



شبیه سازی عددی و آنالیز افت‌های حرارتی و هیدرولیکی در موتور استرلینگ نوع بتا با بازیاب متحرک

مسعود ضیاءبشرحق^۱ و مصطفی محمودی^{۲*}

^۱ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی
^۲ استادیار، دانشگاه صنعتی مالک اشتر

چکیده

هدف از این تحقیق، توسعه یک مدل مناسب ترمودینامیکی برای موتور استرلینگ نوع بتا، با تغییر در شکل بازیاب حرارتی است. در موتور های استرلینگ متعارف مدل بتا، جابجا کننده و پیستون توان در یک سیلندر قرار دارند و سیال عامل بین محفظه های انبساط و تراکم، از مسیر کنارگذر سیلندر اصلی، عبور می کند. در تحقیق حاضر شکل جدیدی از بازیاب حرارتی برای موتور استرلینگ مدل بتا پیشنهاد شده است. در شکل جدید، لایه های همگن پی دی پی سیم های مربعی، فضای پیستون جابجا کننده را پر کرده است، بطوریکه پیستون جابجایی، نقش جابجاکننده و بازیاب حرارتی را همزمان بر عهده دارد. برای این منظور، مدلسازی با استفاده از نرم افزار MATLAB انجام شده و نتایج بدست آمده با مقادیر منتشر شده، مقایسه شده است. با توجه به نتایج بدست آمده در مقایسه با موتور های متعارف، موتور پیشنهادی، علاوه بر کاهش اندازه هندسی، ۶/۱٪ درصد راندمان بالاتری دارد و ۱۶٪ درصد توان بالاتری تولید می کند.

کلمات کلیدی: موتور استرلینگ؛ حل عددی؛ مدل آدیاباتیک؛ بازیاب متحرک.

Numerical simulation and losses analysis of beta type Stirling engine with moving regenerator

M. Ziabasharhagh¹ and M. Mahmoodi^{2,*}

¹ Assoc. Prof., Mech. Eng., K. N. Toosi Univ., Tehran, Iran

² Assis. Prof., Maleke Ashtar Univ., Tehran, Iran

Abstract

The purpose of this research was to develop a thermodynamic model for engine via changing the form of regenerator. In conventional beta-type Stirling, the working fluid passes between the compression and expansion space via the bypass of the main cylinder. In the present study, a new form of regenerator was proposed for the beta-type Stirling engine. In this new form, successive homogeneous layers of square wire meshes filled the space of displacer piston so that the displacer piston took the role of regenerator and displacer simultaneously. To this end, modeling was done using MATLAB software and the obtained results were compared with the published values. Considering the obtained results in comparison with the conventional engines, the proposed engine had decreased geometrical size in addition to 6.1% higher efficiency; also, it generated 16% higher power.

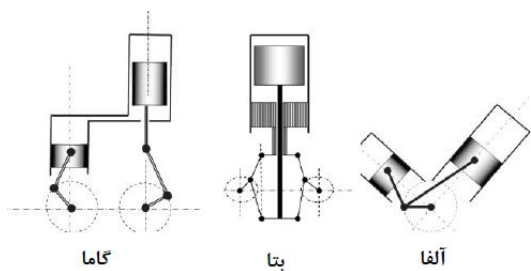
Keywords: Stirling engine; Numerical simulation; Adiabatic model; Moving regenerator.

۱- مقدمه

افزایش قیمت انرژی و آلودگی‌های محیطی و صوتی در جهان باعث شده است تا تحقیقات بر روی موتورهای جدید تولید توان، با جدیت بیشتری صورت گیرد. مصرف منابع انرژی‌های تجدید ناپذیر زمین شامل نفت، گاز و زغال سنگ علاوه بر از بین بردن ثروت‌های عمومی جوامع، باعث تولید سه چهارم از کل دی اکسید کربن موجود در جهان می‌شود. موتور استرلینگ از جمله ایده‌هایی است که در سال‌های اخیر علاقه‌مندان زیادی را به خود جلب کرده است. به لحاظ فیزیکی، موتور استرلینگ یک موتور احتراق خارجی است و می‌تواند از هر نوع منبع حرارتی خارجی (انرژی احتراقی، خورشیدی و پسماند حرارتی ماشین آلات صنعتی) برای تولید انرژی مکانیکی استفاده کند. از زمان اختراع موتور استرلینگ توسط رابرت استرلینگ تاکنون تحقیقات زیادی در مورد آن صورت گرفته است. نخستین تحلیل ریاضی قابل قبول، پنجاه سال پس از اختراع آن، توسط اشمیت ارائه شد [۱]. تحلیل اشمیت بر مبنای تئوری محفظه تراکم و محفظه انبساط ایزوترم ارائه شده است. با استفاده از فرض اشمیت، معادلات ترمودینامیکی خطی شده و محاسبات اولیه برای اندازه‌گیری توان و راندمان خروجی موتور، به راحتی صورت می‌گیرد. تحلیل اشمیت امروزه نیز بطور وسیعی در تحلیل‌های اولیه موتورهای استرلینگ بکار می‌رود. چرخه اشمیت، فرایندهای تراکم و انبساط را هم دما فرض می‌کند. در صورتی که در عمل برای موتورهایی با دور موتور ۱۰۰۰ rpm یا بیشتر، این فرض درست نیست زیرا همان گونه که رانکین ثابت کرده است، حرارت‌دهی و یا خنک‌کنندگی، دقیقاً در حجم ثابت یا دمای ثابت اتفاق نمی‌افتد و فرایندهای تراکم و انبساط در سیلندرهای موتور استرلینگ بیشتر به آدیباتیک نزدیک هستند. هر کوششی برای مدل‌سازی موتور استرلینگ از حل ایزوترم خارج شود، معادلات بصورت صریح در نمی‌آیند و با استفاده از روش‌های عددی قابل حل خواهند بود. در چرخه آدیباتیک راندمان حرارتی به یک تابع تبدیل خواهد شد که نه تنها به دما بستگی دارد بلکه علاوه بر آن به نسبت حجم جاروب شده، زاویه فاز و نسبت حجم مرده نیز بستگی خواهد داشت. البته توان خروجی، چه در چرخه ایزوترم و چه در چرخه آدیباتیک تابعی از همه پارامترهای ذکر شده خواهد بود.

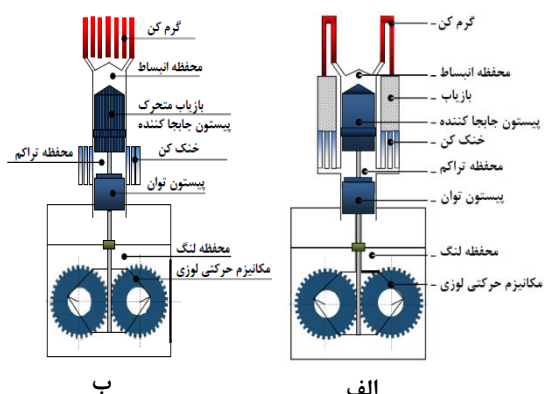
فینکل استین [۲] تحلیل ترمودینامیکی اشمیت را ارتقا داد و تحلیل‌های اولیه آدیباتیک را ارائه کرد. در حل معادلات بصورت آدیباتیک، محفظه تراکم و محفظه انبساط، آدیباتیک در نظر گرفته می‌شود. با در نظر گرفتن فرض آدیباتیک معادلات از حالت خطی خارج می‌شوند و برای حل آنها می‌بایست از روش‌های عددی استفاده شود. از زمان ارائه مدل فینکل استین تاکنون، تحلیل‌های انجام شده بر مبنای مدل‌های متفاوت ترمودینامیکی (ایزوترم و آدیباتیک)، استفاده از منابع حرارتی متنوع (احتراقی، خورشیدی و پسماند حرارتی) و شکلهای مختلف از موتور استرلینگ (موتور نوع آلفا، بتا و گاما) انجام شده است که از آنجمله می‌توان به تحقیقات انجام شده توسط یوریلی و برچوئیتس [۳] با استفاده از مدل ترمودینامیکی آدیباتیک، برای بدست آوردن توان و راندمان خروجی موتور استرلینگ، اشاره کرد. کونگترگول و وانگ وایز [۴] مدل‌سازی و بهینه‌سازی موتور استرلینگ را با استفاده از مدل ایزوترم انجام داده‌اند و یوسف تیمیومی و همکاران [۵-۸] با مدل‌سازی آدیباتیک موتور استرلینگ، افت‌ها و بازگشت ناپذیریها را در آن، بررسی کرد. در تحقیقات اخیر انجام شده توسط اسکندر تللی و همکاران [۹]، موتور استرلینگ با استفاده از انرژی خورشیدی بعنوان منبع حرارتی، مدل‌سازی شده است. در تحقیقات انجام شده توسط تومبارو و ورما [۱۰]، تکنولوژی‌های موجود و پیشرفت‌های حاصل شده در خصوص تحلیل موتورهای استرلینگ گردآوری شده و در نهایت درخصوص استفاده از آنها، پیشنهادهای ارائه شده است. توکلیپور و همکاران [۱۱] نیز با استفاده از تئوری اشمیت، حل معادلات بصورت ایزوترم و استفاده از صفحات تخت در جذب دمای خورشید بعنوان منبع دمایی گرم، آنالیز موتور استرلینگ نوع گاما را انجام داده است. گستانته و اینورنیزی [۱۲] پس از مدل‌سازی موتور استرلینگ، اثر استفاده از گازهای مختلف را بر روی راندمان و توان خروجی موتور بررسی کرده است. فرموسا و دسپسه [۱۳] مدل‌سازی را با استفاده از مدل ایزوترم برای بررسی اثرات حجم‌های مرده بر روی راندمان و توان خروجی موتور، انجام داده است. در تحقیقات انجام شده توسط لی^۱ و همکاران [۱۴] با استفاده از پسماند حرارتی، طراحی برای

