

## مدل سازی و بهبود عملکرد یک موتور استرلینگ نوع بتا جهت تولید همزمان گرمایش و برق

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران  
 دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه پدافند هوایی خاتم الانبیا(ص)، تهران، ایران  
 کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران  
 کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه پدافند هوایی خاتم الانبیا(ص)، تهران، ایران

محمود چهارطاقی\*  
 غلامرضا فغانی  
 محمد شیخی  
 رضا طاهری

### چکیده

در مقاله حاضر یک موتور استرلینگ نوع بتا جهت تولید همزمان گرمایش و برق (CHP) پیشنهاد شده است. مزایای آنها از جمله انعطاف پذیری در سوخت و منبع گرمایی، سر و صدای کم و راندمان گرمایی بالاتر می‌باشند. همچنین در فرایند تولید قدرت، مقداری گرما به محیط دفع می‌گردد، که قابل بازیابی است و بنابراین آنها پتانسیل مناسبی جهت تولید همزمان دارند. در این پژوهش، مدل به کار رفته جهت تحلیل عملکرد، آدیاباتیک غیرایده‌آل می‌باشد، که تلفات گرمایی و اصطکاکی در اجزای مختلف موتور لحاظ شده است. شبیه‌سازی عملکرد سیستم توسط یک کد عددی توسعه داده شده با نرم افزار MATLAB صورت گرفته است. برای اعتبار سنجی مدل، از مشخصات موتور استرلینگ GPU-3 استفاده شده و با نتایج آزمایشگاهی و مدل‌های گذشته مقایسه شده است. سپس یک موتور استرلینگ نوع بتا جهت تولید همزمان گرمایش و برق پیشنهاد گردید. همچنین تاثیر دور موتور، طول بازیاب و دمای منبع گرم روی راندمان الکتریکی و CHP مورد بررسی قرار گرفت. در نهایت توان الکتریکی 11263 W و توان گرمایی 21653 W با راندمان الکتریکی 27.78% و راندمان CHP برابر با 81.19% حاصل گردید.

واژه‌های کلیدی: موتور استرلینگ، تولید همزمان، آدیاباتیک، بازیاب.

## Modeling and Performance improvement of a Beta type Stirling engine for Cogeneration of Heat and Electricity

M. Chahartaghi

Department of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran.

GH. Faghani

Department of Mechanical engineering, Khatam-Ol-Anbia(PBU) University, Tehran, Iran

M. Sheykhi

Department of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran.

R. Taheri

Department of Mechanical engineering, Khatam-Ol-Anbia(PBU) University, Tehran, Iran

### Abstract

In this paper a beta type Stirling engine for cogeneration of heat and electricity is proposed. The Stirling engines have advantages such as flexibility of fuels and heat sources, low noise level, and higher thermal efficiency than internal combustion engines. In these engines, in power production process, some heat is released to the environment, which can be recovered, and therefore the Stirling engine has a good potential to be used in combined heat and power systems.

In this research, the non-ideal adiabatic analysis has been used for the Stirling engine and for enhance the accuracy of the model, the frictional and thermal losses have been considered. Non-ideal adiabatic analysis, was performed using a numerical code developed in MATLAB software. To validate of the model, the geometrical and operational specification of the GPU-3 Stirling engine was used and the results were compared with experimental results and other previous models. Then a beta type Stirling engine was proposed for the combined heat and power system in residential applications. Also, the effect of engine rotational speed, regenerator length and temperature of heat source on electrical and CHP efficiency were investigated and the appropriate amounts of operating parameters were selected. Finally, the electrical power and thermal power were obtained 11263 W and 21653 W, respectively with electrical efficiency of 27.78% and CHP efficiency of 81.19% efficiency for this cogeneration system.

**Keywords:** Stirling engine, cogeneration, adiabatic, regenerator.

دلیل داشتن راندمان گرمایی نزدیک به چرخه کارنو<sup>۱</sup>، در مقایسه با موتورهای گرمایی دیگر، راندمان گرمایی بالاتری دارد [۱]. همچنین به دلیل سر و صدای کم، امکان استفاده از تمامی سوخت های فسیلی،

### ۱- مقدمه

موتور استرلینگ یک موتور برون سوز است که با استفاده از یک منبع گرمایی قادر به تولید قدرت می‌باشد. این موتور از نظر تئوری به

<sup>1</sup> Carnot

معادلات دیفرانسیل آدیباتیک اضافه کردند. از این رو معادلات دیفرانسیل تحلیل آدیباتیک اوریلی و برکوویچ [۶]، تصحیح شد و با در نظر گیری افت فشار در مبادله‌کن‌های گرمایی اثرات ترمودینامیک سرعت محدود و تلفات گرمایی در بازیاب، مدل Simple 2 را ارائه کردند. در تحلیلی دیگر بابالهی و صیادی [۱۰]، مدل گرمایی دیفرانسیلی جدیدی به نام PSVL<sup>۷</sup> به منظور شبیه‌سازی عملکرد گرمایی موتور استرلینگ ارائه کردند. در این مدل فرایند انبساط و تراکم پلی‌تروپیک، جایگزین مدل‌های هم‌دما و آدیباتیک شد و علاوه بر این، اثر، افت‌های مختلف موجود به منظور نزدیک شدن نتایج مدل توسعه داده شده به نتایج واقعی در نظر گرفته شد.

کرمی و صیادی [۱۱]، به تعیین ظرفیت سیستم‌های تولید هم‌زمان سرمایه‌ش، گرمایش و قدرت با محرک اولیه موتور استرلینگ در چهار اقلیم آب و هوایی متفاوت ایران پرداختند. تحلیل به کار برده در مورد موتور استرلینگ تحلیل CAFS ( ترکیب مدل آدیباتیک و سرعت محدود) در نظر گرفته شد. لی و همکاران [۱۲]، به آزمایش روی یک سیستم تولید هم‌زمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ نوع بتا پرداختند، منبع گرمایی برای موتور استرلینگ از گرمای گازهای هدر رفته آگزوز یک موتور بنزینی بکار گرفته شد. همچنین حداکثر توان خروجی موتور 3476 W در 1248 rpm محاسبه گردید و آنها نشان دادند که یک موتور استرلینگ از گازهای اتلافی با دمای بالا می‌تواند توان مکانیکی ارزشمندی را داشته باشد. فریرا و همکاران [۱۳]، به توسعه یک مدل گرمایی سیستم تولید هم‌زمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ در مقیاس کوچک با منبع گرمایی خورشیدی پرداختند، تحلیل بکار برده شده در مورد موتور استرلینگ تحلیل Simple اوریلی و برکوویچ [۶]، می‌باشد. آنها نشان دادند که افت فشار جریان گاز در مبادله‌کن‌های گرمایی موتور استرلینگ در فرکانس‌های عملکردی بالا، باعث کاهش مقدار زیادی از توان و راندمان خروجی سیستم خواهد شد. ولنتی و همکاران [۱۴]، یک سیستم تولید هم‌زمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ برای تولید ۸ کیلووات آب گرم و ۱ کیلووات توان الکتریکی در فشارهای کاری مختلف موتور به صورت آزمایشگاهی و عددی مورد ارزیابی قرار دادند. تحلیل به کار رفته در روش عددی اصلاح روش کار اوریلی و برکوویچ [۶]، (تحلیل Simple) می‌باشد. در این تحلیل تلفات رسانش گرمایی بین گرم‌کن و سردکن و تلفات اصطکاک مکانیکی بین بخش‌های 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.

