



Experimental evaluation and performance analysis of a bidirectional compressed air engine with a common crankshaft and connecting rods

Mehdi Mostaghelchi, Mohammad Omidpanah*

Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran

ARTICLE INFO

Keywords:

Double-Piston Engine
Mechanical Rotary Valve
Common Crankshaft
Bidirectional Compressed Air Engine
Reciprocating Air Engine

ABSTRACT

In this paper, a novel engine capable of operating in two modes—as a compressed air engine and as a compressor—is analyzed and investigated. In this configuration, two reciprocating pistons are arranged opposite each other and operate in two separate cylinders. A common connecting rod is also employed in the power transmission mechanism between the crankshaft and the pistons. In the compressed air engine mode, mechanical rotary valves are used to control the fluid flow into the engine, and the power generated by the pistons is transmitted to the common connecting rods and the crankshaft. The engine was first designed; after the stress analysis of its components was verified in software, a prototype was manufactured, and data were then collected and analyzed using sensors and electronic equipment. The results of this research comprise experimental analysis, thermodynamic analysis, and simulation. According to the experimental results obtained from the operation of the mechanism as a power generation engine, the average output speed of the engine at a gauge pressure of 5 bar is 190 rpm, and the engine output power is 870 W. The results obtained from the derived analytical relations, the model solution, the software simulation, and the experimental data also show good agreement and consistency in the engine analysis.



© 2026 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* Corresponding author

E-mail address: momidpanah@tvu.ac.ir (M. Omidpanah)

Received 23 November 2025; Accepted 4 August 2026
E-ISSN: 2345-4121/ISSN: 1735-5214

Cite this article: Mostaghelchi M, Omidpanah M. Experimental evaluation and performance analysis of a bidirectional compressed air engine with a common crankshaft and connecting rods. The Journal of Engine Research. 2026 Aug 23;73(2):21-43. doi: [10.22034/ER.2026.2077052.1116](https://doi.org/10.22034/ER.2026.2077052.1116)

حل تحلیلی و تجربی موتور هوای فشرده دوطرفه با سازوکار اهرم لولایی و میل لنگ مشترک

مهدی مستقل چی، محمد امیدپناه*

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران

چکیده

در این مقاله یک موتور جدید که قابلیت فعالیت در دو وضعیت موتور هوای فشرده و تنجار را دارد، بررسی شد. در این سازه دو سنبه رفت و برگشتی متصل به هم و در دو موقعیت مخالف به یکدیگر وجود دارد که در دو استوانه مجزا فعالیت دارند. در سازوکار انتقال توان نیز از یک اهرم لولایی شکل مشترک استفاده شده است به طوریکه به عنوان رابط مابین میل لنگ و سنبه‌ها عمل می‌کند. این موتور ابتدا طراحی و پس از تایید تحلیل تنش قطعات در نرم‌افزار، ساخته و سپس مورد دیتابرداری قرار گرفت. داده‌های این موتور با استفاده از حسگرها و تجهیزات برقی جمع‌آوری و تجزیه و تحلیل شده است. نتایج این تحقیق شامل تحلیل تجربی، تحلیل ترمودینامیکی و شبیه‌سازی است. در نتایج تجربی به دست آمده از عملکرد سازوکار در قالب یک موتور تولید توان، در فشار نسبی ۵ بار، دور متوسط خروجی موتور ۱۹۰ دور در دقیقه و تولیدی موتور برابر با ۸۷۰ وات اندازه‌گیری شد. نتایج تحلیل موتور تنجار از طریق روابط استخراج شده، حل عددی و مدل‌سازی، شبیه‌سازی در نرم‌افزار و داده‌های تجربی نیز نشان‌دهنده همپوشانی و سازگاری نسبی تحلیل موتور تنجار است.

اطلاعات مقاله

کلیدواژه‌ها:

موتور با سنبه دابل
دریچه دوار مکانیکی
میل لنگ مشترک
موتور هوای فشرده دوطرفه
موتور هوایی رفت و برگشتی



© 2026 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* نویسنده مسئول

پست الکترونیکی: momidpanah@tvu.ac.ir (محمد امیدپناه)

دریافت ۲ آذر ۱۴۰۴؛ پذیرش ۱۳ مرداد ۱۴۰۵

شاپای الکترونیکی: ۳۳۴۵-۴۱۲۱ / شاپای چاپی: ۱۷۳۵-۵۲۱۴

Cite this article: Mostaghelchi M, Omidpanah M. Experimental evaluation and performance analysis of a bidirectional compressed air engine with a common crankshaft and connecting rods. The Journal of Engine Research. 2026 Aug 23;73(2):21-43. doi: 10.22034/ER.2026.2077052.1116

۱- مقدمه

در سراسر جهان تلاش‌های زیادی برای ساخت موتورهایی که با داشتن بازده مناسب بتوانند از منابع انرژی تجدیدپذیر و منابع اتلاف حرارتی به خوبی سوخت‌های سنگواره‌ای استفاده کنند، صورت گرفته است. افزایش قیمت انرژی و آلودگی‌های محیطی و صوتی در جهان باعث شده است تا تحقیقات گسترده‌ای بر روی موتورهای جدید تولید توان، با جدیت بیشتری صورت گیرد. مصرف منابع انرژی‌های تجدیدناپذیر 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 به همین علت موتورهای جدید جهت جایگزینی موتورهای تولید توان فعلی از جمله موتورهای دورگه و موتورهای هوای فشرده از جمله ایده‌هایی است که در سالهای اخیر علاقه مندان زیادی را به خود جلب کرده است. محدودیت‌های بکارگیری سوخت‌های سنگواره‌ای و کاهش منابع سوخت‌های هیدروکربنی و لزوم استفاده حداکثری از منابع موجود و صرفه‌جویی حداکثری در تلفات سامانه‌های تولید و مصرف انرژی سبب شده است توجه طراحان و مهندسين به بکارگیری موتورهای تولید توان از نوع هوای فشرده بویژه در شهرهای پرجمعیت و کشورهای صنعتی جلب گردد [۱].

از طرفی دسترسی فراوان به سیال عامل هوا و امکان ذخیره سازی آن در منابع زیر زمینی با حداقل هزینه نیز مزید علت است تا مولدهای قدرت و تنجارهای هوای فشرده جایگاه ویژه‌ای را داشته باشند. محققین در پژوهش‌های خود تاکنون، به بررسی تجربی، عددی و شبیه‌سازی سازوکارهای موجود از جمله سازوکارهای مختلف موتورهای تولید توان و تنجارهای متعدد پرداخته‌اند و هریک با ارائه یک راهکار جدید سعی در بهبود عملکرد آنها داشته‌اند [۲]. از این رو لازم و ضروری است تحقیقات گسترده‌ای در خصوص بررسی و ارائه و تحلیل سازوکارهای جدید صورت پذیرد تا مناسب‌ترین ساختار با توجه به کاربری مورد استفاده قرار گیرد و لذا اهمیت توجه به سازوکارهای تولید توان از هوای فشرده و تنجارهای تامین کننده هوای فشرده، توجه به بازیافت منابع اتلافی و حرارتی به منظور بهره‌گیری مجدد و روش‌های افزایش بازده و کارایی آنها امری اجتناب ناپذیر است.