^۱ Tie Li



شکل ۱- انواع مختلف موتور استرلینگ

مدلسازی ترمودینامیکی در تحلیل‌های انجام شده بر اساس حرکت سیال از مسیر کانال بازیاب ثابت، میان محفظه‌های انبساط و تراکم بوده است. در چیدمانی اجزاء موتورهای متعارف، بازیاب حرارتی در مسیر کنارگذر سیلندر اصلی قرار گرفته و مبدل‌های حرارتی خنک کن و گرم کن در طرفین بازیاب قرار می‌گیرند (شکل ۲- الف). با اعمال تغییر در شکل قرارگیری اجزاء موتور، تحلیل ترمودینامیکی بر مبنای مشخصات هندسی جدید صورت می‌گیرد. هدف از تحقیق حاضر شبیه‌سازی ترمودینامیکی موتور استرلینگ نوع بتا با تغییر در شکل قرارگیری بازیاب و استفاده از جابجا کننده، بعنوان بازیاب متحرک است. (شکل ۲- ب). قرارگیری بازیاب بر روی پیستون جابجایی، علاوه بر کوچک کردن اندازه موتور، باعث کاهش حجم مرده در موتور و حرکت سیال عامل از میان پیستون جابجا کننده می‌شود (شکل ۳).



شکل ۲- الف) موتور استرلینگ بتا با شکل متعارف (بازیاب ثابت) و ب) موتور استرلینگ بتا با شکل جدید پیشنهادی (بازیاب متحرک)

تولید همزمان برق و حرارت صورت گرفته است. در تحقیقات انجام شده توسط رکداکیس^۱ و همکاران [۱۵] تحقیقات با استفاده از یک موتور استرلینگ شرکت سولو جهت تولید همزمان برق و حرارت صورت گرفته است. بر اساس نتایج بدست آمده با استفاده از این موتور در تولید همزمان الکتریسیته و حرارت، ۳۶/۸ درصد جوی انرژی صورت می‌گیرد.

در تحقیق حاضر، توسعه یک مدل مناسب ترمودینامیکی برای موتور استرلینگ نوع بتا، با تغییر در شکل بازیاب حرارتی، برای بالابردن توان و راندمان موتور صورت گرفته است. مدلسازی عددی به روش ۵ حجمی با استفاده از مدل ترمودینامیکی آدیاباتیک انجام شده است. در پایان نتایج بدست آمده با نتایج ارائه شده برای موتور ساخته شده توسط شرکت جنرال موتورز که در آن از بازیاب حرارتی به شکل متعارف استفاده شده و مشخصات هندسی و عملکردی آن موجود است، مقایسه شده است. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد، تغییر شکل بازیاب حرارتی علاوه بر کوچک کردن اندازه موتور باعث بالارفتن راندمان به میزان ۱/۶٪ و توان به میزان ۱۶٪ می‌شود.

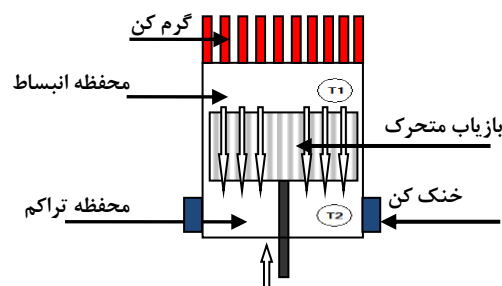
۲- مدلسازی ترمودینامیکی

انواع مختلف موتور استرلینگ با نامهای آلفا، بتا و گاما شناخته می‌شوند (شکل ۱). همه آنها به لحاظ سیکل ترمودینامیکی مشابه‌اند ولی تفاوت‌های اساسی در نوع مکانیزم‌های مکانیکی دارند. موتور استرلینگ مدل آلفا دو پیستون در دو سیلندر جداگانه دارد. گرم‌کن در یک سیلندر و خنک‌کن در سیلندر دیگر تعبیه شده است. گاز عامل حرکت رفت و برگشت خود را از گرم‌کن آغاز و بوسیله بازیاب وارد خنک‌کن می‌شود. در موتور استرلینگ نوع بتا دو عدد پیستون به نامهای پیستون جابجایی و پیستون توان در داخل یک سیلندر قرار گرفته‌اند. پیستون جابجایی سیال عامل را میان فضای گرم و فضای سرد از میان گرم‌کن، بازیاب و خنک‌کن جابجا می‌کند و باعث حرکت پیستون توان می‌شود. موتور استرلینگ نوع گاما ترکیبی از نوع آلفا و بتا است.

¹ Rogdakis

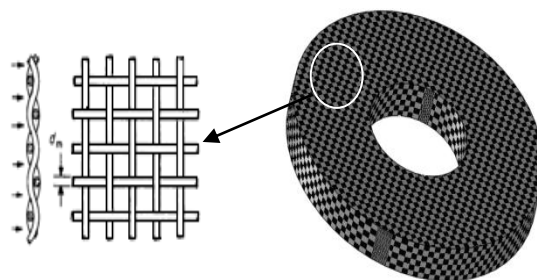
استخراج می‌شوند. سپس در محل برخورد واحدها با یکدیگر، شروط مرزی مناسب برای حرکت جریان سیال در داخل اجزا موتور، در نظر گرفته می‌شود. در نهایت معادلات بدست آمده برای موتور بتا با شکل جدید بازیاب حرارتی (شکل ۶) به روش عددی با استفاده از روشی که در ادامه شرح داده خواهد شد، حل می‌شوند. برای آزمایش توانایی مدل‌سازی انجام شده نیاز به مشخصات قابل اعتماد ورودی است. برای این منظور از مشخصات دقیق موتور ساخت شرکت جنرال موتورز (GPU-3) استفاده شده است که علاوه بر مشخصات دقیق هندسی و فیزیکی، مشخصات عملکردی آن موجود می‌باشد و توسط محققان زیادی برای اعتبار سنجی مدل‌سازی‌های انجام شده، استفاده شده است.

در جدول ۱ پارامترهای هندسی موتور شامل مشخصات دقیق ابعادی، حجم جاروب شده توسط پیستون توان و پیستون جابجایی، مقادیر لقی پیستون توان و پیستون جابجایی، مشخصات هندسی و تعداد لوله‌های بکار رفته در مبدل‌های حرارتی، آورده شده است.

