



بهره‌گیری از موتور استرلینگ به منظور بهبود عملکرد و مصرف سوخت یک موتور احتراق داخلی از طریق بازیابی حرارت گازهای خروجی

سید سجاد کاشی^۱، علی قاسمیان مقدم^{۲*}

^۱ کارشناسی ارشد، آزمایشگاه شاروها و سازه‌های خودرو، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، sajad_kashi@auto.iust.ac.ir

^۲ استادیار، آزمایشگاه شاروها و سازه‌های خودرو، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، qasemian@iust.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۴ آبان ۱۳۹۹

پذیرش: ۱۲ مرداد ۱۴۰۱

کلیدواژه‌ها:

بازیابی حرارت خروجی

موتور استرلینگ

تجزیه و تحلیل مرتبه دوم

مدل آدیاباتیک

ترکیب موتور استرلینگ و موتور احتراق

داخلی

چکیده

از مجموع انرژی تولیدشده در موتورهای احتراق داخلی در بهترین حالت حدود ۳۰ تا ۴۰ درصد به کار مکانیکی مفید تبدیل می‌شود و مابقی از طریق گازهای خروجی و سیستم‌های خنک‌کاری موتور به محیط اطراف منتقل می‌شود. بازیابی حرارت خروجی از آگزوز موتورهای احتراق داخلی می‌تواند به عنوان یک راه‌حل برای رفع این مشکل در نظر گرفته شود. در پژوهش پیش‌رو، مدل‌سازی یک موتور استرلینگ برای بازیابی حرارتی موتور احتراق داخلی با استفاده از روش مرتبه دوم انجام می‌شود. در روش مذکور مدل‌سازی با فرض انجام فرایندها به صورت آدیاباتیک و دخیل کردن عملکرد واقعی مبدل‌های حرارتی، مقاومت جریان عبوری، انتقال حرارت دیواره‌ها، اثر شاتل، هیستریزی و نشست سیال عامل شرایط عملکرد واقعی موتور استرلینگ GPU-3 شبیه‌ساز می‌شود. برای این کار از یک الگوریتم حل اختصاصی استفاده می‌شود. به منظور استفاده از موتور استرلینگ برای بازیابی حرارتی موتور احتراق داخلی، فرض استفاده از کولر موتور استرلینگ در مسیر سیال خنک‌کننده موتور احتراق داخلی و هیتر موتور استرلینگ در مسیر دودهای خروجی ناشی از احتراق موتور احتراق داخلی در نظر گرفته می‌شود. تغییرات دما و دبی جرمی دود خروجی از موتور احتراق داخلی در سرعت‌های مختلف، تغییرات عملکرد موتور استرلینگ را موجب می‌شود. موتور استرلینگ در حالت پیشینه، قابلیت افزودن توان ۱۰ تا ۸/۵ اسب بخار و گشتاور ۲۰ تا ۲۲ نیوتن‌متر در دروهای ۱۰۰۰ تا ۶۰۰۰ دور بر دقیقه موتور به احتراق داخلی را دارا می‌باشد. این افزایش توان در شرایطی که هیچ سوخت اضافی سوزانده نشده است، باعث کاهش شاخص مصرف سوخت ویژه ترمزی از ۴۶/۳ درصد تا ۸/۳ درصد می‌شود. همچنین با استفاده از موتور استرلینگ در شرایط مختلف کاری علاوه بر افزایش گشتاور موتور احتراق داخلی، می‌توان برخی از افت‌های گشتاوری در دوره‌های ابتدایی و انتهای موتور احتراق داخلی و نوسانات گشتاور در دوره‌های میانی موتور احتراق داخلی را به خوبی اصلاح نمود.



۱- مقدمه

استفاده از سوخت‌های فسیلی در سالیان اخیر به طور فزاینده‌ای رو به افزایش است. این امر موجب انجام تحقیقات گسترده‌ای در مورد روش‌های بهینه کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی شده است. همچنین تولید آلودگی کمتر به دلیل جلوگیری از آسیب به محیط پیرامون و مقررات زیست‌محیطی سخت‌گیرانه از دیگر جذابیت‌های تحقیقاتی در این بخش بوده است. یکی از بزرگ‌ترین مصرف‌کنندگان سوخت‌های فسیلی در دنیای امروز موتورهای احتراق داخلی می‌باشند. از مجموع انرژی تولیدشده در موتورهای احتراق داخلی در بهترین حالت حدود ۳۰ تا ۴۰ درصد به کار مکانیکی مفید تبدیل می‌شود و مابقی از طریق گازهای خروجی و سیستم‌های خنک‌کاری موتور به محیط اطراف منتقل شده و منجر به افزایش آنتروپی و آلودگی جدی محیط زیست می‌شود [۱]. از طرفی، هزینه بالای سوخت و نگرانی‌های مربوط به وابستگی به نفت، باعث شده است که طرح‌های موتوری پیچیده‌ای برای کاهش مصرف سوخت به وجود آید. به عنوان مثال، تولیدکنندگان موتور، روش‌هایی مانند افزایش مخلوط سوخت و هوا، توربو شارژر، زمان‌بندی متغیر سوپاپ و ... را برای افزایش بهره‌وری حرارتی اعمال کرده‌اند. با این حال، هنوز هم درصد بالایی از انرژی سوخت به شکل حرارت اضافی از طریق سیال خنک‌کننده موتور یا اگزوز از دست می‌رود [۲-۵]. بنابراین بازیابی حرارت خروجی موتور از طریق اگزوز یکی از راهکارهای مؤثر در افزایش بازدهی و کاهش مصرف سوخت موتورهای احتراق داخلی است. پیشرفت‌های اخیر فناوری باعث شده این سیستم‌ها قابل قبول و مقرون به صرفه باشند.

تلفات گرمایی اگزوز، بخشی از گرمای تولیدشده طی فرایند احتراق است که به جای تبدیل به کار مکانیکی از طریق خروج گازهای داغ به محیط اطراف منتقل می‌شود [۶]. این گرما وابسته به درجه حرارت و دبی جرمی گاز خروجی اگزوز می‌باشد. گازهای خروجی موتور بسته به نوع موتور، سرعت موتور و فاصله از محفظه احتراق به طور معمول دارای درجه حرارت ۴۵۰ تا ۹۰۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشند [۷]، که می‌توانند مورد بازیابی حرارتی قرار گیرند.

انرژی از دست‌رفته موتور احتراق داخلی در اثر خروج گازهای ناشی از فرایند احتراق را نمی‌توان به طور کامل بازیابی کرد؛ اما مقداری از این گرما می‌تواند مورد بهره‌برداری مجدد قرار گیرد و تلفات گرمایی انرژی کاهش یابد. بازیابی گرما از گاز خروجی و تبدیل آن به قدرت مکانیکی با کمک سیکل‌های ترمودینامیکی رنکین، استرلینگ، برایتون و سیکل تبرید جذبی امکان‌پذیر است [۸-۱۱]. در این میان سیکل استرلینگ با توجه به قابلیت امکان تولید توان در یک گستره وسیع دمایی منبع گرم یکی از گزینه‌های جذاب برای مقصود بازیابی حرارت خروجی اگزوز می‌باشد [۱۲-۱۴].

نخستین موتور استرلینگ حدود ۸۰ سال قبل از اختراع موتور دیزل، در سال ۱۸۱۶ توسط رابرت استرلینگ^۱ در اسکاتلند اختراع شد [۱۵]. چرخه نظری ایده‌آل موتورهای استرلینگ، شامل یک فرایند تراکم دما ثابت، یک فرایند انتقال گرما (گرمایش حجم ثابت، یک فرایند انبساط دما ثابت و یک فرایند انتقال گرما (سرمايش) حجم ثابت است [۱۶]. یک موتور چرخه‌ای استرلینگ، در یک چرخه ترمودینامیکی بازیاب بسته و با تراکم و انبساط چرخه‌ای سیال عامل در سطوح مختلف دمایی عمل می‌کند. راندمان حرارتی موتورهای استرلینگ در حالت ایده‌آل نزدیک به راندمان چرخه کارنو می‌باشد [۱۷].

در یک چرخه واقعی استرلینگ، تلفات انتقال حرارت به محیط، تلفات مکانیکی، اینرسی سیال عامل، تلفات مبدل‌های حرارتی نظیر کولر، هیتر و ریژنراتور و نشست گاز اجتناب‌ناپذیر است و باعث انحراف قابل توجهی از چرخه ایده‌آل می‌شود. مسئله اصلی در طراحی و بهینه‌سازی موتورهای استرلینگ، ساخت یک مدل دقیق ترمودینامیکی برای تجزیه و تحلیل عملکرد موتور از جمله توان خروجی، راندمان حرارتی، گرما و افت انرژی و نمودارهای شاخص است که برای بهبود طراحی و عملکرد موتورها مفید است [۱۸].

دیسون و همکاران^۲ [۱۹] این مدل‌ها را به مدل‌های مرتبه صفر، مرتبه اول^۳، مرتبه دوم^۴، مرتبه سوم^۵ و مرتبه چهارم^۶ طبقه‌بندی کرده‌اند. مدل‌های مرتبه صفر ابتدا توسط بیل^۷ [۲۰] پایه‌گذاری شد. او روابطی را ارائه داد که برآورد توان خروجی موتور استرلینگ را امکان‌پذیر می‌کرد. رویکرد او توسط سف^۸ [۲۱] با ارائه معادله به اصطلاح عمومی تکمیل شد. این مدل‌ها تنها برای تخمین کلی از توان خروجی موتور با توجه به هندسه و دمای کارکرد موتور کاربرد دارند. مدل مرتبه اول توسط اشمیت^۹ [۲۲] مطرح شد. او راه‌حلی با فرم بسته را ارائه داد که قدرت خروجی، کار و جریان گرما را در طول چرخه موتور استرلینگ تخمین می‌زند. اگرچه این مدل‌ها جزئیات بیشتری از موتورهای استرلینگ را به دست می‌آورد، ولی همچنان به دلیل استفاده از شروط ساده‌کننده فراوان از شرایط واقعی به دور بودند. روش‌های مرتبه دوم، در ابتدا با یک تحلیل چرخه ساده برای پیش‌بینی گرما و کار سیکل آغاز می‌شود. سپس تلفات انرژی و گرما، که به صورت مستقل محاسبه می‌شوند، در محاسبات سیکل استرلینگ وارد می‌شوند و از آن تفریق می‌شود. دقت مدل‌سازی ریاضی سیکل استرلینگ با به‌کارگیری روش‌های مرتبه دوم بهبود

¹ Robert Stirling

² Dyson et al.

³ Approximate

⁴ Decoupled

⁵ Nodal

⁶ Multi-dimensional

⁷ Beale

⁸ Senft

⁹ Schmitdt

روش‌های مختلف ترمودینامیکی از جمله ترمودینامیک زمان محدود و ترمودینامیک سرعت محدود بررسی شده است [۴۴ و ۴۵]. در همین راستا مطالعه عددی مبدل‌های حرارتی فین دار جهت بازیابی انرژی حرارتی دود خروجی از اگزوز موتور اتو و دیزل نیز مورد بررسی قرار گرفته و به تأثیر ابعاد و تعداد فین‌ها بر میزان بازیابی حرارتی در دورها و بارهای مختلف موتور پرداخته شده است [۴۶].

