



# آنالیز حرارتی و بهینه‌سازی راندمان سیکل ترکیبی اتو - استرلینگ به منظور بازیابی انرژی اتلافی خروجی از اگزوز موتور احتراق داخلی

علیرضا بتوئی<sup>1</sup>، علی کشاورز ولیان<sup>2\*</sup>

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

\* تهران، صندوق پستی 19395-1999، keshavarz@kntu.ac.ir

## اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 06 آبان 1394

پذیرش: 18 دی 1394

ارائه در سایت: 25 بهمن 1394

کلیدواژگان:

بازیابی انرژی

سیکل ترکیبی

موتور استرلینگ

موتور احتراق داخلی

راندمان حرارتی

## چکیده

در این تحقیق استفاده از سیکل استرلینگ جهت بازیابی اتلاف حرارتی گازهای خروجی موتور احتراق داخلی بررسی شده است. شبیه‌سازی تک بعدی احتراق برای پیش‌بینی بار حرارتی و دمای گازهای خروجی از اگزوز موتور انجام شده است. نتایج تست تجربی موتور گازسوز M355G جهت صحت‌گذاری مدل شبیه‌سازی استفاده شده است. دمای گازهای خروجی از اگزوز در محدوده 610-710 درجه سانتی‌گراد و بار حرارتی انتقال یافته به اگزوز 84.1-176.7 کیلووات اندازه‌گیری شده است. برنامه تهیه شده دمای گازهای خروجی را با میانگین 3.8 درصد و توان تولیدی را با میانگین 5.9 درصد خطا پیش‌بینی می‌نماید. آنالیز حرارتی انرژی منتقل شده به سیستم خنک‌کاری، سیستم اگزوز و توان خروجی موتور انجام شده و نشانگر این مطلب است که تقریباً 25 درصد انرژی به سیستم اگزوز هدایت شده است. با نصب گرم‌کن موتور استرلینگ پیشنهادی در مسیر گازهای خروجی از اگزوز، بازیابی 8.4 کیلووات در بهترین حالت امکان‌پذیر است. شبیه‌سازی موتور استرلینگ نوع آلفا جهت پیش‌بینی بازیابی انرژی توسط نرم‌افزار جی‌تی انجام شده و برای صحت‌گذاری شبیه‌سازی از نتایج تست موتور سولو استفاده شده است. با توجه به دقت 9 درصدی در پیش‌بینی توان تولیدی موتور استرلینگ، موتور جدیدی با فشار کاری پایین‌تر پیشنهاد شده است. با توجه به تغییر دمای گازهای خروجی موتور احتراق داخلی که ناشی از تغییر شرایط کارکردی نظیر دور موتور است، میزان توان تولید شده و راندمان برای موتور استرلینگ محاسبه شده است. آنالیز حرارتی سیکل ترکیبی نشانگر افزایش 2 تا 3 درصدی راندمان نسبت به راندمان موتور احتراق داخلی می‌باشد.

## Thermal analysis and efficiency optimization of Otto-Stirling combined cycles with SI engine exhaust heat recovery

Alireza Batooei, Ali Keshavarz Valian\*

Department of Mechanical Engineering, K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.

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

## ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 28 October 2015  
Accepted 08 January 2016  
Available Online 14 February 2016

**Keywords:**  
Heat recovery  
Combined cycle  
Stirling engine  
SI engine  
Thermal efficiency

## ABSTRACT

A Stirling engine cycle is combined with a Spark Ignition (SI) engine cycle to recover the SI engine exhaust gas waste heat. One dimensional combustion simulation code is prepared for Spark Ignition type engine (M355G) simulation. The accuracy of numerical simulated results were validated with M355G experimentally. The experimental generated power and exhaust gas temperature vary in the range of 84.1- 176.7 kW and 610-710°C, respectively. The 1D code estimates the generated power with maximum 5.9% error and average exhaust gas temperature with 3.8% error in the operating range of the engine. Thermal analysis was done, and the results show that about 25% of input energy transfers by the exhaust gas are waste. The results indicate that, by installing a Stirling engine heater on the exhaust pipe of the SI engine about 8.4 kW of the waste heat can be recovered in the best condition. The simulation of Alpha-type Stirling engine was done by GT-Suit program and the Solo V161 experimental results were used for the validation. According to 9% error in generated power calculation for validation, the new Stirling engine is suggested for installation in exhaust pipe. The generated power and thermal efficiency were estimated for Stirling engine in various exhaust gas temperature which occurred in various SI engine working conditions. The coupled engines heat balance showed that the thermal efficiency is about 2-3% more than the ordinary one.

## 1- مقدمه

آمار منتشر شده تعداد خودروهای سبک مجهز به موتورهای احتراق داخلی از 900 میلیون در سال 2014 به نزدیک 2 میلیارد در سال 2050 خواهد رسید [1]. در خودروهای سواری متداول در حدود 40 درصد انرژی سوخت به توان مفید تبدیل شده و در حدود 60 درصد توسط سیستم خنک‌کاری و اگزوز به

با بحرانی شدن مسأله آلاینده‌گی، کاهش ذخایر سوخت فسیلی و گرم شدن کره زمین، گرایش به سمت راه‌حلهایی نظیر جایگزینی موتورهای احتراق داخلی و افزایش راندمان موتور توسط بازیابی انرژی بیشتر شده است. بر طبق

نوع آلفا، بتا، گاما و بدون پیستون تقسیم می‌شود. هر کدام از این نوع موتورها دارای مزایا و معایبی می‌باشند. در این پژوهش شبیه‌سازی عددی تک بعدی موتور استرلینگ نوع آلفا برای بررسی اثر میزان بازیابی انرژی توسط موتور استرلینگ انجام شده است.

به صورت عددی تأثیر فشار سیال کاری بر روی راندمان سیکل استرلینگ و سیکل ترکیبی در دوره‌های مختلف کاری موتور احتراق داخلی انجام می‌شود. سرعت دورانی موتور استرلینگ 1500 دور بر دقیقه در نظر گرفته شده است. تأثیر دمای خروجی از آگروز و بار حرارتی انتقالی موتور احتراق داخلی بر روی عملکرد سیکل استرلینگ و تأثیر آن بر روی راندمان سیکل ترکیبی بررسی می‌شود. هلیوم به عنوان سیال عامل موتور در فشارهای کاری 50، 60 و 70 بار مورد بررسی قرار گرفته است.

صحه‌گذاری نتایج شبیه‌سازی موتور گازسوز ام 355 جی<sup>5</sup> توسط نتایج تجربی در آزمایشگاه توبوشارزینگ دانشگاه صنعتی شریف انجام شده است [14]. دمای گاز خروجی تابعی از سرعت دورانی موتور، نسبت هوا به سوخت و میزان باز بودن دریچه گاز می‌باشد. عملکرد موتور استرلینگ با توجه به دمای خروجی گازهای آگروز به صورت مجزا در سرعت‌های دورانی متفاوت موتور بررسی شده است. صحه‌گذاری نتایج شبیه‌سازی موتور استرلینگ نیز با استفاده از نتایج بررسی تجربی تست بر روی موتور سولو وی 151 انجام شده است [15]. در انتها آنالیز حرارتی سیکل ترکیبی انجام شده و میزان افزایش راندمان سیکل ترکیبی نسبت به سیکل اتو در دوره‌های مختلف کاری موتور احتراق داخلی بررسی شده است. همچنین دور بهینه عملکردی برای بیشترین راندمان سیکل ترکیبی محاسبه شده است.

## 2- شبیه‌سازی موتور احتراق داخلی و صحه‌گذاری نتایج

### 2-1- شبیه‌سازی موتور احتراق داخلی

برنامه شبیه‌سازی تک بعدی احتراق تهیه شده مراحل تراکم، تأخیراشتعال، احتراق و انبساط را مدل می‌نماید. در این مدل‌سازی فرضیهایی به شرح زیر صورت پذیرفته است:

- محتویات سیلندر در هر لحظه گاز کامل محسوب می‌شود.
- هر زاویه گردش میل‌لنگ یک پله محاسباتی در نظر گرفته شده است.
- در پایان هر مرحله محاسباتی محتویات سیلندر در مرحله تراکم دارای دما، فشار و ترکیب شیمیایی یکنواخت است.
- محتویات سیلندر در طول انبساط و احتراق در تعادل شیمیایی هستند.
- دمای دیواره سیلندر و سر سیلندر ثابت و یکنواخت فرض می‌گردد.
- در آغاز هر پله محاسباتی در طول احتراق دو محدوده سوخته شده و نشده وجود دارد که توسط پیشانی شعله از یکدیگر جدا می‌شوند.
- اکثر مدل‌های کامل بر پایه برازش منحنی بر روی داده‌های ترمودینامیکی هر جزء مخلوط استوار می‌باشند. برای خواص ترمودینامیکی عناصر از جداول جنف استفاده شده است [16].

برای محاسبه میزان انتقال حرارت به سیستم خنک‌کاری از رابطه تجربی آندن مطابق رابطه (1) استفاده می‌شود [17].

$$q = a \frac{K}{D} \text{Re}^b (T_g - T_w) + C(T_g^4 - T_w^4) \quad (1)$$

در رابطه (1)  $T_w$ ،  $T_g$  و  $D$  به ترتیب بیانگر عدد رینولدز، دمای گازهای درون سیلندر و دمای دیواره سیلندر برحسب کلون و قطر سیلندر برحسب متر می‌باشند. ضرایب  $a$ ،  $b$  و  $C$  اعداد ثابت هستند و به صورت

خارج از موتور هدایت می‌شود [2]. لذا فرصتی مناسب برای بازیابی انرژی از این انرژی هدررفته وجود دارد. سیستمی که جهت بازیابی این توان اتلافی استفاده می‌شود، سیستم بازیابی توان اتلافی<sup>1</sup> نامیده می‌شود. قراردادن سیکل تکمیلی در انتهای سیکل اتو یا به عبارتی در مسیر گازهای خروجی از آگروز می‌تواند روشی مناسب برای بازیابی باشد. استفاده از سیکل رانکین به عنوان سیکل انتهایی سیکل اتو متداول است و در این زمینه تحقیقات زیادی انجام شده است [3-8]. استفاده از سیکل (موتور) استرلینگ به جای سیکل رانکین دارای مزایایی نظیر آلایندگی صوتی و زیست محیطی پایین‌تر، راندمان بالاتر، نیاز به دور تعمیرات طولانی‌تر، استفاده از منابع گوناگون انرژی نظیر انرژی خورشیدی و انرژی اتلافی از سایر صنایع، نسب به موتور احتراق داخلی می‌باشد.