در این مقاله به توسعه یک موتور استرلینگ نوع بتا که از لحاظ ساختاری مشابه موتور استرلینگ GPU-3، اما با ابعاد بزرگتر جهت تولید هم‌زمان گرمایش و برق در کاربردهای مسکونی پرداخته می‌شود. موتور GPU-3 در سال ۱۹۶۵ توسط آزمایشگاه تحقیقاتی جنرال موتورز<sup>۸</sup> به عنوان موتور سه کیلوواتی ساخته شده است [۶] و توسط مرکز تحقیقاتی ناسا لوئیس<sup>۹</sup> در شرایط کاری مختلف مورد آزمایش قرار

زیست توده<sup>۱</sup> (مانند تراشه‌های چوب)، هسته ای و انرژی خورشیدی جهت فراهم کردن منبع گرمایی [۲]، اخیراً علاقه‌مندان زیادی را به سمت خود جذب کرده است. از سویی دیگر موتور استرلینگ جهت تولید قدرت، مقداره قابل توجهی گرما را از دست می‌دهد که می‌توان از این گرمای تلف شده جهت مقاصد سودمندی استفاده نمود. طرح تولید هم‌زمان گرما و برق (CHP)<sup>۲</sup> با محرک اولیه موتور استرلینگ نیز یکی از ایده‌های جدیدی است که امروزه توسط شرکت‌های تولید کننده این فناوری تجاری شده و در کاربردهای خانگی از آن استفاده می‌شود [۳]. با توجه به مطالب طرح شده و اهمیت مدل‌سازی موتور استرلینگ در سیستم تولید هم‌زمان، تحقیقات فراوانی در زمینه شبیه‌سازی و بهینه‌سازی موتور استرلینگ انجام شده است.

اولین تحلیل ترمودینامیکی قابل قبول از موتور استرلینگ توسط اشمیت [۴]، انجام شد. در این مدل روابط تحلیلی به منظور تعیین تغییرات فشار در طول چرخه استخراج شد و همچنین دمای محفظه انبساط با گرم‌کن و دمای محفظه تراکم با سردکن برابر و ثابت در نظر گرفته شد. فرض ثابت بودن دما در محفظه تراکم و انبساط باعث شد که محاسبات اولیه برای اندازه‌گیری توان و راندمان گرمایی موتور به سادگی صورت بگیرد. تحلیل دیگری توسط فینکلشتاین [۵]، انجام گرفت، در این تحلیل محفظه‌های تراکم و انبساط به صورت آدیباتیک در نظر گرفته شدند و دمای گاز در طی فرایند تراکم و انبساط تغییر می‌کند و گرم‌کن و سردکن به صورت هم‌دما در نظر گرفته شده‌اند. اوریلی و برکوویچ [۶]، نظریه آدیباتیک را کامل‌تر کردند، در این مدل معادلات دیفرانسیل حاکم بر محفظه‌ها به صورت عددی با روش رانج کوتا حل شد و تحلیل آدیباتیک ایده‌آل ارائه شد. نتایج تحلیل آدیباتیک ایده‌آل با نتایج واقعی تفاوت نسبتاً زیادی دارد به این دلیل اوریلی و برکوویچ [۶]، به منظور بهبود پیش‌بینی حل عددی اثرات افت فشار اصطکاکی جریان گاز در بازیاب، اثر بازیابی غیر ایده‌آل و غیر ایده‌آل بودن گرم‌کن و سردکن (تصحیح دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن) را در نظر گرفتند و روشی به نام روش Simple ارائه کردند. تیمومی و همکاران [۷]، مدل آدیباتیکی شبه پایا<sup>۳</sup> ارائه کردند که اثرات افت فشار و تلفات گرمایی در قسمت‌های مختلف موتور در نظر گرفته شد. آنها این تحلیل را برای یک موتور استرلینگ بتا به نام GPU-3<sup>۴</sup> انجام دادند. در این تحقیق از نتایج آزمایشگاهی این موتور استفاده شد و تطابق بهتری بین نتایج مدل ارائه شده با نتایج آزمایشگاهی نسبت به نتایج اوریلی و برکوویچ [۶]، مشاهده گردید. حسین زاده و صیادی [۸]، مدل CAFS<sup>۵</sup> ( ترکیب مدل آدیباتیک و سرعت محدود) را ارائه کردند، آنها نشان دادند که توان و راندمان خروجی از مدل CAFS برای موتور GPU-3 دارای تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی می‌باشد. بابالهی و صیادی [۹]، تحلیل Simple کار اوریلی و برکوویچ [۶]، را توسعه دادند و برای اولین بار اثرات تلفات گرمایی شاتل<sup>۶</sup> و نشتی گاز در موتور را به یک فرم دیفرانسیلی به

<sup>1</sup> Biomass

<sup>2</sup> Combined Heat And Power

<sup>3</sup> Quasi-Steady

<sup>4</sup> Ground Power Unit

<sup>5</sup> Combined Adiabatic-Finite Speed

<sup>6</sup> Shuttle

<sup>7</sup> Polytropic Analysis of Stirling Engine with Various Loss

<sup>8</sup> General Motors

<sup>9</sup> Nasa Lewis Research Center

قسمت‌های موتور وجود ندارد.

- ۳- دمای گاز داخل گرمکن و سرد کن با دمای جداره خارجی گرم کن و سرد کن برابر و ثابت باشد.
- ۴- بازیاب، ایده‌آل فرض شود.
- ۵- گاز کاری داخل موتور گاز ایده‌آل فرض گردد.

در نهایت با در نظرگیری فرضیات ذکر شده معادلات آدیاباتیک ایده‌آل (۱) تا (۱۵) حاصل می‌گردد [۶ و ۱۶].

معادله فشار:

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

p فشار داخل موتور بر حسب پاسکال (Pa)، M جرم کل گاز عامل بر حسب کیلوگرم (Kg)، R ثابت جهانی گاز بر حسب (kJ/kgK) و V نشان دهنده حجم در سایر قسمت‌های موتور بر حسب (m<sup>3</sup>) می‌باشد. همچنین اندیس‌های h, r, k, e و به ترتیب نشان دهنده: محفظه تراکم، سردکن، بازیاب، گرمکن و محفظه انبساط می‌باشند.

معادله تغییرات فشار:

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

γ نسبت گرمای ویژه، T دما بر حسب کلونین (K) و پسوند‌های دوگانه نشان دهنده محل تداخل Δ حجم کنترل می‌باشند.

معادلات جرم

$$dm_c = \frac{pdV_c + V_c dp}{RT_{ck}} \quad (3)$$

$$m_i = \frac{pV_i}{RT_i}, i = k, r, h \quad (4)$$

$$m_e = M - (m_c + m_k + m_r + m_h) \quad (5)$$

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

$$m_{ck} = -dm_c \quad (7)$$

$$m_{kr} = m_{ck} - dm_k \quad (8)$$

$$m_{rh} = m_{kr} - dm_r \quad (9)$$

$$m_{he} = m_{rh} - dm_h \quad (10)$$

شرایط مرزی:

$$\text{if } m_{ck} > 0 \text{ then, } T_{ck} = T_c \text{ else, } T_{ck} = T_k$$

$$\text{if } m_{he} > 0 \text{ then, } T_{he} = T_h \text{ else, } T_{he} = T_e$$