رافائل سیلوا و همکاران [۳] در سال ۲۰۱۸ به طراحی و تحلیل یک سامانه بازیافت موازی هیدرولیک پنوماتیک ترمز جهت خودروهای سنگین پرداخته‌اند. در این پژوهش در فاز ترمزی یک تنجار پنوماتیکی فعال شده و هوای فشرده درون یک مخزن ذخیره شده تا از آن بتوان در تولید توان به صورت مستقیم و یا قابل استفاده در موتور خودروی وسیله نقلیه سنگین بکار گرفت. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که سامانه پیشنهادی قادر به ذخیره ۶۹٪ انرژی در دسترس است. فانگ و همکاران [۴] در سال ۲۰۱۸ با ساخت یک نمونه آزمایشی به بررسی میزان بازیافت انرژی و تولید توان با تکنولوژی هوای فشرده که ممکن است در خودروهایی دورگه بکار گرفته شود، پرداخته‌اند. در این مطالعه از یک موتور دیزلی تک استوانه استفاده شده و از آب داغ به عنوان منبع گرما برای گرم کردن دیواره استوانه موتور استفاده شده‌است. نتایج نشان می‌دهند که تحت تاثیر منبع گرما با دمای ۹۰ درجه سلسیوس، حداکثر توان خروجی بدست‌آمده حدود یک و نیم کیلووات است که ۲۲٪ بیشتر از خروجی بدون تامین گرما است. تحت سرعت دورانی ۴۰۰ دور بر دقیقه، گشتاور تولید شده حدود ۲۹ نیوتن متر است، که بهبود ۷ درصدی نسبت به آن بدون تامین گرمایش است. ماکزیمم بازده می‌تواند از ۲۷٪ به ۳۵٪ افزایش یابد.

چی مین لیو و همکاران [۵] در سال ۲۰۱۷ با تبدیل یک موتور چهار زمانه با حجم ۱۰۰ سانتیمتر مکعب به یک تنجار جهت احیاء نیروی ترمز در وضعیت‌های مختلف پرداخته‌اند. مدل‌های شبیه‌سازی دینامیک گاز و گاز در نرم‌افزار متلب برای تحلیل فشار استوانه موتور و فشار بازیافت در مخزن ذخیره‌سازی در طول عملیات به کار گرفته شده‌اند. نتایج عملی بدست آمده با مدل‌های شبیه‌سازی دینامیکی ترمودینامیکی مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج تجربی نشان داد که ماکزیمم فشار احیاء برابر با ۲.۹۱ بار است.

چی مین لیو و همکاران [۶] در سال ۲۰۱۶ به بررسی فرآیند انبساط در یک موتور هوایی دو مرحله ای پرداخته‌اند به طوریکه هوای فشرده با فشار ۱۲ اتمسفر در ابتدا به درون یک محفظه استوانه ۵۰ سی سی هدایت شده و سپس جریان سیال به سمت یک محفظه استوانه ۱۰۰ سی سی منتقل می‌شود. نتایج این پژوهش حاکی از افزایش حدود ۱۲ درصدی توان خروجی موتور بوده است.

یو و همکاران [۷] در سال ۲۰۱۵ به بررسی ویژگی‌های ترمودینامیکی و شبیه‌سازی یک موتور تک استوانه نوع هوای فشرده استوانه و سمبه‌ی پرداخته‌اند و نمودارهای مرتبط با توان، گشتاور و بازده را در دورهای مختلف استخراج نمودند. نتایج این پژوهش حاکی از بازده ۲۵٪ با توان ۱۹۲ کیلووات با گشتاور ۵۵.۵۶ نیوتن‌متر در فشار دو مگاپاسکال بود.

لیو و همکاران [۸] در سال ۲۰۱۵ با استفاده از یک موتور تک استوانه با حجم ۱۰۰ سانتیمتر مکعب به اصلاح سامانه تغذیه ورودی و دریچه خروجی با پیمایش‌های باز شدن ۱.۹ و ۵ میلی‌متر یک موتور هوای فشرده پرداخته و در وضعیت‌های مختلف فشار استوانه، توان موتور، گشتاور، دور و بازده موتور را اندازه‌گیری نموده‌اند. در نهایت در بهترین وضعیت، موتور بکار گرفته شده توانست توان خروجی ۲.۱۵ کیلووات را در فشار ۱۳ بار با گشتاور ۱۵.۹۷ نیوتن‌متر تامین نماید.

دیمیترو و همکاران [۹] در سال ۲۰۱۵ به بررسی تاثیر بکارگیری هوای فشرده به عنوان یک راه حل ابتکاری به صورت ترکیبی با یک موتور احتراق داخلی سه استوانه پرداخته‌اند. نتیجه این پژوهش حاکی از کاهش چشمگیر مصرف سوخت موتور احتراق داخلی، بهبود بازده ۵۰ درصدی برای رانندگی شهری و کاهش انتشار دی اکسید کربن در چرخه شهری به ۵۱ گرم بر هر کیلومتر است.

کی یو و همکاران [۱۰] در سال ۲۰۱۵ یک موتور هوای فشرده استوانه و سمبه‌ی مجهز به میل‌لنگ، را مورد ارزیابی قرار داده و وضعیت‌های مختلف موتور را با تغییر متغیرهای اساسی تحلیل نموده و مورد بررسی قرار دادند. در این پژوهش هنگامی که فشار در محدوده ۲۰ اتمسفر است، حداکثر توان خروجی ۱.۹۲ کیلو وات، حداکثر گشتاور خروجی ۵۶.۵۵ نیوتن‌متر و بازده موتور ۲۵٪ گزارش شده‌است.

وانگ و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۱۴ میلادی با تغییر یک موتور ۱۰۰ سی سی احتراق داخلی چهار زمانه به یک موتور هوای فشرده دو زمانه و انجام اصلاحات لازم و زمان بندی شیر ورودی هوا و تغییر در فشار هوای ورودی توان خروجی موتور را مورد بررسی قرار دادند. همچنین موتور هوای فشرده بر روی یک موتور سیکلت نصب گردیده و توانست با سرعت ۳۸.۲ کیلومتر مسافت ۵ کیلومتری را طی کند. نتایج نشان داده با فشار ۵ بار به حداکثر سرعت ۲۸.۹ کیلومتر بر ساعت دست یافت و فاصله طی شده ۲.۵ کیلومتر افزایش یافت ولیکن در فشار ۹ بار حداکثر سرعت برابر با ۳۶.۵ کیلومتر بوده اما هوای مصرفی افزایش و فاصله طی شده به مقدار ۱.۷ کیلومتر کاهش پیدا کرده است.

قاضی و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۱۲ به شبیه‌سازی عملکرد یک موتور هوایی از نوع استوانه و سمبه‌ی با سازوکار میل‌لنگ در نرم‌افزار متلب پرداخته‌اند. در این پژوهش یک مدل ریاضی برای یک موتور سه استوانه ارائه شده، ویژگی‌های دینامیکی حرکت سمبه و متغیرهای گاز شبیه‌سازی و حل عددی شده و در نهایت نمودارهای مرتبط با سرعت و موقعیت سمبه، تغییرات فشار و حجم و در نهایت توان تولیدی استخراج و تحلیل شده‌است.

مفاخری و همکاران [۱۳] در سال ۲۰۲۴ به بررسی تجربی و شبیه‌سازی غیرفعال کردن استوانه موتور XU7 پرداخته و میزان مصرف سوخت و تولید انتشار آلاینده‌های موتور پرداخته‌اند نتایج این پژوهش حاکی از کاهش قابل توجه آلاینده‌هایی چون مونواکسید کربن، هیدروکربن‌ها و اکسید ازت و همچنین کاهش حدود ۲ درصدی مصرف سوخت بوده است.

عبدی و همکاران [۱۴] در سال ۲۰۲۴ به بررسی و تحلیل تجربی عملکرد یک موتور تک استوانه با مصرف سوخت ترکیبی ۲۵٪ بنزین و ۷۵٪ گاز طبیعی پرداخته‌اند و متغیرهایی چون گشتاور موتور، بازده حجمی، دمای گاز خروجی از موتور مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج این پژوهش نشان داده، بازده موتور در حالت مصرف سوخت ترکیبی در حدود ۶.۵٪ بالاتر از وضعیت کارکرد موتور با سوخت گاز طبیعی بوده است.