پژوهش‌ها در زمینه استفاده از موتور استرلینگ به منظور بازیابی حرارتی تا جایی پیش رفته است که تأمین بار الکتریکی مورد نیاز خودرو و تأثیر آن در بالا رفتن راندمان سیکل ترکیبی اتو و استرلینگ نیز مورد بررسی قرار گرفته است [۴۷].

در پژوهش پیش‌رو، به منظور بازیابی انرژی هدررفته از گازهای خروجی موتور احتراق داخلی، برای مدل‌سازی موتور استرلینگ-GPU 3 یک مدل مرتبه دوم با استفاده از حل عددی و با کمک نرم‌افزار متلب^{۱۷} توسعه می‌یابد.

در این پژوهش، به منظور افزایش دقت مدل‌سازی موتور استرلینگ، مدل جدید مرتبه دوم با استفاده از الگوریتم حل اختصاصی شکل گرفت. مدل مذکور برای رسیدن به دقت بالا و نزدیک شدن به شرایط واقعی، با استفاده از جریان جرم سیال عامل، اثربخشی خنک‌کننده^{۱۸} و بخاری^{۱۹} را در هر لحظه از حرکت موتور استرلینگ محاسبه می‌کند. دستیابی به اثربخشی مبدل‌های حرارتی منجر به تعیین دمای دقیق سیال عامل می‌شود. از طرف دیگر، با محاسبه ضریب انتقال حرارت همرفت پیستون‌ها و دیواره‌های سیلندر در هر مرحله از چرخه استرلینگ، می‌توان دمای اجزای موتور را به طور جداگانه محاسبه کرد. با دانستن دمای دقیق پیستون‌ها و دیواره‌های سیلندر، تلفات موتور از جمله؛ هیستریزیس^{۲۰}، اثر شاتل^{۲۱}، انتقال حرارت دیواره‌های موتور، نشست سیال عامل^{۲۲} و افت فشار سیال عامل^{۲۳} دقیقاً به‌دست می‌آید. در ادامه، مدل اصلاح‌شده به تفصیل شرح داده خواهد شد و نتایج با استفاده از پیاده‌سازی مدل بر روی موتور استرلینگ-GPU 3 مورد صحت‌گذاری قرار خواهد گرفت.

همچنین موتور احتراق داخلی TU5 بعنوان موتور احتراق داخلی که بازیابی حرارتی روی آن انجام می‌شود در نظر گرفته شده است. جریان جرم و دمای گاز خروجی موتور درون‌سوز، در سرعت‌های مختلف موتور با استفاده از نرم‌افزار جی‌تی‌پاور^{۲۴} استخراج گشته و تأثیر آنها بر میزان گشتاور و توان خروجی موتور استرلینگ-GPU 3 بررسی خواهد شد. در نهایت توان و گشتاور نهایی موتور احتراق داخلی پس

یافت. این رویکرد، دقت حل منطقی را با یک راه‌حل سریع ارائه می‌دهد و به همین دلیل برای اولین مراحل طراحی و مطالعات بهینه‌سازی ایده‌آل است. از جمله مدل‌های ارائه‌شده می‌توان به آثار نی و همکاران^۱ [۱۸] چنگ و یو^۲ [۲۳]، شندج و همکاران^۳ [۲۴]، ارویلی و برچوویتز^۴ [۲۵]، الوفایی^۵ [۲۶] و دورکانسکی و همکاران^۶ [۲۷] اشاره نمود.

روش‌های مرتبه سوم، موتور را به یک شبکه از گره‌ها تقسیم می‌کند. معادلات دیفرانسیل را بر اساس بقای جرم، ممنتوم و انرژی طبقه‌بندی کرده و در هر گره به صورت جداگانه محاسبه می‌کند. این روش باعث افزایش دقت حل و همچنین افزایش پیچیدگی و زمان محاسبه می‌شود. آثار فینکشتاین^۷ [۲۸]، اوریلی [۲۹]، تنو و همکاران^۸ [۳۰] آکسوی و همکاران^۹ [۳۱، ۳۲] و ایچی و همکاران^{۱۰} [۳۳، ۳۴] با استفاده از مدل‌های مرتبه سوم توسعه داده شده است.

روش مرتبه چهارم، یا تجزیه و تحلیل چندبعدی با استفاده از دینامیک سیال محاسباتی^{۱۱} کدهای شبیه‌سازی را توسعه داده است. این مدل‌های چندبعدی اطلاعات دقیقی در مورد الگوی جریان، درجه حرارت و توزیع فشار داخل موتور را ارائه می‌دهند. اما نیاز به محاسبات بسیار بیشتری دارند که گران هستند و محدود به طراحی موتورهای دقیق می‌شوند. این رویکرد توسط دیسون و همکاران [۱۹]، ژیانو و همکاران^{۱۲} [۳۵]، چنگ و چن^{۱۳} [۳۶]، کوبان و همکاران^{۱۴} [۳۷]، بیتسیکاس و همکاران^{۱۵} [۳۸] و چنگ و تان^{۱۶} [۳۹] استفاده شده است.

استفاده از موتور استرلینگ به عنوان بازیاب حرارتی موتور احتراق داخلی در آثار اخیر پژوهشگران مورد استفاده قرار گرفته است و بررسی عوامل مختلفی از جمله تأثیرات فشار کاری و دمای کارکرد موتور استرلینگ بر راندمان و قدرت خروجی موتور احتراق داخلی بررسی شده است [۴۰-۴۳]. هر دو سیکل به صورت جداگانه مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته‌اند. ارتباط دو سیکل از طریق تأثیر گازهای خروجی موتور احتراق داخلی بر هیت‌ر موتور استرلینگ با استفاده از

¹ Ni et al.

² Cheng & Yu

³ Shendage et al.

⁴ Urieli & Berchowitz

⁵ Alfarawi

⁶ Durcansky et al.

⁷ Finkelstein

⁸ Tew et al.

⁹ Aksoy et al.

¹⁰ Ipci et al.

¹¹ CFD

¹² Xiao et al.

¹³ Cheng & Chen

¹⁴ Kuban et al.

¹⁵ Bitsikas et al.

¹⁶ Cheng & Tan

¹⁷ MATLAB

¹⁸ Cooler

¹⁹ Heater

²⁰ Hysteresis

²¹ Shuttle Effect

²² Leakage

²³ Pressure Drop

²⁴ GT POWER

۲-۲- روابط مورد استفاده در آنالیز آدیباتیک

در آنالیز آدیباتیک با توجه به اینکه سیال عامل دور از شرایط بحرانی قرار دارد به عنوان یک گاز ایده آل در نظر گرفته می شود [۲۵]. با استفاده از قوانین گاز ایده آل فشار برابر است با:

$$p = \frac{M \cdot R}{\left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}\right)} \quad (۱)$$

با در نظر گرفتن فرم دیفرانسیلی معادلات بقای جرم و معادلات حالت روابط ۲ و ۳ به دست می آید:

$$dm_c + dm_e + dp\left(\frac{m_k}{p} + \frac{m_r}{p} + \frac{m_h}{p}\right) = 0 \quad (۲)$$

$$dm_c + dm_e + \frac{dp}{R}\left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h}\right) = 0 \quad (۳)$$

با جایگزین کردن معادلات روابط گاز و حالت ایده آل، بیان جرم دیفرانسیل به عنوان تابعی از فشار به دست می آید.

$$dm_c = \frac{pdV_c + V_c dp / \gamma}{RT_{ck}} \quad (۴)$$

$$dm_e = \frac{pdV_e + V_e dp / \gamma}{RT_{he}} \quad (۵)$$

در نهایت، تغییرات فشار با جایگذاری تغییرات جرم فضای انبساط و فضای تراکم در معادله ۴ به دست می آید.

$$dp = \frac{-\gamma p \left(\left(\frac{dV_c}{T_{ck}} \right) + \left(\frac{dV_e}{T_{he}} \right) \right)}{\left(\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}} \right)} \quad (۶)$$

تغییرات دمای فضای انبساط و فضای تراکم با استفاده از روابط گازهای ایده آل به دست می آید.

$$dT_c = T_c \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_c}{V_c} + \frac{dm_c}{m_c} \right) \quad (۷)$$

$$dT_e = T_e \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_e}{V_e} + \frac{dm_e}{m_e} \right) \quad (۸)$$

در تحلیل آدیباتیک فرض بر این است که هرگاه سیال عامل از هیتز یا کولر عبور کند، دمای آن دقیقاً برابر با دمای هیتز یا کولر قرار خواهد گرفت. بنابراین برای تعیین جهت جریان به سیلندر از روابط جریان جرم برای مرزهای مابین اجزا کمک گرفته می شود و به کمک آن دمای سیال در مرز مابین فضای انبساط و تراکم با هیتز و کولر به دست می آید.

$$\text{If } m_{he} > 0 \rightarrow T_{he} = T_h \quad (۹)$$

$$\text{If } m_{he} < 0 \rightarrow T_{he} = T_e$$

$$\text{If } m_{ck} < 0 \rightarrow T_{ck} = T_k$$

$$\text{If } m_{ck} > 0 \rightarrow T_{ck} = T_c$$

روابط بالا به طور خلاصه بیانگر این مسئله است که در صورت حرکت سیال عامل از مبدل های حرارتی به سمت داخل سیلندرها،

از بازایی گرمای اگزوز آن توسط موتور استرلینگ محاسبه شده و مورد مطالعه قرار خواهد گرفت.

۲- روش تحقیق

۲-۱- هندسه موتور استرلینگ GPU-3

هندسه، ابعاد و مشخصات موتور و همچنین مبدل های حرارتی مورد مطالعه در این پژوهش در جدول های ۱ تا ۳ ارائه شده است [۲۵].

جدول ۱: مشخصات موتور استرلینگ "GPU-3"

موتور		
۱	نوع موتور	-
۲	قطر سیلندر	۰/۰۷ متر
۳	قطر شاتون پیستون جابه جایی	۰/۰۰۹۵۲ متر
۴	قطر شاتون پیستون قدرت	۰/۰۲۲۲ متر
۵	قطر پیستون جابه جایی	۰/۰۶۹۶ متر
۶	ضخامت دیواره پیستون جابه جایی	۰/۰۰۱۵۹ متر
۷	ارتفاع بدون جابه جایی فضای انبساط	۰/۰۰۱۶۳ متر
۸	ارتفاع بدون جابه جایی فضای تراکم	۰/۰۰۰۳ متر
۹	مجموع حجم مرده فضای انبساط	۱۲/۵ سانتی متر مکعب
۱۰	مجموع حجم مرده فضای تراکم	۲۱/۱۸ سانتی متر مکعب

جدول ۲: مشخصات مبدل های حرارتی موتور استرلینگ "GPU-3"

کولر		
۱	طول لوله	۰/۰۴۶۱ متر
۲	طول ناحیه مؤثر انتقال حرارت	۰/۰۳۵ متر
۳	قطر داخلی لوله	۰/۰۰۱۰۸ متر
۴	قطر خارجی کولر	۰/۰۰۱۵۹ متر
۵	مجموع حجم مرده کولر	۱۳/۱۳ سانتی متر مکعب
۶	تعداد لوله	-

هیتز		
۱	میانگین طول لوله	۰/۲۴۵۳ متر
۲	طول ناحیه مؤثر انتقال حرارت	۰/۱۵۵۴ متر
۳	قطر داخلی لوله	۰/۰۰۳۰۲ متر
۴	قطر خارجی لوله	۰/۰۰۴۸۳ متر
۵	مجموع حجم مرده هیتز	۸۰/۸ سانتی متر مکعب
۶	تعداد لوله	-