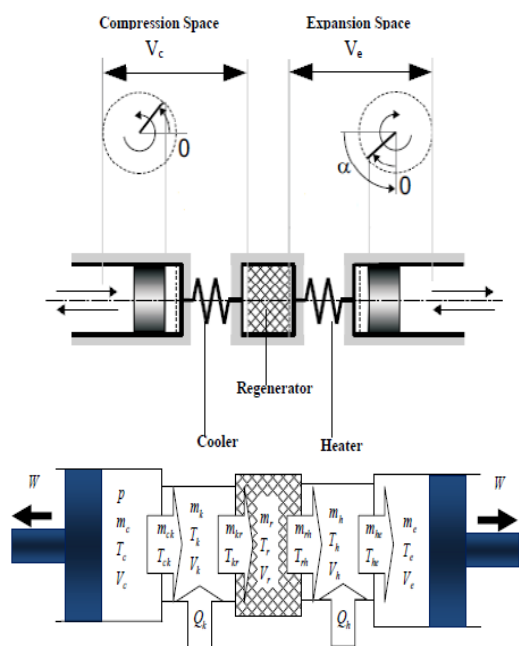


شکل ۳- حرکت سیال عامل از میان پیستون جابجاکننده (بازیاب متحرک)

شاید مهمترین قسمت موتور استرلینگ که نقش اساسی در افزایش راندمان آن دارد، بازیاب حرارتی است. به لحاظ ساختار فیزیکی، بازیاب حرارتی از لایه‌های همگن پی‌پی سیم‌های مربعی از جنس فولاد ضد زنگ ساخته شده است که بر اساس تعداد مورد نیاز برای عملکرد مطلوب موتور، در حجم طراحی شده برای آن، بر روی هم قرار داده می‌شود (شکل ۴).



شکل ۴- بازیاب حرارتی به شکل حلقوی با شبکه سیمهای بافته شده



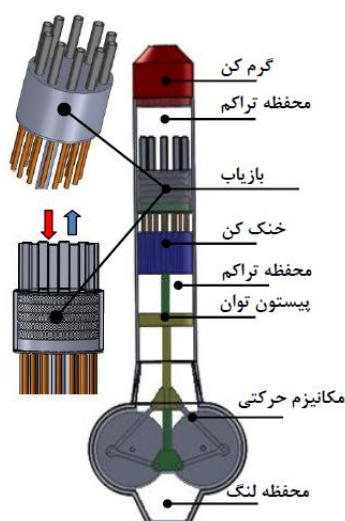
شکل ۵- حرکت سیال عامل از میان پیستون جابجا کننده (بازیاب متحرک)

در طی نیمی از سیکل کاری موتور، بازیاب مانند اسفنج حرارتی، باعث جذب گرما از گاز عامل، در هنگام حرکت به سمت قسمت سرد موتور می‌شود و در نیمه دیگر سیکل، بازیاب، حرارت را به گاز عامل در هنگام حرکت به سمت قسمت گرم موتور، پس می‌دهد. با ذخیره سازی حرارت در بازیاب و کم شدن اتلاف حرارتی، راندمان موتور افزایش می‌یابد. مدل‌سازی انجام شده در این تحقیق برای موتور نوع بتا به روش ۵ حجمی صورت گرفته است (شکل ۵).

در این روش، اجزا موتور استرلینگ به پنج واحد جداگانه تقسیم شده و برای هر واحد معادلات ترمودینامیکی،

جدول ۳- سلول بازیاب با تخلخل و قطر متفاوت سیم

ضریب تخلخل بازیاب	قطر سیم بازیاب (mm)	
۰/۹۱۲۲	۰/۰۳۵	M1
۰/۸۳۵۹	۰/۰۰۶۵	M2
۰/۷۵۰۸	۰/۰۰۷	M3
۰/۷۲۲۱	۰/۰۰۷	M4
۰/۶۶۵۵	۰/۰۰۸	M5
۰/۶۱۱۲	۰/۰۰۸	M6



شکل ۶- طرح موتور استرلینگ تغییر یافته با بازیاب متحرک

۳- معادلات

مدل سازی ترمودینامیکی موتور در دو بخش انجام می پذیرد. در بخش اول مدل سازی به روش ایزوترم با استفاده از مدل اشمیت صورت می گیرد. مقادیر بدست آمده در این بخش بعنوان مقادیر اولیه در بخش دوم، یعنی مدل آدیاباتیک، مورد استفاده قرار می گیرد.

۳-۱- آنالیز موتور استرلینگ در حالت ایزوترم

هدف از آنالیز ایزوترم، بدست آوردن کار انجام شده در اثر تغییرات فشار و دمای گاز عامل با استفاده از انتقال حرارت به داخل موتور است. جاذبه اصلی آنالیز ایزوترم، روش حل بسته‌ای است که در معادلات آن ظاهر می شود. فرض اساسی در این آنالیز این است که گاز در محفظه انبساط و گرم کن، در درجه حرارت گرم کن، و در محفظه تراکم و خنک کن، در درجه حرارت خنک کن نگه داشته می شود. چرخه

جدول ۱- پارامترهای هندسی موتور GPU-3

۲۸/۶۸ cm ³	فضای خالی (حجم مرده) محفظه تراکم
۳۰/۵۲ cm ³	فضای خالی (حجم مرده) محفظه انبساط
۱۱۳/۱۴ cm ³	حجم جاروب شده محفظه تراکم
۱۲۰/۸۲ cm ³	حجم جاروب شده محفظه انبساط
۴۶ mm	طول میله اتصال دهنده (L)
۲۰/۸ mm	خروج از مرکز (e)
۶۹/۹ mm	قطر پیستون توان (d _p)
۶۹ mm	قطر پیستون جابجایی (d _g)
۳۷۰ cm	طول پیستون جابجایی (L _g)
۳/۱۲ cm	کورس پیستون جابجایی (Z)
۱۵ W/(m.K)	هدایت حرارتی پیستون
۴۶ mm	کورس حرکتی پیستون
	گرم کن
۴۰ عدد	تعداد لوله ها
۳/۰۲ mm	قطر داخلی لوله
۲۴۵/۳ mm	طول لوله
۷۰/۸۸ cm ³	حجم مرده
	خنک کن
	مجموعه ای از لوله های همگن و صاف
۳۱۲	تعداد لوله ها برای هر سیلندر
۴۶/۱ mm	قطر لوله ها
۴۶/۱ mm	طول لوله
۱۳/۸ cm ³	حجم مرده
	بازیاب
	بدنه بازیاب لوله ای شکل است که در آن سیمهای فلزی بر روی هم انباشته شده است (شکل ۴)
۲۲/۶ mm	قطر
۲۲/۶ mm	طول
۴۰ μm	قطر سیم
۰/۶۹۷	تخلخل
۸	تعداد در هر سیلندر
۱۵ W/(m.K)	هدایت حرارتی بازیاب
۵۰/۵۵ cm ³	حجم مرده

جدول ۲- پارامترهای عملکردی موتور GPU-3

گاز عامل	هلیوم
دمای منبع گرم (گرم کن) Th	۹۷۷ K
دمای منبع سرد (سرد کن) Tk	۲۸۸ K
فشار متوسط گاز عامل	۴۱۳۰ kpa
جرم گاز عامل	۱/۱۳۵ g
فرکانس عملکردی موتور	۴۱/۷ Hz

با قرار دادن معادلات (۵-۸) در معادله (۴) معادله زیر حاصل می‌شود

$$P = MR \left[s + \left(\frac{V_{swe} \cos \alpha}{2T_h} + \frac{V_{swc}}{2T_h} \right) \cos \theta \right]^{-1} \quad (9)$$

$$- MR \left[\left(\frac{V_{swe}}{2T_h} \sin \alpha \right) \sin \theta \right]^{-1}$$

$$s = \left[\frac{V_{swc}}{2T_k} + \frac{V_{clc}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(T_h/T_k)}{(T_h - T_k)} \right]$$

$$+ \left[\frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{swe}}{2T_h} + \frac{V_{cle}}{T_h} \right] \quad (10)$$

۳-۲- آنالیز موتور استرلینگ در حالت آدیاباتیک

مدل آدیاباتیک بر این فرضیات استوار است که گرم‌کن و خنک‌کن دارای انتقال حرارت نامحدود هستند و شرایط هم‌دمای آنها برقرار می‌باشد. بنابراین سیال در مبدل‌های حرارتی همیشه در دمای حداکثر یعنی T_{max} و یا در دمای حداقل یعنی T_{min} می‌باشد. دمای سیال عامل در سیلندرها در طی چرخه می‌تواند کمتر یا بیشتر از T_{max} در فضای انبساط یا T_{min} در فضای تراکم باشد.

برای حل در حالت آدیاباتیک، ابتدا جرم در کل سیستم ثابت در نظر گرفته شده و سپس با استفاده از معادلات انرژی و معادله حالت گاز کامل، معادلات مورد نیاز برای اندازه‌گیری میزان انتقال حرارت به موتور و کار انجام شده و در نهایت راندمان موتور بدست می‌آید.