حاتمی و همکاران [9] (2014) امکان استفاده از مبدل‌های متفاوت برای بازیابی انرژی از آگروز موتور احتراق داخلی را بررسی نموده‌اند. آنها انواع مبدل‌ها را بررسی نموده و در انتها مقایسه بین نتایج تجربی و تئوری انجام داده‌اند. مطالعه عددی مبدل حرارتی فین‌دار جهت بازیابی انرژی گاز خروجی از آگروز موتور احتراق داخلی توسط گنجه و همکاران [10] (2014) انجام شده است. یک مبدل بر روی موتور بنزینی و مبدل دیگر بر روی موتور دیزلی نصب شده است. تأثیر ابعاد و تعداد فین‌ها بر روی میزان بازیابی حرارتی در دورها و بارهای مختلف موتور، بررسی شده است.

انتخاب سیال کاری مناسب برای سیکل رانکین برای بازیابی انرژی گازهای خروجی از موتور هیبرید توسط جانگا و همکاران [11] (2015) انجام شده است. راندمان ترمودینامیکی، راندمان بازیابی و راندمان کلی سیکل ترکیبی جهت ارزیابی و انتخاب سیال عامل مناسب محاسبه شده است. نهایتاً بیشترین راندمان و سازگاری با محیط زیست توسط آر 245 اف<sup>2</sup> جهت استفاده در سیکل رانکین زیرمجموعه سیکل ترکیبی مشاهده شده است.

کولن [12] (2011) سیکل ترکیبی اتو با سیکل انتهایی استرلینگ را بررسی نموده است. آنالیز ترمودینامیکی دو سیکل به طور مجزا بیان شده است و نهایتاً دو سیکل توسط ارتباط بین گازهای خروجی از آگروز موتور احتراق داخلی که بر روی گرم‌کن موتور استرلینگ جریان دارد، توسط روش ترمودینامیک زمان محدود<sup>3</sup> به یکدیگر مرتبط می‌شوند. دو سناریو سرعت دورانی یکسان و متفاوت جهت کارکرد موتور استرلینگ با موتور احتراق داخلی بررسی شده است. میزان حرارت مورد نیاز برای موتور جی‌پی‌یوتری<sup>4</sup> محاسبه شده و میزان توان بهینه با تنظیم فشار در سرعت دورانی ثابت 1500 دور بر دقیقه بدست آمده است. بهینه‌سازی در دور ثابت موتور انجام شده است و اثر پارامترهایی نظیر دمای گازهای خروجی، سرعت دورانی موتور و نسبت سوخت به هوا بررسی نشده است.

پراکاش و همکاران [13] (2011) اثر افزایش راندمان ناشی از استفاده از موتور استرلینگ در سیکل ترکیبی اتو و استرلینگ را بررسی نمودند. موتور استرلینگ بار الکتریکی مورد نیاز خودروی مورد بررسی را با استفاده از اختلاف دمای 75 درجه سانتی‌گراد بین منابع گرم و سرد تامین می‌نماید. این اختلاف دما از انرژی هدررفته توسط سیستم خنک‌کاری خودرو تامین می‌شود و میزان آن 950 وات می‌باشد. در این طرح موتور استرلینگ به جای تسمه موتور، دینام خودرو را به چرخش در می‌آورد.

ماشین (موتور و یخچال) استرلینگ بر اساس مکانیزم عملکردی به چهار

1- Waste heat recovery system (WHRS)

2- R245fa

3- Finite Time Thermodynamics (FTT).

4- GPU3

روابط (2) پیشنهاد شده‌اند:

$$a = 0.35 - 0.8, \quad b = 0.7, \quad C = 4 \times 10^{-9} \frac{\text{Jm}^{-2}\text{s}^{-1}}{\text{K}^4} \quad (2)$$

مقدار ضریب  $a$  در برنامه، بعد از برازش منحنی با نتایج تجربی 0.8 در نظر گرفته شده است.

فشار متوسط مؤثر اصطکاکی با استفاده از رابطه تجربی (3) [17] محاسبه می‌شود. در این رابطه  $N$  دور موتور برحسب دور بر دقیقه و  $tfmep$  فشار متوسط مؤثر اصطکاکی برحسب بار می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در این رابطه فشار متوسط مؤثر اصطکاکی متناسب با دور موتور است.

$$tfmep = 0.97 + 0.15 \left( \frac{N}{1000} \right) + 0.05 \left( \frac{N}{1000} \right)^2 \quad (3)$$

در بررسی احتراق، سرعت شعله پارامتری مهم می‌باشد که برای اعمال آن از روابط تجربی استفاده شده است. برای تعیین سرعت شعله آرام از رابطه (4) استفاده می‌شود [2].

$$U_l = \left( \frac{7784 \left( \frac{P_0}{P} \right)^x}{\left[ \frac{10000}{T_b} + \frac{900}{T_u} \right]^{4.9876}} \right) \quad (4)$$

در رابطه (4)  $T_b$  دمای ناحیه سوخته و  $T_u$  دمای ناحیه نسوخته برحسب کلون می‌باشند. همچنین  $P_0$  فشار استاندارد و  $P$  فشار در گام محاسباتی بر حسب بار و  $U_l$  سرعت شعله آرام بر حسب متر بر ثانیه است. ضریب  $x$  برای هر موتور به صورت تجربی تعیین می‌شود. با توجه به اینکه در محفظه سیلندر اغتشاش بالای جریان وجود دارد، لذا می‌بایستی سرعت مغشوش جریان نیز محاسبه شود. برای محاسبه سرعت مغشوش از رابطه (5) استفاده می‌شود.

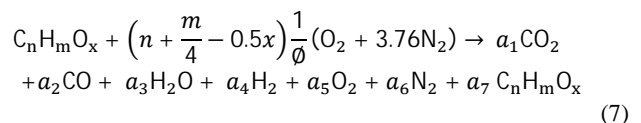
$$U_t = U_l(Z_t) \quad (5)$$

در رابطه (5)  $U_t$  سرعت مغشوش شعله بر حسب متر بر ثانیه و  $Z_t$  ضریب مغشوش است که با دور موتور رابطه خطی مطابق رابطه (6) دارد.

$$Z_t = 1 + bN \quad (6)$$

در رابطه (6) ضریب  $b$  یک ضریب تجربی است که بین 0.002 - 0.0017 انتخاب می‌شود. در این شبیه‌سازی مقدار  $b$ ، 0.0017 در نظر گرفته شده است.

فرمول کلی سوخت برای شبیه‌سازی به صورت  $C_nH_mO_x$  در نظر گرفته شده است. فرمول سوختن سوخت با هوا توسط رابطه (7) بیان شده است.



اگر تعداد مول‌های سوخت  $Y$  باشد، تعداد مول‌های هوا از رابطه (8) بدست می‌آید.

$$\text{Mole air} = Y \left[ \frac{4.76}{\phi} \left( n + \frac{m}{4} - 0.5x \right) \right] \quad (8)$$

مرحله تراکم با شروع حرکت پیستون از نقطه مرگ پایین شروع شده و در این مرحله مخلوط سوخت و هوا فشرده می‌شود. با زدن جرقه تا زمان مرئی شدن شعله (تأخیر اشتعال) محاسبات برای تراکم از یکسو و پیشروی شعله از سوی دیگر ادامه می‌یابد. نتایج تراکمی تا زمانی که واکنش‌های خفیف درون سیلندر، 0.001 حجم ماکزیمم سیلندر را اشغال ننماید، مد نظر می‌باشد. بعد از مرئی شدن شعله در هر پله سه ناحیه بررسی می‌شود، ناحیه در حال سوختن، ناحیه سوخته شده و ناحیه‌ای که شعله هنوز به آن نرسیده است. در هر پله از محاسبات قانون اول ترمودینامیک اعمال می‌شود.

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (9)$$

در رابطه (9)  $\delta Q$  میزان انتقال حرارت،  $\delta W$  کار انجام شده در هر پله و  $dE$  تغییرات انرژی بر حسب ژول می‌باشند. با توجه به اینکه دمای مخلوط سوخت و هوا در آغاز تراکم پایین‌تر از دمای دیواره سیلندر است، در ابتدا شار حرارتی از دیواره سیلندر به مخلوط می‌باشد و در ادامه با افزایش دمای مخلوط شارحرارتی از مخلوط به دیواره سیلندر رخ می‌دهد. کار انجام شده در هر مرحله با استفاده از رابطه (10) بدست می‌آید:

$$\delta W = \frac{P_1 + P_2}{2} (V_2 - V_1) \quad (10)$$

در رابطه (10)  $P_1, P_2, V_1, V_2$  به ترتیب فشار بر حسب بار و حجم بر حسب مترمکعب در ابتدا و انتهای پله محاسباتی می‌باشند. در پله نخست دما و فشار مشخص می‌باشد. دمای محتویات محفظه احتراق در ابتدای محاسبات بدلیل مخلوط شدن با گازهای پسماند سیکل قبل بیشتر از دمای محیط است. لذا دمای ابتدای پله اول در محفظه احتراق 333 درجه کلون و فشار 101.325 کیلو پاسکال و دمای دیواره نیز 433 درجه کلون در نظر گرفته می‌شود. تعداد مول‌های درون سیلندر به‌دلیل فرض عدم ترکیب و تجزیه، ثابت می‌ماند.

برای انجام محاسبات در هر مرحله نیاز به یک دمای نهایی  $T_2$  می‌باشد که تخمین مناسب با فرض تراکم ایزوتروپیک به صورت رابطه (11) بدست می‌آید.

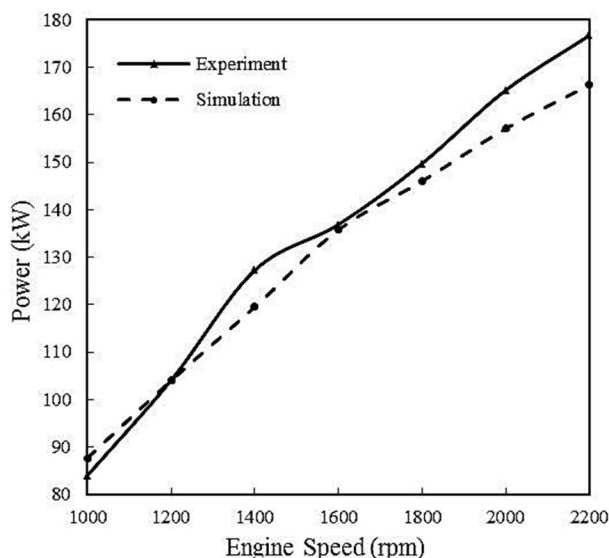
$$T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\frac{R}{C_v}} \quad (11)$$

فشار در انتهای پله محاسباتی از رابطه (12) بدست می‌آید:

$$P_2 = P_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right) \left( \frac{T_2}{T_1} \right) \quad (12)$$

در روابط (11) و (12)  $T_2, T_1$  دما در ابتدا و انتهای هر پله بر حسب کلون،  $R$  ثابت عمومی گازها و  $C_v$  ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت بر حسب ژول بر کیلوگرم کلون می‌باشند. برنامه تا رسیدن به زمان جرقه (زمان جرقه از ورودی‌های برنامه است) فقط محاسبات مربوط به تراکم را انجام می‌دهد. در این شبیه‌سازی زمان تأخیر اشتعال هم منظور شده است. در زمان تأخیر اشتعال، محاسبات به شکل تراکمی ادامه می‌یابد و پس از تأخیر اشتعال تا رسیدن به شرط بنسون در کنار تراکم، احتراق نیز صورت می‌پذیرد. برای محاسبه تأخیر اشتعال از تئوری بنسون استفاده شده است. مطابق این تئوری تا زمانی که واکنش‌های خفیف درون سیلندر، 0.001 حجم ماکزیمم سیلندر را اشغال ننماید شعله مرئی نشده و فقط تراکم رخ می‌دهد. پس از مرئی شدن شعله سه ناحیه سوخته، نسوخته و در حال سوختن وجود خواهد داشت.