ریژنراتور		
۱	طول داخلی	۰/۰۲۲۶ متر
۲	قطر داخلی	۰/۰۲۲۶ متر
۳	مجموع حجم مرده ریژنراتور	۶۵/۵ سانتی متر مکعب
۴	تعداد	-
۵	جنس	استینس استیل
۶	قطر مفتول ماتریس	۰/۰۰۰۰۴ متر

جدول ۳: مشخصات مکانیزم محرک موتور استرلینگ "GPU-3"

درایو حرکتی موتور استرلینگ		
۱	اندازه رابط محور محرک و نشیمنگاه شاتون	۰/۰۴۶ متر
۲	شعاع محور محرک	۱/۳۸ متر
۳	میزان خارج از مرکزی محور محرک	۰/۰۲۰۸ متر

افت فشار سیال عامل در عبور از مبدل‌ها

عبور سیال عامل از فضاهای کاری موتور استرلینگ و به‌ویژه مبدل‌های حرارتی منجر به افت فشار در موتور می‌شود. این افت فشار به دلیل وجود مقاومت در مسیر عبوری سیال عامل رخ می‌دهد و با استفاده از روابط زیر [۲۵] محاسبه می‌شود.

$$\Delta p = \frac{-2 C_{ref} \mu u V}{d^2 A} \quad (۱۶)$$

$$\Delta W = \int_0^{2\pi} (\sum_{i=1}^3 \Delta p_i \frac{dV_e}{d\theta}) d\theta \quad (۱۷)$$

تلفات کار بر اثر افت پمپاژ با اصطلاح ΔW معرفی می‌شود.

اصلاح فرض آدیاباتیک و محاسبه انتقال حرارت موتور استرلینگ

انتقال حرارت در دیواره‌های موتور استرلینگ، ترکیبی از رسانش و جابه‌جایی است، در حالی که در تجزیه و تحلیل آدیاباتیک، موتور به صورت بدون انتقال حرارت در نظر گرفته شده است.

$$q'' = q''_{conv} = h_g (\bar{T}_g - T_{wg}) \quad (۱۸)$$

شار حرارتی برای یک جریان حرارتی یک‌بُعدی دائم در سمت بیرون سیلندر تنها ناشی از انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد است.

$$q''_{conv} = h(T_w - T) \quad (۱۹)$$

همچنین برای یک جریان حرارتی یک‌بُعدی دائم که از دیواره عبور می‌کند شار حرارتی برابر است با:

$$q''_{cond} = \frac{k(T_{wg} - T_{wc})}{t} \quad (۲۰)$$

محاسبه ضریب انتقال حرارت داخل سیلندر از روش وشنی [۴۹] به دلیل دقت مناسب و همچنین تقسیم‌بندی ضرایب برای شرایط خاص از قبیل انتقال گازها که عیناً در موتور استرلینگ اتفاق می‌افتد برای این مدل‌سازی مورد استفاده قرار گرفت.

$$h = 0.01298(\rho(6.18 \bar{S}_p))^{0.8} B^{-0.2} T_g^{-0.546} \quad (۲۱)$$

اثر شاتل

اثر شاتل نوعی انتقال حرارت جابه‌جایی است. این نوع از انتقال حرارت در شرایطی به وقوع می‌پیوندد که یک پیستون با یک شیب دمایی محوری در درون یک سیلندر با یک شیب دمایی مشابه حرکت می‌کند. در روابط شرح داده شده [۱۸ و ۵۱] برای به‌دست‌آوردن مقدار انتقال حرارت شاتل، ابتدا باید طول موج گرمایی به‌دست‌آید.

$$L_t = \frac{Pl}{\sqrt{3 BmT}} \quad (۲۲)$$

دمای آن برابر با دمای مبدل حرارتی خواهد شد و در صورت حرکت سیال عامل از سیلندرها به سمت هیت‌ر و کولر دمای سیال برابر با دمای داخل سیلندر می‌شود. در تحلیل آدیاباتیک فرض‌های ساده‌کننده بسیاری در روابط نقش دارند که شامل فضاهای کاری آدیاباتیک، مبدل‌های حرارتی ایده‌آل، عدم وجود مقاومت در برابر جریان و ... می‌باشند. این فرضیات موجب انحراف از شرایط واقعی موتور استرلینگ می‌شود. برای رفع این مشکل با استفاده از روش مرتبه دوم آنالیز موتور استرلینگ، کلیه تلفات ناشی از عملکرد واقعی موتور به صورت جداگانه محاسبه و به مدل‌سازی اصلی اضافه خواهد شد.

۳-۲- مدل‌سازی سیکل واقعی موتور استرلینگ

اصلاح فرض مبدل‌های حرارتی ایده‌آل

در مدل آدیاباتیک فرض می‌شود مبدل‌های حرارتی نظیر کولر، هیت‌ر و ریژنراتور کاملاً ایده‌آل هستند و دمای آن‌ها ثابت است. در حالی که دمای سیال خروجی از مبدل‌های حرارتی تابع عوامل مختلفی از قبیل؛ سرعت جریان، دمای جریان سطح انتقال‌دهنده مبدل، نوع مبدل حرارتی و ... می‌باشد. این فرض بسیار دور از واقعیت است. و باعث بیشترین انحراف آنالیز آدیاباتیک از عملکرد واقعی موتور می‌شود. برای مدل‌کردن مبدل‌های واقعی و اصلاح فرض ساده‌کننده مذکور از روش $\varepsilon - NTU$ [۴۸]، کمک گرفته شد. روش مذکور با استفاده از به‌دست‌آوردن مجموعه‌ای از اعداد بی‌بعد به محاسبه گرما و دمای سیال‌های به‌کارگرفته در درون مبدل‌های حرارتی می‌پردازد.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \Phi(NTU, C^*, Arrangment) \quad (۱۰)$$

در اینجا ε نشان‌دهنده کارایی مبدل حرارتی است که به درصد محاسبه خواهد شد، NTU برابر با نسبت هدایت حرارتی کلی به میزان ظرفیت گرمایی می‌باشد و C^* برابر با نسبت ظرفیت حرارتی کوچک‌تر به ظرفیت حرارتی بزرگ‌تر برای دو جریان سیال موجود در هر مبدل است.

$$NTU = \frac{U}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int_A U dA \quad (۱۱)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (۱۲)$$

با درنظرگرفتن ملاحظات مربوط به آرایش جریان و نوع مبدل، میزان ε را برای هریک از مبدل‌ها به‌دست می‌آید. در اینجا مبدل‌ها از نوع پوسته و لوله و با آرایش جریان متقابل می‌باشند.

$$\varepsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + \sqrt{(1 + C^*)^2 + 2 NTU^2 \coth\left(\frac{NTU^2}{2(1 + C^*)}\right)}} \quad (۱۳)$$

با مشخص‌شدن میزان ε ، مقادیر گرمای مبادله‌شده و دمای سیال عامل خارج‌شده از مبدل را محاسبه کرد.

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (۱۴)$$

$$T_{ho} = T_{hi} - \frac{q}{C_{min}} \quad (۱۵)$$

شکل ۱: الگوریتم حل موتور استرلینگ

۲-۵- موتور احتراق داخلی

موتور احتراق داخلی به کارگرفته شده در این پژوهش، موتور TU5 می باشد. این موتور یک موتور چهار سیلندر، ۱۶ سوپاپه با حجم ۱/۶ لیتر می باشد. مشخصات موتور مذکور در جدول ۷ نمایش داده شده است. مدل سازی موتور احتراق داخلی TU5 با استفاده از نرم افزار GT-power انجام شد. برای این منظور با استفاده از اطاعات کلی موتور (جدول ۵) و همچنین اطلاعات هندسه اجزای موتور شامل هندسه سیلندر، پیستون، شاتون، میل لنگ، راهگاه های ورودی و خروجی یک مدل با ۹۶ جز اصلی برای مدل سازی موتور و ۴۲ جز برای شبیه سازی مافلر^۱ به کار گرفته شد (شکل ۲). معادلات بقا برای سوخت که توسط نرم افزار GT-power حل می شوند عبارتند از [۵۰]:

معادله پیوستگی:

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m} \quad (30)$$

معادله انرژی:

$$\frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dv}{dt} \sum (mH) - hA_s (\dot{T}_{fluid} - T_{wall}) \quad (31)$$

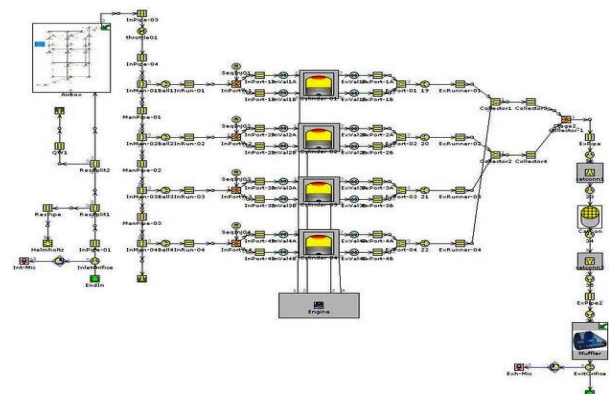
معادله آنتالپی:

$$\frac{d(\rho HV)}{dt} = \sum (\dot{m}H) + \frac{dp}{dt} - hA_s (\dot{T}_{fluid} - T_{wall}) \quad (32)$$

معادله ممنتوم:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum (\dot{m}U) - 4C_f \frac{\rho u |u| dx A}{2} - K_p \left[\frac{1}{2} \rho u |u| \right] A}{dx} \quad (33)$$

همچنین به منظور محاسبه ضریب انتقال حرارت از معادله وشنی^۲ (۲۱) استفاده شد [۴۹]. برای مدل سازی احتراق از تابع وایب^۳ استفاده شده است. این تابع برای محاسبه نرخ آزادسازی انرژی به ازای زاویه لنگ استفاده می شود. همچنین از طول سوختن و ورودی مستقل پارامترهای تابع شکل برای محاسبه نرخ جرمی سوختن استفاده می کند. این مدل در موتورهای دارای ویژگی سوخت و هوای پیش آمیخته در چرخه احتراق جرقه ای مناسب است.



شکل ۲: مدل موتور TU5 در نرم افزار GT-POWER

جدول ۵: مشخصات موتور احتراق داخلی TU5

موتور احتراق داخلی			
۱	حجم موتور	لیتر	۱/۶
۲	تعداد سیلندر	-	۴
۳	تعداد سوپاپ	-	۱۶
۴	نسبت تراکم	-	۱۰:۱/۵
۵	قدرت	اسب بخار	۱۰۵
۶	گشتاور	نیوتن-متر	۱۴۲

۳- نتایج و بحث

۳-۱- مدل استرلینگ

با اعمال مدل سازی صورت گرفته بر موتور استرلینگ GPU-3، نتایج آن با نتایج تجربی و برخی از مدل سازی های صورت گرفته دیگر این موتور مقایسه شد (جدول ۷). لازم به ذکر است به منظور ایجاد شرایط یکسان برای مقایسه نتایج، برخی از خصوصیات موتور استرلینگ نظیر دمای کولر و هیتر مشابه شرایط آزمایش تجربی در نظر گرفته شد (جدول ۶).