بر اساس قرارداد، پسوندهای منفرد در شکل (۵)، نشان دهنده ۵ سلول موتور و پسوندهای دوگانه نشان دهنده محل تقاطع سلولها با یکدیگر است. با در نظر گرفتن دستگاه معادلات تعریف شده برای مدل، مشخص می‌شود که تعداد ۲۲ متغیر و ۱۶ عدد معادله دیفرانسیل برای حل سیکل موتور وجود دارد. معادلات مستخرج شده به شرح ذیل است:

$$dp = \frac{-\gamma p (dV_c/T_{ck} + dV_e/T_{he})}{[V_e/T_{ck} + \gamma(V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h) + V_e/T_{he}]} \quad (11)$$

$$dm_c = (pdV_c + V_c dp / \gamma) / (RT_{ck}) \quad (12)$$

$$m_k = pV_k / (RT_k)$$

$$m_r = pV_r / (RT_r)$$

$$m_h = pV_h / (RT_h)$$

$$m_e = M - (m_c + m_k + m_h + m_r) \quad (13)$$

ترمودینامیکی ایزوترم از دو فرآیند هم‌دمای و دو فرآیند حجم ثابت تشکیل شده است. همچنین فرآیندهای انبساط و تراکم درون موتور، هم‌دمای در نظر گرفته می‌شود و تأثیرات ایده‌آل نبودن بازیاب و افت فشار نیز در نظر گرفته نمی‌شود. نقطه شروع آنالیز، ثابت گرفتن جرم کل در تمام حجم‌های اشغال شده توسط گاز است [۳]. ابتدا جرم در کل سیستم ثابت در نظر گرفته شده و سپس با استفاده از معادلات انرژی و معادله حالت گاز کامل، معادلات مورد نیاز برای اندازه‌گیری میزان انتقال حرارت به موتور و کار انجام شده و در نهایت راندمان موتور بدست می‌آید [۸].

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (1)$$

$$M = p(V_c/T_k + V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h + V_e/T_h) / R \quad (2)$$

$$T_r = (T_h - T_k) / \ln(T_h/T_k) \quad (3)$$

$$p = MR \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(T_h/T_k)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)^{-1} \quad (4)$$

که M جرم کل گاز عامل در موتور بر حسب کیلوگرم (Kg)، m جرم گاز عامل در قسمت‌های مختلف موتور بر حسب کیلوگرم (Kg) و c, h, e, k, r نمایش دهنده محفظه تراکم، خنک‌کن، بازیاب، گرم‌کن و محفظه انبساط موتور است. P فشار گاز عامل بر حسب پاسکال (Pa)، T دمای گاز بر حسب کلون (K)، V حجم در قسمت‌های مختلف موتور بر حسب مترمکعب (m^3) و R ثابت عمومی گاز بر حسب $J / (kg \cdot K)$ می‌باشد.

بر اساس فرض اشمیت، تغییرات حجم در داخل محفظه‌های تراکم و انبساط بصورت سینوسی در نظر گرفته می‌شود [۱۰]:

$$V_c = V_{clc} + V_{swc} (1 + \cos \theta) / 2 \quad (5)$$

$$V_e = V_{cle} + V_{swe} [1 + \cos(\theta + \alpha)] / 2 \quad (6)$$

$$\frac{dV_c}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swc} \sin \theta \quad (7)$$

$$\frac{dV_e}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swe} \sin(\theta + \alpha) \quad (8)$$

که نشان clc نشان دهنده فضای خالی تراکم، cle نشان دهنده فضای خالی انبساط، swc نشان دهنده حجم جاروب شده فضای تراکم، swe نشان دهنده حجم جاروب شده فضای انبساط، θ نشان دهنده زاویه لنگ بر حسب درجه و α نشان دهنده زاویه فاز بر حسب درجه است.

حرارتی، کاهش توان خروجی موتور است. بعلاوه، حرکت سیال از میان بازیاب باعث تولید گرما می شود که در نهایت باعث کاهش گرمای مورد نیاز موتور می شود. تغییرات فشار در بازیاب از رابطه زیر محاسبه می شود [۱۶].

$$dp = \frac{2 \times f_r \times \mu \times V_r \times G \times l_r}{m_r d_r^2} \quad (18)$$

که μ ویسکوزیته دینامیکی برحسب kg/m.s ، G جریان جرم گاز عامل برحسب $(\text{kg/m}^2.\text{s})$ ، l طول بازیاب بر حسب متر (m) و d قطر هیدرولیکی بازیاب بر حسب متر (m) است.

در شرایطی که f_r مطابق با نتایج کیز و لندن بصورت زیر در نظر گرفته می شود [۱۵].

$$f_r = 54 + 1.43 \times Re^{0.78} \quad (19)$$

Re نشان دهنده عدد رینولدز است. با قراردادن افت فشار در رابطه زیر مقدار گرمای تولید شده و کار تلف شده در بازیاب حرارتی بدست می آید:

$$Q_{rdiss} = \frac{dp \times m_r}{\rho} \quad (20)$$

$$dW_{work} = dp \times dV \quad (21)$$

۳-۳-۲- اتلاف حرارتی ناشی از هدایت داخلی بین قسمتهای گرم و سرد موتور از میان بازیاب حرارتی

به لحاظ فیزیکی بازیاب حرارتی در میان گرم کن و خنک کن قرار دارد. اختلاف دمایی این دو مبدل حرارتی باعث می شود که مقدار حرارت قابل توجهی بصورت ناخواسته هدر رود که مقدار آن به ضریب هدایت حرارتی بازیاب، سطح موثر برای هدایت حرارتی و طول بازیاب بستگی دارد. میزان هدررفت حرارتی، ناشی از هدایت حرارتی با استفاده از رابطه زیر بدست می آید [۷]

$$Q_{wrtloss} = k \times \frac{A}{l_r} (T_{wh} - T_{wk}) \quad (22)$$

که A نشان دهنده سطح موثر انتقال حرارت بر حسب (m^2) و k ضریب هدایت حرارتی بر حسب (W/m.K) .

۳-۳-۳- اتلاف حرارتی ناشی از هدایت خارجی

اتلاف حرارتی ناشی از هدایت خارجی بر اثر بازیابی حرارتی غیر ایده آل گاز عامل در هنگام عبور از بازیاب موتور بوجود می آید. ε بعنوان ضریب بازیاب حرارتی، نرخ میان حرارت مبادله شده در بازیاب توسط گاز عامل در طی انتقال به طرف

$$m_{ck} = -dm_c$$

$$m_{kr} = m_{ck} - dm_k \quad (14)$$

$$m_{rh} = m_{kr} - dm_r$$

$$m_{he} = m_{rh} - dm_h$$

$$T_c = pV_c / (Rm_c) \quad (15)$$

$$T_e = pV_e / (Rm_e)$$

که γ نشان دهنده گرمای ویژه نسبی و ck ، kr ، rh و he نشان دهنده محل تداخل ۵ محفظه جداشده موتور است.

شرایط مرزی در محل تقاطع سلولها:

$$\text{if } m_{kc} > 0 \quad \text{Then } T_{kc} \leftarrow T_k \quad (16)$$

$$\text{Otherwise } T_{kc} \leftarrow T_c$$

$$\text{if } m_{eh} > 0 \quad \text{Then } T_{he} \leftarrow T_e$$

$$\text{Otherwise } T_{he} \leftarrow T_h$$

در نهایت معادلات حاصل شده برای مقادیر کار و گرمای داده شده در گرم کن و گرمای گرفته شده در خنک کن و در نهایت گرمای مبادله شده در بازیاب حرارتی با استفاده از روابط زیر بدست می آید.

معادلات انرژی:

$$dW = p(dV_e + dV_c)$$

$$dQ_k = V_k dp c_V / R - c_p (T_{ck} m_{ck} - T_{kr} m_{kr}) \quad (17)$$

$$dQ_r = V_r dp c_V / R - c_p (T_{kr} m_{kr} - T_{rh} m_{rh})$$

$$dQ_h = V_h dp c_V / R - c_p (T_{rh} m_{rh} - T_{he} m_{he})$$

که C_p گرمای ویژه گاز در فشار ثابت (J/kg.K) ، C_v گرمای ویژه گاز در حجم ثابت، Q ، (J/kg.K) ، حرارت انتقال یافته به سیال عامل بر حسب ژول (J) و W کار انجام شده توسط موتور استرلینگ بر حسب ژول (J) است.