عاشور [۱۵] در سال ۲۰۲۵ به بررسی اثر تغییر سوخت از بنزین به گاز بر عمر خستگی سمبه موتور M13 پرداخته‌اند و خستگی ناشی از تنشهای مکانیکی و حرارتی در نرم‌افزار شبیه‌سازی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاصل از این پژوهش حاکی از کاهش عمر خستگی سمبه در جایگزینی گاز به جای بنزین به میزان ۲۹٪ گزارش شده است. محمدی و همکاران [۱۶] در سال ۲۰۲۵ به بررسی کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌های موتور EF7 با استفاده از مدیریت حرارتی پرداخته‌اند. نتایج این پژوهش نشان داد با استفاده از سامانه خنک کاری هوشمند، کاهش مصرف سوخت و تولید CO2 به میزان ۱.۲ درصد، HC به میزان ۴۳ درصد، CO به میزان ۱۰٪ بوده و اکسیدهای ازت به میزان ۲۷٪ افزایش یافته است.

عبدالملکی و همکاران [۱۷] در سال ۲۰۲۵ به ارزیابی شاخص‌های قابلیت اطمینان موتور دیزل با آزمونهای شتاب یافته پرداخته‌اند. نتایج این پژوهش نشان داد الگوهای شکست قطعات در آزمون‌های شتاب یافته با رفتار واقعی همخوانی داشته و شاخصهای قابلیت اطمینان و ضریب ایمنی در محدوده مطلوب قرار می‌گیرند.

مقصودی و همکاران [۱۸] در سال ۲۰۲۳ به شبیه‌سازی ارتعاشی چرخ‌لنگر دوجرمی یک موتور سه استوانه پرداخته‌اند. نتایج این پژوهش نشان داد نوسانات سرعت زاویه‌ای جرم ثانویه نسبت به جرم اولیه به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش یافته و استفاده از چرخ‌لنگر دو جرمی تاثیر زیادی در کاهش تشدید کار موتور داشته است.

ساحتی مهر و همکاران [۱۹] در سال ۱۴۰۰ به شبیه‌سازی و تحلیل تنش در میل‌لنگ موتور ۶ استوانه تراکتور ITM 1500 پرداخته‌اند. نتایج این پژوهش نشان داد که بیشترین مقدار و مکان نقطه‌های بحرانی تنش در کل الگو و مسیر تعریف شده روی یاتاقان‌های اصلی در حدود ۳۸ مگاپاسکال بوده است.

در پژوهش جاری با ساخت یک موتورتنجار جدید، نتایج عملی و تجربی به دست آمده مورد بررسی قرار گرفته و با نتایج حاصل از شبیه‌سازی آن در نرم‌افزار مقایسه شده و نتایج نهایی ارایه شده است. در ساختار موتورتنجار ساخته شده یک سمبه دابل با یک اهرم لولایی مشترک و متصل به میل‌لنگ در نظر گرفته شده که در دو وضعیت مخالف یکدیگر جهت تولید توان با انرژی هوای فشرده پیش بینی شده فعالیت می‌کند. در سازوکار انتقال توان از یک اهرم لولایی و میل‌لنگ استفاده شده است به طوریکه توان تولیدی از طریق سمبه‌های دابل متقابل به اهرم لولایی و میل‌لنگ منتقل می‌شود.

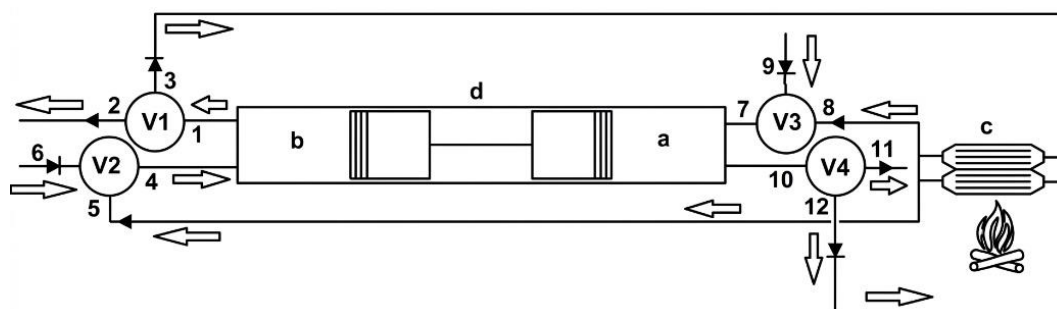
در موتور تولید توان، در وضعیتی که سمبه یکی از استوانه‌ها در پیمایش انبساط قرار دارد، سمبه استوانه مقابل در وضعیت پیمایش تخلیه خواهد بود. در سازوکار پیشنهادی انتقال توان سمبه‌ها از طریق اهرم لولایی شکل به میل‌لنگ متصل می‌شوند. در این سازوکار هوای متراکم با فشار ۵ بار و در زمان مورد نیاز با عبور از شیرهای تنظیم دوار مکانیکی تعبیه شده در مسیر عبور سیال هدایت و به درون محفظه استوانه‌های قدرت هدایت شده و تولید توان می‌کند. از کاربردهای این موتور می‌توان به استفاده در خودروهای دورگه بنزینی هوای فشرده اشاره نمود. به طوریکه در سرعت‌های کم، موتور هوایی با استفاده از هوای فشرده موجود در مخازن، حرکت خودرو را تامین می‌کند و در سرعت‌های بالاتر، موتور احتراقی فعالیت خود را آغاز نموده و علاوه بر تامین انرژی مورد نیاز خودرو، موتور هوایی را به حرکت درآورده و این موتور مخازن هوای فشرده را شارژ می‌کند.

۲- ساختار موتورتنجار جدید

مطابق با شکل ۱ در صورتیکه سازوکار در ساختار یک موتور تولید توان فعالیت داشته باشد در این وضعیت شیرهای سه راهه تنظیم جریان، مسیرهای (۱ به ۲)، (۴ به ۵)، (۷ به ۸) و (۱۰ به ۱۱) را به یکدیگر مرتبط نموده و سیال عامل قادر خواهد بود از این مسیرها عبور نماید. به طور مثال اگر سمبه اصلی در منتهی‌الیه سمت راست باشد، شیرمکانیکی تنظیم سیال تعبیه شده در مسیر شماره ۸ و ۲ فعال است. اکنون هوای داغ تحت فشار از مخزن هوای فشرده مجهز به منبع

حرارتی c با عبور از شیر دوار مکانیکی تعبیه شده در مسیر ۸ به درون استوانه a جریان می‌یابد و موجب حرکت سمبه به سمت چپ می‌گردد. در پیمایش حرکتی سمبه به سمت چپ هوای محفظه استوانه سمت چپ b با عبور از شیر دوار مکانیکی تعبیه شده در مسیر شماره ۲ به درون محیط تخلیه می‌گردد. این وضعیت تا درصدی از پیمایش سمبه ادامه خواهد داشت و از آن به بعد شیر مکانیکی موجود در مسیر شماره ۸ بسته شده اما شیر موجود در مسیر شماره ۲ در وضعیت باز باقی خواهد ماند. اکنون جریان سیال ورودی به درون محفظه استوانه a قطع گردیده ولیکن به واسطه اختلاف فشار درون استوانه و محیط و با توجه به باز بودن شیر مسیر شماره ۲ چرخه حرکتی سمبه ادامه خواهد داشت تا سمبه به منتهی‌الیه سمت چپ برسد. در این وضعیت شیر دوار تعبیه شده در مسیر شماره ۲ غیر فعال شده و شیرهای دوار مکانیکی موجود در مسیر شماره ۵ و ۱۱ فعال می‌شوند. در این شرایط سمبه به واسطه ورود سیال به درون محفظه استوانه از سمت چپ b و تخلیه هوای سمت دیگر به درون محیط به سمت راست حرکت خواهد نمود. این وضعیت نیز تا درصدی از پیمایش سمبه ثابت خواهد بود و از آن به بعد دریچه دوار موجود در مسیر شماره ۵ غیر فعال و شیر مکانیکی موجود در مسیر شماره ۱۱ در وضعیت فعال باقی می‌ماند. در این شرایط با توجه به اختلاف فشار مابین محفظه سمت چپ استوانه و محیط، سمبه به حرکت خود به سمت راست ادامه می‌دهد تا به انتهای پیمایش خود برسد. حال شیر مسیر شماره ۱۱ غیرفعال و شیرهای تعبیه شده در مسیر شماره ۸ و ۲ فعال و پیمایش مجدداً تکرار می‌گردد.