جدول ۶: مشخصات موتور استرلینگ به منظور صحنه گذاری نتایج [۲۵]

خصوصیات موتور			
۱	دمای هیتر	سانتی گراد	۷۰۴
۲	دمای کولر	سانتی گراد	۱۵
۳	دور موتور	دور بر دقیقه	۲۵۰۰
۴	فشار کاری	مگا پاسکال	۴/۱۴
۵	سیال عامل	---	هلیوم

نتایج به دست آمده از مدل سازی انجام شده و همچنین نتایج به دست آمده از آزمایش های تجربی و مدل سازی سایر پژوهشگران به منظور مقایسه و صحنه گذاری نتایج در جدول ۷ ارائه شده است.

جدول ۷: مقایسه نتایج مدل سازی موتور استرلینگ "GPU-3"

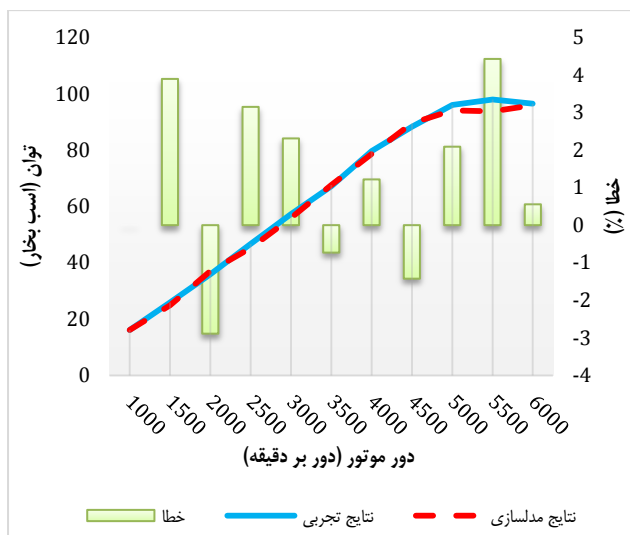
نتایج مدل سازی			
ردیف	مدل	کار (وات)	بازدهی (%)
۱	مدل آدیباتیک اوربلی [۲۵]	۸۳۰۰	۶۲/۵
۳	مدل Simple [۲۵]	۶۷۰۰	۵۲/۵
۴	مدل dynamic best [۵۱]	۴۲۷۳	۳۸/۴۹
۵	مدل ISAM [۱۸]	۴۲۲۸	۳۳
۶	مدل Simple 2 [۵۳]	۴۵۷۰	۳۶/۸
۷	مدل CAFS [۵۴]	۴۱۰۷	۳۶/۲
۸	مدل PFST [۵۵]	۳۶۱۱	۲۳/۳
۹	مدل پژوهش پیش رو	۴۰۰۹	۳۶/۵۶
۱۰	نتایج تجربی [۲۵]	۳۹۵۸	۳۵

با در نظر گرفتن تلفات ناشی از مقاومت جریان، اثرات انتقال حرارت، اثر شاتل، هیستریزی سیال عامل و تلفات ناشی از نشت و

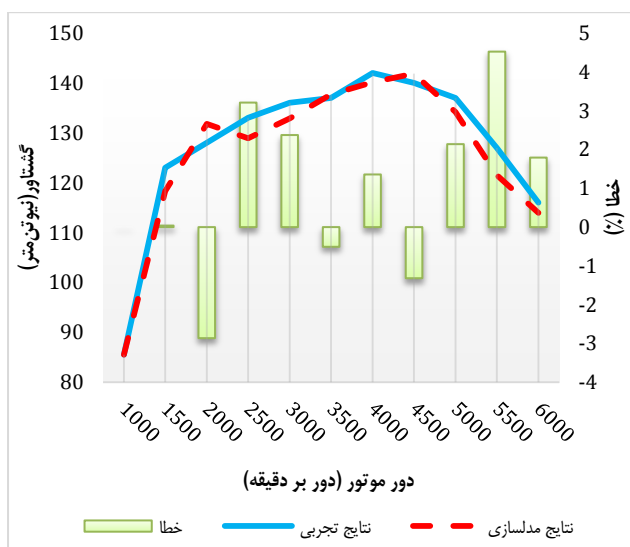
¹ Muffler

² Wocshni

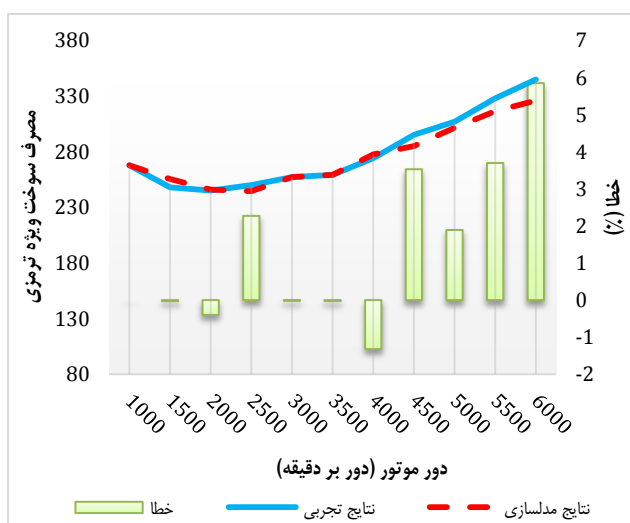
³ Wiebe



شکل ۳: توان خروجی موتور احتراق داخلی



شکل ۴: گشتاور خروجی موتور احتراق داخلی



شکل ۵: مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور احتراق داخلی

به کارگیری یک الگوریتم حل جدید بازدهی و کار محاسبه شده در مدل سازی صورت گرفته در این پژوهش نسبت به نتایج تجربی [۲۵] به ترتیب دارای اختلاف ۱/۵ و ۱/۳ درصد است. این مقادیر نشان دهنده دقت مطلوب مدل سازی انجام شده نسبت به نتایج تجربی می باشد.

۳-۲- موتور احتراق داخلی

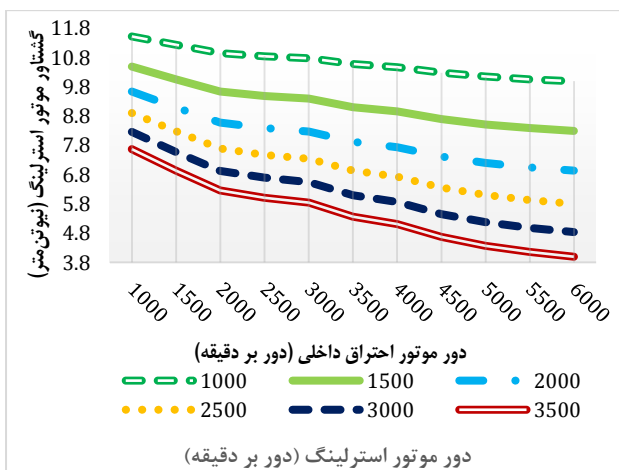
خروجی شبیه سازی موتور احتراق داخلی را می توان با نتایج به دست آمده برای سه مؤلفه اصلی عملکرد موتورهای احتراق داخلی شامل توان خروجی، گشتاور تولیدی و مصرف سوخت ویژه ترمزی نمایش داد. در نمودار شکل های ۳ تا ۵ مؤلفه های مذکور برای دور موتور ۱۰۰۰ تا ۶۰۰۰ دور بر دقیقه نمایش داده شده است. لازم به ذکر است، به منظور صحت گذاری مدل موتور احتراق داخلی، شکل های ۳ تا ۵ علاوه بر ارائه نتایج مدل سازی موتور TU5 در نرم افزار GT-Power، نتایج تجربی موتور مذکور را هم ارائه می کنند. نمودارهای نتایج تجربی و شبیه سازی نشان دهنده خطای صفر تا ۴ درصد برای پیش بینی توان و گشتاور خروجی و خطای صفر تا ۶ درصد برای پیش بینی مصرف سوخت ویژه ترمزی می باشد. این میزان از خطا نشان دهنده دقت مناسب و قابل قبول مدل سازی می باشد. از دلایل عمده به وجود آمدن خطای مذکور می توان به عدم توانایی تخمین کاملاً دقیق نرخ جریان پیش آمیخته و نرخ دقیق انتقال حرارت جابه جایی سیلندرها اشاره کرد. همچنین مواردی نظیر ورودی های تابع وایب از جمله ثابت نمودار تابع وایب و طول مدت زمان احتراق در به وجود آمدن اختلاف میان نمودارهای تجربی و شبیه سازی نقش دارند.

۳-۳- ترکیب موتور استرلینگ و موتور احتراق داخلی

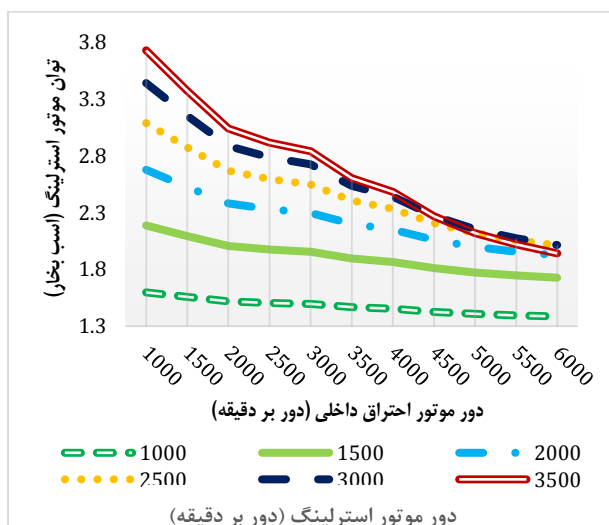
موتور استرلینگ یک موتور احتراق خارجی است که نیروی خود را از اختلاف دمای مبدل های حرارتی دریافت می کند. به منظور استفاده ترکیبی از موتور استرلینگ و موتور احتراق داخلی، سیال خنک کننده مبدل حرارتی کولر موتور استرلینگ، همان مایع خنک کننده موتور احتراق داخلی در نظر گرفته می شود، که به وسیله رادیاتور خودرو خنک می شود. دود خروجی از اگزوز موتور احتراق داخلی نیز به عنوان سیال گرم کننده مبدل حرارتی هیتر موتور استرلینگ در نظر گرفته می شود. در نتیجه نیروی محرکه موتور استرلینگ که همان اختلاف دمای کولر و هیتر می باشد، از موتور احتراق داخلی گرفته می شود و توان تولیدی آن به توان موتور درونسوز افزوده می شود.

حرارتی و افزایش تلفات ناشی از مقاومت جریان، افزایش انتقال حرارت شاتل و افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی داخل موتور اشاره نمود. همچنین با افزایش دور موتور استرلینگ در یک دور موتور احتراق داخلی ثابت، توان خروجی موتور به دلیل افزایش سرعت موتور افزایش خواهد یافت.

در یک دور موتور استرلینگ ثابت با افزایش دور موتور احتراق داخلی کاهش گشتاور موتور استرلینگ به‌وقوع می‌پیوندد. این درحالی است که با افزایش دور موتور احتراق داخلی به دلیل بالا رفتن دمای گازهای خروجی موتور احتراق داخلی و بالطبع بالا رفتن دمای هیتر و سیال عامل موتور استرلینگ انتظار افزایش گشتاور را در موتور استرلینگ وجود دارد. اما در عمل با بالا رفتن دما، تلفات ناشی از اثر شاتل، هیستریزیس، انتقال حرارت دیواره‌ها و نشت سیال عامل افزایش خواهد یافت و در نهایت منجر به کاهش گشتاور خواهد شد. در این شرایط با توجه به ثابت بودن دور موتور استرلینگ، توان نیز به همان نسبت گشتاور کاهش خواهد یافت.