۳-۳-۳- مدل سازی افتهای حرارتی و هیدرولیکی

در این بخش بازیاب حرارتی، غیر ایده آل در نظر گرفته شده و بنابراین معادلات مربوط به افتهای حرارتی و هیدرولیکی وارد کد عددی می شوند. این افت ها شامل اتلاف انرژی ناشی از افت فشار، اتلاف حرارتی ناشی از هدایت داخلی و اتلاف حرارتی ناشی از هدایت خارجی بازیاب است.

۳-۳-۱- اتلاف انرژی ناشی از افت فشار در بازیاب حرارتی

در موتور استرلینگ، اصطکاک سیال با حرکت جریان گاز از میان بازیاب حرارتی، ارتباط دارد. تخلخل بازیاب باعث افت فشار سیال عامل می شود. نتیجه افت فشار از میان بازیاب

$$actW_{power} = W_{power} - dW_{work} \quad (28)$$

برای بدست آوردن مقدار حرارت مورد نیاز موتور با بدست آوردن مقادیر افت حرارتی در بازیاب و حرارت ایجاد شده در آن ناشی از افت فشار، می‌توان مقدار حرارت واقعی مورد نیاز موتور و در نهایت راندمان حرارتی موتور استرلینگ را با استفاده از روابط ۲۹ و ۳۰ محاسبه کرد:

$$actQ_{h\ power} = Q_{h\ power} + Q_{r\ loss} + Q_{wr\ loss} + Q_{shutt} - Q_{diss} \quad (29)$$

$$\eta = \frac{actW_{power}}{actQ_{h\ power}} \quad (30)$$

۴- روش حل

بهترین روش برای حل عددی معادلات دیفرانسیلی بدست آمده، استفاده از روش مقادیر اولیه است. در این روش، مقادیر اولیه تمام متغیرها در نقطه صفر شروع، مشخص است و برای بدست آوردن مقادیر نهایی، حل معادلات با استفاده از این مقادیر اولیه انجام می‌شود. بصورتیکه توابع بدست آمده شامل تمام متغیرهای موجود به همراه توابع مربوط به تغییرات حجم موتور در زوایای مختلف لنگ می‌باشد.

چنانچه مقادیر اولیه متغیرها موجود باشد بردار y بصورت $y(t_0) = y_0$ تعریف می‌شود. بر اساس آن از دستگاه معادلات دیفرانسیل $Dy = F(t, y)$ مقدار $y(t)$ مشخص می‌شود که مقادیر مشخص شده، همزمان معادلات دیفرانسیل و مقادیر اولیه را ارضا می‌کند. در واقع در این روش عددی، ابتدا مقادیر اولیه در زمان t_0 محاسبه شده، سپس از آن با یک نمو کوچک زمانی، مقادیر جدید در زمان $t_1 = t_0 + \Delta t$ محاسبه می‌شود.

بنابراین مجموعه گسترده‌ای از حلقه‌های مستقیم در زمان‌های مختلف وجود دارد که مقادیر صحیح $y(t)$ را بدست می‌آورد. در حل آدیاباتیک، مقادیر اولیه فشار و تغییرات جرم در محفظه تراکم به همراه سایر معلومات مسئله، منجمله، تغییرات حجم، وارد معادلات می‌شوند. با قرار دادن مشخصات هندسی و عملکردی موتور 3-GPU و مقادیر اولیه، مقادیر حرارت مورد نیاز گرم‌کن، خنک‌کن و مقادیر کار انجام شده و راندمان موتور بدست می‌آیند. با توجه به مدل سازی تمام قسمتهای تشکیل دهنده موتور، کد عددی قادر است تا

محفظه تراکم و گرمای دریافت شده در بازیاب توسط گاز عامل در طی انتقال به محفظه انبساط را شرح می‌دهد [۳]. بنابراین انرژی ذخیره شده توسط بازیاب در زمان انتقال گاز از محفظه انبساط به محفظه تراکم، به گاز عامل در زمان برگشت، بطور کامل پس داده نمی‌شود.

در موارد ایده آل، ضریب بازیابی حرارتی برابر یک است ($\varepsilon = 1$) است. اتلاف انرژی توسط هدایت بیرونی برابر است با [۳]:

$$Q_{r\ loss} = (1 - \varepsilon) \times (Q_{r\ max} - Q_{r\ min}) \quad (23)$$

ضریب بازیاب ایده آل از معادله زیر بدست می‌آید

$$\varepsilon = \frac{NTU}{(NTU + 1)} \quad (24)$$

$$NTU = \frac{St \times A_{wg}}{2A} \quad (25)$$

A_{wg} مقدار سطح تر شده شبکه فلزی بازیاب در برخورد با گاز عامل است که بخش فلزی بازیاب را به بخش سیال آن پیوند میدهد [۳]. در شرایطی که عدد استانتون و پراتل مطابق با نتایج کیز و لندن [۱۷]، بصورت زیر در نظر گرفته می‌شود.

$$St = \frac{0.46 \times Re^{-0.4}}{Pr} \quad Pr = 0.7 \quad (26)$$

۳-۳-۴- اتلاف حرارتی ناشی رفت و برگشت پیستون جابجایی بین قسمتهای گرم و سرد موتور

رفت و برگشت پیستون جابجایی بین منطقه گرم و سرد موتور و لقی موجود میان آن و دیواره سیلندر، باعث نفوذ گرما از منطقه گرم موتور به منطقه سرد و در نتیجه آن اتلاف حرارتی می‌گردد. مارتینی [۱۸] با انجام آزمایشات فراوان برای این پدیده رابطه زیر را استخراج کرده است.

$$Q_{shuttle} = \frac{0.4Z^2 \times K_g \times D_d}{J \times L_d} (T_e - T_c) \quad (27)$$

که J فاصله حلقوی میان پیستون جابجایی و سیلندر، K_g ضریب هدایت حرارتی گاز، D_d قطر پیستون جابجایی، L_d طول پیستون جابجایی، Z کورس پیستون جابجایی و T_e و T_c به ترتیب دما در محفظه تراکم و انبساط است. در نهایت با بدست آوردن مقدار کار تلف شده ناشی از افت فشار گاز عامل در بازیاب، مقدار کار واقعی موتور استرلینگ بدست می‌آید:

در جدول ۴، توان و راندمان محاسبه شده برای موتور استرلینگ نوع بتا با شکل بازیاب متعارف (بازیاب ثابت) در حالت ایده آل با نتایج یوریلی [۳] و تیمیومی [۸] مقایسه شده است. مقایسه نتایج نشان می‌دهد، توان و راندمان محاسبه شده به نتایج منتشر شده بسیار نزدیک است. مقدار کمی اختلاف وجود دارد که می‌تواند ناشی از شرایط عملکردی متفاوت، مدل سازی متفاوت تغییرات حجم و دستگاه معادلات باشد.

نتایج حاصل از شبیه سازی عددی موتور استرلینگ با بازیاب ثابت در حالت غیر ایده آل (در نظر گرفتن افت های حرارتی و هیدرولیکی) در جدول ۵ آورده شده است. با توجه به نتایج بدست آمده، غیرایده آل بودن بازیاب حرارتی، باعث کاهش قابل توجه راندمان و توان خروجی موتور می‌شود.

حال با توجه به نتایج بدست آمده از بخش اول، و با اعمال شکل جدید بازیاب حرارتی و در نظر گرفتن افت های حرارتی و هیدرولیکی، مقادیر عملکردی موتور با بازیاب متحرک، بدست می‌آید. نتایج حاصل از شبیه سازی عددی موتور استرلینگ با بازیاب متحرک و اعمال افت های حرارتی و هیدرولیکی در جدول ۶ آورده شده است. با توجه به نتایج بدست آمده، تغییر شکل بازیاب حرارتی، باعث افزایش قابل توجه راندمان و توان خروجی موتور شده است.