معادله دما:

$$T_i = \frac{pV_i}{Rm_i}, i = e, c \quad (11)$$

گرفته است [۱۵]. موتور GPU-3 موتوری از نوع بتا است که پیستون قدرت و جابجا کننده در یک سیلندر واقع شده است. در تحقیقات گذشته در مورد مدل‌سازی سیستم‌های تولید همزمان با محرک اولیه موتور استرلینگ، عمدتاً مدل‌سازی موتور استرلینگ به صورت کلی و بدون در نظر گرفتن جزئیات و تاثیر مستقیم پارامترهای عملکردی و هندسی موتور روی راندمان الکتریکی و CHP صورت گرفته و کمتر به بالا بودن دقت مدل (بررسی اکثریت تلفات اصطکاکی و گرمایی در قسمت‌های مختلف موتور) برای تحلیل عملکرد موتور استرلینگ جهت تولید همزمان گرمایش و برق پرداخته شده است و معمولاً از تحلیل Simple کار اوربلی و برکوویچ [۶]، که دارای خطای نسبتاً بالایی است، استفاده شده است. هدف از این مطالعه ارائه مدلی با دقت بالاتر جهت تحلیل عملکرد موتور استرلینگ در کاربرد تولید همزمان گرمایش و برق، و بررسی اثرات دور موتور، طول بازیاب و دمای منبع گرم روی راندمان الکتریکی و CHP می‌باشد. تحلیل به کار برده شده در این مطالعه برای موتور استرلینگ، تحلیل آدیاباتیک با در نظرگیری تلفات گرمایی (اثر بازیابی غیرایده‌آل، تلفات رسانش گرمایی بین گرم کن و سردکن، اثر شاتل و تصحیح دمای گاز داخل گرم کن و سردکن) و تلفات اصطکاکی (افت فشار جریان سیال در مبادله‌کن‌های گرمایی، اثر ترمودینامیک سرعت محدود و اصطکاک مکانیکی بین پیستون و سیلندر) می‌باشد. ابتدا جهت معتبرسازی نتایج، به مدل‌سازی موتور استرلینگ GPU-3 پرداخته خواهد شد و نتایج با نتایج آزمایشگاهی مرکز تحقیقاتی ناسا لوئیس [۱۵]، و سایر نتایج تحقیقات گذشته، در شرایط کاری مختلف مورد مقایسه قرار می‌گیرد. سپس در ابعاد بزرگتر موتور مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت و اثرات دور موتور، تغییر در ابعاد طولی بازیاب و دمای منبع گرم بر راندمان الکتریکی و CHP مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

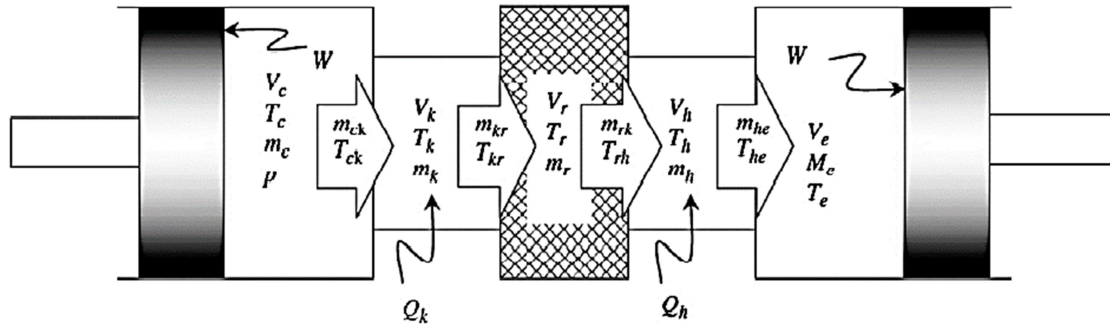
## ۲- معادلات حاکم

### ۲-۱- حالت آدیاباتیک ایده‌آل

تحلیل به کار گرفته شده در مورد موتور استرلینگ تحلیل آدیاباتیک غیرایده‌آل می‌باشد. به این ترتیب ابتدا معادلات اولیه آدیاباتیک ایده‌آل استخراج می‌گردند و در مرحله بعد، معادلات تلفات گرمایی و اصطکاکی در سایر قسمت‌های موتور ارائه می‌گردد. اجزای موتور استرلینگ برای تحلیل آدیاباتیک ایده‌آل به پنج حجم کنترل مستقل تقسیم می‌شوند: محفظه انبساط، محفظه تراکم، گرم کن، سردکن و بازیاب (شکل ۱). برای هر قسمت با در نظرگیری معادلات بقای انرژی و جرم و فرضیات زیر معادلات آدیاباتیک ایده‌آل استخراج می‌گردد [۶ و ۱۶].

۱- فرایند انبساط و تراکم آدیاباتیک فرض شود.

۲- نشی گاز، افت فشار و تلفات گرمایی در هیچ یک از



شکل ۱- مدل پنج حجمی و توزیع دما در قسمت های مختلف موتور استرلینگ با تحلیل آدیاباتیک

**معادلات انرژی:**

در روابط (۱۲) تا (۱۵)  $Q_k$ ،  $Q_r$ ،  $Q_h$  و  $W$  به ترتیب: گرمای دفع شده در سردکن، گرمای مبادله شده در بازیاب، گرمای جذب شده در گرم کن و کار خالص خروجی موتور در حالت آدیاباتیک ایده آل بر حسب ژول (J) می باشد.

$$dQ_k = \frac{V_k dp C_v}{R} - C_p(T_{ck}m_{ck} - T_{kr}m_{kr}) \quad (12)$$

$$dQ_r = \frac{V_r dp C_v}{R} - C_p(T_{kr}m_{kr} - T_{rh}m_{rh}) \quad (13)$$

$$dQ_h = \frac{V_h dp C_v}{R} - C_p(T_{rh}m_{rh} - T_{he}m_{he}) \quad (14)$$

$$dW = p(dV_e + dV_c) \quad (15)$$

افت فشار کل در مبادله کن های گرمایی از رابطه (۲۰) محاسبه می گردد:

$$dp = dp_r + dp_h + dp_k \quad (20)$$

توان از دست رفته به دلیل اصطکاک جریان سیال در مبادله کن های گرمایی، بر حسب وات (W) از رابطه (۲۱) به دست می آید.  $fr$  فرکانس عملکردی موتور بر حسب هرتز (Hz) می باشد.

$$P_{floss} = \left( \int dp \times dV_e \right) \times fr \quad (21)$$

**۲-۲-۲- اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون**

افت توان مکانیکی در اثر حرکت پیستون در سیلندر برای موتور استرلینگ GPU-3 توسط مرکز تحقیقاتی ناسا لوئیس به صورت آزمایشگاهی بر حسب فرکانس عملکردی و فشار متوسط موتور در چند نقطه برای دو گاز عامل هلیوم و هیدروژن منتشر شده است [۱۵]. تغییرات افت توان به دست آمده خطی بوده و با گذراندن یک معادله خط از روی نقاط، معادلات (۲۲) و (۲۳) حاصل می شوند:

$$P_{mech loss} = (0.0168f_r + 0.17) \times 1000 \quad (22)$$

$$P_{mech loss} = (0.0123f_r + 0.236) \times 1000 \quad (23)$$

روابط (۲۲) و (۲۳) افت توان مکانیکی در اثر حرکت پیستون برای موتور استرلینگ GPU-3 به ترتیب برای هلیوم و هیدروژن در فشار ۲/۷۶ MPa و در فرکانس های مختلف بر حسب وات (W) بیان می کند.

**۲-۲-۳- اثر ترمودینامیک سرعت محدود**

بر اساس 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 می باشد. در نتیجه کار انبساطی کاهش و کار تراکمی افزایش می یابد و در نهایت کار کل کاهش خواهد یافت. افت توان به دلیل اثر ترمودینامیک سرعت محدود به صورت معادله (۲۴) بیان می گردد [۱۹].

$$P_{w loss} = \left( \int \pm (p^{aw}) dV \right) \times fr \quad (24)$$

در رابطه بالا علامت مثبت برای فرآیند تراکم و علامت منفی برای فرآیند انبساط است. سرعت حرکت پیستون بر حسب  $\left(\frac{m}{s}\right)$  و  $a$  و  $c$  از روابط (۲۵) و (۲۶) به دست می آید [۱۹]:

$$a = \sqrt{3\gamma} \quad (25)$$

$$c = \sqrt{3RT} \quad (26)$$

در نهایت با در نظر گیری تلفات اصطکاکی ذکر شده، کل توان اتلافی و

**۲-۲-۲- تلفات اصطکاکی و گرمایی**

در این بخش تلفات اصطکاکی و گرمایی در سایر قسمت های موتور استرلینگ معرفی می شود.