شکل ۶: گشتاور خروجی موتور استرلینگ در فشار ۲/۷۶ مگاپاسکال



شکل ۷: توان خروجی موتور استرلینگ در فشار ۲/۷۶ مگاپاسکال

استفاده از دود خروجی به منظور بازیابی انرژی حرارتی آن و استفاده از سیال خنک‌کننده موتور به دلیل ظرفیت حرارتی بالا و همچنین دمای تقریباً یکسان آن در شرایط مختلف کارکرد موتور می‌باشد.

جدول ۸: مشخصات گاز خروجی موتور احتراق داخلی TU5

ردیف	دور موتور (دور بر دقیقه)	دمای گاز (درجه سانتی‌گراد)	دبی جرمی (گرم بر ثانیه)
۱	۱۰۰۰	۶۷۸/۳۴	۹/۷۸
۲	۱۵۰۰	۷۲۷/۶۱	۱۵/۰۲
۳	۲۰۰۰	۷۷۳/۲۵	۲۴/۶۴
۴	۲۵۰۰	۷۸۹/۱۹	۲۹/۲۹
۵	۳۰۰۰	۷۹۹/۳	۳۴/۸۶
۶	۳۵۰۰	۸۳۰/۰۴	۴۵/۵۳
۷	۴۰۰۰	۸۴۵/۲	۵۲/۹۴
۸	۴۵۰۰	۸۷۲/۷۲	۶۳/۰۱
۹	۵۰۰۰	۸۹۱/۳	۷۰/۲۴
۱۰	۵۵۰۰	۹۰۴/۳۲	۷۵/۰۷
۱۱	۶۰۰۰	۹۱۳/۸۹	۷۸/۱۶

برای این منظور دما و دبی دود خروجی موتور احتراق داخلی TU-5 در شرایط مختلف کاری با مدل‌سازی در نرم‌افزار GT-Power به‌دست آمد (جدول ۸). نتایج مذکور به عنوان مشخصات سیال گرم مبدل هیتر موتور استرلینگ در مدل توضیح داده‌شده در شکل ۱ در نظر گرفته شد. با استفاده از مدل موتور استرلینگ نتایج خروجی موتور استرلینگ برای هریک از شرایط کارکرد موتور احتراق داخلی محاسبه شد.

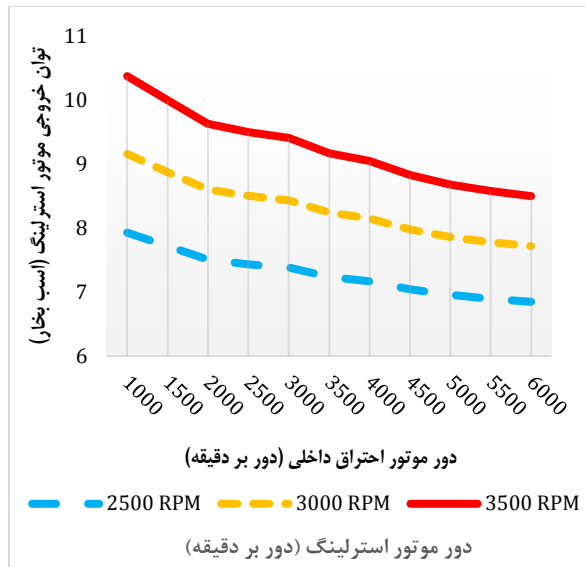
بالا رفتن دور موتور باعث افزایش دما و دبی جرمی دود خروجی از آگروز موتور احتراق داخلی می‌شود. این مقادیر با استفاده از نتایج به‌دست‌آمده از حل مدل GT-Power موتور احتراق داخلی TU5 به‌دست می‌آید، که در جدول ۸ نمایش داده شده است.

۳-۴- خروجی موتور استرلینگ به عنوان بازیاب حرارتی موتور احتراق داخلی

نتایج به‌دست‌آمده از مدل‌سازی موتور استرلینگ که از انرژی حرارتی دودهای خروجی از موتور احتراق داخلی به عنوان منبع حرارتی استفاده می‌کند در سه فشار کاری ۲/۷۶، ۴/۱۳ و ۵/۵۲ مگاپاسکال سیال عامل و در دوره‌های مختلف کاری موتور استرلینگ مورد بررسی قرار گرفت. گشتاور و توان موتور استرلینگ برای هر سه فشار کاری در شکل‌های ۶ تا ۱۱ نمایش داده شده است.

در یک دور موتور احتراق داخلی ثابت با افزایش دور موتور استرلینگ، گشتاور خروجی موتور استرلینگ کاهش می‌یابد. از جمله دلایل این کاهش می‌توان به کاهش زمان لازم برای انتقال حرارت مبدل‌های

شکل ۱۰: گشتاور خروجی موتور استرلینگ در فشار ۵/۵۲ مگاپاسکال

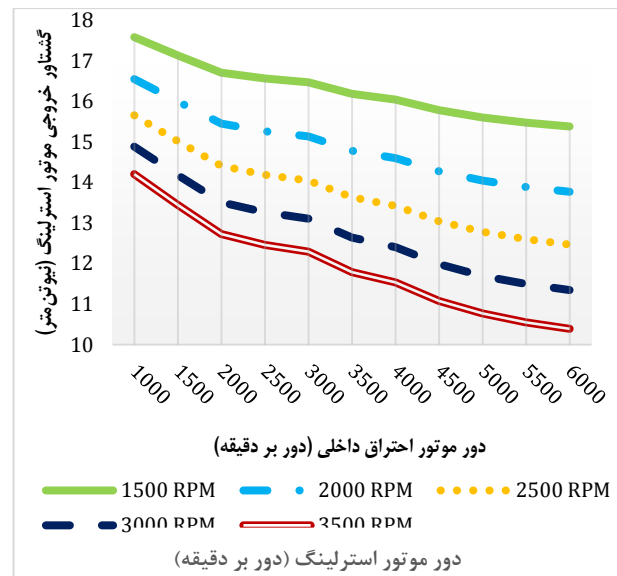


شکل ۱۱: توان خروجی موتور استرلینگ در فشار ۵/۵۲ مگاپاسکال

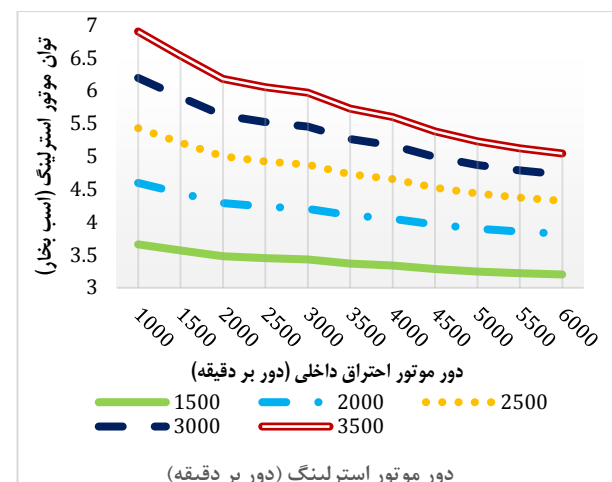
افزایش فشار کاری سیال عامل منجر به افزایش کار تولیدی و افزایش گشتاور خروجی و بالطبع افزایش توان موتور استرلینگ می‌شود. در نتیجه بیشینه توان و گشتاور موتور استرلینگ در فشار کاری ۵/۵۲ مگاپاسکال رخ می‌دهد. در فشار کاری ۵/۵۲ مگاپاسکال و دور موتور ۳۵۰۰ دور بر دقیقه بیشترین توان خروجی موتور استرلینگ رخ می‌دهد. در شرایط مذکور بسته به دور موتور احتراق داخلی و میزان دما و دبی جرمی دود خروجی از آن، موتور استرلینگ توانایی تولید ۸/۵ تا ۱۰/۴ اسب بخار را دارا می‌باشد. افزوده شدن این مقادیر به توان کلی مجموعه موتور احتراق داخلی منجر به افزایش توان از ۶۴/۴ درصد در دورهای پایین تا ۸/۸۵ درصد در دورهای بالای مجموعه قوای محرکه خواهد شد. این مقادیر در شکل ۱۲ نمایش داده شده است.

شایان ذکر است پیش از این پژوهشگران [۴۳] با استفاده از ترکیب موتور احتراق داخلی EF-7 و موتور استرلینگ Solo-V مدلی را توسعه دادند که در فشار کاری ۵ مگاپاسکال موتور استرلینگ و همچنین دور موتور احتراق داخلی ۲۰۰۰ تا ۴۵۰۰ دور بر دقیقه افزایش توان ۱۲/۲ درصد را به ارمغان می‌آورد. از طرفی در مدل توسعه یافته در پژوهش پیش‌رو در دورهای ۲۰۰۰ تا ۴۵۰۰ دور بر دقیقه موتور احتراق داخلی و فشار ۵/۵۲ مگاپاسکال موتور استرلینگ افزایش توانی معادل با ۲۶/۰۳ تا ۹/۸۵ درصد نسبت به حالت استفاده از موتور احتراق داخلی بدون بازیاب به وجود می‌آید که میانگین مقدار فوق برابر با ۱۶/۴ درصد است.

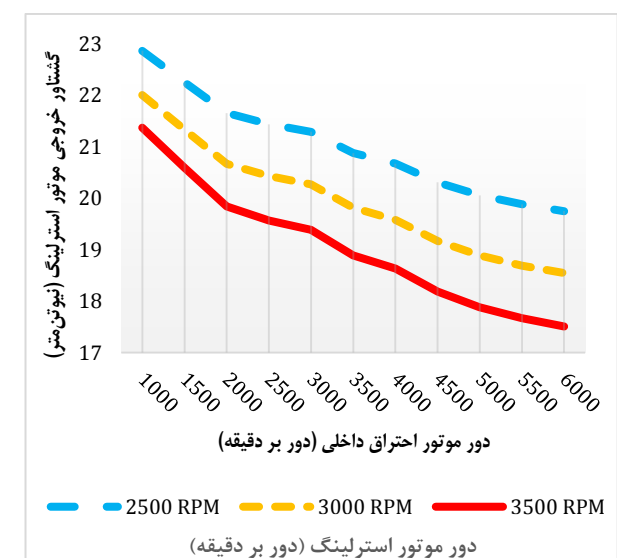
از دلایل اختلاف ۴ درصد در میزان افزایش توان دو مدل، علاوه بر عواملی نظیر موتور احتراق داخلی و موتور استرلینگ متفاوت، می‌توان به بیش‌بودن فشار کاری به میزان ۰/۵۲ مگاپاسکال در مدل پژوهش