جدول ۵- نتایج بدست آمده از مدل سازی بازیاب ثابت با

اعمال افت های حرارتی و هیدرولیکی

۶۹۹/۷ [W]	Q_{rloss}	اتلاف حرارتی ناشی از هدایت خارجی
۴۴/۱ [W]	$Q_{wrlloss}$	اتلاف حرارتی ناشی از هدایت داخلی
۱۱۴/۷ [W]	Q_{rdiss}	اتلاف انرژی ناشی از افت فشار بازیاب
۱۷/۳ [W]	Q_{hdiss}	اتلاف انرژی ناشی از افت فشار گرم کن
۲/۹ [W]	Q_{kdiss}	اتلاف انرژی ناشی از افت فشار خنک کن
۳۱۹/۸ [W]	$Q_{shuttle}$	اتلاف حرارتی ناشی حرکت پیستون
۷۷۰/۴ [W]	dW_{work}	افت توان ناشی از افت فشار بازیاب
۶۳۵۱/۶ [W]	$actW_{power}$	توان واقعی
۱۳۸۱۰ [W]	$actQ_h$	توان حرارتی واقعی
۴۶ [%]	η	راندمان نهایی

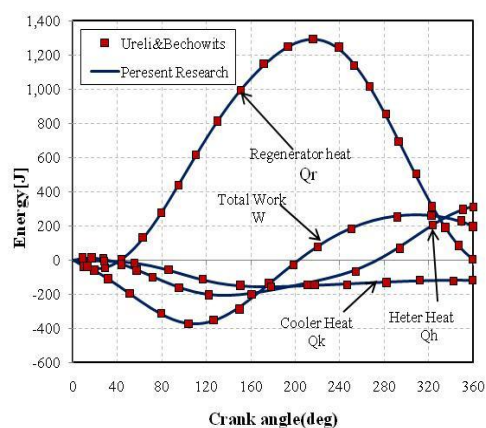
مقادیر توان و راندمان خروجی را برای تغییرات هندسی و فیزیکی گوناگون، محاسبه کند.

۵- بحث پیرامون نتایج

برای اعتبارسنجی نتایج بدست آمده، از پارامترهای طراحی و عملکردی موتور ساخته شده شرکت جنرال موتورز به نام GPU-3 استفاده شده است (جدول ۱ و ۲). مقایسه نتایج بدست آمده با نتایج منتشر شده از یوریلی و برچویتس [۳] در حالت آدیاباتیکی ایده آل، نشان دهنده صحت مدل سازی صورت گرفته است (شکل ۷). با حل معادلات ۱ تا ۱۶ و با تغییرات 360° درجه ای زاویه لنگ موتور مطابق شکل ۵، مقادیر Q_k ، Q_h ، Q_r و W بر اساس معادله ۱۶، در هر زاویه لنگ (۰ تا 360° درجه) بدست می‌آیند. Q_h مقدار حرارت انتقال داده شده به گرم کن، Q_k مقدار حرارت دفع شده توسط سردکن، Q_r مقدار حرارت بازیابی شده توسط بازیاب حرارتی و W توان بدست آمده از موتور در طی سیکل است.

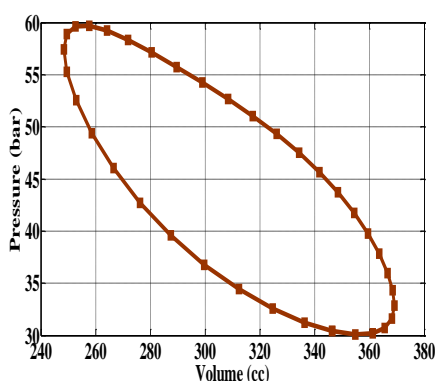
جدول ۴- مقایسه نتایج بدست آمده با بازیاب ثابت در حالت ایده آل

Q_k [W]	Q_h [W]	P [W]	η [%]	
۴۹۸۱	۱۳۲۸۱	۸۳۰۰	۶۲/۵	یورلی [۳]
۵۱۷۳	۱۳۶۳۵	۸۴۶۲	۶۲/۰۶	تیمیومی [۸]
۴۹۴۴	۱۳۲۲۳	۸۲۷۹	۶۲/۶	تحقیق حاضر

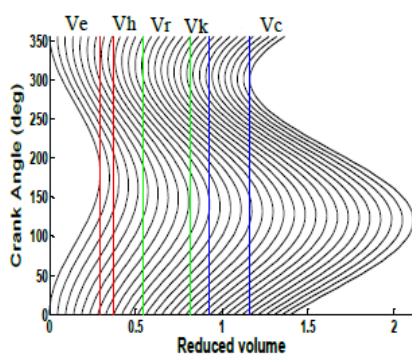


شکل ۷- اعتبار سنجی نتایج بدست آمده از حل عددی در حالت ایده آل

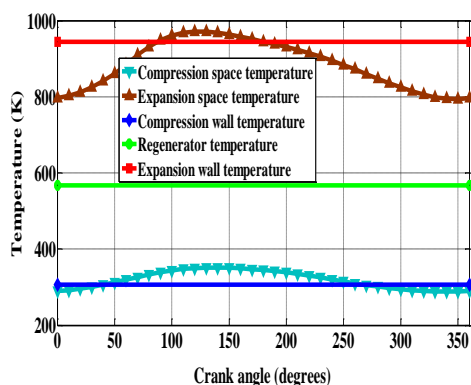
در شکل ۱۲ مقادیر افت فشار مبدل‌های حرارتی در زوایای مختلف لنگ نشان داده شده است. بر اساس نتایج، افت فشار در بازیاب حرارتی در مقایسه با گرم کن و خنک کن بسیار قابل توجه است.



شکل ۸- مقادیر فشار - حجم برای سیکل موتور



شکل ۹- تغییرات جریان جرم عبوری از داخل محفظه‌های موتور



شکل ۱۰- تغییرات دما در سلول‌های موتور استرلینگ

جدول ۶- نتایج بدست آمده از مدلسازی بازیاب متحرک با

اعمال افت‌های حرارتی و هیدرولیکی

۱۰۴۶ [W]	Q_{rloss}	اتلاف حرارتی ناشی از هدایت خارجی
۲۲/۷ [W]	Q_{wrloss}	اتلاف حرارتی ناشی از هدایت داخلی
۲۶/۶ [W]	Q_{rdiss}	اتلاف انرژی ناشی از افت فشار بازیاب
۴/۹ [W]	Q_{hdiss}	اتلاف انرژی ناشی از افت فشار گرم کن
۰/۸ [W]	Q_{kdiss}	اتلاف انرژی ناشی از افت فشار خنک کن
۴۰۴/۳ [W]	$Q_{shuttle}$	اتلاف حرارتی ناشی حرکت پیستون
۴۰۹/۱ [W]	dW_{work}	افت توان ناشی از افت فشار بازیاب
۷۳۵۲/۷ [W]	$actW_{power}$	توان واقعی
۱۳۸۵۳ [W]	$actQ_h$	توان حرارتی واقعی
۵۳/۱ [%]	η	راندمان نهایی

تغییرات فشار نسبت به حجم موتور در شکل ۸ نشان داده شده است. سطح بدست آمده، میزان کار انجام شده توسط موتور در طی هر سیکل را نشان می‌دهد. نتایج بدست آمده با نمودار سیکل کارنو که از دو فرآیند حجم ثابت و دو فرآیند دما ثابت تشکیل شده است، تفاوت قابل توجهی دارد که ناشی از اعمال شرایط واقعی در کد عددی نسبت به نمودار آید ال کارنو است.

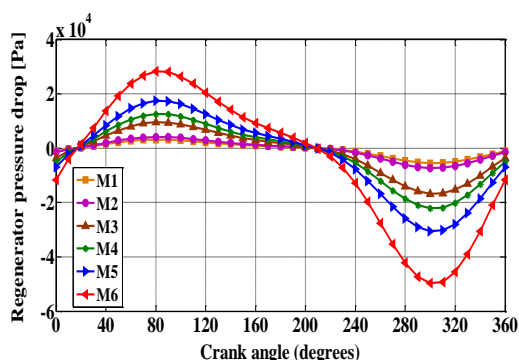
در شکل ۹ تغییرات جرم گاز عامل داخل موتور، در طی سیکل کاری موتور، نشان داده شده است. با استفاده از معادله جرم و انرژی برای پنج سلول موتور و با استفاده از روابط گاز ایده‌آل، تجمع جرم در داخل هر کدام از سلول‌ها در طی سیکل موتور بدست آمده است. نتایج بدست آمده، تغییرات جرم در محفظه تراکم را با شدت بیشتری نسبت به محفظه انبساط نشان می‌دهد.