در صورتیکه سازوکار در ساختار یک تنجار فعالیت داشته باشد در این وضعیت شیرهای سه راهه تنظیم جریان، مسیرهای (۹ به ۷)، (۱۰ به ۱۲)، (۱ به ۳) و (۶ به ۴) را به یکدیگر مرتبط نموده و سیال عامل قادر خواهد بود از این مسیرها عبور نماید.

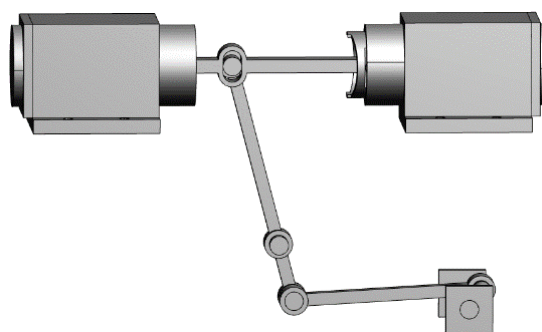


شکل ۱ طرح موتور تنجار جدید

در این سازوکار از یک اهرم لولایی و یک میل لنگ مشترک نیز جهت انتقال توان استفاده شده است که در شکل ۲ نشان داده شده است. در این ساختار در وضعیت تنجار، حرکت دورانی میل لنگ منجر به حرکت خطی دسته سمبه واسطه شده و این حرکت خطی با بکارگیری اهرم لولایی مشترک به سمبه‌های متصل به یکدیگر منتقل می‌شود. در وضعیت موتور هوای فشرده در مسیر انتقال توان از سمبه‌ها نیز حرکت خطی سمبه‌ها از طریق اهرم لولایی مشترک و دسته سمبه واسطه به میل لنگ منتقل شده و منجر به حرکت دورانی میل لنگ می‌شود.

از آنجاییکه اهرم لولایی مشترک بر روی کمان حرکت نوسانی دارد و سمبه‌ها لازم است تنها حرکت خطی رفت و برگشتی داشته باشند، یک شیار بیضی شکل در محل اتصال اهرم لولایی و سمبه‌ها در نظر گرفته شده است.

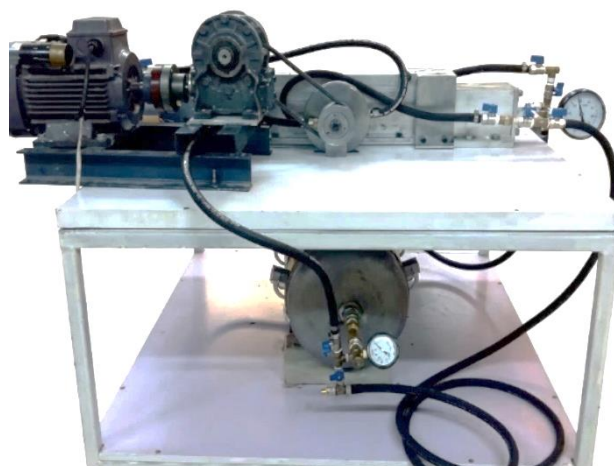
در موتور پیشنهادی، در وضعیت موتور هوایی تولید توان، در هر حرکت رفت و برگشتی سمبه‌ها، دو پیمایش قدرت وجود دارد به عبارت دیگر این موتور تنجار معادل یک موتور دو استوانه رفت و برگشتی است و لذا توان انجام کار این موتور جدید به مراتب بیشتر از یک موتور تک استوانه مشابه خواهد بود. همچنین به دلیل وجود اهرم لولایی شکل مشترک و امکان تغییر طول بازوی آن، قابلیت ایجاد تغییر در دور و گشتاور نیز فراهم خواهد بود.



شکل ۲ سازوکار انتقال قدرت شبیه سازی شده در نرم افزار طراحی

می دانیم توان برابر با حاصلضرب دور در گشتاور است و از آنجاییکه در ساختار انتقال توان از اهرم لولایی مشترک استفاده شده است، گشتاور خروجی از موتور برابر با نیروی تولیدی از سمبه های تولید قدرت در طول بازوی اهرم لولایی مشترک است و لذا هر اندازه که به طول بازو افزوده شود گشتاور خروجی افزایش می یابد. همچنین می دانیم با افزایش پیمایش حرکت، شعاع لنگ میل لنگ افزایش می یابد و از آنجاییکه رابطه سرعت خطی دسته سمبه برابر است با حاصلضرب سرعت زاویه ای میل لنگ در شعاع لنگ آن، لذا هر اندازه به شعاع لنگ میل لنگ که متناسب با پیمایش حرکتی اهرم لولایی است، افزوده شود از نرخ سرعت زاویه ای میل لنگ کاسته می شود بنابراین در وضعیت توان خروجی از استوانه های موتور با افزایش طول بازوی اهرم لولایی مشترک، گشتاور افزایش و میزان سرعت زاویه ای کاهش می یابد و بالعکس با کاهش طول بازوی اهرم، از میزان گشتاور کاسته و به همان اندازه به میزان سرعت زاویه ای افزوده خواهد شد.

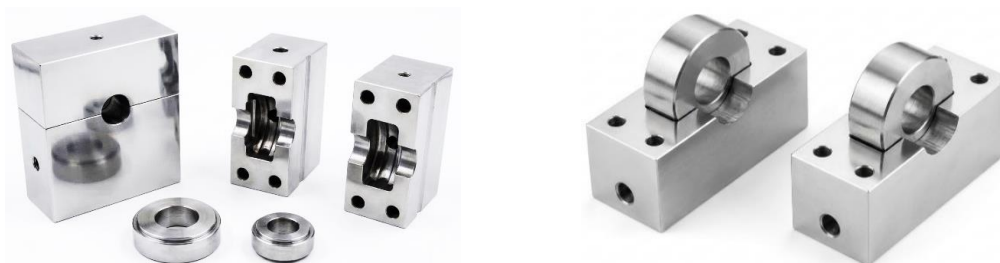
این نوع موتور تنجار از یک محفظه استوانه سمبه دو طرفه با قطر سمبه ۷۱ میلیمتر و پیمایش ۱۳۴ میلیمتر در هر یک از استوانه ها، دو بستار، دریچه های دوار تنظیم جریان سیال در وضعیت موتور، یک سازوکار انتقال توان از نوع اهرم لولایی شکل مشترک و دسته سمبه واسطه، میل لنگ مشترک، چرخ لنگر تنظیم نوسانات، مخزن ذخیره هوای فشرده و لوله های انتقال سیال تشکیل شده که در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۳ تصویر موتور تنجار جدید