شکل ۸: گشتاور خروجی موتور استرلینگ در فشار ۴/۱۳ مگاپاسکال



شکل ۹: توان خروجی موتور استرلینگ در فشار ۴/۱۳ مگاپاسکال

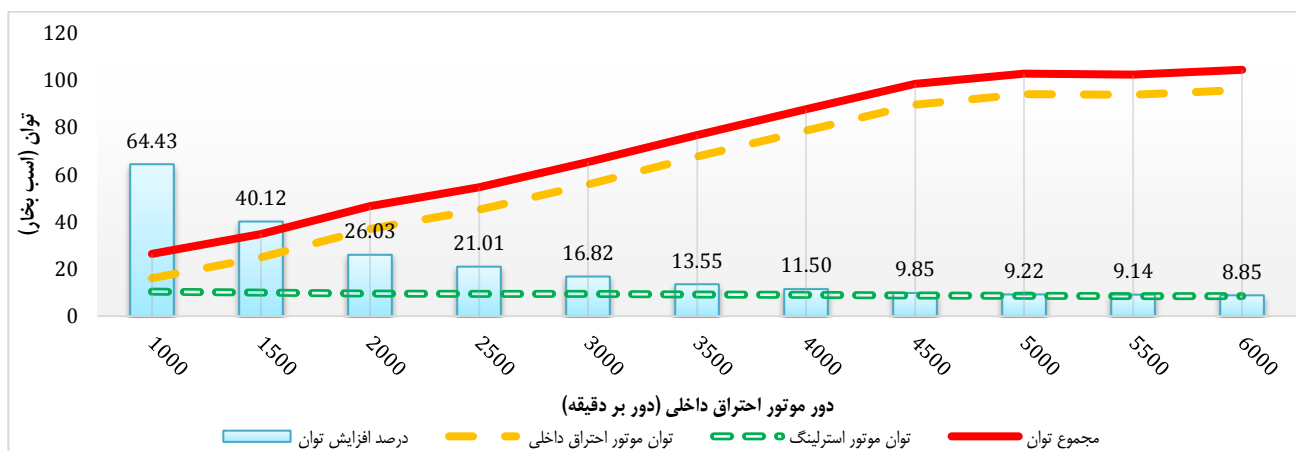


همچنین در فشارهای کاری ۲/۷۶ مگاپاسکال بیشترین گشتاور موتور استرلینگ در دور ۱۰۰۰ دور بر دقیقه اتفاق خواهد افتاد و برای فشار کاری ۴/۱۳ مگاپاسکال بیشترین گشتاور در دور موتور ۱۵۰۰ دور بر دقیقه رخ می‌دهد. تأثیرات این مقادیر گشتاور بر موتور احتراق داخلی به ترتیب در شکل‌های ۱۵ و ۱۶ نمایش داده شده است. شرایط ایده‌آل گشتاور مجموعه قوای محرکه، داشتن گشتاور بیشینه و ثابت در یک بازه وسیعی از دور موتور احتراق داخلی می‌باشد. با استفاده از شرایط مختلف کاری موتور استرلینگ، اعم از فشار کاری و دور موتور، می‌توان خروجی گشتاورهای متفاوتی را به‌دست آورد. با استفاده از این تغییرات گشتاور و اضافه کردن آن به گشتاور موتور احتراق داخلی، این شرایط ایده‌آل قابل دسترسی است. نمودار شکل ۱۷ نشان‌دهنده نیل به شرایط ایده‌آل گشتاور مجموعه قوای محرکه به کمک موتور استرلینگ می‌باشد. همان‌طور که در شکل مشخص است، با استفاده از موتور استرلینگ علاوه بر افزایش گشتاور موتور احتراق داخلی، می‌توان برخی از افت‌های گشتاوری در دورهای ابتدایی و انتهایی موتور احتراق داخلی و نوسانات گشتاور در دورهای میانی موتور احتراق داخلی را به‌خوبی اصلاح نمود.

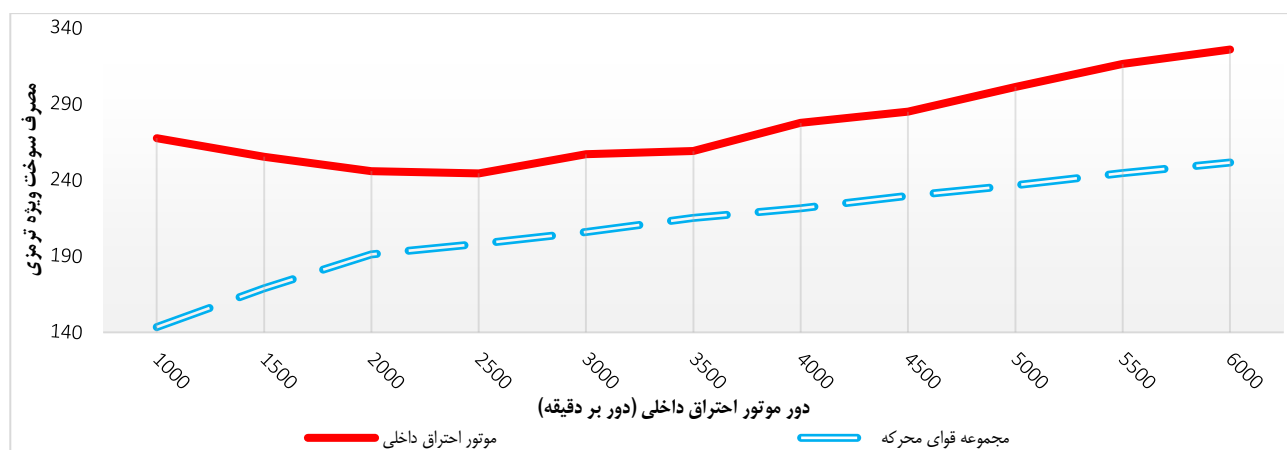
پیش رو نسبت به مدلی که متشکل از موتور احتراق داخلی EF-7 و موتور استرلینگ Solo-V بود، اشاره کرد.

با افزودن شدن توان موتور استرلینگ به توان موتور احتراق داخلی، افزایش توان کلی مجموعه قوای محرکه اتفاق می‌افتد. افزایش توان مجموعه قوای محرکه در حالی به وقوع پیوسته است که موتور استرلینگ هیچ سوخت اضافه‌ای مصرف نمی‌کند و نیروی محرکه خود را از انرژی هدررفته دودهای خروجی موتور احتراق داخلی تأمین می‌کند. این به معنای کاهش شاخص مصرف سوخت ویژه ترمزی مجموعه قوای محرکه می‌باشد (شکل ۱۳). ذکر این نکته ضروری است که توان موتور استرلینگ در شرایط بیشینه توان یا همان دور ۳۵۰۰ دور بر دقیقه و فشار کاری ۵/۵۲ مگاپاسکال به مجموعه قوای محرکه افزوده شده است.

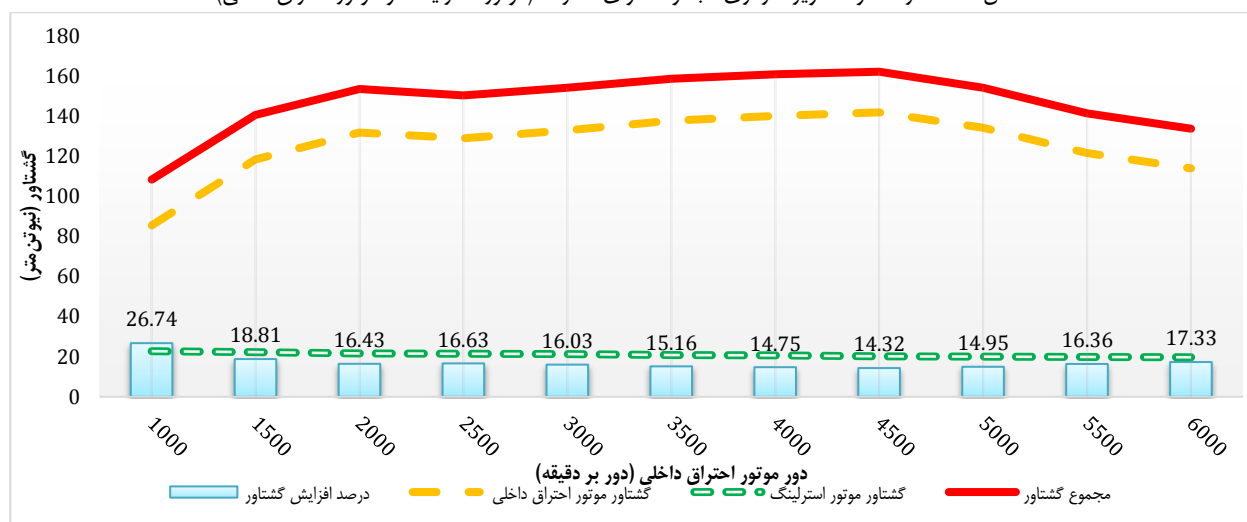
بیشترین گشتاور خروجی موتور استرلینگ در دور موتور ۲۵۰۰ دور بر دقیقه و فشار کاری ۵/۵۲ مگاپاسکال به‌دست می‌آید. این مقدار با توجه به میزان حرارت و دبی جرمی دود خروجی از آگزوز موتور احتراق داخلی مابین ۱۹ تا ۲۳ نیوتن‌متر می‌باشد. در صورت افزودن آن به گشتاور تولیدشده توسط موتور احتراق داخلی، گشتاور مجموعه قوای محرکه بسته به دور موتور احتراق داخلی در حدود ۱۵ تا ۲۷ درصد افزایش خواهد یافت (شکل ۱۴).



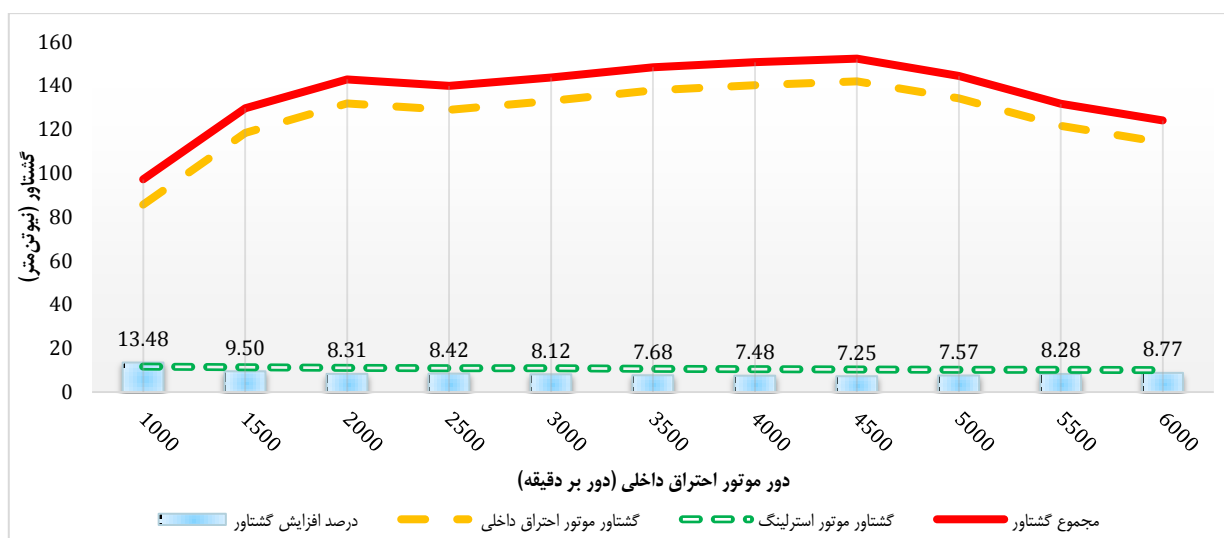
شکل ۱۲: توان مجموعه قوای محرکه (موتور استرلینگ و موتور احتراق داخلی)