نوسانات دما در طی سیکل کاری موتور در محفظه انبساط و تراکم، در شکل ۱۰ نشان داده شده است. درجه حرارت‌های ورودی برنامه در جدول ۲ آورده شده است که شامل دمای گاز در سمت گرم و سرد موتور است. دمای گاز در مبدل‌های حرارتی ثابت در نظر گرفته شده است.

مقادیر فشار گاز عامل در داخل گرم کن و خنک کن در شکل ۱۱ آورده شده است. با توجه به نتایج بدست آمده فشار در محدوده زاویه لنگ ۱۲۰ تا ۱۶۰ درجه به ماکزیمم مقدار خود می‌رسد.

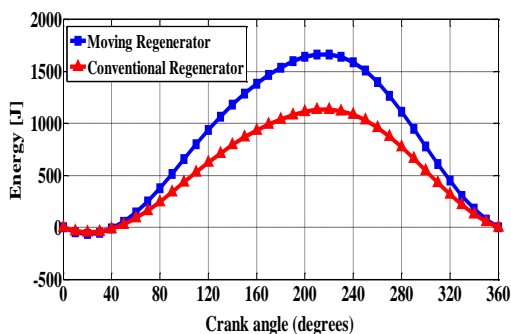
منفی فقط برای نمایش جهت عکس حرکت جریان گاز عامل و برای کامل شدن چرخه سیکل استرلینگ است. برای بررسی اثر تخلخل بر روی افت فشار مقادیر مختلف تخلخل (M1-M6) در کد عددی قرار گرفت که نتایج حاصل از آن در شکل ۱۳ نشان داده شده است.

در ادامه، مقادیر بدست آمده از موتور استرلینگ نوع بتا با بازیاب متحرک در مقایسه با موتور با بازیاب متعارف (بازیاب ثابت) مقایسه شده است.

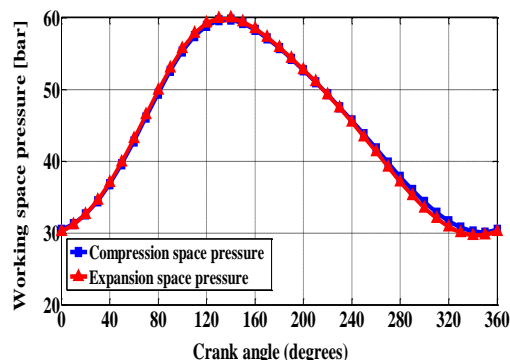


شکل ۱۳- افت فشار در داخل بازیاب با تغییر مقدار تخلخل

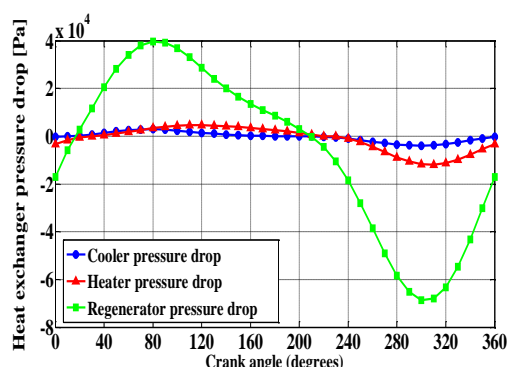
در شکل ۱۴ میزان جذب انرژی در بازیاب حرارتی متعارف (ثابت) با میزان جذب آن در بازیاب متحرک مقایسه شده است. مقایسه نتایج مقادیر بیشتری از جذب انرژی حرارتی را در بازیاب متحرک نشان می دهد. جذب گرما از گاز عامل، در هنگام حرکت در آن به سمت قسمت سرد موتور، باعث می شود تا حرارت کمتری در سردکن موتور تلف شود و در نهایت، کم شدن اتلاف حرارتی، باعث افزایش راندمان و توان خروجی موتور گردد.



شکل ۱۴- مقایسه انرژی حرارتی جذب شده در بازیاب متعارف (ثابت) و بازیاب متحرک



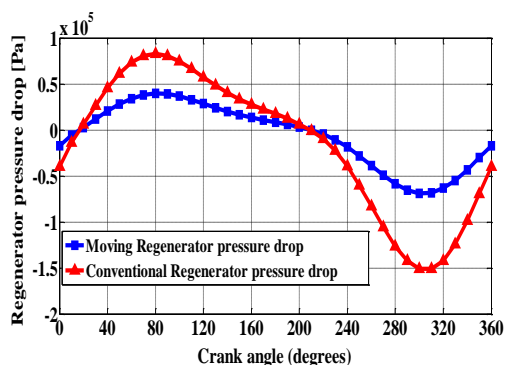
شکل ۱۱- تغییرات فشار در داخل محفظه های تراکم و انبساط



شکل ۱۲- افت فشار در داخل محفظه های گرم کن، خنک کن و بازیاب

تخلخل بازیاب بر روی افت های حرارتی هدایتی داخلی، خارجی، افت حرارتی ناشی از رفت و برگشت پیستون جابجایی و اتلاف ناشی از افت فشار تاثیر می گذارد. قطر هیدرولیکی بازیاب، حجم مرده، سرعت گاز، سطح انتقال حرارت بازیاب و کارایی بازیاب همگی به تخلخل بازیاب بستگی دارد.

جریان از محفظه انبساط حرکت می کند ابتدا وارد گرم کن می شود و سپس از داخل بازیاب حرارتی عبور می کند. حرکت جریان از داخل محیط متخلخل بازیاب، و برخورد با ماتریس بازیاب علاوه بر انتقال گرمای موجود در گاز عامل به ماتریس بازیاب باعث ایجاد افت فشار ناشی از حرکت سیال عامل در داخل آن می شود. پس از آن سیال عامل وارد خنک کن و پس از آن محفظه تراکم می شود. پس از این مرحله سیال عامل دوباره به سمت محفظه انبساط حرکت می کند و با جذب گرمای جاگذاشته قبلی خود در ماتریس بازیاب دوباره موجب افت فشار در داخل بازیاب می شود. علامت



شکل ۱۶- مقایسه افت فشار در داخل بازیاب متعارف (ثابت) و بازیاب متحرک

جدول ۷- نتایج بدست آمده از آنالیز آدیاباتیکی غیر ایده آل (بازیاب متحرک)

بازیاب متحرک	بازیاب ثابت	
۴۰۹/۱	۷۷۰/۴	[W] dW_{work} افت توان ناشی از افت فشار بازیاب
۷۳۵۲/۷	۶۳۵۵	[W] $actW_{power}$ توان واقعی
۵۳/۱	۴۶	[%] η راندمان نهایی

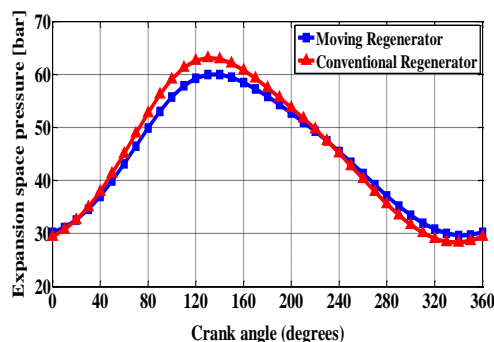
۶- نتیجه گیری

در این تحقیق شبیه سازی موتور استرلینگ مدل بتا با تغییر در شکل بازیاب حرارتی، و اعمال افت های هیدرولیکی و حرارتی انجام شده است. در این طرح، گاز عامل از میان پیستون جابجایی عبور داده می شود بصورتیکه پیستون جابجایی، نقش جابجاکننده و بازیاب حرارتی را همزمان بر عهده دارد. شبیه سازی عددی ابتدا برای موتور استرلینگ نوع بتا با بازیاب متعارف (ثابت) انجام گرفته و در نهایت با تغییر در شکل بازیاب حرارتی و استفاده از بازیاب متحرک، نتایج حاصله مقایسه شده است.