احتراق در دو مرحله تراکم و انبساط قابل بررسی است. برای مدل کردن احتراق در کنار تراکم و انبساط، هر پله محاسباتی به چهار زیر پله تقسیم می‌شود. در زیر پله اول فرض می‌شود تراکم برای دو ناحیه سوخته و نسوخته وجود دارد و تغییر حجم، کار و انتقال حرارت برای هر ناحیه به طور جداگانه بررسی می‌شود. در زیر پله دوم حرکت پیشانی شعله و سوختن لایه نازکی از مخلوط به صورت آنی بررسی می‌شود. حرکت پیشانی شعله بر روی یک نیمکره فرض می‌شود. برای مشخص شدن پیشرفت شعله می‌بایستی سرعت شعله در هر پله محاسباتی تعیین شود. سرعت شعله با استفاده از دمای ناحیه سوخته و نسوخته در یک لحظه و انتخاب ضریب تجربی محاسبه می‌شود. سرعت مغشوش شعله با ضرب نمودن ضریب مغشوش که با دور نیز رابطه خطی دارد محاسبه می‌شود. شعاع پیشروی با حاصلضرب سرعت مغشوش

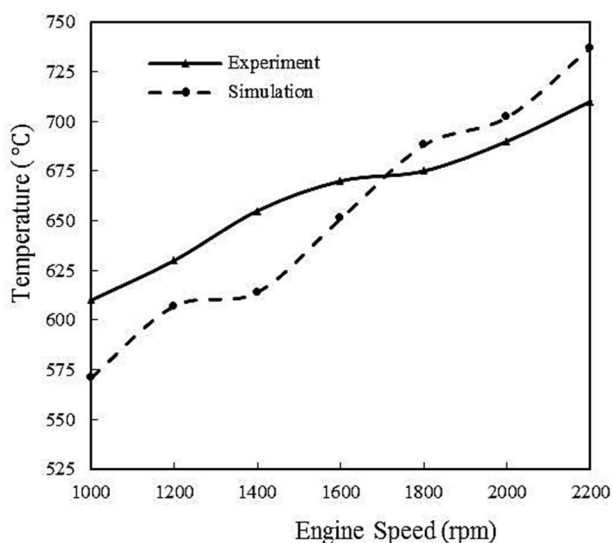


**Fig. 1** Experimental and simulated power results of M355G engine [14]

شکل 1 نتایج توان تجربی و شبیه‌سازی شده موتور ام 355 جی [14]

دمای پیش‌بینی شده کمتر از نتایج تجربی است و در دورهای بالا این روند معکوس شده است. انرژی خروجی از آگروز موتور به محیط اطراف انتقال پیدا می‌کند. چنانچه به هر نحوی از این انرژی اتلافی استفاده شود، راندمان کلی احتراق افزایش پیدا می‌نماید.

در این تحقیق پیشنهاد شده است گرم‌کن موتور استرلینگ برای بازیابی انرژی در مسیر آگروز خودرو قرار گیرد. همان‌طور که در شکل 2 نشان داده شده است، دمای خروجی از آگروز در حدود 100 درجه سانتی‌گراد در محدوده 610 تا 710 درجه سانتی‌گراد تغییر می‌کند. نتایج شبیه‌سازی این محدوده را 571-737 درجه سانتی‌گراد پیش‌بینی می‌نماید. با توجه به تغییر دمای خروجی از آگروز در یک دور کارکرد معین موتور، میزان انرژی بازیابی شده توسط موتور استرلینگ متفاوت خواهد بود.



**Fig. 2** Experimental and simulated exhaust gas temperature results of M355G engine

شکل 2 نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده دمای خروجی از آگروز موتور ام 355 جی

زمان برابر است. حجم نیمکره نیز به آسانی با در دست داشتن شعاع پیشروی و شعاع پیشروی قبلی محاسبه می‌شود. در زیر پله سوم ناحیه که قبلاً سوخته شده و لایه‌ای که در پله جدید سوخته شده است، همگن می‌شود. قانون اول برای قبل و بعد از یکی شدن دو ناحیه به صورت رابطه (13) بیان می‌شود.

$$E_2 = E_1 \quad (13)$$

با استفاده از رابطه (13) دمای حالت ثانویه و سپس فشار در کل ناحیه سوخته، محاسبه می‌شود. برای تشکیل معادله می‌بایستی تعداد هر یک از مول‌های محصولات احتراق در هر ناحیه مشخص شود و برای حل آن نیز از روش نیوتن رافسون استفاده شود. در زیر پله چهارم فشار در دو ناحیه سوخته و نسوخته یکسان می‌شود. در این زیرپله یکسان سازی فشارها صورت می‌گیرد ولیکن دمای دو ناحیه سوخته و نسوخته یکسان نمی‌گردد. پس از رسیدن پیستون به نقطه مرگ بالا، مرحله انبساط شروع می‌شود. احتراق تا چندین درجه بعد از نقطه مرگ بالا ادامه دارد. شرط به پایان رسیدن احتراق سوختن بیش از 99 درصد از مول‌های هوا و سوخت ورودی به سیلندر در نظر گرفته شده است. محاسبات در قسمت انبساطی احتراق شبیه تراکم احتراق است و تنها کار انبساطی وجود دارد که بصورت حاصل ضرب فشار در تغییر حجم محاسبه می‌شود. قبل از نقطه مرگ بالا کار تراکمی است. پس از خاتمه احتراق، انبساط برای محتویات سیلندر ادامه پیدا می‌کند.

## 2-2- صه‌گذاری شبیه‌سازی موتور احتراق داخلی

در این تحقیق موتور گازسوز ام 355 جی برای صه‌گذاری دقت نتایج شبیه سازی استفاده شده است. موتور پایه موتور ام 355 جی موتور دیزلی او ام 355<sup>1</sup> است. موتور ام 355 جی موتوری گازسوز است که تبدیل آن از دیزل به گازسوز توسط شرکت موتورسازی ایدم انجام شده است. در جدول 1 مشخصات فنی موتورهای دیزلی و گازسوز مذکور نشان داده شده است. توان خروجی از موتور گازسوز در محدوده 84-176 کیلووات تغییر می‌کند که برنامه شبیه‌سازی توان را با میانگین خطای 5.9 درصد پیش‌بینی می‌نماید. مقایسه بین توان خروجی پیش‌بینی شده و اندازه‌گیری شده موتور بر حسب دور برای حالت تمام بار<sup>2</sup> در شکل 1 نشان داده شده است [14].

در شکل 2 نحوه تغییر دما گاز خروجی از آگروز موتور ام 355 جی نسبت به دور موتور در حالت تمام بار نشان داده شده است. میانگین درصد خطای شبیه‌سازی دمای خروجی 3.8 درصد است. در دورهای پایین‌تر موتور

**جدول 1** مشخصات فنی موتور او ام 355 دیزلی و ام 355 جی گازسوز [14]

Table 1 Technical specification of M355G and OM355 [14]		
موتور	موتور	مشخصه
M355G	OM355	
گازسوز	دیزلی	نوع موتور
6	6	تعداد سیلندر
10.5 : 1	16:1	نسبت تراکم
128	128	قطر سیلندر (mm)
150	150	کورس پیستون (mm)
280	280	میله رابط (mm)
275	275	ظرفیت خنک کاری (cm <sup>3</sup> )
13-20	18 درجه قبل از TDC	زمان پاشش یا آوانس جرقه
176.7@2000	179.9@2200	بیشترین توان kW @ rpm
833@1400	858.7@1600	بیشترین گشتاور N.m @ rpm

1- OM 355

2- Full load

قدرت آن ارائه دهد، اما برای طراحی دقیق موتور استرلینگ پیشنهاد نمی‌شود [19]. مدل مرتبه دوم یا بی‌دررو برای اولین بار توسط فینکلشتاین ارائه شد [18]. در این مدل فرض بر این است که گاز با دمای دیواره وارد بخش گرم و سرد می‌شود اما از فرض انتقال حرارت ایده‌آل اشمیت در این دو بخش صرف‌نظر می‌شود و مقاومت دیواره در برابر سیال نادیده گرفته شده و فشار در تمامی بخش‌ها یکسان است. این تحلیل نسبت به نوع اول، دارای برخی افت‌ها در موتور مثل افت توان بر اثر اصطکاک مکانیکی و سیال، افت انتقال حرارت در سیلندرها و دیواره‌ها و انتقال حرارت غیرایده‌آل در بازیاب است [19]. مدل مرتبه سوم بوسیله فیور معرفی شده است [20]. اجزای مختلف موتور را به صورت یک‌بعدی و شبکه‌بندی‌شده در نظر گرفته و فرایندهای انتقال حرارت به صورت برگشت‌ناپذیر فرض می‌شود. دمای تمامی اجزا و بخش‌های مختلف موتور به صورت مجهول و متغیر با زمان است. بیشتر افت‌های اصطکاک و فشاری، نشت سیال و دیگر برگشت‌ناپذیری‌ها قابل اعمال هستند. مدل مرتبه چهارم یا تحلیل چند بعدی شامل مش‌بندی دو یا سه بعدی تمامی محفظه‌های عبور سیال است تا تغییرات فشار و سرعت بدست آید. عموماً برای مدل‌سازی با این روش، نرم‌افزارهای شبیه‌ساز جریان سیال مانند فلونت پرکاربرد هستند. این روش به دلیل حجم بالای محاسبات نیاز به رایانه‌های قدرتمند و یا هزینه زمانی زیادی دارد. از اینرو استفاده از این نوع مدل‌سازی در آنالیز یک بخش مجزا از موتور کاربرد بیشتری دارد.