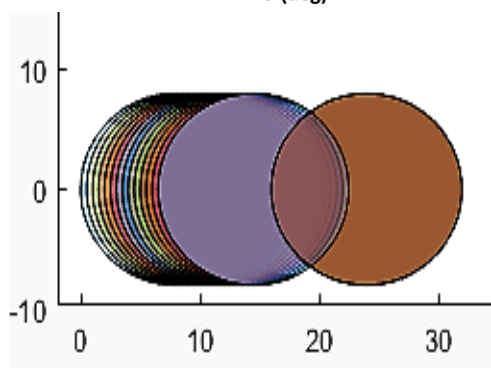
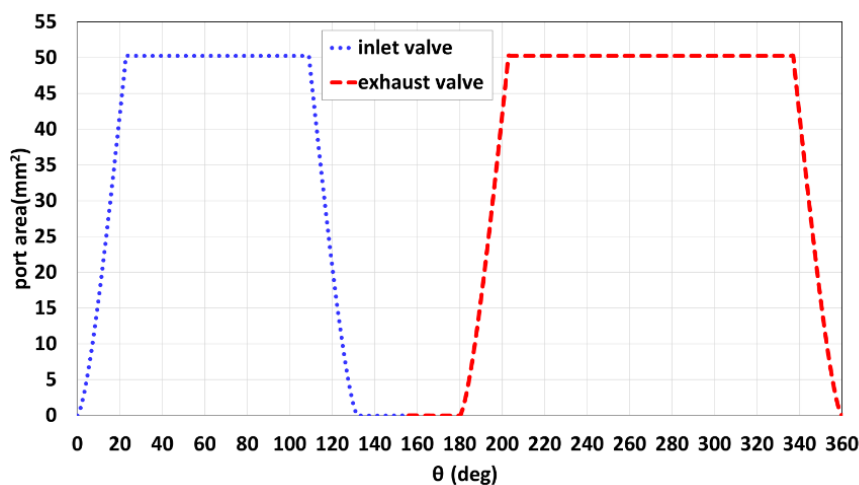
سمبه ها درون محفظه استوانه حرکت خطی رفت و برگشتی دارند و این حرکت از طریق سازوکار انتقال توان به میل لنگ منتقل می شود. در این ساختار فشار کاری کارکرد برابر با ۵ بار بوده و پس از ورود به استوانه و انجام کار در نهایت به درون استوانه تخلیه می شود. بررسی مقالات ارائه شده [۲۰] نیز فشار کارکرد ۵-۸ بار را به عنوان مناسب ترین فشار پیشنهاد نموده اند. شیرهای تنظیم جریان در وضعیت عمل در قالب موتور هوای فشرده به صورت دریچه های دوار مکانیکی است.

دریچه‌های دوار یکی مختص تنظیم جریان ورودی و دیگری جهت تنظیم جریان خروجی در نظر گرفته شده که در شکل ۴ نشان داده شده است. دریچه‌های دوار توسط خار بر روی محور خروجی موتور ثابت شده و به همراه محور خروجی دوران دارند. بر روی جدار خارجی دریچه دوار یک سوراخ تخلیه تعبیه شده است و موقعیت قرارگیری هر یک از آنها جریان سیال ورودی و خروجی هر یک از استوانه‌ها را تعیین می‌کند.



شکل ۴ دریچه‌های دوار تنظیم جریان سیال

نمودار عملکردی دریچه‌های دوار مکانیکی ورودی و خروجی بکار گرفته شده در موتور برای انجام دو فرآیند انبساط و تخلیه برای هر دو واحد استوانه مطابق با نمودار زیر در شکل ۵-الف است. همچنین به منظور محاسبه افت فشار ناشی از دوران دریچه‌های دوار، در هر زاویه، مقدار همپوشانی مجاری ورودی و خروجی به منظور تعیین سطح عبور سیال در نرم‌افزار محاسبه شده که در شکل ۵-ب نشان داده شده است.

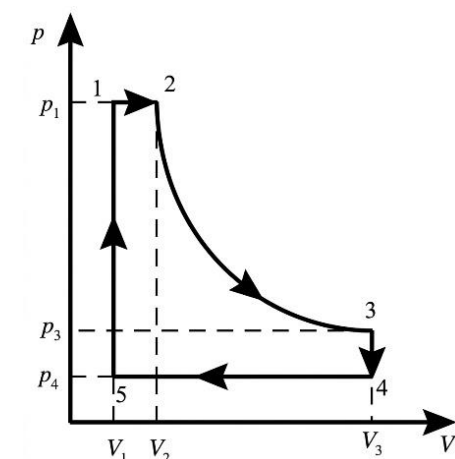


شکل ۵ الف) نمودار عملکردی دریچه‌های دوار مکانیکی ورودی و خروجی، ب) میزان همپوشانی مجاری ورود و خروج در دریچه‌های دوار مکانیکی ورودی و خروجی

۳- معادلات و روابط حاکم بر موتور جدید در وضعیت موتور

۳-۱- تحلیل نمودار نظری ترمودینامیکی کارکرد در وضعیت موتور

با توجه به نتایج تحقیق صورت گرفته در مرجع [۴، ۷] که از نظر عملکردی درجه‌های ورودی و خروجی مشابه موتور پژوهش جاری است و با توجه به ساختار موتور برای هر یک از استوانه‌های این موتور، نزدیکترین چرخه ترمودینامیکی در هر پیمایش ۱۸۰ درجه‌ای متشکل از [۷] دو فرآیند فشار ثابت، دو فرآیند حجم ثابت و یک فرآیند بی‌دررو^۱ مطابق شکل ۶ پیش بینی می‌شود.



شکل ۶ نمودار نظری P-V ترمودینامیکی موتور پیشنهادی

۳-۲- محاسبه توان نظری تولیدی

الف: محاسبه کار تولید شده در بازه زمانی که شیرهای ورودی باز هستند (فرآیند ۱-۲)

$$W = P_1 (V_2 - V_1) \quad (۱)$$

که در آن P_1 فشار منبع حرارتی، V_2 حجم سمبه در زمانی که شیرهای ورودی بسته می‌شوند، V_1 حجم سمبه در زمانی که شیرهای ورودی باز هستند و محفظه استوانه شروع به انبساط می‌کند است.

ب: محاسبه کار تولید شده در بازه زمانی که شیرهای ورودی بسته هستند (فرآیند ۲-۳).

با توجه به اینکه فرآیند ۲-۳ یک فرآیند بی‌دررو است و نظر به اینکه k نسبت گرماهای ویژه تعریف می‌شود، کار تولیدی در این فرآیند خواهد بود:

$$W = \frac{P_3 V_3 - P_1 V_2}{1 - k} \quad (۲)$$

پ: محاسبه کار مصرف شده در فرآیند ۴-۵:

کار مصرف شده در این فرآیند، توسط کار تولید شده توسط سمبه دیگر که در حال انبساط است، تامین می‌شود. مقدار این کار برابر است با:

$$W = P_4 (V_1 - V_3) \quad (۳)$$

با توجه به روابط (۱) تا (۳)، کار خالص تولید شده توسط هر استوانه در یک چرخه برابر است با:

$$W = P_1 (V_2 - V_1) + \frac{(P_3 V_3 - P_1 V_2)}{1 - k} + P_4 (V_1 - V_3) \quad (۴)$$

¹ Isentropic

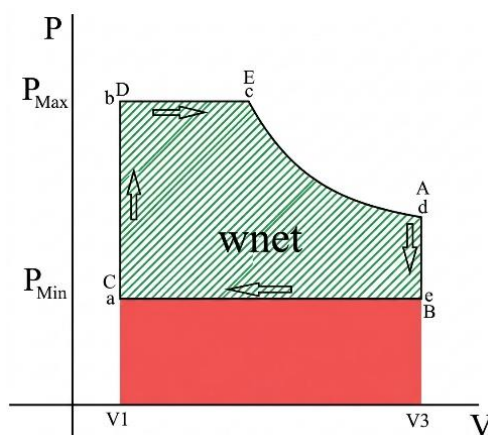
چنانچه دور موتور پیشنهادی برابر n دور بر دقیقه باشد، توان تولیدی توسط هر استوانه از رابطه (۵) قابل محاسبه است:

$$P_w = \left[P_1(V_2 - V_1) + \frac{(P_3V_3 - P_1V_2)}{1 - k} + P_4(V_1 - V_3) \right] \times \frac{n}{60} \quad (5)$$

از آن جا که موتور دارای دو استوانه است توان تولیدی توسط موتور از رابطه (۵) در عدد دو ضرب می شود و لذا توان تولیدی مطابق با رابطه (۶) خواهد بود.

$$P_w = \left[P_1(V_2 - V_1) + \frac{(P_3V_3 - P_1V_2)}{1 - k} + P_4(V_1 - V_3) \right] \times \frac{n}{30} \quad (6)$$

با توجه به شکل ۷ در زمانیکه سمبه شماره یک در نقطه A واقع شده باشد، سمبه شماره دو در نقطه a قرار دارد. با این شرایط مسیر حرکت سمبه شماره یک عبارتست از: A - B - C - D - E - A و مسیر حرکت سمبه شماره دو برابر با a - b - c - d - e - a در یک دور گردش میل لنگ خواهد بود. کار خالص حاصل شده برابر با سطح محصور a-b-c-d-e و A-B-C-D-E و کار مصرفی در سطح تحتانی نقاط a-e و B-C برای هر دو استوانه است.