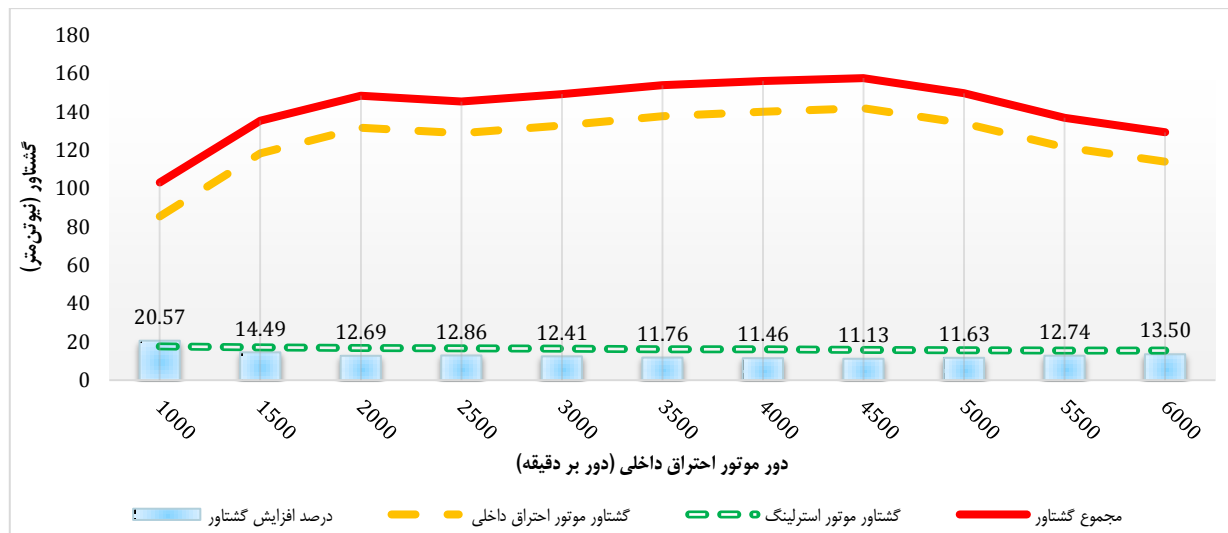
شکل ۱۳: مصرف سوخت ویژه ترمزی مجموعه قوای محرکه (موتور استرلینگ و موتور احتراق داخلی)



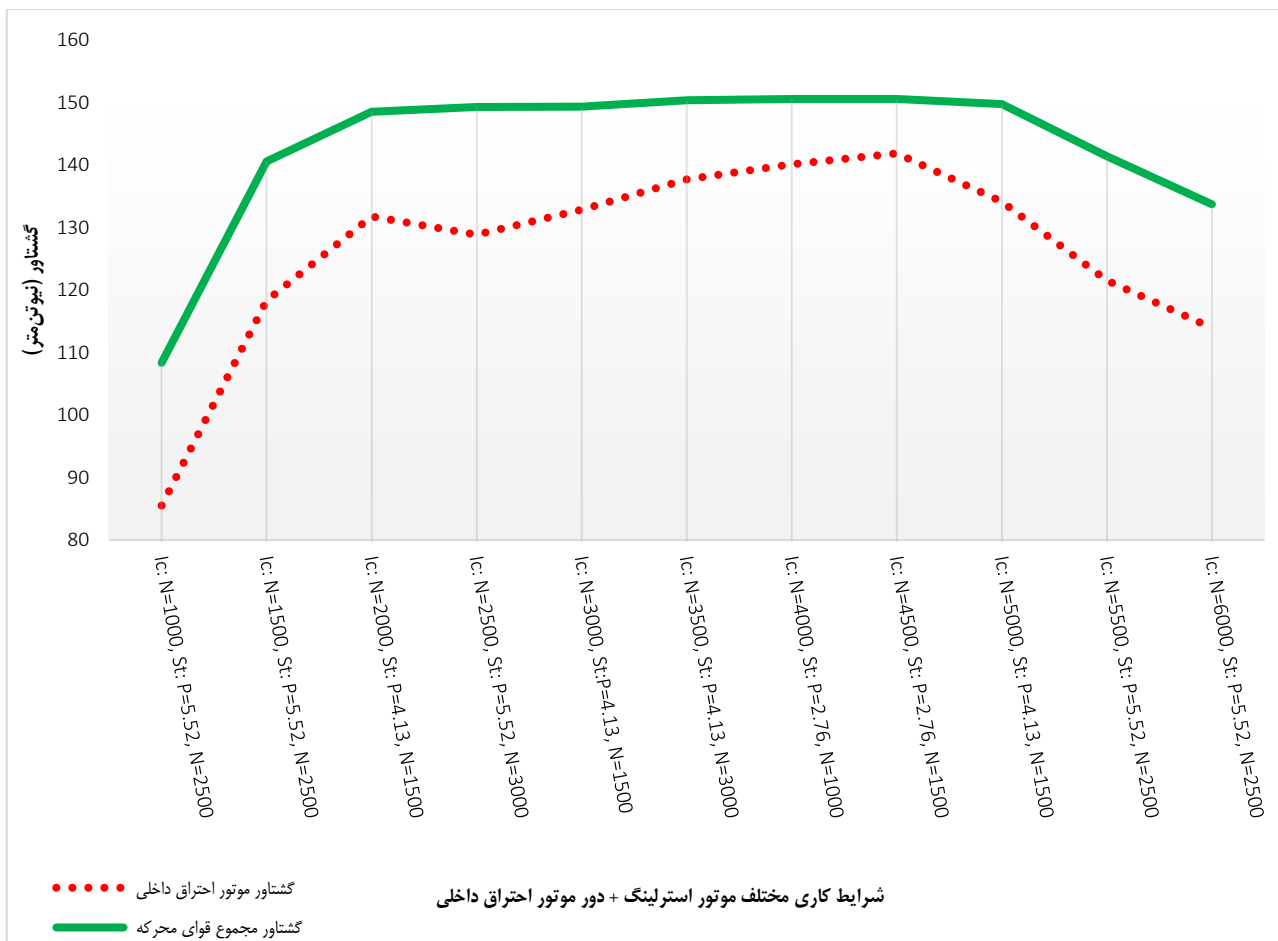
شکل ۱۴: گشتاور مجموعه قوای محرکه (موتور استرلینگ و موتور احتراق داخلی) در فشار کاری ۵/۵۲ مگا پاسکال



شکل ۱۵: گشتاور مجموعه قوای محرکه (موتور استرلینگ و موتور احتراق داخلی) در فشار کاری ۲/۷۶ مگاپاسکال



شکل ۱۶: گشتاور مجموعه قوای محرکه (موتور استرلینگ و موتور احتراق داخلی) در فشار کاری ۴/۱۳ مگاپاسکال



شکل ۱۷: گشتاور مجموعه قوای محرکه (موتور استرلینگ و موتور احتراق داخلی)

۴- نتیجه گیری

توانایی تخمین بازدهی و کار را نسبت به نتایج تجربی با خطای جزئی

۱/۵ و ۱/۳ درصد دارا است.

۲- مدل سازی موتور احتراق داخلی TU5 در نرم افزار GT-power با

خطای ۴ درصدی برای پیش بینی گشتاور و توان موتور انجام گرفت.

۱- در این پژوهش به منظور مدل سازی موتور استرلینگ، با استفاده از یک الگوریتم حل اختصاصی یک مدل مرتبه دوم ارائه شد که توانایی تخمین عملکرد موتور را با دقت بسیار خوب نسبت به نتایج تجربی دارا می باشد. به طوری که برای موتور استرلینگ GPU-3، مدل مذکور

Nu	عدد ناسلت
ho	خروجی سیال گرم
wg	تماس با سیال عامل
Conv	انتقال حرارت همرفت
Cond	انتقال حرارت هدایت
Rad	انتقال حرارت تشعشع
leak	نشتی
ci	ورودی سیال سرد
co	خروجی سیال سرد
hi	ورودی سیال گرم
ck	مرز فضای تراکم و کولر
he	مرز فضای انبساط و هیتر
r	ریژنراتور

فهرست علائم یونانی

γ	نسبت ظرفیت گرمایی
ε	اثربخشی مبدل حرارتی
η	راندمان سیکل استرلینگ
τ	تنش برشی
ρ	چگالی
ϕ	تابع
σ	ضریب استفان بولتزمن
ϵ	ضریب انتشار
ω	سرعت دورانی
Re	عدد رینولدز، Re
G_{ref}	ضریب اصطکاک رینولدز
Nu	عدد ناسلت
زیرنویس‌ها	
c	فضای تراکم
e	فضای انبساط
k	کولر
h	هیتر

مراجع و منابع

- [1] J. Jadhao and D. Thombare, "Review on exhaust gas heat recovery for IC engine," International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT), vol. 2, no. 12, 2013.
- [2] P. Azarikhah, S. J. Haghparsat, and A. Qasemian, "Investigation on total and instantaneous energy balance of bio-alternative fuels on an SI internal combustion engine," Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, vol. 137, no. 5, pp. 1681-1692, 2019.

۳- موتور استرلینگ با استفاده از گرمای گازهای خروجی موتور احتراق داخلی، قابلیت تولید توان ۱۰/۴ تا ۸/۵ اسب بخار، ۲۰ تا ۲۲ نیوتن متر گشتاور و در عین حال کاهش شاخص مصرف سوخت ویژه ترمزی مابین ۱۷ تا ۴۶ درصد را به‌ازای سرعت‌های مختلف موتور احتراق داخلی دارا می‌باشد. این مقادیر باعث جذابیت استفاده از ترکیب موتور استرلینگ و موتور احتراق داخلی خواهد شد.

۴- به منظور اعلام نظر دقیق‌تر در خصوص استفاده از موتور استرلینگ به عنوان بازیاب حرارتی موتور احتراق داخلی بایستی تأثیرات فشار ناشی از موج برگشتی مانیفولد دود موتور احتراق داخلی را در صورت استفاده از هیتر موتور استرلینگ در مسیر دود خروجی محاسبه نمود و تأثیر آن بر توان و گشتاور خروجی مجموعه قوای محرکه مورد بررسی قرار گیرد. همچنین در نظر گرفتن وزن موتور استرلینگ در کنار توان موتور استرلینگ و محاسبه نسبت توان به وزن مجموعه قوای محرکه، قبل و بعد از افزوده شدن موتور استرلینگ به مجموعه قوای محرکه می‌تواند منجر به ارائه تحلیل دقیق‌تر در این زمینه شود.