در این پژوهش تحلیل عددی عملکرد موتور استرلینگ به کمک شبیه‌سازی با نرم‌افزار جی تی انجام شده است. نوع تحلیل در این نرم‌افزار مدل‌سازی مرتبه سوم است که معادلات در نرم‌افزار جی تی با فرض جریان یک بعدی و چندین حجم کنترل و گسسته‌سازی حجمی و زمانی معادلات حل می‌شوند. از مزایای شبیه‌سازی می‌توان به این نکته اشاره نمود که نیازی به تکرار تست در محدوده وسیعی از داده‌ها نیست و پس از صحنه‌گذاری مدل شبیه‌سازی با نتایج تجربی، به کمک نرم‌افزار صرفه‌جویی زمانی و مالی بدست می‌آید. ابتدا به مبانی شبیه‌سازی کد تک بعدی اشاره شده و در ادامه مقایسه بین نتایج تجربی و عددی انجام می‌شود.

در این شبیه‌سازی حجم کنترل موتور به 19 قسمت تقسیم شده است. 15 قسمت مربوط به بازیاب می‌باشد و گرم‌کن، خنک‌کن، سیلندر مجاور گرم‌کن و سیلندر مجاور سردکن هر کدام یک قسمت محاسباتی می‌باشند. معادلات اساسی<sup>1</sup> شامل معادله بقای جرم، بقای مومنتم و انرژی در هر سیکل کاری برای 19 قسمت اعمال می‌شود. این معادلات به صورت تک بعدی حل می‌شوند و این بدین معنی است که تمام پارامترها به صورت متوسط در جهت جریان در نظر گرفته می‌شود. روش‌های حل زمانی در این حل عددی به صورت مستقیم<sup>2</sup> و ضمنی<sup>3</sup> می‌تواند باشد. پارامترهای حل در روش مستقیم دبی جرمی، چگالی و انرژی داخلی است و این پارامترها در روش ضمنی دبی جرمی، فشار و آنتالپی کلی می‌باشد. در محاسبات تک بعدی پارامترهای اسکالر نظیر دما، فشار، چگالی و انرژی داخلی در هر حجم کنترل یکنواخت فرض می‌شود ولی پارامترهای برداری نظیر سرعت در هر مرز جداگانه محاسبه می‌گردد. روش محاسبه پارامترهای اسکالر و برداری در شکل 4 نشان داده شده است. روش حل در این شبیه‌سازی روش مستقیم انتخاب شده است و معادلات اساسی ساده شده بقای جرم، مومنتم و انرژی در روابط (14) تا (16) ذکر شده است.

نحوه تغییرات انرژی هدر رفته از آگروز خودرو بر حسب دور در شکل 3 نشان داده شده است.

مقدار اندازه‌گیری شده این انرژی از 52-114 کیلو وات تغییر نشان می‌دهد که میزان پیش‌بینی شده توسط برنامه 48-119 کیلو وات می‌باشد. لذا برای پیش‌بینی رفتار موتور برای میزان بار حرارت خروجی از آگروز و دمای آن برنامه شبیه‌سازی مناسب می‌باشد و نیاز به داده‌برداری آزمایشگاهی برای نقاط بیشتر کاری موتور نیست.

در جدول 2 آنالیز حرارتی موتور ام 355 جی نشان داده شده است. به طور میانگین 25 درصد انرژی به آگروز انتقال یافته است.

### 3- شبیه‌سازی موتور استرلینگ و صحنه‌گذاری نتایج

انواع مختلفی از تحلیل‌های ترمودینامیکی برای موتور استرلینگ ارائه شده است. مدل مرتبه اول یا اشمیت (دمائات) نخستین بار توسط اشمیت در سال 1871 بیان شد [18] و نخستین تحلیل ترمودینامیکی برای چرخه استرلینگ بود. در این تحلیل فرض شده است که دمای بخش‌های تراکم، انبساط، خنک‌کن و گرم‌کن در مقدار ثابتی حفظ می‌شوند، همه فرایندها برگشت‌پذیرند و سیال از معادله گاز کامل پیروی می‌کند. این تحلیل ایده‌آل و بدون اتلاف است و می‌تواند تقریب مناسبی برای رابطه بین سائز موتور و

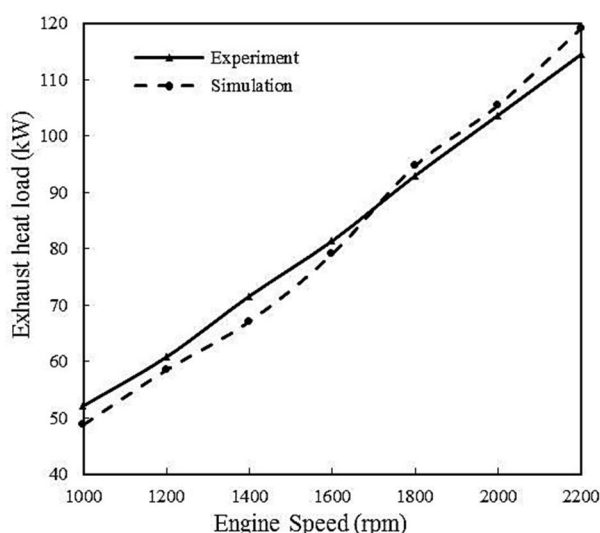


Fig. 3 Experimental and simulated exhaust heat load results of M355G engine

شکل 3 نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده بار حرارتی خروجی از آگروز موتور ام 355 جی

جدول 2 آنالیز حرارتی درصد انرژی منتقل شده به سیستم خنک‌کاری، آگروز، محیط و توان مفید خروجی موتور ام 355 جی.

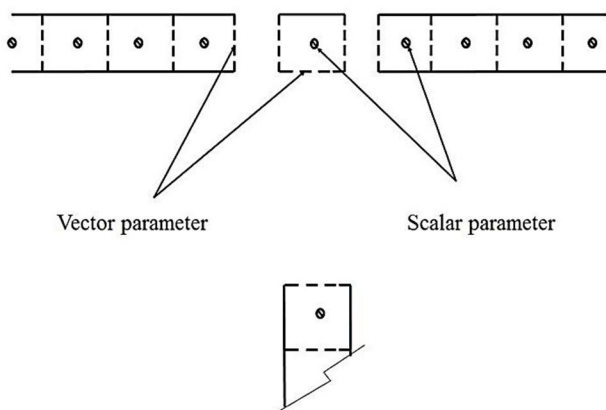
Table 2 Heat analysis of distributed energy to cooling system, exhaust system, ambient and useful power of M355G.

دور موتور (rpm)	توان (%)	خنک‌کاری (%)	آگروز (%)	محیط (%)
1000	31.2	26.3	27.9	14.6
1200	35.1	26.6	24.2	14.1
1400	35.8	25.8	24.8	13.6
1600	36.6	24.6	25.7	13.1
1800	35.5	23	26.1	15.4
2000	35.9	22.8	26.6	14.7
2200	35.7	22.4	27.5	14.4

1- Governing equation

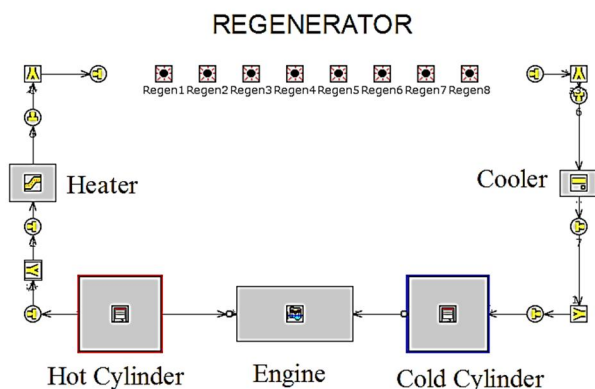
2- Explicit

3- Implicit



**Fig. 4** The calculation strategy for scalar and vector parameters  
شکل 4 روش محاسبه پارامترهای اسکالر و برداری

در شکل 5 نمایی از مدل موتور استرلینگ نوع آلفا ساخته شده نشان داده شده است. اجزای اساسی مدل همان‌طور که از شکل مشاهده می‌شود. گرم-کن، خنک‌کن، بازیاب، سیلندر گرم (مجاور گرم‌کن) و سرد (مجاور سردکن) می‌باشند. در این برنامه داده‌های ورودی نظیر دمای منبع گرم، دمای منبع سرد، قطر سیلندر و پیستون گرم و سرد، طول رابط لنگ هر پیستون، فشار کاری، قطر و تعداد لوله‌های گرم‌کن و خنک‌کن، ضریب زبری لوله‌ها می‌باشند. گرم‌کن از نوع چند لوله‌ای و خنک‌کن از نوع پوسته لوله می‌باشد. شکل هندسی مدل‌ها (خم داخلی لوله‌ها) قابل اعمال هستند. جنس بازیاب فولاد ضد زنگ زن در نظر گرفته شده است. تخلخل بازیاب و جنس قابل تغییر و بررسی می‌باشند. مدت زمان لازم برای رسیدن به شرایط پایا معمولاً کمتر از زمان سپری شده 10 سیکل برای موتور استرلینگ شبیه‌سازی شده می‌باشد. برای صحت‌گذاری نتایج حاصل از مدل‌سازی با نتایج تجربی از نتایج تجربی اندازه‌گیری شده موتور استرلینگ سولو استفاده شده است [15]. نتایج حاصل از شبیه‌سازی تک بعدی 9.9 درصد خطا نسبت به نتایج تجربی را نشان می‌دهد. دقت شبیه‌سازی قابل قبول است و برای بررسی اثر بازیابی انرژی توسط نصب گرم‌کن موتور استرلینگ در مسیر گازهای خروجی آگروز، موتور استرلینگ جدیدی با فشار کاری پایین‌تر جهت سهولت ساخت پیشنهاد شده است.