شکل ۷ نمودار نظری P-V ترمودینامیکی موتور پیشنهادی برای هر دو استوانه به صورت برگشت پذیر

با توجه به نمودار PV موتور که در شکل ۶ نشان داده شده است و با در نظر گرفتن انجام فرآیند انبساط در وضعیت آدیاباتیکی متغیرهای معلوم عبارتست از: فشار P_2 و P_1 برابر با ۵۰۰ کیلوپاسکال، فشار P_3 برابر ۲۰۰ کیلوپاسکال و فشار P_4 برابر ۱۰۰ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است. حجم مرده استوانه V_1 برابر با ۶۰ سانتیمتر مکعب، حجم استوانه در انتهای نقطه مرگ پایین برابر ۵۹۵ سانتیمتر مکعب پیش بینی شده است. متغیرهای مجهول V_2 و T_2 با بکارگیری روابط انبساط آدیاباتیکی به ترتیب برابر با ۳۰۹ سانتیمتر مکعب و ۱۱۰ درجه سلسیوس محاسبه شد. در این وضعیت پیمایش بازبودن دریچه ورودی برابر با ۸۸ میلیمتر و زاویه باز بودن دریچه ورودی در حدود ۹۰ درجه تعیین شد.

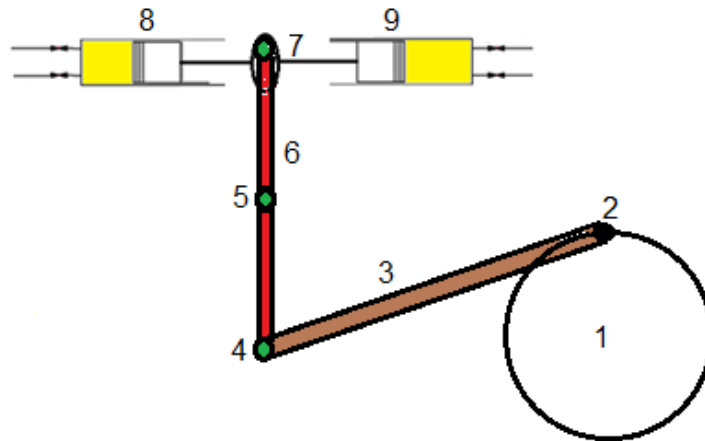
۳-۳- حل تحلیلی متغیرهای مختلف موتور بر حسب زاویه میل لنگ

به منظور استخراج روابط حاکم بر موتور جدید پیشنهادی، طرح ساده ای از موتور مطابق با شکل ۸ مورد ارزیابی و بررسی قرار می گیرد.

با توجه به شکل ۸، زوایای هر کدام از دسته سمبه ها و هم چنین میل لنگ بدین صورت تعریف می شود:

θ_1 زاویه بین پاره خط ۱-۲ و جهت مثبت محور افقی (زاویه میل لنگ)، θ_3 زاویه بین دسته سمبه ۳ و جهت مثبت محور افقی، θ_6 زاویه بین دسته سمبه ۶ و جهت مثبت محور افقی است و سایر متغیرها شامل شعاع لنگ، l_3 طول دسته سمبه شماره ۳ و l_6 طول دسته سمبه شماره ۶ است و لذا داریم:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2}mv^2 + \left(\frac{1}{2}m_6v_{G6}^2 + \frac{1}{2}I_{G6}\dot{\theta}_6^2 \right) + \left(\frac{1}{2}m_3v_{G3}^2 + \frac{1}{2}I_{G3}\dot{\theta}_3^2 \right) + \frac{1}{2}I_{G1}\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}I_0\dot{\theta}^2 \\ & + m_6g(h_{G6} - h_{G6_0}) + m_3g(h_{G3} - h_{G3_0}) \\ & = \int_{-0.5x_p}^{0.5x_p} PAdx - 2\mu N \left(x + \frac{x_p}{2} \right) - \int_0^\theta Td\theta \end{aligned} \quad (7)$$



شکل ۸ طرح تحلیلی موتور

در معادله (۷) متغیرهای تعریف شده عبارتست از:

- m مجموع جرم دو سمبه
- v سرعت حرکت سمبه (سرعت خطی نقطه ۷)
- m_6 جرم دسته سمبه ۶
- v_{G6} اندازه سرعت مرکز جرم دسته سمبه ۶
- I_{G6} گشتاور لختی دسته سمبه ۶ حول مرکز جرم آن
- $\dot{\theta}_6$ سرعت زاویه‌ای دسته سمبه ۶
- m_3 جرم دسته سمبه ۳
- v_{G3} اندازه ی سرعت مرکز جرم دسته سمبه ۳
- I_{G3} گشتاور لختی دسته سمبه ۳ حول مرکز جرم آن
- $\dot{\theta}_3$ سرعت زاویه‌ای دسته سمبه ۳
- I_{G1} گشتاور لختی میل لنگ حول مرکز جرم آن (نقطه ۱)
- $\dot{\theta}$ سرعت زاویه‌ای میل لنگ که برابر سرعت زاویه‌ای محور خروجی و چرخ لنگر نیز هست
- I_0 مجموع گشتاور لختی محور خروجی و چرخ لنگر حول محور خروجی
- g شتاب گرانش
- h_{G6} ارتفاع مرکز جرم دسته سمبه ۶ از یک نقطه مرجع مثلاً مرکز میل لنگ (نقطه ۱)
- h_{G6_0} ارتفاع اولیه مرکز جرم دسته سمبه ۶ از یک نقطه مرجع مثلاً مرکز میل لنگ (نقطه ۱)
- h_{G3} ارتفاع مرکز جرم دسته سمبه ۳ از یک نقطه مرجع مثلاً مرکز میل لنگ (نقطه ۱)
- h_{G3_0} ارتفاع اولیه مرکز جرم دسته سمبه ۳ از یک نقطه مرجع مثلاً مرکز میل لنگ (نقطه ۱)

- P فشار داخل استوانه در هر لحظه
- A مساحت سمبه
- x_p طول حرکت سمبه بین حالت انقباض و انبساط استوانه
- μ ضریب اصطکاک دینامیکی بین سمبه و دیواره استوانه
- N نیروی عمودی وارد بر دیواره استوانه
- x جابجایی افقی سمبه
- T گشتاور خروجی موتور

در معادله (۷)، عبارت $\frac{1}{2}mv^2$ برابر است با انرژی جنبشی دو سمبه و هر آن چه با سمبه‌ها حرکت رفت و برگشتی دارد. عبارت $\left(\frac{1}{2}m_6v_{G6}^2 + \frac{1}{2}I_{G6}\dot{\theta}_6^2\right)$ برابر انرژی جنبشی دسته سمبه ۶ است. از آن جا که دسته سمبه ۶ به طور هم زمان دارای دو حرکت انتقالی و دورانی است؛ عبارت $\frac{1}{2}m_6v_{G6}^2$ انرژی جنبشی انتقالی و $\frac{1}{2}I_{G6}\dot{\theta}_6^2$ انرژی جنبشی دورانی را مشخص می‌کند. به طور مشابه عبارت $\left(\frac{1}{2}m_3v_{G3}^2 + \frac{1}{2}I_{G3}\dot{\theta}_3^2\right)$ انرژی جنبشی دسته سمبه ۳ را نشان می‌دهد. $\frac{1}{2}I_{G1}\dot{\theta}^2$ برابر انرژی جنبشی میل لنگ و $\frac{1}{2}I_0\dot{\theta}^2$ برابر انرژی جنبشی محور خروجی و چرخ لنگر است. دو عبارت $m_6g(h_{G6} - h_{G60})$ و $m_3g(h_{G3} - h_{G30})$ به ترتیب تغییرات انرژی پتانسیل دسته سمبه ۶ و ۳ را نشان می‌دهد. از آن جا که بین قطعات مورد بررسی، فقط دو دسته سمبه ۶ و ۳ حرکت عمودی دارند؛ در این دو قطعه، تغییرات انرژی پتانسیل گرانشی داریم. چنان چه جرم دسته سمبه‌ها در مقایسه‌ی با سرعت آن‌ها بسیار کم باشد؛ می‌توان از تغییرات انرژی ظرفیت گرانشی در دسته سمبه‌ها چشم پوشی کرد.