**۲-۲-۱- افت فشار در مبادله کن های گرمایی**

اصطکاک به دلیل جریان سیال در مبادله کن های گرمایی باعث افت فشار و کاهش توان خروجی موتور می گردد، افت فشار جریان با استفاده از ضریب اصطکاک که با عدد رینولدز رابطه مستقیم دارد محاسبه می گردد. افت فشار در بازیاب از رابطه زیر محاسبه می شود [۱۷ و ۱۸].

$$dp_r = \frac{2f\mu V_r GL_r}{m_r d_r^2} \quad (16)$$

در رابطه (۱۶)،  $f$  ضریب اصطکاک،  $\mu$  لزجت گاز عامل بر حسب  $\left(\frac{kg}{m.s}\right)$ ،  $V_r$  حجم بازیاب بر حسب  $(m^3)$ ،  $G$  شار جرمی گاز بر حسب  $\left(\frac{kg}{m^2.s}\right)$ ،  $L_r$  طول بازیاب بر حسب متر  $(m)$ ،  $m_r$  جرم گاز داخل بازیاب بر حسب  $(kg)$  و  $d_r$  قطر هیدرولیکی بازیاب بر حسب متر  $(m)$  می باشد.

ضریب اصطکاک بازیاب از رابطه (۱۷) محاسبه می گردد:

$$f = 54 + 1.43Re^{0.78} \quad (17)$$

افت فشار در گرم کن و سردکن از رابطه (۱۸) محاسبه می گردد [۱۸].

$$dp_i = \frac{2f\mu V_i GL_i}{m_i d_i^2}, i = h, k \quad (18)$$

همچنین ضریب اصطکاک گرم کن و سردکن از رابطه (۱۹) محاسبه می شود [۱۸].

$$f = 0.0791Re^{0.75} \quad (19)$$

حلقوی میان پیستون جابجایی و سیلندر و طول پیستون جابجایی بر حسب متر (m) می‌باشند. همچنین  $T_e$  و  $T_c$  به ترتیب دما در محفظه انبساط و تراکم بر حسب کلونین (K) است.

با در نظرگیری تلفات گرمایی ذکر شده، گرمای واقعی جذب شده توسط گرم‌کن ( $Q_{ach}$ ) و گرمای واقعی دفع شده در سردکن ( $Q_{ack}$ ) طبق روابط (۳۵) و (۳۶) حاصل می‌شوند:

$$Q_{ach} = (Q_h \times fr) + Q_{rloss} + Q_{wloss} + Q_{sh} \quad (35)$$

$$Q_{ack} = (Q_k \times fr) + Q_{rloss} + Q_{wloss} + Q_{sh} \quad (36)$$

راندمان گرمایی، الکتریکی و CHP برای موتور استرلینگ طبق روابط (۳۷) تا (۴۰) تعریف می‌شود [۶ و ۲۱].

$$\eta_{adi} = \frac{W}{P_h} \quad (37)$$

$$\eta_{ac} = \frac{P_{ac}}{Q_{ach}} \quad (38)$$

$$\eta_{EI} = \frac{\eta_g \times P_{ach}}{Q_{ach}} \quad (39)$$

$$\eta_{CHP} = \frac{Q_{ach}}{(\eta_g \times P_{ach}) + Q_{ack}} \quad (40)$$

در رابطه (۳۷)،  $\eta_{adi}$  راندمان گرمایی موتور با تحلیل آدیباتیک ایده‌آل و در رابطه (۳۸)،  $\eta_{ac}$  راندمان گرمایی با تحلیل آدیباتیک غیرایده‌آل بیان شده است. همچنین در روابط (۳۹) و (۴۰)،  $\eta_{CHP}$  و  $\eta_{EI}$  راندمان الکتریکی و CHP را برای موتور استرلینگ بیان می‌کند.  $\eta_g$  راندمان ژنراتور برق، در این مطالعه برابر با ۸۵٪ در نظر گرفته می‌شود.

### ۲-۲-۷- تصحیح دمای گاز درون 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 درون گرم‌کن و سردکن از رابطه (۴۱) و (۴۲) تصحیح می‌شود [۶].

$$T_{gh} = T_h - \frac{Q_{ach}}{h_h A_{wh}} \quad (41)$$

$$T_{gk} = T_k - \frac{Q_{ack}}{h_k A_{wk}} \quad (42)$$

$T_h$  و  $T_k$  دمای بدنه گرم‌کن و سردکن،  $T_{gh}$  و  $T_{gk}$  دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن بر حسب کلونین (K)،  $h_h$  و  $h_k$  ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی داخل گرم‌کن و سردکن بر حسب  $(\frac{W}{m^2 \cdot K})$  و  $A_{wh}$  و  $A_{wk}$  سطوح انتقال گرمای گرم‌کن و سردکن به گاز عامل بر حسب  $(m^2)$  می‌باشند. رابطه ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی درون گرم‌کن و سردکن از رابطه (۴۳) حاصل می‌شود [۶].

$$h_{h,k} = \frac{0.0791 \mu_{h,k} C_p \cdot Re_{h,k}^{0.75}}{2D_{h,k} Pr} \quad (43)$$

$Re_{h,k}$  و  $C_p$ ،  $D_{h,k}$  قطر هیدرولیکی بر حسب متر (m)، گرمای ویژه در فشار ثابت گاز عامل بر حسب  $(\frac{kJ}{kg \cdot K})$  و عدد رینولدز جریان داخل گرم‌کن و سردکن می‌باشند.

### ۳- روش حل

روش حل معادلات دیفرانسیل آدیباتیک ایده‌آل موتور استرلینگ (معادلات (۱) تا (۱۵))، روش مقدار اولیه می‌باشد [۶]. بدین ترتیب با قرار دادن مشخصات هندسی و عملکردی موتور در کد عددی توسعه داده شده در نرم افزار MATLAB، ابتدا شرایط اولیه موتور در  $\theta = 0$

توان واقعی خروجی موتور بر حسب وات (W) از رابطه (۲۷) و (۲۸) محاسبه می‌گردد:

$$P_{tloss} = P_{floss} + P_{mech loss} + P_{wloss} \quad (27)$$

$$P_{ac} = (W \times fr) - P_{tloss} \quad (28)$$

### ۲-۲-۴- اثر بازیابی غیر ایده‌آل

در بازیابی غیرایده‌آل، انرژی ذخیره شده توسط بازیابی در زمان انتقال گاز از محفظه انبساط به محفظه تراکم به دلیل رسانش خارجی بازیابی، به گاز عامل در زمان برگشت به طور کامل پس داده نمی‌شود. بنابراین برای بازیابی، پارامتر ضریب تاثیر بازیابی ( $\epsilon$ ) را در نظر می‌گیرند. مقدار گرمای اتلافی به دلیل بازیابی غیرایده‌آل از رابطه (۲۹) حاصل می‌گردد [۶].

$$Q_{rloss} = (1 - \epsilon) \times (Q_{rmax} - Q_{rmin}) \times fr \quad (29)$$

ضریب تاثیر بازیابی از رابطه (۳۰) به دست می‌آید [۶]:

$$\epsilon = \frac{NTU}{NTU + 1} \quad (30)$$

اثرات بازیابی غیر ایده‌آل با استفاده از تعداد واحدهای انتقال دهنده (NTU) از رابطه (۳۱) محاسبه می‌شوند [۶]:

$$NTU = \frac{St \times A_{wg}}{2A} \quad (31)$$

$A_{wg}$  مقدار سطح تر شده شبکه فلزی بازیابی در برخورد با گاز عامل می‌باشد. عدد استانتون از رابطه (۳۲) قابل محاسبه می‌باشد [۲۰].