**Fig. 5** The schematic of simulated Alpha Stirling engine  
شکل 5 نمایی از موتور استرلینگ نوع آلفا شبیه‌سازی شده

$$\frac{dm}{dt} = \sum_b \dot{m}_b \quad (14)$$

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dp \cdot A + \sum_b \dot{m}_b u - 4C_f \frac{\rho u |u|}{2} \cdot \frac{dx A}{D} - C_p \left( \frac{1}{2} \rho u |u| \right) A}{dx} \quad (15)$$

$$\frac{d(me)}{dt} = -P \frac{dv}{dt} + \sum_b (\dot{m}H) - hA_s(T_f - T_w) \quad (16)$$

در روابط (14) تا (16)  $C_p$ ،  $C_f$ ،  $H$ ،  $h$ ،  $\rho$ ،  $u$ ،  $t$ ،  $m$  به ترتیب نشانگر جرم بر حسب کیلوگرم، زمان بر حسب ثانیه، سرعت بر حسب متر بر ثانیه، چگالی بر حسب کیلوگرم بر متر مکعب، ضریب انتقال حرارت جابجایی بر حسب وات بر مجذور متر کلونین، آنتالپی بر حسب ژول بر کیلوگرم و ضریب اصطکاک و ضریب فشار می‌باشند.  $T_w$  و  $T_f$  نیز دمای سیال و دمای دیواره بر حسب کلونین را نشان می‌دهند. لازم به ذکر است در روش مستقیم مقادیر سمت راست معادلات (15) و (16) از مقادیر بدست آمده در گام زمانی پیشین استفاده می‌نماید. در این روش تنها از حجم کنترل مد نظر و همسایه آن در محاسبه استفاده می‌شود. فاصله زمانی برای رسیدن به پایداری محاسباتی دارای محدودیت است و بایستی شرط کورانت<sup>1</sup> را جوابگو باشد. زمان محاسباتی این روش نسبت به روش ضمنی زمان محاسبات را افزایش می‌دهد، ولی این روش مناسب برای جریان با ناپایداری بالا و نوسان می‌باشد. لذا در شبیه‌سازی موتور استرلینگ از این روش استفاده شد. شرط کورانت برای انتخاب بازه زمانی در این شبیه‌سازی تک بعدی از معادله (17) بدست می‌آید:

$$\frac{\Delta(t)}{\Delta x} (|u| + C) \leq 0.8 \cdot M \quad (17)$$

در رابطه (17) ضریب  $M$  می‌بایستی بزرگتر یا مساوی یک باشد و  $C$  سرعت صوت می‌باشد. ضریب اصطکاک در لوله‌های صاف برای الگوی جریان مغشوش از رابطه (18) بدست می‌آید.

$$C_f = \frac{0.08}{\text{Re}_D^{0.25}} \quad (18)$$

برای لوله با زبری شنی نیز از فرمول نیکورادسه مطابق فرمول (19) استفاده می‌شود:

$$C_f = \frac{0.25}{\left[ 2 + \log \left( \frac{1}{\frac{D}{\varepsilon}} \right) + 1.74 \right]^2} \quad (19)$$

در رابطه (19)  $D$  قطر لوله و  $\varepsilon$  زبری نسبی بر حسب متر می‌باشند. فرضیات محاسباتی این نرم‌افزار عبارتست از:

- هندسه هر دو سیلندر مجاور گرم‌کن و خنک‌کن یکسان است.
- دمای اولیه خنک‌کن و گرم‌کن برابر محیط و 35 درجه سانتی‌گراد فرض شده است.
- محاسبه افت فشار داخل سیلندرها با کمک نتایج تجربی اصطکاک موتور دو زمانه انجام شده است.
- سیال عامل برای محاسبات اولیه گاز هلیوم در نظر گرفته شده است.
- فشار محاسبات، فشار استاتیکی است و کلیه مقادیر فشار، فشار مطلق می‌باشد.
- مشخصات هندسی، تعداد لوله‌ها، میزان خم لوله‌ها برای گرم‌کن و خنک‌کن قابل اعمال است.

1- Courant condition

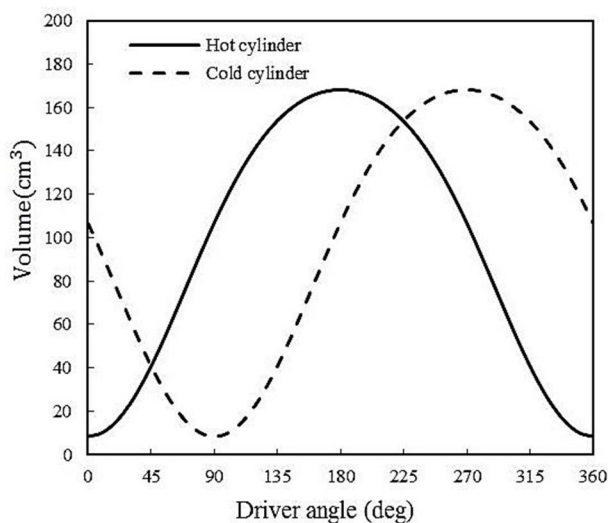
جدول 4 مقایسه نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده موتور استرلینگ سولو وی 161.

**Table 2** Comparison between experimental and simulated results of Solo V161.

فشار کاری (bar)	توان الکتریکی تجربی (kW)	توان الکتریکی شبیه‌سازی (kW)	درصد خطا (%)	راندمان شبیه‌سازی (%)
30	1.6	1.5	6.2	22.1
50	3	2.8	6.7	26.5
70	4.6	4.1	10.9	27.8
80	5.3	4.7	11.3	28.5
90	5.9	5.3	10.2	28.6
110	7.4	6.5	12.2	28.7
120	7.9	7	11.4	28.8
130	8.5	7.6	10.6	28.2

نحوه تغییر حجم در سیلندره‌های گرم و سرد بر حسب زاویه گردش میل لنگ در شکل 6 نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل مشاهده می‌شود پیستون سیلندره‌های گرم و سرد 90 درجه اختلاف فاز دارند. این اختلاف فاز به علت اتصال میل رابط پیستون‌های گرم و سرد بر روی یک نقطه مشترک اطراف میل لنگ می‌باشد. بیشترین و کمترین حجم درون سیلندره‌های گرم و سرد به ترتیب 168.2 و 8.4 سانتی‌متر مکعب است. اجزای گرم‌کن، خنک‌کن، بازیاب و مسیر ارتباطی بین آنها حجم ثابتی را به خود اختصاص می‌دهند که به حجم مرده مشهور است. چنانچه این حجم بیش از حد زیاد باشد موتور استرلینگ شروع به حرکت نخواهد نمود.

نمودار فشار حجم حاصل از شبیه‌سازی برای دمای گرم‌کن معادل 660 و 710 درجه سانتی‌گراد در شکل 7 رسم شده است. با افزایش دمای گرم‌کن سطح زیر منحنی نمودار فشار-حجم که بیانگر کار انجام شده در سیکل می‌باشد، افزایش یافته است. لازم به ذکر است نحوه تغییرات فشار-حجم پس از طی 7 سیکل، در سیکل هشتم ارائه شده است. علت این انتخاب تمایل به رسیدن به حالت نسبتاً پایدار دما در گرم‌کن موتور استرلینگ با توجه به نتایج شبیه‌سازی می‌باشد. بیشترین فشار کاری در دمای معادل 660 و 710 درجه سانتی‌گراد به ترتیب 92.2 و 92.8 بار برای فشار کاری تغذیه شده 70 بار است. کمترین فشار کاری در دو حالت در حدود 52 بار است.



**Fig. 6** The hot and cold cylinder volume

شکل 6 تغییر حجم داخل سیلندر گرم و سرد

در جدول 3 خصوصیات موتور استرلینگ سولو و موتور استرلینگ پیشنهادی برای بررسی میزان انرژی قابل بازیابی نشان داده شده است. موتور پیشنهادی و موتور سولو به ترتیب دارای فشار کاری 50 بار و 150 بار می‌باشند. بیشترین توان اندازه‌گیری شده تجربی و شبیه‌سازی شده به ترتیب 9000 و 8247 وات می‌باشند. راندمان شبیه‌سازی شده موتور سولو 27.3 درصد است در صورتیکه راندمان تجربی ذکر شده 30 درصد است.

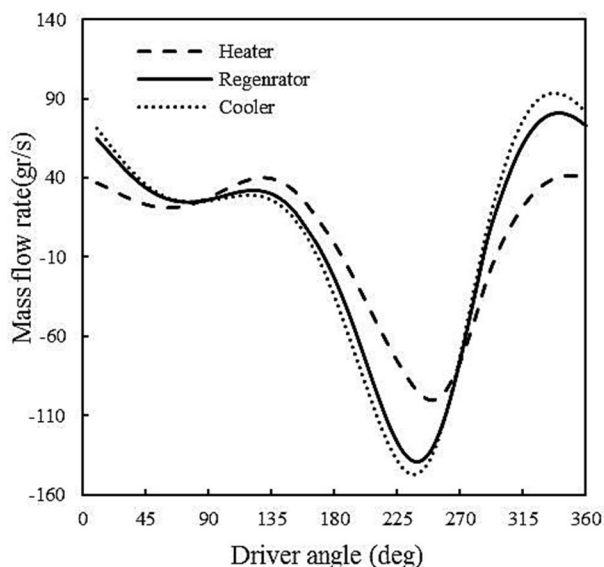
در جدول 4 نتایج حاصل از شبیه‌سازی و نتایج تجربی موتور سولو وی 161 نشان داده شده است. همان‌طور که از جدول مشاهده می‌شود بیشترین درصد خطا در حدود 12.2 درصد و مربوط به فشار کاری 120 بار می‌باشد. درصد این خطا در فشارهای کاری پایین‌تر کاهش می‌یابد. موتور پیشنهادی جهت بررسی وضعیت اثر تغییرات دمایی بر روی توان خروجی و راندمان موتور استرلینگ نیز دارای فشار کاری 50 بار است و انتظار می‌رود که شبیه‌سازی بر روی این موتور نیز با دقت مناسبی انجام شود.

نتایج حاصل از شبیه‌سازی بر روی موتور پیشنهادی بررسی خواهد شد. مشخصات هندسی و عملکردی موتور در جدول 3 نشان داده شد. دمای گرم‌کن با توجه به محدوده دمایی گازهای خروجی از آگروز از 610 تا 710 درجه سانتی‌گراد متغیر می‌باشد. در ابتدا محاسبات برای دمای میانگین 660 درجه سانتی‌گراد گرم‌کن انجام می‌شود. در ادامه با توجه به برنامه شبیه‌سازی موتور احتراق داخلی، در هر شرایط کارکردی موتور میزان دمای گاز خروجی از آگروز قابل پیش بینی است و نحوه اثر آن بر روی وضعیت توان تولیدی و راندمان موتور استرلینگ قابل بررسی است. پیش‌بینی می‌شود در دور کارکرد خاصی از موتور احتراق داخلی سیکل ترکیبی موتور احتراق داخلی-موتور استرلینگ از لحاظ راندمان حرارتی بهینه باشد. لذا یکی از کاربردهای برنامه تهیه شده امکان بهینه‌سازی راندمان یا هدف مشخص دیگر نظیر توان خروجی سیکل ترکیبی می‌باشد.

