدت با افزایش دمای منبع گرم افزایش می‌یابد.

8- مراجع

[1] G. V. Badea, *Design for Micro-Combined Cooling, Heating and Power Systems*, pp. 1-30, London: Springer, 2015.

[2] J. Harrod, P. J. Mago, Performance analysis of a combined cooling, heating and power system driven by a waste biomass fired Stirling engine, *IMechE Part C: J. Mechanical Engineering Science*, Vol. 225, No. 1, pp. 420-428, 2010.

[3] I. Batmaz, S. Ustun, Design and manufacturing of a V-type Stirling engine with double heaters, *Applied Energy*, Vol. 85, No. 11, pp. 1041-1049, 2008.

[4] S. C. Costa., H. Barrutia, J. A. Esnaola, M. Tutar, Numerical study of the pressure drop phenomena in wound woven wire matrix of Stirling regenerator, *Energy Conversion and Management*, Vol. 67, No. 1, pp. 57-65, 2013.

[5] G. Schmidt, The theory of Lehmann's calorimetric machine, *Zeitschrift Des Vereines Deutscher Ingenieure*, Vol. 15, No. 1, 1871.

[6] Z. Luo, U. Sultan, M. Ni, H. Peng, B. Shi, G. Xiao, Multi-objective optimization for GPU3 Stirling engine by combining multi-objective algorithms, *Renewable Energy*, Vol. 94, No. 1, pp. 114-125, 2016.

[7] T. Finkelstein, Insights into the thermodynamics of Stirling cycle machines, *Proceeding of 29th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, Monterey, California, pp. 1829-1834, August 7-11, 1994.

[8] I. Urieli, D. M. Berchowitz, *Stirling Cycle Engine Analysis*, pp. 86-124, Bristol: Adam Hilger LTD, 1984.

[9] Y Timoumi, I Tlili, S. B. Nasrallah, Design and performance optimization of GPU-3 stirling engine, *Energy*, Vol. 33, No. 7, pp. 1100-1114, 2008.

[10] M. Ziabasharhagh, M. Mahmoodi, Analysis and optimization of beta-type Stirling engine taking into account the non-ideal regenerator thermal and hydraulic losses effects, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 2, pp. 45-57, 2012. (in Persian فارسی)

[11] H. Hosseinzade, H. Sayyaadi, CAFS: the combined adiabatic-finite speed thermal model for simulation and optimization of stirling engines, *Energy Conversion and Management*, Vol. 91, No. 1, pp. 32-53, 2015.

[12] M. Babaelahi, H. Sayyaadi, Simple-II: a new numerical thermal model for predicting thermal performance of Stirling engines, *Energy*, Vol. 69, No. 1, pp. 873-890, 2014.

[13] M. Babaelahi, H. Sayyaadi, a new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines, *Applied Energy*, Vol. 141, No. 1, pp. 143-159, 2015.

[14] B. Jahani Kaldehi, A. Keshavarz, A. Safaei Pirooz, A. Batooei, M. Ebrahimi, Designing a micro Stirling engine for cleaner production of combined cooling heating and power in residential sector of different climates, *Journal of Cleaner Production*, Vol. 154, No. 1, pp. 502-516, 2017.

[15] G. Valenti, P. Silva, N. Fergnani, S. Campanari, A. Ravida, G. Marcoberardino, E. Macchi, Experimental and numerical study of a Micro-cogeneration Stirling unit under diverse conditions of the working fluid, *Applied Energy*, Vol. 160, No. 1, pp. 920-929, 2015.

[16] R. Karami, H. Sayyaadi, Optimal sizing of Stirling-CCHP systems for residential buildings at diverse climatic conditions, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 89, No. 1, pp. 377-393, 2015.

[17] A. Ferreira, M. Nunes, J. Teixeira, L. Martins, S. Teixeira, Thermodynamic and economic optimization of solar-powered Stirling engine for micro-cogeneration purposes, *Energy*, Vol. 111, No. 1, pp. 1-17, 2016.

[18] H. Damirchi, G. Najafi, S. Alizadehnia, R. Mamat, W. H. Azmi, M. M. Noor, Micro combined heat and power to provide heat and electrical power using biomass and Gamma-type Stirling engine, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 103, No. 1, pp. 1460-1469, 2016.

[19] W. R. Martini, *Stirling Engine Design Manual*, Second Edition, pp. 15-24, Washington: Nasa Lewis Research Center, 1983.

[20] D. G. Thombare, S. K. Verma, Technological development in the Stirling cycle engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 12, No. 1, pp. 1-38, 2008.

[21] M. Ni, B. Shi, G. Xiao, H. Peng, U. Sultan, S. Wang, Z. Luo, K. Cen, Improved simple analytical model and experimental study of a 100W b-type Stirling engine, *Applied Energy*, Vol. 169, No. 1, pp. 768-787, 2016.

[22] I. Tlili, Y. Timoumi, S. B. Nasrallah, Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application, *Renewable Energy*, Vol. 33, No. 8, pp. 1911-1921, 2008.

[23] G. Chicco, P. Mancarella, Assessment of the greenhouse gas emissions from cogeneration and trigeneration systems, Part I: Models and indicators, *Energy*, Vol. 33, No. 3, pp. 410-417, 2008.

[24] M. Chahartaghi, B. Alizadeh-Kharkeshi, Performance analysis of a combined cooling, heating and power system driven by PEM fuel cell at different conditions, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 3, pp. 383-394, 2016. (in Persian فارسی)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.10.22.0]