$$St = \frac{0.46 \times Re^{-0.4}}{Pr} \quad Pr = 0.7 \quad (32)$$

### ۲-۲-۵- رسانش گرمایی طولی در بازیابی

بازیابی از لحاظ فیزیکی بین گرم‌کن و سردکن قرار گرفته است، اختلاف دمای این دو مبادله‌کن گرمایی باعث می‌شود که مقدار گرمایی قابل توجهی به صورت ناخواسته با مکانیزم رسانش از بدنه خارجی بازیابی تلف گردد. اتلاف گرمای ناشی از هدایت بدنه خارجی بازیابی از رابطه (۳۳) محاسبه می‌گردد [۲۰].

$$Q_{wloss} = \frac{kA}{l_r} (T_{wh} - T_{wk}) \quad (33)$$

$k$  ضریب رسانش گرمایی بدنه خارجی بازیابی بر حسب  $(\frac{W}{m \cdot K})$ ،  $A$  سطح مقطع موثر انتقال گرمای رسانشی بازیابی بر حسب  $(m^2)$ ،  $l_r$  طول بازیابی بر حسب متر (m)،  $T_{wh}$  و  $T_{wk}$  دمای بدنه گرم‌کن و سردکن بر حسب کلونین (K) می‌باشد.

### ۲-۲-۶- اثر شاتل

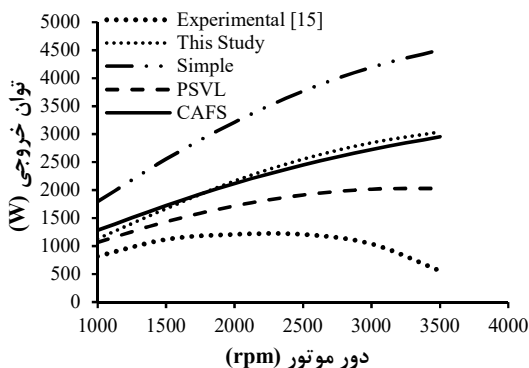
پیستون جابجا بین محفظه گرم و سرد موتور در حال جابه‌جایی می‌باشد به این دلیل مقداری گرما را از محفظه گرم دریافت کرده و آن را به محفظه سرد انتقال می‌دهد. این اتلاف گرما به اثر شاتل معروف است و توسط رابطه (۳۴) تعریف می‌شود [۱۵ و ۱۷].

$$Q_{sh} = \frac{0.4S^2 K_g D_d}{J L_d} (T_e - T_c) \quad (34)$$

$K_g$  ضریب رسانش گرمایی گاز عامل بر حسب  $(\frac{W}{m \cdot K})$  و  $S$ ،  $D_d$ ،  $J$ ،  $L_d$  به ترتیب کورس پیستون جابجایی، قطر پیستون جابجایی، فاصله

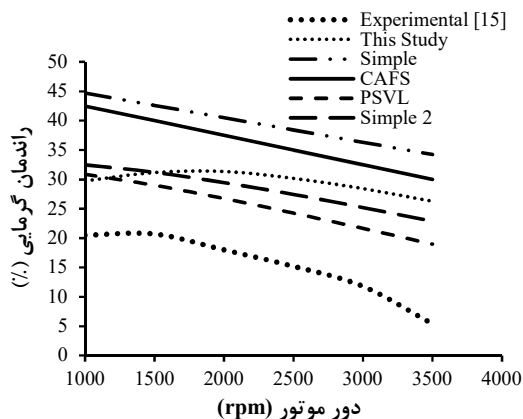
<sup>1</sup> Number of Transfer Unit

دلیل مدل حاضر در تخمین توان خروجی دارای دقت کمتری نسبت به مدل PSVL [۱۰] می‌باشد. چون در مدل حاضر از روابط آزمایشگاهی اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون و اجزای متحرک استفاده شده است [۱۵]، در تخمین راندمان گرمایی در دوره‌های پایین‌تر از 1500 rpm دارای دقت بالاتری نسبت به مدل Simple 2 [۹] می‌باشد، اما چون در مدل Simple 2 اثرات ناشی گاز لحاظ شده است دقت مدل Simple 2 در دوره‌های بالاتر افزایش می‌یابد (شکل ۳).



شکل ۲- توان خروجی مدل مورد مطالعه و مدل‌های دیگر

نتایج پیش‌بینی راندمان گرمایی در تمام مدل‌های تحقیقات گذشته با افزایش دور موتور، به صورت خطی کاهش می‌یابد در نتیجه با تغییر دور قادر به تعیین نقطه بهینه برای راندمان گرمایی نمی‌باشند و فقط در کمترین دور، راندمان گرمایی بیشترین مقدار خود را خواهد داشت. مدل این مطالعه به دلیل در نظر گیری تلفات اصطکاک و گرمایی ذکر شده قادر به پیش بینی نقطه بهینه با تغییر دور موتور می‌باشد که با نتایج آزمایشگاهی تطابق بهتری نسبت به نتایج تحقیقات گذشته خواهد داشت (شکل ۳).



شکل ۳- راندمان گرمایی مدل مورد مطالعه و مدل‌های دیگر

در شکل‌های ۴ و ۵ توان خروجی و خطای تخمین توان خروجی مدل برای دو گاز عامل هلیوم و هیدروژن در فشار 2.76 MPa و دمای منبع گرم و سرد، 977 K و 288 K در دوره‌های مختلف موتور نشان داده شده است.

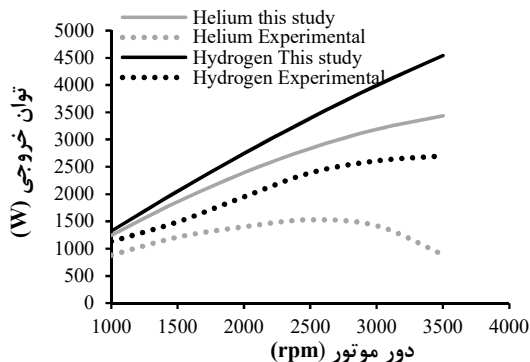
تعیین می‌گردد، سپس با انتخاب گام زاویه‌ای 0.01 درجه [۲۲]، تغییرات حجم در محفظه تراکم و انبساط و فشار لحظه‌ای در هر زاویه چرخش موتور محاسبه می‌شود. در ادامه با استفاده از معادلات جرم و معادله دما، دما در محفظه‌های تراکم و انبساط در طول چرخش موتور تعیین می‌گردد و سپس کار خالص، گرمای دفع شده در سردکن و 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 اختلاف فشار لحظه‌ای در هر زاویه از چرخش موتور در طی دو تکرار متوالی کمتر از 0.001 MPa باشد [۲۲]، (با ارضای شرط همگرایی) این نتایج پذیرفته می‌شوند. نتایج حل مدل آدیاباتیک ایده‌آل با نتایج آزمایشگاهی دارای اختلاف زیادی می‌باشد [۲۲]، به این دلیل برای دستیابی به حل با دقت بالاتر بایستی تلفات اصطکاک و گرمایی را به حل آدیاباتیک ایده‌آل اضافه نمود. برای تحلیل آدیاباتیک غیر ایده‌آل موتور، ابتدا تحلیل آدیاباتیک ایده‌آل با فرض برابر بودن دمای گاز داخل گرم‌کن و سردکن با دمای دیواره گرم‌کن و سردکن انجام می‌شود سپس تلفات گرمایی و اصطکاک وارد کد عددی شده و از رابطه (۴۱) و (۴۲) 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 می‌شود که اختلاف دمای گاز اصلاح شده گرم‌کن و سردکن در طی دو تکرار متوالی کمتر از یک درجه کلون باشد. پس از ارضای این شرط، خروجی کد عددی مورد قبول می‌باشد.