۳-۴- رابطه جابجایی و متغیرهای مرتبط

در این قسمت مرکز میل لنگ (نقطه ۱) به عنوان مبدا مختصات در نظر گرفته می‌شود. در این صورت مکان نقطه ۲ چنین است:

$$r_2 = Re^{i\theta} = R(\cos \theta + i \sin \theta) \quad (8)$$

که در آن i ، برابر $\sqrt{-1}$ است. مقادیر حقیقی مولفه افقی مکان و مقادیر موهومی مولفه عمودی مکان را نشان می‌دهند. به همین ترتیب مکان نقطه ۴ چنین محاسبه می‌شود:

$$r_4 = Re^{i\theta} + L_3e^{i\theta_3} \quad (9)$$

در نهایت مکان نقطه ۷ چنین به دست می‌آید:

$$r_7 = Re^{i\theta} + L_3e^{i\theta_3} + L_6e^{i\theta_6} \quad (10)$$

از طرفی مکان نقطه ۷ بر اساس حرکت سمبه تعیین می‌شود یعنی:

$$x_7 = -x_0 + x \quad (11)$$

$$y_7 = y_0 \quad (12)$$

x_0 و y_0 بترتیب فاصله افقی و عمودی بین مرکز میل لنگ و نقطه مرکزی بین دو سمبه است. x نیز بیانگر جابجایی افقی سمبه در هر لحظه است. با گسترش رابطه (۱۰) و روابط (۱۱) و (۱۲) خواهیم داشت:

$$\begin{cases} L_3 \cos \theta_3 + L_6 \cos \theta_6 + R \cos \theta = -x_0 + x \\ L_3 \sin \theta_3 + L_6 \sin \theta_6 + R \sin \theta = y_0 \end{cases} \quad (13)$$

سازوکار مورد بررسی (شکل ۸) شامل چهار عضو (دو دسته سمبه، میل لنگ و سمبه) و پنج مفصل (مفصل با یک درجه آزادی) است، بنابراین درجه آزادی سامانه برابر دو است و لذا جابجایی سازوکار مورد بررسی تابع دو متغیر است.

۳-۵- رابطه سرعت و متغیرهای مرتبط

با مشتق گرفتن از رابطه (۱۳) نسبت به زمان، رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\begin{cases} -L_3 \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 - L_6 \dot{\theta}_6 \sin \theta_6 - R \dot{\theta} \sin \theta = v \\ L_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 + L_6 \dot{\theta}_6 \cos \theta_6 + R \dot{\theta} \cos \theta = 0 \end{cases} \quad (14)$$

$$v_{G6}^2 = \left(\frac{\dot{x}_7 + \dot{x}_4}{2} \right)^2 + \left(\frac{\dot{y}_7 + \dot{y}_4}{2} \right)^2 \quad (15)$$

$$v_{G3}^2 = \left(\frac{\dot{x}_2 + \dot{x}_4}{2} \right)^2 + \left(\frac{\dot{y}_2 + \dot{y}_4}{2} \right)^2 \quad (16)$$

در روابط (۱۵) و (۱۶)، $\dot{x}_7$ ، $\dot{y}_7$ ، $\dot{x}_4$ ، $\dot{y}_4$ و $\dot{x}_2$ و $\dot{y}_2$ مولفه‌های افقی و عمودی سرعت در نقاط ۷، ۴ و ۲ هستند. از طرفی:

$$\begin{cases} \dot{x}_7 = v \\ \dot{y}_7 = 0 \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} \dot{x}_4 = -R \dot{\theta} \sin \theta - L_3 \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 \\ \dot{y}_4 = R \dot{\theta} \cos \theta + L_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 \end{cases} \quad (18)$$

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = -R \dot{\theta} \sin \theta \\ \dot{y}_2 = R \dot{\theta} \cos \theta \end{cases} \quad (19)$$

$$h_{G6} = \frac{y_7 + y_4}{2} \quad (20)$$

$$h_{G3} = \frac{y_2 + y_4}{2} \quad (21)$$

$$y_2 = R \sin \theta \quad (22)$$

$$y_4 = R \sin \theta + L_3 \sin \theta_3 \quad (23)$$

$$y_7 = R \sin \theta + L_3 \sin \theta_3 + L_6 \sin \theta_6 \quad (24)$$

۳-۶- رابطه شتاب و متغیرهای مرتبط

مولفه‌های افقی و عمودی شتاب نقطه ۷ (سمبه) با مشتق رابطه (۱۴) بر حسب زمان به صورت زیر به دست می‌آید که در آن a شتاب حرکت سمبه است: (سطر اول شتاب افقی و سطر دوم شتاب عمودی است)

$$\begin{cases} -L_3 (\ddot{\theta}_3 \sin \theta_3 + \dot{\theta}_3^2 \cos \theta_3) - L_6 (\ddot{\theta}_6 \sin \theta_6 + \dot{\theta}_6^2 \cos \theta_6) - R (\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta) = a \\ L_3 (\ddot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{\theta}_3^2 \sin \theta_3) + L_6 (\ddot{\theta}_6 \cos \theta_6 - \dot{\theta}_6^2 \sin \theta_6) + R (\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta) = 0 \end{cases} \quad (25)$$

۳-۷- تحلیل نیرو

الف- نیروی وارد بر میل لنگ: از آن جا که میل لنگ حول نقطه ۱ دوران می‌کند، رابطه زیر برقرار است:

$$\sum M = \left[\frac{1}{2} m_1 (r_i^2 + r_o^2) + \frac{1}{2} m_{sh} r_{sh}^2 + \frac{1}{2} m_f (r_{if}^2 + r_{of}^2) \right] \ddot{\theta} \vec{k} = (\vec{r}_2 \times \vec{F}_3) - T \vec{k} \quad (26)$$

که m_1 جرم میل لنگ، r_i شعاع درونی میل لنگ، r_o شعاع بیرونی میل لنگ، m_{sh} جرم محور خروجی، r_{sh} شعاع محور خروجی، m_f جرم چرخ لنگر، r_{if} شعاع درونی چرخ لنگر، r_{of} شعاع بیرونی چرخ لنگر، $\ddot{\theta}$ شتاب زاویه‌ای میل لنگ، $\vec{r}_2$ بردار مکان نقطه ۲ (مطابق شکل ۸)، $\vec{F}_3$ بردار نیروی وارده از دسته سمبه ۳ به میل لنگ و T گشتاور خروجی موتور است. در معادله (۲۶)، عبارت $(\vec{r}_2 \times \vec{F}_3)$ چنین است:

$$\vec{r}_2 \times \vec{F}_3 = (R \cos \theta \vec{i} + R \sin \theta \vec{j}) \times (F_{3x} \vec{i} + F_{3y} \vec{j}) \quad (27)$$

F_{3x} و F_{3y} مولفه‌های افقی و عمودی نیروی بین دسته سمبه ۳ و میل لنگ هستند.