جدول 3 مشخصات فنی موتور سولو وی 161 و موتور پیشنهادی

**Table 3** Technical specification of Solo V161 and suggested engine

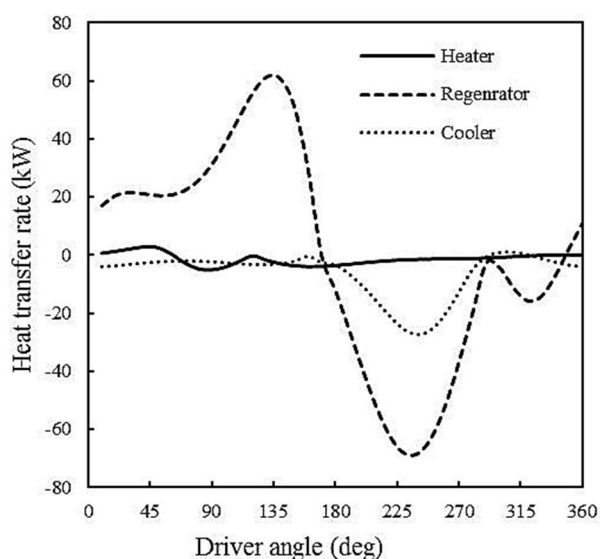
مشخصه	موتور پیشنهادی	سولو وی 161
قطر (mm)	85	68
کورس (mm)	65	44
سرعت موتور (rpm)	1500	1500
دمای منبع گرم (°C)	653	700
سیال عامل	هلیوم	هلیوم
دمای منبع سرد (°C)	55	30
فشار کاری (bar)	50	150
تعداد لوله‌های هیت	12	78
قطر داخلی لوله هیت (mm)	14	4
طول لوله‌های هیت (mm)	200	200
تعداد لوله‌های کولر	200	80
قطر لوله کولر (mm)	1	4
طول لول کولر (mm)	45	45
بیشترین توان تجربی (W)	-----	9000
بیشترین توان شبیه‌سازی (W) شده	8400	8247
راندمان (%)	-----	30
راندمان شبیه‌سازی شده (%)	20.9	27.3



**Fig. 9** The mass flow rate diagram of simulated results for heater, regenerator and cooler

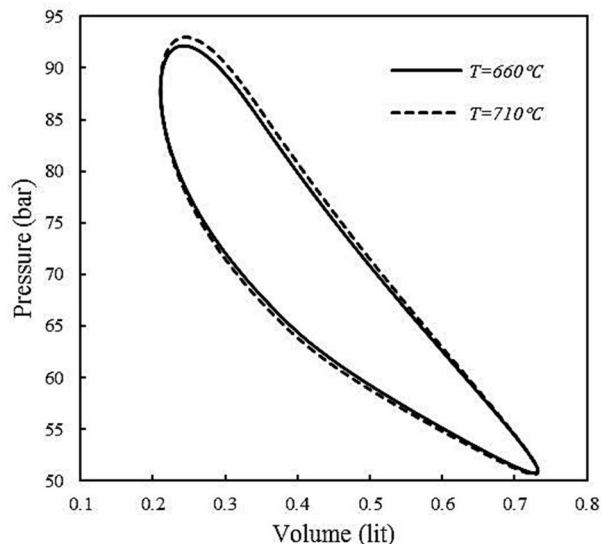
شکل 9 نحوه تغییر دبی جرمی داخل گرم‌کن، خنک‌کن و بازیاب

که مشاهده می‌شود، این دبی دارای نوسان نسبتاً منظمی است ولی در هر نوسان دو نقطه ماکزیمم نسبی مشاهده می‌شود. علت این پدیده تأثیر حرکت نوسانی دو پیستون با 90 درجه اختلاف فاز می‌باشد. دبی جرمی بیشتر بازیاب نسبت به گرم‌کن ناشی از این مطلب است که مقداری از جرم در هر سیکل در بازیاب محبوس می‌ماند و بازیاب مانند یک تله جرمی عمل می‌نماید. در شکل 10 نرخ انتقال حرارت گرم‌کن، بازیاب و خنک‌کن موتور استرلینگ در صدمین سیکل برنامه شبیه‌سازی شده نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل 10 نشان داده شده است نرخ انتقال حرارت در بازیاب چندین برابر نرخ انتقال حرارت در گرم‌کن و خنک‌کن است. تفاوت نرخ انتقال حرارت به گرم‌کن و از خنک‌کن پس از در نظر گرفتن نرخ اصطکاک نشان‌دهنده کار مفید توسط موتور می‌باشد. بیشینه نرخ انتقال حرارت بازیاب 74- کیلووات می‌باشد.



**Fig. 10** The heat transfer rate diagram of simulated results for heater, regenerator and cooler

شکل 10 نرخ انتقال حرارت گرم‌کن، بازیاب و خنک‌کن موتور استرلینگ



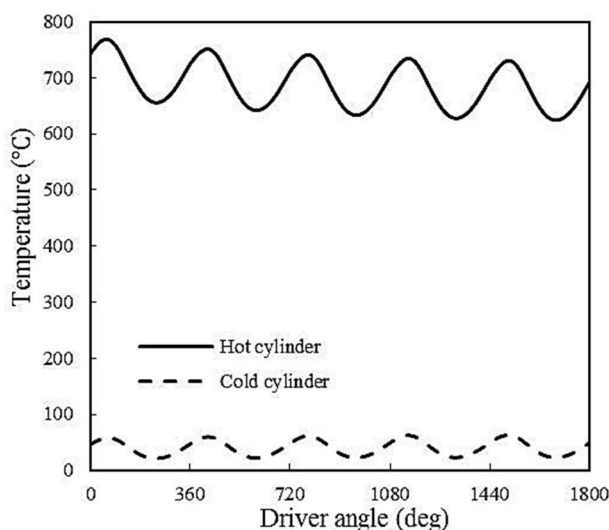
**Fig. 7** The Pressure-Volume diagram of simulated results for 660 and 710 °C

شکل 7 نمودار فشار- حجم سیکل شبیه‌سازی شده برای دماهای 660 و 710 درجه سانتی‌گراد

لذا دامنه نوسانات فشار در موتور استرلینگ مورد بررسی در حدود 20 بار است که مستلزم رعایت نمودن اصول طراحی برای مقاومت در برابر نیروهای نوسانی در موتور است.

در شکل 8 نحوه تغییرات دما داخل سیلندر گرم و سرد نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل 8 مشخص می‌شود بعد از 4 تا 5 سیکل شرایط دمایی نسبتاً پایدار می‌شود. بیشترین دمای داخل سیلندر گرم برای سیکل اول کاری موتور استرلینگ برابر 762 درجه سانتی‌گراد برای دمای متوسط 710 درجه سانتی‌گراد روی گرم‌کن می‌باشد. این افزایش دمای حدود 50 درجه سانتی‌گراد در سیکل اول ناشی از تراکم گاز داخل سیلندر در اولین سیکل می‌باشد که با گذشت زمان دمای بیشینه داخل سیلندر بدلیل انتقال گرما به خارج موتور توسط خنک‌کن کاهش نشان می‌دهد.

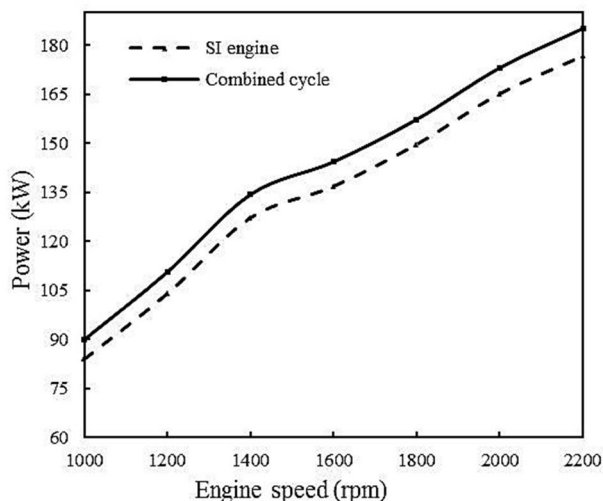
در شکل 9 نحوه تغییرات دبی جرمی در گرم‌کن، خنک‌کن و بازیاب موتور در دور کارکردی 1500 دور بر دقیقه نشان داده شده است. همان‌طور



**Fig. 8** The hot and cold cylinder temperature of simulated Stirling engine

شکل 8 نمودار نتایج شبیه‌سازی نحوه تغییرات دمای سیلندر گرم و سرد

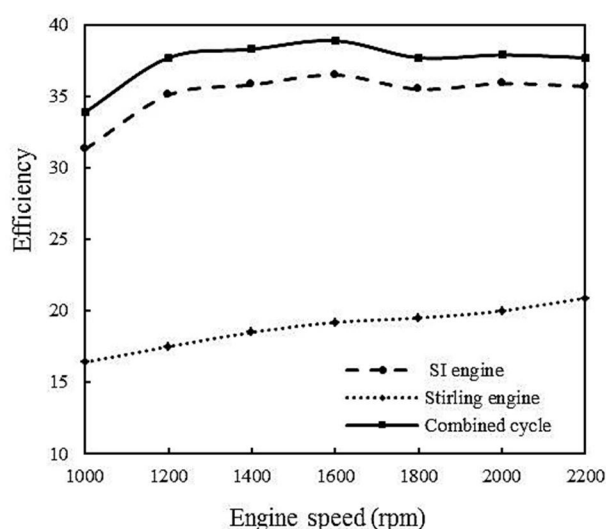




**Fig. 12** The M355G engine and combined engines generated power

شکل 12 نحوه تغییرات توان خروجی بر حسب دور موتور برای موتور ام 355 جی

دور بر دقیقه پیشنهاد شده است. در این ناحیه افزایش کار خروجی به علت افزایش دور موتور است ولی از سویی با افزایش دور میزان اصطکاک نیز زیاد می‌شود و از سویی زمان لازم برای تکمیل سیکل کاهش می‌یابد، لذا دور بهینه‌ای برای راندمان بیشینه پیشنهاد می‌شود. به همین علت سیکل ترکیبی نیز رفتاری مشابه نشان می‌دهد. بیشینه راندمان سیکل ترکیبی 38.9 درصد در سرعت 1600 دور بر دقیقه شده است. کمینه راندمان سیکل ترکیبی نیز 33.9 درصد در سرعت 1000 دور بر دقیقه رخ داده است. نحوه تغییرات توان خروجی بر حسب فشار کاری موتور استرلینگ در شکل 14 و نحوه تغییرات توان خروجی سیکل ترکیبی بر حسب دور موتور برای سیکل ترکیبی در 3 فشار کاری 50، 60 و 70 بار در شکل 15 نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در تمامی محدوده کاری موتور افزایش فشار باعث بهتر شدن وضعیت توان خروجی موتور استرلینگ و سیکل



**Fig. 13** The M355G engine, suggested Stirling engine and combined cycle thermal efficiency

شکل 13 نحوه تغییرات راندمان بر حسب دور موتور برای موتور ام 355 جی، موتور استرلینگ پیشنهادی و سیکل ترکیبی ناشی از بازیابی انرژی

#### 4- سیکل ترکیبی اتو- استرلینگ

برای بازیابی انرژی محصولات احتراق جریان یافته در مسیر آگروز، استفاده از سیکل استرلینگ به عنوان سیکل انتهایی سیکل ترکیبی پیشنهاد می‌گردد. در شکل 11 نمایی از سیکل ترکیبی اتو- استرلینگ جهت آنالیز توان و راندمان خروجی نشان داده شده است. راندمان سیکل اتو از رابطه (20) بدست می‌آید.