فهرست علائم انگلیسی

m^2	مساحت،
$J/s \cdot ^\circ K$	نرخ ظرفیت گرمایی،
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت
M	جرم مولی
m	جرم، kg
P	فشار، Pa
T	دما، K
H	آنتالپی، $J \cdot Kg^{-1}$
q	گرمای، J
V	حجم، m^3
R	ثابت گازها
U	ضریب انتقال حرارت کلی، $W/m^2 \cdot K$
h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، $W/m^2 \cdot K$
k	ضریب انتقال حرارت رسانش، $W/m \cdot K$
Pl	ثابت پلانک
B	ثابت بولتزمن
l_t	طول موج گرمایی، $(kg \cdot k)^{-1/2}$
F	نیرو، N
C_f	ضریب اصطکاک سیال
u	سرعت سیال، m/s^2
Re	عدد رینولدز، Re
C_{ref}	ضریب اصطکاک رینولدز

- [15] R. Stirling, "Patent no. 4081," Stirling air engine and the heat regenerator, 1816.
- [16] G. Walker, "Stirling engines," 1980.
- [17] S. Fan, M. Li, S. Li, T. Zhou, Y. Hu, and S. Wu, "Thermodynamic analysis and optimization of a Stirling cycle for lunar surface nuclear power system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 111, pp. 60-67, 2017.
- [18] M. Ni, B. Shi, G. Xiao, H. Peng, U. Sultan, Sh. Wang, Zh. Luo, K. Cen, "Improved Simple Analytical Model and experimental study of a 100 W β -type Stirling engine," *Applied Energy*, vol. 169, pp. 768-787, 2016.
- [19] R. Dyson, S. Wilson, and R. Tew, "Review of computational stirling analysis methods," in 2nd International Energy Conversion Engineering Conference, p. 5582, 2004.
- [20] W. T. Beale, "Free piston Stirling engines-some model tests and simulations," SAE Technical Paper, 0148-7191, 1969.
- [21] J. Senft, "A simple derivation of the generalized Beale number," in IECEC'82; proceedings of the seventeenth intersociety energy conversion engineering conference, vol. 4, pp. 1652-1655 1982.
- [22] G. Schmidt, "The theory of Lehmann's calorimetric machine," *Zeitschrift Des Vereines Deutscher Ingenieure*, vol. 15, no. 1, pp. 98-112, 1871.
- [23] C.-H. Cheng and Y.-J. Yu, "Numerical model for predicting thermodynamic cycle and thermal efficiency of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism," *Renewable Energy*, vol. 35, no. 11, pp. 2590-2601, 2010.
- [24] D.J. Shendage, S.B. Kedare, S.L. Bapat, "Cyclic analysis and optimization of design parameters for Beta-configuration Stirling engine using rhombic drive", *Appl. Therm. Eng.* 2017, Vol 124, pp. 595-615, 2017.
- [25] I. Urieli and D. M. Berchowitz, "Stirling cycle engine analysis," 1984.
- [26] S. Alfarawi, "Thermodynamic analysis of rhombic-driven and crank driven beta-type Stirling engines", *Int J Energy Res.* 44, pp. 5596-5608, 2020.
- [27] P. Durcansky, R. Nosek and J. Jandacka, "Use of Stirling Engine for Waste Heat Recovery", *Energies* 13, 4133, 2020.
- [28] T. Finkelstein, "Computer analysis of Stirling engines," *Advances in Cryogenic Engineering*. Volume 20, vol. 20, pp. 269-282, 1975.
- [29] I. Urieli, C. J. Rallis, and D. M. Berchowitz, "Computer simulation of Stirling cycle machines," in 12th intersociety energy conversion engineering conference, vol. 2, pp. 1512-1521 1977.
- [30] R. C. Tew, K. Jefferies, and D. Miao, A Stirling engine computer model for performance calculations. Department of Energy, Office of Conservation and Solar Applications ..., 1978.
- [31] F. Aksoy, H. Karabulut, C. Çınar, H. Solmaz, Y. O. Ozgoren, A. Uyumaz, "Thermal performance of a
- [3] H. Özcan and M. Söylemez, "Thermal balance of a LPG fuelled, four stroke SI engine with water addition," *Energy conversion and management*, vol. 47, no. 5, pp. 570-581, 2006.
- [4] A. Qasemian and A. Keshavarz, "Experimental and numerical study of an internal combustion engine coolant flow distribution," *Tehnički Vjesnik (strojarski Fakultet)*, vol. 23, no. 1, pp. 257-264, 2016.
- [5] A. Qasemian, A. Keshavarz, H. Setoodeh, A. Mohammadi, and I. Chitsaz, "An Experimental and Numerical Study of Precision Cooling to Determine Optimum Coolant Velocity of Downsized Internal Combustion Engines Using Boiling," *SAE Technical Paper*, 0148-7191, 2021.
- [6] A. Qasemian, P. Azarikhah, and S. Jenabi Haqparast, "Derivation of specific heat rejection correlation in an SI engine; experimental and numerical study," *Automotive Science and Engineering*, vol. 8, no. 2, pp. 2679-2691, 2018.
- [7] M. A. Neshan, A. Keshavarz, A. Jazayeri, and A. Ghasemian, "Thermo-fluid analysis of the exhaust manifold integrated with cylinder head," in *Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference*, vol. 44663: American Society of Mechanical Engineers, pp. 965-972, 2012.
- [8] M. d. A. Al-Nimr and A. A. Alajlouni, "Internal combustion engine waste heat recovery by a thermoelectric generator inserted at combustion chamber walls," *International Journal of Energy Research*, vol. 42, no. 15, pp. 4853-4865, 2018.
- [9] D. Di Battista, F. Fatigati, R. Carapellucci, and R. Cipollone, "An improvement to waste heat recovery in internal combustion engines via combined technologies," *Energy Conversion and Management*, vol. 232, p. 113880, 2021.
- [10] M. Güven, H. Bedir, and G. Anlaş, "Optimization and application of Stirling engine for waste heat recovery from a heavy-duty truck engine," *Energy Conversion and Management*, vol. 180, pp. 411-424, 2019.
- [11] L. Shi, G. Shu, H. Tian, and S. Deng, "A review of modified Organic Rankine cycles (ORCs) for internal combustion engine waste heat recovery (ICE-WHR)," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 92, pp. 95-110, 2018.
- [12] P. Durcansky, R. Nosek, and J. Jandačka, "Use of Stirling Engine for Waste Heat Recovery," *Energies*, vol. 13, no. 16, p. 4133, 2020.
- [13] S. Saadon, "Possibility of Using Stirling Engine as Waste Heat Recovery-Preliminary Concept," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, vol. 268, no. 1: IOP Publishing, 012095. 2019.
- [14] S. Saadon and H. Helman, "Design and Modelling of a Beta-Type Stirling Engine for Waste Heat Recovery," *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, vol. 64, no. 1, pp. 135-142, 2019.

- [40] A. Batooei and A. K. Valian, "Thermal analysis and efficiency optimization of Otto-Stirling combined cycles with SI engine exhaust heat recovery," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 16, no. 2, pp. 147-158, 2016.
- [41] B. Cullen, "The combined Otto and Stirling cycle prime-mover-based power plant," 2011.
- [42] M. Hatami, D. Ganji, and 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, pp. 168-181, 2014.
- [43] T. A. NASIRI and S. HASANPOUR, "Exhaust gas heat recovery for an ICE using a Stirling engine combined cycle," 2018.
- [44] M. H. Ahmadi et al., "Designing a powered combined Otto and Stirling cycle power plant through multi-objective optimization approach," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 62, pp. 585-595, 2016.
- [45] B. Cullen and J. McGovern, "Energy system feasibility study of an Otto cycle/Stirling cycle hybrid automotive engine," *Energy*, vol. 35, no. 2, pp. 1017-1023, 2010.
- [46] M. Hatami, D. Ganji, and M. Gorji-Bandpy, "Numerical study of finned type heat exchangers for ICEs exhaust waste heat recovery," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 4, pp. 53-64, 2014.
- [47] S. Alfarawi, M. Webb-Martin, S. Mahmoud, and R. Al-Dadah, "Thermal analysis of stirling engine to power automotive alternator using heat from exhaust gases," *Energy Procedia*, vol. 61, pp. 2395-2398, 2014.
- [48] R. K. Shah and D. P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, 2003.
- Stirling engine powered by a solar simulator", *Appl. Therm. Eng.*, Vol 86, pp. 161-167, 2015.
- [32] F. Aksoy, H. Solmaz, H. Karabulut, C. Cinar, Y.O. Ozgoren, S. Polat, "A thermodynamic approach to compare the performance of rhombic-drive and crank-drive mechanisms for a beta-type Stirling engine", *Appl. Therm. Eng.* Vol 93, pp. 359-367, 2016.
- [33] D. Ipci and H. Karabulut, "Thermodynamic and dynamic analysis of an alpha type Stirling engine and numerical treatment", *Energy Conversion and Management* 169, pp. 34-44, 2018.
- [34] Duygu Ipci, "Thermodynamic analysis of a gamma-type stirling engine driven by Scotch Yoke mechanism", *International Journal of Green Energy*, 18:2, pp.144-155, 2021.
- [35] G. Xiao, U. Sultan, M. Ni, H. Peng, X. Zhou, Sh. Wang, Zh. Luo, "Design optimization with computational fluid dynamic analysis of β -type Stirling engine", *Appl. Therm. Eng.*, Vol 113, pp. 87-102, 2017.
- [36] C.H. Cheng, Y.F. Chen, "Numerical simulation of thermal and flow fields inside a 1-kW beta-type Stirling engine", *Appl. Therm. Eng.*, Vol 121, pp. 554-561, 2017.
- [37] L. Kuban, J. Stempka and A. Tyliczszak, "A 3D-CFD study of a γ -type Stirling engine", *Energy* 169, , pp. 142-159, 2019.
- [38] P. Bitsikas, E. Rogdakis and G. Dogkas, "CFD study of heat transfer in Stirling engine regenerator", *Thermal Science and Engineering Progress* 17, 2020.
- [39] C.H. Cheng and Y.H. Tan, "Numerical Optimization of a Four-Cylinder Double-Acting Stirling Engine Based on Non-Ideal Adiabatic Thermodynamic Model and SCGM Method", *Energies* 13, 2020.



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineerresearch.ir

DOI:10.22034/ER.2022.697914



Utilization of stirling engine to improve the performance and fuel consumption of an internal combustion engine by exhaust gas heat recovery

S. S. Kashi¹, A. Qasemian^{2*}¹ MSc, Student of Automotive Engineering Department, Iran University of Science and Technology, sajad_kashi@auto.iust.ac.ir² PhD, Faculty of Automotive Engineering Department, Iran University of Science and Technology, qasemian@iust.ac.ir

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 14 November 2020

Accepted: 03 August 2022

Keywords:

Heat recovery

Stirling engine

Second order analysis

Adiabatic model

Hybrid of Stirling engine and internal combustion engine

ABSTRACT

About 30 to 40 percent of the total energy produced in internal combustion engines is converted into useful mechanical work at best, and the rest is transferred to the environment through exhaust gases and engine cooling systems. One effective way to overcome mentioned issue is to recover the exhaust gas heat of internal combustion engines. In the present study, in order to recover the wasted energy from the ICE exhaust gases, use of Stirling engine has been suggested. For this purpose, modeling of the Stirling engine was performed by using the second-order method. To approach operating conditions of the stirling engine to actual state, heat and working losses for each moment of the engine movement were calculated separately and added to the modeling. The modeling of the Stirling engine was performed for three operating pressures in different engine speeds, depending on the thermal energy of the internal combustion engine. The results show that, at best condition, Stirling engine produce 5/8 to 10 horsepower and 20 to 22 N.m of torque. By adding these values to the IC engine, we will see a significant increase in power and torque of the hybrid system. It is also possible to achieve a constant torque over a wide range of engine speeds in hybrid engine by using different operating conditions of stirling engine.



© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.