در این قسمت برای اعتبارسنجی مدل آدیاباتیک غیرایده‌آل، از مشخصات هندسی و عملکردی موتور استرلینگ GPU-3 استفاده شده [۶] و نتایج مدل، با نتایج آزمایشگاهی [۱۵] و سایر مدل‌های ارائه شده در شرایط عملکردی مختلف برای موتور استرلینگ GPU-3 مورد مقایسه قرار گرفته است. در شکل‌های ۲ و ۳ به ترتیب توان خروجی و راندمان گرمایی مدل مورد مطالعه با گاز عامل هلیوم در فشار کاری 2.76 MPa و دمای منبع گرم و سرد به ترتیب برابر با 922 K و 288 K در دوره‌های مختلف موتور با سایر نتایج تحقیقات گذشته مورد مقایسه قرار گرفته است. نتایج تخمین توان خروجی و راندمان گرمایی مدل به دلیل در نظر گیری تلفات گرمایی: اثر شاتل و رسانش گرمایی طولی در بازتاب و تلفات اصطکاک شامل: اثر اصطکاک پیستون در سیلندر و اثر ترمودینامیک سرعت محدود نسبت به تحلیل Simple کار اوربلی و برکوویچ [۶]، با توجه به نتایج آزمایشگاهی دارای دقت بالاتری می‌باشد. چون در مدل حاضر از روابط آزمایشگاهی اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون و اجزای متحرک استفاده شده است [۱۵]، مدل مورد مطالعه در دوره‌های پایین دقت بالاتری در تخمین توان خروجی نسبت به مدل CAFS [۸]، دارد (شکل ۲). در تخمین راندمان گرمایی به دلیل اینکه در مدل حاضر تلفات رسانش داخلی بازتاب (بین دو منبع گرم و سرد) و اثر شاتل پیستون جابه‌جا در نظر گرفته شده است، مدل مورد مطالعه دارای دقت بالاتری در تخمین راندمان گرمایی نسبت به مدل CAFS [۸]، خواهد داشت (شکل ۳). در تحلیل PSVL [۱۰]، فرآیند انبساط و تراکم پلی تروپیک غیرایده‌آل در نظر گرفته شده است، در واقعیت فرایندهای انبساط و تراکم در موتور استرلینگ به فرآیند پلی تروپیک از فرآیند آدیاباتیک، نزدیک‌تر می‌باشد. به این

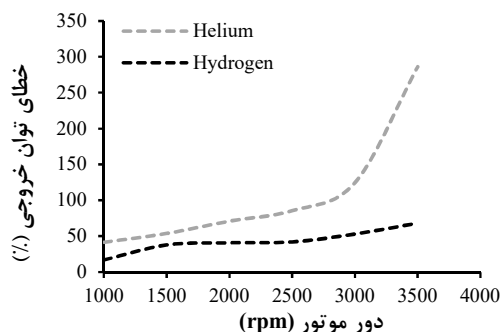
محاسبه افت توان به دلیل حرکت پیستون در سیلندر برای موتور توسعه داده شده، نتایج حاصل از معادله ۲۳، به ۸ برابر افزایش می‌یابد. با توجه به نتایج شکل های ۴ و ۵ گاز عامل هیدروژن دارای توان خروجی بیشتر و خطای پیشبینی توان خروجی کمتر نسبت به گاز هلیوم در شرایط عملکردی مشابه می‌باشد. به این دلیل برای موتور توسعه داده شده از گاز عامل هیدروژن استفاده می‌گردد. در ادامه به مدل‌سازی و بهبود عملکرد موتور استرلینگ توسعه داده شده با گاز کاری هیدروژن با تحلیل آدیباتیک غیرایده آل پرداخته می‌شود. در شکل های ۶ و ۷ تاثیر دور موتور روی توان خروجی و راندمان گرمایی موتور استرلینگ توسعه داده شده مشخص شده است. در شکل‌های ۶ تا ۸، فشار کاری موتور 2.76 MPa و دمای منبع گرم و سرد به ترتیب برابر با 866 K و 383 K است. با افزایش دور موتور تا 3000 rpm توان خروجی موتور افزایش یافته و پس از این دور به دلیل اینکه تلفات اصطکاکی و گرمایی افزایش یافته، توان خروجی روند نزولی خواهد داشت (شکل ۶). همچنین به طور مشابه راندمان گرمایی با افزایش دور از 1000 rpm تا 1500 rpm افزایش خواهد یافت و در حدود دور 1500 rpm، راندمان گرمایی به بیشترین مقدار خود، به 25% خواهد رسید و پس از آن با افزایش دور موتور راندمان گرمایی کاهش می‌یابد (شکل ۷). در شکل ۸ تاثیر دور موتور روی راندمان الکتریکی و راندمان CHP نشان داده شده است. تغییرات راندمان الکتریکی و CHP با افزایش دور موتور، رفتار مشابهی با تغییرات راندمان گرمایی موتور با افزایش دور دارد. با افزایش دور موتور از 1000 rpm تا 1500 rpm راندمان الکتریکی و CHP افزایش می‌یابد و در دور 1500 rpm حداکثر مقدار خود را خواهند داشت و پس از آن با افزایش دور موتور کاهش می‌یابند. بیشترین مقدار برای راندمان الکتریکی 21.24% و برای راندمان CHP برابر با 78.31% در دور موتور 1500 rpm می‌باشد.

جدول ۱- مشخصات هندسی موتور استرلینگ توسعه داده شده

229.44 cm <sup>3</sup>	فضای خالی (حجم مرده) محفظه تراکم
244.16 cm <sup>3</sup>	فضای خالی (حجم مرده) محفظه انبساط
905.23 cm <sup>3</sup>	حجم جاروب شده محفظه تراکم
966.73 cm <sup>3</sup>	حجم جاروب شده محفظه انبساط
92 mm	طول میله اتصال دهنده
41.6 mm	خروج از مرکز
139.8 mm	قطر پیستون توان
138 mm	قطر پیستون جابجایی
7.4 cm	طول پیستون جابجایی
6.24 cm	کورس پیستون جابجایی
139.8 mm	قطر سیلندر
<b>گرم‌کن</b>	
40	تعداد لوله ها
6.04 mm	قطر داخلی لوله
490.6 mm	طول لوله
562.27 cm <sup>3</sup>	حجم مرده
<b>سردکن</b>	
312	تعداد لوله ها برای هر سیلندر
2.18 mm	قطر لوله ها



شکل ۴- توان خروجی مدل این مطالعه برای دو گاز هیدروژن و هلیوم و نتایج آزمایشگاهی



شکل ۵- خطای توان خروجی با دو گاز هیدروژن و هلیوم

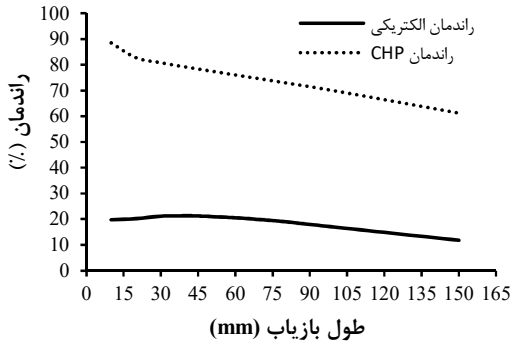
نتایج مدل این مطالعه و نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد که هیدروژن در شرایط عملکردی مشابه توان خروجی بیشتری نسبت به هلیوم خواهد داشت (شکل ۴). خطای توان خروجی مدل برای گاز هیدروژن در دور 1500 rpm برابر با 37 درصد و برای گاز هلیوم در همین شرایط برابر با 53 درصد برای موتور استرلینگ GPU-3 می‌باشد. همچنین با افزایش دور موتور به 3500 rpm خطای توان خروجی مدل برای گاز هیدروژن به 68 درصد و برای گاز هلیوم به 286 درصد خواهد رسید (شکل ۵). گاز هیدروژن دارای توان خروجی بیشتر و خطای پیشبینی کمتر نسبت به گاز هلیوم به دلیل سبکتر بودن، داشتن لزجت کمتر و ظرفیت گرمایی بالاتر می‌باشد.