$$\eta_{Otto} = \frac{\dot{W}_{Otto}}{\dot{Q}_{in-Otto}} \quad (20)$$

در رابطه (20)  $\dot{Q}_{in-Otto}$  نشانگر کار خروجی از سیکل اتو و انرژی حرارتی آزاد شده از احتراق کامل سوخت برحسب ژول می‌باشند. راندمان سیکل استرلینگ از رابطه (21) محاسبه می‌شود.

$$\eta_{Stirling} = \frac{\dot{W}_{Stir}}{\dot{Q}_{in-Stir}} \quad (21)$$

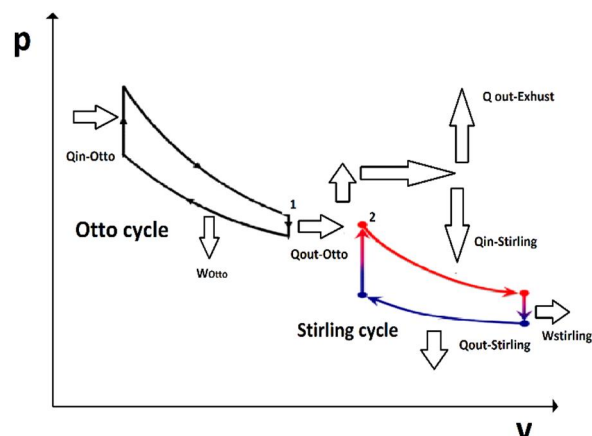
در رابطه (21)  $\dot{Q}_{in-Stir}$  و  $\dot{W}_{Stir}$  نماینده کار خروجی از سیکل استرلینگ و انرژی حرارتی ورودی به سیکل استرلینگ برحسب ژول می‌باشند. راندمان سیکل ترکیبی اتو- استرلینگ از رابطه (22) محاسبه می‌شود.

$$\eta_{Combined} = \frac{\dot{W}_{Otto} + \dot{W}_{Stir}}{\dot{Q}_{in-Otto}} \quad (22)$$

نحوه تغییرات توان خروجی بر حسب دور موتور برای موتور ام 355 جی و سیکل ترکیبی ناشی از بازیابی انرژی توسط سیکل ترکیبی در شکل 12 نشان داده شده است. توان خروجی از موتور احتراق داخلی مذکور در محدوده 84-176.7 کیلووات و توان سیکل ترکیبی در محدوده 90-185.1 کیلووات تغییر می‌کند. همان‌طور که از شکل 12 مشاهده می‌شود بیشترین درصد افزایش توان سیکل ترکیبی نسبت به موتور احتراق داخلی در حدود دور 1400 دور بر دقیقه پدید آمده است.

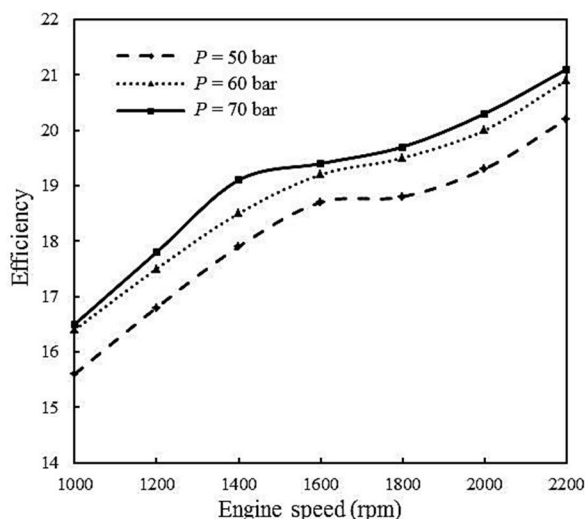
نحوه تغییرات راندمان خروجی بر حسب دور موتور برای موتور ام 355 جی، موتور استرلینگ پیشنهادی و سیکل ترکیبی ناشی از بازیابی انرژی توسط سیکل ترکیبی در شکل 13 نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل 13 مشاهده می‌شود با افزایش دور موتور راندمان موتور استرلینگ پیوسته افزایش می‌یابد.

علت این رفتار به خاطر افزایش دمای گازهای خروجی از آگروز با توجه به افزایش دور موتور می‌باشد. راندمان موتور ام 355 جی در حوالی دور 1600



**Fig. 11** The Pressure-volume diagram of the combined cycle

شکل 11 نمودار فشار-حجم سیکل ترکیبی اتو- استرلینگ

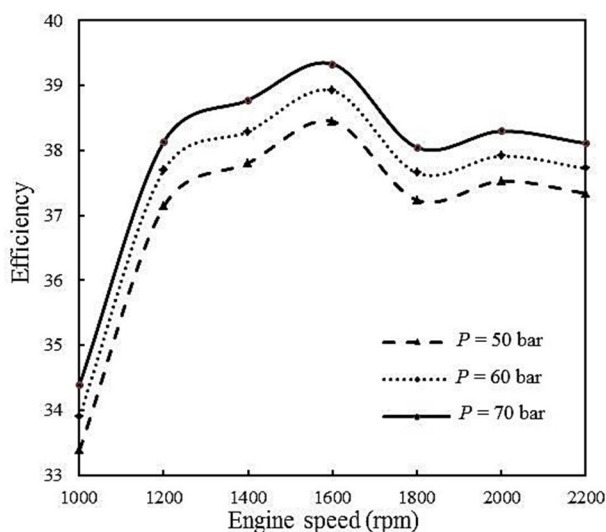


**Fig. 16** The Stirling engine thermal efficiency in various pressures working against engine speed

شکل 16 نحوه تغییرات راندمان ترمودینامیکی بر حسب فشار کاری موتور استرلینگ پیشنهادی

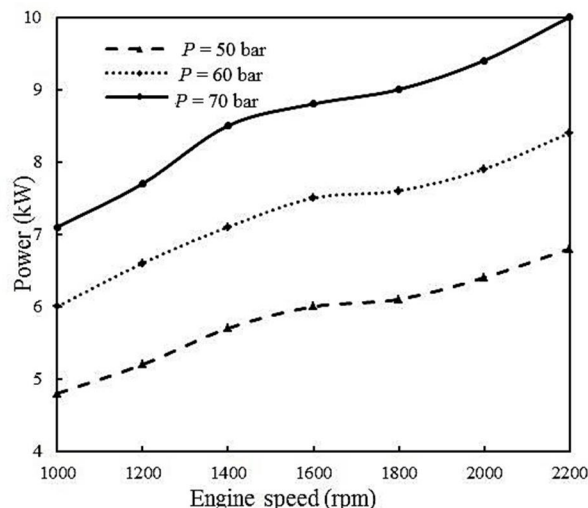
به سیکل و از آن کاهش می‌یابد و لذا این دو اثر یکدیگر را بی اثر نموده اند ولی با افزایش دور بیش از 1800 دور بر دقیقه مجدداً افزایش راندمان رخ داده است.

همان‌طور که از شکل 17 مشاهده می‌شود در هر 3 فشار کاری موتور استرلینگ راندمان سیکل ترکیبی در حدود سرعت 1600 دور بر دقیقه موتور بیشینه شده است. برای توجیه فیزیکی این رفتار به این نکته می‌بایستی توجه شود که با افزایش دور موتور احتراق داخلی هر چند دمای خروجی و به تبع راندمان سیکل استرلینگ بهتر شده است ولیکن اصطکاک نیز بیشتر شده و زمان تبادل حرارت کاهش می‌یابد و لذا وجود دور بهینه برای راندمان حرارتی سیکل ترکیبی مشاهده می‌شود. وجود نقطه کمینه نسبی در محدوده سرعت 1800 دور بر دقیقه ناشی از این مطلب است که از این دور



**Fig. 17** The combined engines thermal efficiency in 50,60 and 70 bar working pressure against engine speed

شکل 17 نحوه تغییرات راندمان حرارتی سیکل ترکیبی در 3 فشار کاری 50، 60 و 70 بار موتور استرلینگ

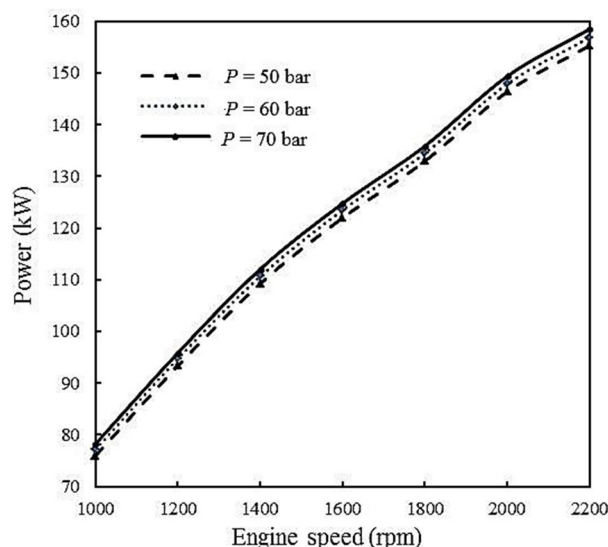


**Fig. 14** The Stirling engine generated power in various pressures working against engine speed

شکل 14 نحوه تغییرات توان خروجی بر حسب فشار کاری موتور استرلینگ

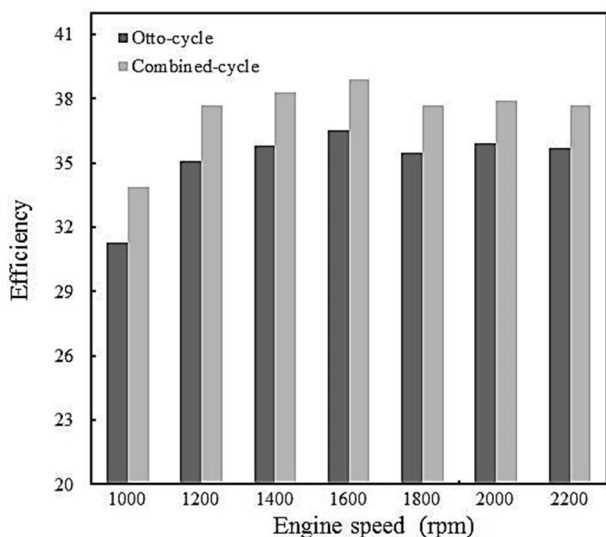
ترکیبی شده است. افزایش فشار کاری باعث می‌شود سیال عامل بیشتری در پروسه انتقال حرارت به گرم‌کن و خنک‌کن موتور استرلینگ شرکت داشته باشند. از سویی با افزایش فشار کاری اصطکاک ناشی از حرکت قطعات متحرک موتور افزایش می‌یابد. لذا در بررسی دقیق سیکل ترکیبی پیش‌بینی می‌شود فشار کاری بهینه‌ای وجود داشته باشد.