- مقایسه نتایج، مقادیر بیشتری از جذب انرژی حرارتی را در بازیاب متحرک در مقایسه با بازیاب متعارف (ثابت) نشان می دهد. جذب گرما از گاز عامل، باعث می شود تا حرارت کمتری در سردکن موتور تلف شود و در نهایت باعث افزایش راندمان و توان خروجی موتور گردد.
- داشتن نقطه فشار ماکزیمم کمتر در داخل محفظه انبساط به معنی نگهداری سیال عامل در داخل آن با استفاده از نیروی کمتر است. نتایج نشان دهنده عملکرد مطلوب تر

تغییرات فشار در داخل محفظه انبساط موتور با بازیاب متعارف (ثابت) و بازیاب متحرک در شکل ۱۵ نشان داده شده است. بر اساس نتایج بدست آمده مقادیر فشار ماکزیمم در محفظه انبساط موتور با بازیاب متحرک، کمتر از شکل متعارف آن است. چنانچه موتور ماکزیمم فشار کمتری در محفظه های تراکم و انبساط ایجاد کند، درزبندی سیال عامل در آنها راحت تر صورت می گیرد. داشتن نقطه فشار ماکزیمم کمتر در داخل محفظه انبساط به معنی نگهداری سیال عامل در داخل آن با استفاده از نیروی کمتر است. مقایسه نتایج در این شکل نشان دهنده عملکرد مطلوب تر فشار در محفظه انبساط با استفاده از بازیاب متحرک است.

حرکت جریان از داخل محیط متخلخل بازیاب، و برخورد با ماتریس بازیاب علاوه بر انتقال گرمای موجود در گاز عامل به ماتریس بازیاب باعث ایجاد افت فشار ناشی از حرکت سیال عامل در داخل آن می شود. مقایسه تغییرات فشار در داخل بازیاب حرارتی متعارف (ثابت) و بازیاب متحرک در شکل ۱۶ نشان داده شده است. بر اساس نتایج بدست آمده بازیاب ثابت نسبت به بازیاب متحرک افت فشار بیشتری تولید می کند. افت فشار بیشتر باعث کاهش توان و کاهش راندمان موتور می شود. حال با توجه به نتایج بدست آمده، با اعمال شکل جدید بازیاب حرارتی، مقادیر افت توان ناشی از افت فشار در بازیاب حرارتی، راندمان و توان خروجی بدست می آید. مقایسه نتایج بدست آمده با نتایج جدول ۴ (نتایج در حالت غیر ایده آل با بازیاب ثابت)، نشان دهنده بالارفتن راندمان موتور به میزان ۶/۱٪ و توان موتور به میزان ۱۶٪ می باشد (جدول ۷).



شکل ۱۵- مقایسه تغییرات فشار در داخل محفظه انبساط در بازیاب متعارف (ثابت) و بازیاب متحرک

فضای خالی انبساط	<i>cle</i>	فشار در محفظه انبساط بازیاب متحرک در مقایسه با
جابجا کننده	<i>d</i>	بازیاب متعارف (ثابت) است.
اتلاف	<i>diss</i>	- بر اساس نتایج بدست آمده بازیاب ثابت نسبت به بازیاب
فضای انبساط	<i>e</i>	متحرک افت فشار بیشتری تولید می کند. افت فشار
گرم کن	<i>h</i>	بیشتر باعث کاهش توان و کاهش راندمان موتور می شود.
تداخل گرم کن و انبساط	<i>he</i>	- با توجه به نتایج بدست آمده در مقایسه با موتورهای
خنک کن	<i>k</i>	متعارف، در موتور پیشنهادهی با استفاده از بازیاب متحرک،
افت	<i>loss</i>	علاوه بر کاهش اندازه هندسی موتور، ۶/۱٪ درصد راندمان
پیستون	<i>p</i>	و ۱۶٪ درصد توان بالاتری تولید می شود.
بازیاب	<i>r</i>	
تداخل بازیاب و گرم کن	<i>rh</i>	
دیوار	<i>w</i>	
دیوار گرم کن	<i>wh</i>	
سطح تر شده شبکه فلزی بازیاب	<i>wg</i>	
دیوار خنک کن	<i>wk</i>	
حجم جاروب شده فضای تراکم	<i>swc</i>	
حجم جاروب شده فضای انبساط	<i>swe</i>	
	علائم یونانی	
زاویه فاز، deg	α	
زاویه لنگ، deg	θ	
ویسکوزیته دینامیکی، kg/m.s	μ	
چگالی، kg.m ⁻³	ρ	
راندمان	η	
گرمای ویژه نسبی، Cp.Cv ⁻¹	γ	
		۷- علائم، نشانه‌ها و ارقام
		<i>A</i> سطح پیستون، m ²
		<i>A</i> سطح جریان آزاد، سطح موثر انتقال حرارت
		<i>C_p</i> گرمای ویژه گاز در فشار ثابت، J/kg.K
		<i>C_v</i> گرمای ویژه گاز در حجم ثابت، J/kg
		<i>d</i> قطر هیدرولیکی، m
		<i>e</i> خروج از مرکز، m
		<i>f_r</i> ضریب اصطکاک
		<i>G</i> جریان جرم گاز عامل kg/m ² .s
		<i>k</i> ضریب هدایت حرارتی، W/m.K
		<i>L</i> طول شفت اتصال، m
		<i>l</i> طول بازیاب، m
		<i>M</i> جرم کل گاز، kg
		<i>m</i> جرم گاز در قسمت‌های مختلف موتور، kg
		<i>P</i> توان، W
		<i>p</i> فشار، Pa
		<i>Q</i> حرارت انتقال یافته به سیال عامل، J
		<i>R</i> ثابت عمومی گازها، J.kg/K
		<i>Re</i> عدد رینولدز
		<i>r</i> شعاع لنگ، m
		<i>St</i> عدد استانتون
		<i>T</i> دمای گاز، K
		<i>V</i> حجم، m ³
		<i>W</i> کارانجام شده توسط سیال عامل، J
		<i>Z</i> کورس پیستون جابجایی، cm
		زیر نویس ها
		<i>c</i> فضای تراکم
		<i>ck</i> تداخل تراکم و خنک کن
		<i>clc</i> فضای خالی تراکم

مراجع

- [1] Schmidt G (1871) The theory of Lehmann's Calorimetric Machine. Z.ver.Dtsch.ing, 15, part 1.
- [2] Finkelstein T (1975) Analogue simulation of Stirling engine. Simulation, No.2.
- [3] Urieli I, Berchowitz DM (1984) Stirling cycle engine analysis. Bristol:Adam Hilger.
- [4] Kongtragool B, Wongwises S (2003) A review of solar powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. Renewable and sustainable Energy Reviews,7: 131-154.
- [5] Tlili I, Timoumi Y, Nasrallah SB (2006) Numerical simulation and losses analysis in a Stirling engine. Heat and Technology 24: 97-105.
- [6] Timoumi Y, Tlili I, Nasrallah SB (2007) Reduction of energy losses in a Stirling engine. Heat and Technology 27: 81-90.
- [7] Timoumi Y, Nasrallah SB, Tlili I (2008a) Thermodynamic analysis of the Stirling heat engine with regenerative losses and internal irreversibilities. Int J Engine Res 9: 45-56.

- [13] Formosa F, Despesse G (2010) Analytical model for Stirling cycle machine design. *Energy Conversion and Management* 51: 1855–1863.
- [14] Li T, Tang DW, Li Z, Du J, Zhou T, Jia Y (2012) Development and test of a Stirling engine driven by waste gases for the micro-CHP system. *Applied Thermal Engineering* 33–34: 119–123.
- [15] Rogdakis D, Antonakos GD, Koronaki IP (2012) Thermodynamic analysis and experimental investigation of a Solo V161 Stirling cogeneration unit. *Energy* 45(1): 503–511.
- [16] Organ AJ (1997) *The regenerator and the Stirling engine*. J W Arrowsmith Ltd. Great Britain.
- [17] Kays WM, London AL (1964) *Compact heat exchangers*. McGraw-Hill. New York.
- [18] Martini GH (1982) *Kinematics and dynamics of machines*. 2nd ed. Tokyo: McGraw-Hill, New York.
- [8] Timoumi Y, Tlili I, Nasrallah SB (2008b) Design and performance optimization of gpu-3 stirling engines. *Energy* 33: 1100–1114.
- [9] Tlili I, Timoumi Y, Nasrallah SB (2008) Analysis and design consideration of mean temperature differential stirling engine for solar application. *Renewable Energy* 33: 1911–1921.
- [10] Thombare DG, Verma SK (2008) Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and sustainable Energy Reviews* 12: 1–38.
- [11] Tavakolpour A, Zomorodian A, Golneshan AA (2008) Simulation, construction and testing of a two cylinder solar Stirling engine powered by a flat plate solar collector without regenerator. *Renewable Energy* 33: 77–87.
- [12] Gostante M, Invernizzi A (2010) Stirling engines using working fluids with strong real gas effects. *Applied Thermal Engineering* 30: 1703–1710.