#### ۴- موتور استرلینگ توسعه داده شده

موتور GPU-3 ابعاد کوچکی داشته و توان مکانیکی و گرمایی خروجی آن کم می‌باشد و جهت تولید همزمان گرمایش و برق برای کاربردهای ساختمانی نیاز به استفاده یک موتور با توان بیشتر خواهد بود و استفاده از چند موتور کوچک به صورت موازی از نظر اقتصادی مقرون به صرفه نخواهد بود. در این قسمت ابعاد طولی موتور استرلینگ GPU-3 به طور یکنواخت به دو برابر افزایش داده می‌شود. مشخصات هندسی موتور استرلینگ نوع بتای توسعه داده شده در جدول ۱ نشان داده شده است.

به دلیل اینکه با توجه به افزایش ابعاد موتور، حجم موتور استرلینگ توسعه داده شده، ۸ برابر موتور GPU-3 می‌باشد، جهت

انتخاب می‌گردد. در شکل ۹ تاثیر طول بازیاب روی راندمان الکتریکی و CHP نشان داده شده است. در شکل ۹ فشار کاری موتور 2.76 MPa همچنین دور موتور 1500 rpm و دمای منبع گرم و سرد، به ترتیب برابر با 866 K و 353 K می‌باشند.



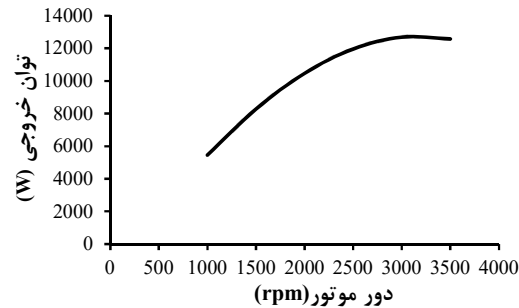
شکل ۹- نمودار راندمان الکتریکی و CHP بر حسب طول بازیاب

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 گرمای بازیابی شده بیشتر و تلفات رسانش گرمایی طولی در بازیاب کمتر می‌شود و گرم‌کن نیازمند گرمای کمتری خواهد بود. از این رو افزایش طول بازیاب می‌تواند هم تاثیر مثبت و هم منفی در افزایش راندمان الکتریکی داشته باشد. به این ترتیب طول بازیاب بایستی به درستی انتخاب گردد. همانطوری که در شکل ۹ نشان داده شده است، با افزایش طول بازیاب از 10 mm تا 40 mm راندمان الکتریکی افزایش می‌یابد و سپس با افزایش طول به دلیل افزایش اثرات اصطکاک جریان گاز در بازیاب، راندمان الکتریکی کاهش خواهد یافت. همچنین با افزایش طول، بازیاب بزرگتر شده و بازیابی گرمایی افزایش می‌یابد و به تبع آن راندمان CHP کاهش می‌یابد. طول بازیاب در محدوده 30 mm به عنوان طول مناسب و بهینه انتخاب می‌شود در این طول راندمان الکتریکی 21.16% و راندمان CHP برابر با 80.78% می‌باشد.

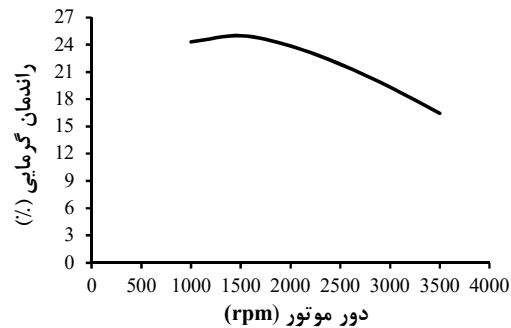
در شکل ۱۰ تاثیر دمای منبع گرم روی راندمان الکتریکی و CHP در فشار 2.76 MPa و دور موتور 1500 rpm با تصحیح طول بازیاب به 30 mm نشان داده شده است. با افزایش دمای منبع گرم، گرمای اتلافی در سردکن تغییر چندانی نخواهد داشت، بنابراین راندمان CHP با افزایش دمای عملکرد منبع گرم تغییر محسوسی نخواهد داشت اما با افزایش دمای عملکرد منبع گرم توان خروجی، افزایش پیدا می‌کند، در نتیجه راندمان الکتریکی همواره با افزایش دمای منبع گرم بیشتر می‌شود. راندمان الکتریکی در دمای منبع گرم 1027 K بیشترین مقدار خود را برابر با 27.78% خواهد بود.

92.2 mm	طول لوله
107.37 cm <sup>3</sup>	حجم مرده
بازیاب	
45.2 mm	قطر
45.2 mm	طول
80 μm	قطر سیم
0.697	تخلخل
8	تعداد در هر سیلندر
15 $\frac{W}{m.K}$	هدایت گرمایی بازیاب
404.41 cm <sup>3</sup>	حجم مرده

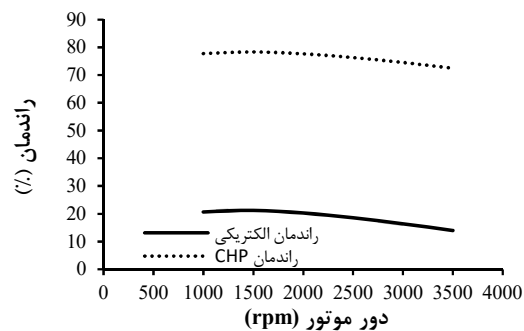
مدلسازی و بهبود عملکرد یک موتور استرلینگ نوع بتا ...



شکل ۶- نمودار توان خروجی بر حسب دور موتور



شکل ۷- نمودار راندمان گرمایی بر حسب دور موتور



شکل ۸- نمودار راندمان الکتریکی و راندمان CHP بر حسب دور موتور

با توجه به نتایج شکل های ۷ و ۸ موتور توسعه داده شده در دور 1500 rpm بالاترین راندمان گرمایی، الکتریکی و CHP را دارا بوده و این دور موتور به عنوان دور بهینه برای موتور استرلینگ توسعه داده شده



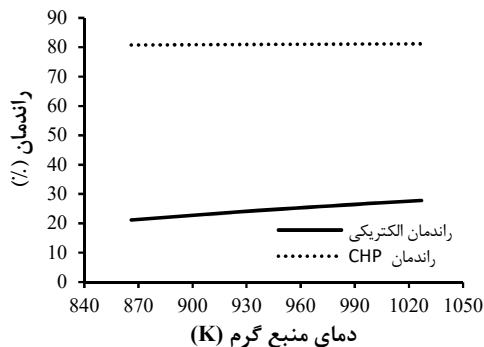
### ۵- نتیجه گیری

در این مقاله، مدل سازی موتور استرلینگ نوع بتا با تحلیل آدیاباتیکی غیرایده آل، جهت تولید همزمان گرمایش و برق با استفاده از کد عددی توسعه داده شده در نرم افزار MATLAB انجام گرفت. در ابتدا برای اعتبارسنجی نتایج، به مدل سازی موتور استرلینگ نوع بتا به نام GPU-3 پرداخته شد و نتایج با نتایج آزمایشگاهی و سایر تحقیقات مورد بررسی قرار گرفت. سپس یک موتور استرلینگ نوع بتا در ابعاد بزرگتر جهت تولید همزمان گرمایش و برق پیشنهاد گردید و اثرات دور موتور، طول بازباز و دمای منبع گرم روی راندمان الکتریکی و CHP بررسی شد و نتایج حاصل از مراحل انجام شده به شرح زیر می باشد:

- نتایج پیشبینی راندمان گرمایی در تمام تحقیقات گذشته با افزایش دور موتور، به صورت خطی کاهش می یابد و با تغییر دور موتور قادر به تعیین نقطه بهینه برای راندمان گرمایی نمی باشند و فقط در کمترین دور، راندمان گرمایی بیشترین مقدار خود را خواهد داشت. مدل آدیاباتیکی غیرایده آل این مطالعه به دلیل در نظر گیری تلفات اصطکاکی و گرمایی به طور کامل تر نسبت به سایر مدل های گذشته، قادر به پیش بینی نقطه بهینه با تغییر دور موتور می باشد که با نتایج آزمایشگاهی تطابق بهتری نسبت به نتایج تحقیقات گذشته خواهد داشت.
- گاز کاری هیدروژن به دلیل سبکتر بودن، داشتن لزجت کمتر و بالا بودن ظرفیت گرمایی نسبت به هلیوم، در شرایط عملکردی مشابه، دارای توان خروجی بیشتری می باشد.
- توان خروجی و راندمان گرمایی، الکتریکی و CHP موتور استرلینگ توسعه داده شده به شدت به دور موتور وابسته است. به طوری که با افزایش دور موتور ابتدا توان خروجی، راندمان گرمایی، راندمان الکتریکی و CHP افزایش و سپس کاهش می یابد. دور بهینه برای موتور در فشار 2.76 MPa برابر با 1500 rpm می باشد.
- تغییر طول بازباز تاثیر قابل توجهی روی راندمان الکتریکی و CHP موتور استرلینگ توسعه داده شده خواهد داشت. با افزایش طول بازباز راندمان الکتریکی ابتدا افزایش و سپس کاهش یافته و راندمان CHP با افزایش طول کاهش می یابد. طول بازباز در محدوده 30 mm برای رسیدن به بالاترین مقدار راندمان الکتریکی و CHP پیشنهاد می گردد.
- افزایش دمای منبع گرم تاثیر چندانی روی راندمان CHP نخواهد داشت ولی با افزایش دمای منبع گرم، راندمان الکتریکی افزایش پیدا می کند.

### ۶- مراجع

- [1] Batmaz I., Ustun S., Design and manufacturing of a V-type Stirling engine with double heaters. Applied Energy, Vol. 85, No.11, pp. 1041-1049, 2008.
- [2] Costa SC., Barrutia H., Eснаola JA., Tutar M., 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.



شکل ۱۰- نمودار راندمان الکتریکی و CHP بر حسب دمای منبع گرم

در نهایت با توجه به نتایج به دست آمده به کمک تحلیل آدیاباتیکی غیر ایده آل موتور استرلینگ، دور موتور 1500 rpm و طول بازباز در محدوده 30 mm و دمای منبع گرم 1027 K برای موتور استرلینگ نوع بتای توسعه داده شده جهت تولید همزمان گرمایش و برق در کاربردهای مسکونی پیشنهاد می گردد. در جدول ۳ شرایط عملکردی موتور استرلینگ توسعه داده شده آورده شده است. نتایج حل آدیاباتیکی به همراه تلفات گرمایی و اصطکاکی در قسمت های مختلف موتور توسعه داده شده در جدول ۴ جمع آوری شده است. با توجه به نتایج جدول ۴ در حالت بهینه، توان الکتریکی 11263 W و توان گرمایی 21653 W با راندمان الکتریکی 27.78% و راندمان CHP برابر با 81.19% برای تولید همزمان گرمایش و برق در کاربرد ساختمانی توسط موتور استرلینگ بتای توسعه داده شده حاصل می گردد.

جدول ۳- شرایط عملکردی موتور استرلینگ توسعه داده شده

گاز عامل	هیدروژن
دمای منبع گرم (گرم کن)	1027 K
دمای منبع سرد (سرد کن)	353 K
فشار متوسط گاز عامل	2.76 MPa
جرم گاز عامل	2.30 gr
دور موتور	1500 rpm

جدول ۴- نتایج خروجی موتور استرلینگ توسعه داده شده

$Q_{rloss}$	3478.3 W
$Q_{rlloss}$	1603.9 W
$Q_{sh}$	672.45 W
$P_{rloss}$	606.46 W
$P_{mech loss}$	4348 W
$P_{w loss}$	480.95 W
$Q_{ach}$	40541 W
$Q_{ack}$	21653 W
$P_{ach}$	13250 W
$P_{el}$	11263 W
$\eta_{ac}$	32.68%
$\eta_{el}$	27.78%
$\eta_{CHP}$	81.19%

- [3] Enatec Company., <http://www.enatec.org.>, accessed January 1, 2017.
- [4] Schmidt G., the Theory of Lehmann's Calorimetric Machine, Z. Ver. Dtsch.ing., 15, Part 1. 1871.
- [5] Finkelstein T. Thermodynamic analysis of Stirling engines. J Spacecraft Rockets 1967;4(9):1184-9.
- [6] Urieli I, Berchowitz DM. Stirling cycle engine analysis. Bristol:Adam Hilger LTD; 1984.
- [7] Timoumi Y., Tlili I., Nasrallah SB., Design and performance optimization of GPU-3 stirling engine. Energy, Vol. 33, No.7, pp. 1100-1114, 2008.
- [8] Hosseinzade H, Sayyaadi H, 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.
- [9] Babalahi M., Sayyaadi H., Simple-II: a new numerical thermal model for predicting thermal performance of Stirling engines. Energy. Vol. 69, No.1, pp. 873-890, 2014
- [10] Babalahi M., Sayyaadi H., a new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines. Applied Energy, Vol.141, No.1, pp. 143-159, 2015.
- [11] Karami R., Sayyaadi H., Optimal sizing of Stirling-CCHP systems for residential buildings at diverse climatic conditions. Applied Thermal Engineering, Vol. 89, No.1, pp. 377-393, 2015.
- [12] Li T., Tang D., Li Z., Du J., Zhou T., Jia Y., Development and test of Stirling engine driven by waste gases for the micro-CHP system. Applied Thermal Engineering, Vol. 33, No.1, pp. 119-123, 2012.
- [13] Ferreira A., Nunes M., Teixeira J., Martins L., Teixeira S., Thermodynamic and economic optimization of solar-powered Stirling engine for micro-cogeneration purposes. Energy, Vol. 111, No.1, pp. 1-17, 2016.
- [14] Valenti G, Silva P, Fergnani N, Campanari S, Ravida A, Marcoberardino G, Macchi E. 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.
- [15] Martini WR. Stirling Engine Design Manual: Second Edition, Prepared for National Aeronautics and Space Lewis Research Center Under Grant NSG-3194, DOE/NASA/3194-1 NASA CR-168088, 1983.
- [16] Thombare D.G, Verma S.K. Technological development in the Stirling cycle engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 12, No.1, pp. 1-38, 2008
- [17] Tlili I, Timoumi Y, Nasrallah SB. Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application. Renewable Energy, Vol. 33, No.8, pp. 1911-1921, 2008.
- [18] El-Ehwany AA., Hennes GM., Eid EL., EL-Kenany E., Experimental investigation of the performance of an elbow-bend type heat exchanger with a water tube bank used as a heater or cooler in alpha-type Stirling engine machines. Renewable Energy, Vol. 36, No.2, pp. 488-497, 2011.
- [19] Petrescu S, Costea M, Harman C, Florea T. Application of the Direct Method to irreversible Stirling cycle with finite speed. International Journal of Energy Research, Vol. 26, No.7, pp. 589-609, 2002.
- [20] Kays WM, London AL. Compact heat exchangers 1984.
- [21] Chahartaghi M., Alizadeh-Kharkeshi B., Performance analysis of a combined cooling, heating and power system with PEM fuel cell as a prime mover, Applied Thermal Engineering, Vol. 128, No.1, pp. 805-817, 2018.
- [22] Hirve NS., Thermodynamic analysis of a Stirling engine using second order isothermal and adiabatic models for application in micropower generation system, Master of Science. Thesis. University of Washington 2015.