نحوه تغییرات راندمان خروجی موتور استرلینگ بر حسب فشار کاری در شکل 16 و نحوه تغییرات راندمان سیکل ترکیبی بر حسب دور موتور برای سیکل ترکیبی در 3 فشار کاری 50، 60 و 70 بار در شکل 17 نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل 16 مشاهده می‌شود در محدوده سرعت 1400-1800 دور بر دقیقه در فشار کاری 70 بار راندمان موتور استرلینگ تقریباً ثابت است. این پدیده بدین علت است که از سویی با افزایش دور موتور، دمای گازهای خروجی و به تبع دمای کاری موتور استرلینگ بالا می‌رود ولی از سوی دیگر اصطکاک موتور و مدت زمان لازم برای انتقال حرارت



**Fig. 15** The Combined engines generated power in various pressures working against engine speed

شکل 15 نحوه تغییرات توان خروجی بر حسب فشار کاری سیکل ترکیبی



**Fig. 19** The comparison between efficiency of SI engine and suggested combined cycle

شکل 19 مقایسه راندمان خروجی از موتور احتراق داخلی و راندمان قابل استحصال از سیکل ترکیبی

در انتها دور عملکردی بهینه برای بیشینه بودن راندمان سیکل ترکیبی 1600 دور بر دقیقه محاسبه گردید. راندمان سیکل ترکیبی بررسی شده به طور میانگین 2-3 درصد افزایش نسبت به سیکل اتو نشان می‌دهد.

#### 6- فهرست علائم

$a$	عدد ثابت
$c$	عدد ثابت
$C$	سرعت صوت ( $\text{ms}^{-1}$ )
$C_p$	ظرفیت گرمایی در حجم ثابت ( $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ )
$C_f$	ضریب اصطکاک
$D$	قطر (m)
$E$	انرژی (W)
$e$	انرژی داخلی ویژه ( $\text{J/Kg}$ )
$H$	آنالپی ( $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ )
$M$	عدد ثابت
$N$	دور موتور (rpm)
$P$	فشار ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ )
$Pr$	عدد پرانتل
$Q_h$	گرمای دفع شده (J)
$R$	ثابت عمومی گازها
$Re$	عدد رینولدز
$t$	زمان (s)
$T$	دما (K)
$u_j$	سرعت ( $\text{ms}^{-1}$ )
$U$	سرعت شعله ( $\text{ms}^{-1}$ )
$W$	کار (W)
$x$	فاصله مکانی (m)

به بعد اثر افزایش راندمان بر اثر افزایش دما بیشتر از کاهش زمان انتقال حرارت است.

برای مقایسه بهتر اثر افزایش توان و راندمان سیکل ترکیبی نسبت به سیکل موتور احتراق داخلی، نمودار میله‌ای نیز ارائه شده است. در شکل 18 میزان افزایش توان سیکل ترکیبی موتور احتراق داخلی با موتور استرلینگ نسبت به موتور احتراق داخلی نشان داده شده است. در شکل 19 مقایسه راندمان موتور احتراق داخلی و سیکل ترکیبی نشان داده شده است.

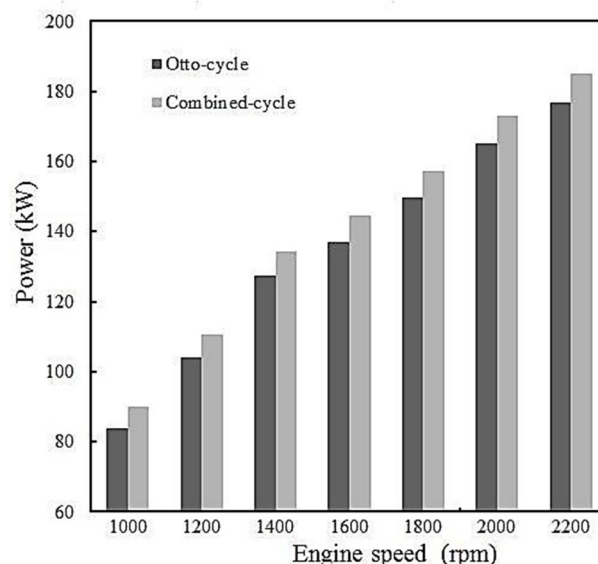
#### 5- جمع‌بندی

با توجه به حجم بالای خودوها در سطح دنیا و مساله آلودگی و مصرف سوخت ناشی از آن، هر اقدامی که باعث افزایش راندمان حرارتی موتور احتراق داخلی شود، کمک شایانی برای بهبود وضعیت بحرانی موجود می‌نماید. در این راستا پیشنهاد بازیابی انرژی حرارتی اتلافی از آگروز خودرو موتور احتراق داخلی توسط افزودن موتور استرلینگ در خروجی آگروز موتور در این تحقیق مطرح و بررسی شد.

کد تک بعدی مدل‌سازی احتراق تهیه و صحت‌گذاری توسط موتور ام 355 جی گازسوز انجام شد. برنامه تهیه شده دمای گازهای خروجی را با میانگین 3.8 درصد و توان تولیدی را با میانگین 5.9 درصد خطا پیش‌بینی نموده است. آنالیز حرارتی موتور برای تعیین درصد انرژی منتقل شده به سیستم خنک‌کاری، آگروز و محیط انجام شده است. شبیه‌سازی موتور استرلینگ نوع آلفا نیز توسط نرم‌افزار جی تی انجام شد.

در این راستا موتور سولو وی 161 برای صحت‌گذاری مدل مورد استفاده قرار گرفته است. بیشینه درصد خطای مدل برای پیش‌بینی توان خروجی 9.9 درصد نشان داده شد.

در ادامه آنالیز حرارتی سیکل ترکیبی پیشنهادی مطرح گردید و با توجه به نتایج شبیه‌سازی سیکل‌های اتو و استرلینگ مطرح شده اثر افزایش فشار سیکل کاری بر روی راندمان موتور استرلینگ و سیکل ترکیبی بررسی شد.



**Fig. 18** The comparison between power of SI engine and suggested combined cycle

شکل 18 مقایسه توان خروجی از موتور احتراق داخلی و توان قابل استحصال از سیکل ترکیبی پیشنهادی

## علائم یونانی

$\epsilon$	زبری
$\mu$	لزجت دینامیکی ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$ )
$\rho$	چگالی ( $\text{kgm}^{-3}$ )
$\phi$	نسبت اکی والانس

## زیرنویس‌ها

b	مرز
f	سیال
h	گرم‌کن
l	آرام
w	دیوار

## 7- مراجع

- [8] C. Sprouse, C. Depcik, Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery, *Applied thermal engineering*, Vol. 51, No. 1, pp. 711-722, 2013.
- [9] M. Hatami, D. Ganji, M. Gorji-Bandpy, A review of different heat exchangers designs for increasing the diesel exhaust waste heat recovery, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 37, No.1, pp. 168-181, 2014.
- [10] M. Hatami, D. Ganji, M. Gorji-Bandpy, Numerical study of finned type heat exchangers for ICEs exhaust waste heat recovery, *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 4, No.1, pp. 53-64, 2014.
- [11] D. Jung, S. Park, K. Min, Selection of appropriate working fluids for Rankine cycles used for recovery of heat from exhaust gases of ICE in heavy-duty series hybrid electric vehicles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 81, No. 1, pp. 338-345, 2015.
- [12] B. Cullen, *The combined Otto and Stirling cycle prime-mover-based power plant*, PhD Thesis, University of Dublin Institute of Technology, Dublin, 2011.
- [13] S. Prakash, A. Guruvayurappan, Using Stirling Engine to Increase the Efficiency of an IC Engine, in *The World Congress on Engineering 2011*, London, U.K., 2011.
- [14] A. Batooei, A. Mozafari, A. Hajilouy, Prediction of heat transfer to cooling system of converted engine from Diesel To CNG by simulation, in *The 6th International Conference on Internal combustion engine*, Tehran, Iran, 2009. (in Persian فارسی)
- [15] E. Rogdakis, G. Antonakos, I. Koronaki, Thermodynamic analysis and experimental investigation of a Solo V161 Stirling cogeneration unit, *Energy*, Vol. 45, No. 1, pp. 503-511, 2012.
- [16] A. Mozafari-Varnusfadrani, *Predictions and measurements of spark-ignition engine characteristics using ammonia and other fuels*, PhD Thesis, University of London, London, 1988.
- [17] R. S. Benson, N. D. Whitehouse, *Internal combustion engines: a detailed introduction to the thermodynamics of spark and compression ignition engines, their design and development*, First Edition, pp. 210-235, Oxford: Pergamon, 1979.
- [18] C.-H. Cheng, H.-S. Yang, L. Keong, Theoretical and experimental study of a 300-W beta-type Stirling engine, *Energy*, Vol. 59, No. 1, pp. 590-599, 2013.
- [19] D. Thombare, S. Verma, Technological development in the Stirling cycle engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 12, No. 1, pp. 1-38, 2008.
- [20] P. Puech, V. Tishkova, Thermodynamic analysis of a Stirling engine including regenerator dead volume, *Renewable Energy*, Vol. 36, No. 2, pp. 872-878, 2011.
- [1] *How many cars will be on the planet in the future*, Accessed 20 September 2014; <http://www.iea.org/aboutus/faqs/transport>.
- [2] H. Teng, G. Regner, C. Cowland, Waste heat recovery of heavy-duty diesel engines by organic Rankine cycle part I: hybrid energy system of diesel and Rankine engines, *SAE Technical Paper*, Vol. 1, No. 0537, pp. 1-13, 2007.
- [3] T. Wang, Y. Zhang, Z. Peng, G. Shu, A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, No. 6, pp. 2862-2871, 2011.
- [4] G. Shu, X. Li, H. Tian, X. Liang, H. Wei, X. Wang, Alkanes as working fluids for high-temperature exhaust heat recovery of diesel engine using organic Rankine cycle, *Applied Energy*, Vol. 1, No. 119, pp. 204-217, 2014.
- [5] Y.-Q. Zhang, Y.-T. Wu, G.-D. Xia, C.-F. Ma, W.-N. Ji, S.-W. Liu, K. Yang, F.-B. Yang, Development and experimental study on organic Rankine cycle system with single-screw expander for waste heat recovery from exhaust of diesel engine, *Energy*, Vol. 77, No. 1, pp. 499-508, 2014.
- [6] S. Song, H. Zhang, Z. Lou, F. Yang, K. Yang, H. Wang, C. Bei, Y. Chang, B. Yao, Performance analysis of exhaust waste heat recovery system for stationary CNG engine based on organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 76, No. 1, pp. 301-309, 2015.
- [7] A. Boretti, Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa organic Rankine cycles in a hybrid passenger car with a naturally aspirated gasoline engine, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 36, No. 1, pp. 73-77, 2012.