ب- نیروی وارد بر دسته سمبه ۳: سه نیرو بر دسته سمبه ۳، اثر می‌کنند که عبارتند از: نیروی وارده از میل لنگ به دسته سمبه ۳، وزن دسته سمبه ۳، نیروی وارده از دسته سمبه ۶ به دسته سمبه ۳

بنابراین با توجه به قانون دوم نیوتون داریم:

$$\sum F_x = -F_{3x} + F_{6x} = m_3 a_{G_{3x}} \quad (28)$$

از این به بعد، منظور از F_3 ، نیروی وارد از دسته سمبه ۳ به میل لنگ و F_6 ، نیروی وارد از دسته سمبه ۶ به دسته سمبه ۳ است. $a_{G_{3x}}$ مولفه افقی شتاب مرکز جرم دسته سمبه ۳ است که برابر میانگین مولفه‌های افقی شتاب نقاط ۲ و ۴ است. مولفه افقی شتاب نقاط ۲ و ۴ به صورت زیر به دست می‌آید:

$$a_{2x} = -R(\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta) \quad (29)$$

$$a_{4x} = -R(\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta) - L_3(\ddot{\theta}_3 \sin \theta_3 + \dot{\theta}_3^2 \cos \theta_3) \quad (30)$$

با توجه به دو معادله (۲۹) و (۳۰)، مولفه افقی شتاب مرکز جرم دسته سمبه ۳ چنین است:

$$a_{G_{3x}} = \frac{a_{2x} + a_{4x}}{2} = -R(\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta) - \frac{L_3(\ddot{\theta}_3 \sin \theta_3 + \dot{\theta}_3^2 \cos \theta_3)}{2} \quad (31)$$

نیروی عمودی وارد بر دسته سمبه ۳ برابر است با:

$$\sum F_y = -F_{3y} + F_{6y} - m_3 g = m_3 a_{G_{3y}} \quad (32)$$

به طور مشابه، مولفه عمودی شتاب نقاط ۲ و ۴ و مرکز جرم دسته سمبه ۳ به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$a_{2y} = R(\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta) \quad (33)$$

$$a_{4y} = R(\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta) + L_3(\ddot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{\theta}_3^2 \sin \theta_3) \quad (34)$$

$$a_{G_{3y}} = \frac{a_{2y} + a_{4y}}{2} = R(\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta) + \frac{L_3(\ddot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{\theta}_3^2 \sin \theta_3)}{2} \quad (35)$$

برآیند گشتاورهای وارد بر دسته سمبه ۳، حول مرکز جرم آن:

$$M_{G_3} = I_{G_3} \ddot{\theta}_3 \quad (36)$$

به طوری که I_{G_3} برابر گشتاور لختی دسته سمبه ۳ است و به صورت زیر به دست می‌آید:

$$I_{G_3} = \frac{1}{12} m_3 (a^2 + b^2) \quad (37)$$

که a طول دسته سمبه ۳ و b عرض آن است. نیروهایی که حول مرکز جرم دسته سمبه ۳ گشتاور ایجاد می‌کند، عبارتند از F_3 و F_6 . بنابراین خواهیم داشت:

$$\vec{M}_{G_3} = \left[\frac{1}{2} L_3 (-\cos \theta_3 \vec{i} - \sin \theta_3 \vec{j}) \times (-F_{3x} \vec{i} - F_{3y} \vec{j}) \right] + \left[\frac{1}{2} L_3 (\cos \theta_3 \vec{i} + \sin \theta_3 \vec{j}) \times (F_{6x} \vec{i} + F_{6y} \vec{j}) \right] \quad (38)$$

ج- نیروی وارد بر دسته سمبه ۶: سه نیرو بر دسته سمبه ۶ اثر می‌کنند که عبارتند از: نیروی وارده از دسته سمبه ۳ به دسته سمبه ۶، وزن دسته سمبه ۶، نیروی وارده از سمبه‌ها به دسته سمبه ۶ بنابراین با توجه به قانون دوم نیوتون:

$$\sum F_x = F_{P_x} - F_{6x} = m_6 a_{G_{6x}} \quad (39)$$

که F_{P_x} مولفه افقی نیروی وارده از طرف سمبه به دسته سمبه ۶ است، $a_{G_{6x}}$ نیز مولفه افقی شتاب مرکز جرم دسته سمبه ۶ است که برابر میانگین مولفه‌های افقی شتاب نقاط ۷ و ۴ است. مولفه افقی شتاب نقاط ۷ و ۴ به صورت زیر به دست می‌آید:

$$a_{7x} = -R(\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta) - L_3(\ddot{\theta}_3 \sin \theta_3 + \dot{\theta}_3^2 \cos \theta_3) - L_6(\ddot{\theta}_6 \sin \theta_6 + \dot{\theta}_6^2 \cos \theta_6) \quad (40)$$

$$a_{4x} = -R(\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta) - L_3(\ddot{\theta}_3 \sin \theta_3 + \dot{\theta}_3^2 \cos \theta_3) \quad (41)$$

با توجه به دو رابطه ۴۰ و ۴۱، مولفه افقی شتاب مرکز جرم دسته سمبه ۶ به صورت زیر به دست می‌آید:

$$a_{G_{6x}} = \frac{a_{7x} + a_{4x}}{2} = -R(\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta) - L_3(\ddot{\theta}_3 \sin \theta_3 + \dot{\theta}_3^2 \cos \theta_3) - \frac{L_6(\ddot{\theta}_6 \sin \theta_6 + \dot{\theta}_6^2 \cos \theta_6)}{2} \quad (42)$$

به طور مشابه، مولفه عمودی شتاب نقاط ۷ و ۴ و مرکز جرم دسته سمبه ۶ به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$a_{7y} = R(\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta) + L_3(\ddot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{\theta}_3^2 \sin \theta_3) + L_6(\ddot{\theta}_6 \cos \theta_6 - \dot{\theta}_6^2 \sin \theta_6) \quad (43)$$

$$a_{4y} = R(\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta) + L_3(\ddot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{\theta}_3^2 \sin \theta_3) \quad (44)$$

$$a_{G_{6y}} = \frac{a_{7y} + a_{4y}}{2} = \frac{R(\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta) + L_3(\ddot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \dot{\theta}_3^2 \sin \theta_3) + L_6(\ddot{\theta}_6 \cos \theta_6 - \dot{\theta}_6^2 \sin \theta_6)}{2} \quad (45)$$

برآیند گشتاورهای وارد بر دسته سمبه ۶ حول مرکز جرم آن:

$$M_{G_6} = I_{G_6} \ddot{\theta}_6 \quad (46)$$

به طوری که I_{G_6} برابر گشتاور لختی دسته سمبه ۶ است و به صورت زیر به دست می‌آید:

$$I_{G_6} = \frac{1}{12} m_6 (a^2 + b^2) \quad (47)$$

که در آن a ، طول دسته سمبه ۶ و b ، عرض آن است.

نیروهایی که حول مرکز جرم دسته سمبه ۶ گشتاور ایجاد می‌کنند، عبارتند از F_p و F_6 . بنابراین خواهیم داشت:

$$\vec{M}_{G_6} = \left[\frac{1}{2} L_6 (-\cos \theta_6 \vec{i} - \sin \theta_3 \vec{j}) \times (-F_{6x} \vec{i} - F_{6y} \vec{j}) \right] + \left[\frac{1}{2} L_3 (\cos \theta_3 \vec{i} + \sin \theta_3 \vec{j}) \times (F_{px} \vec{i} + F_{py} \vec{j}) \right] \quad (48)$$

۳-۸- رابطه گشتاور موتور

با توجه به معادله (۷) گشتاور خروجی T بر حسب زاویه دروان موتور عبارتست از:

$$\int_0^\theta T d\theta = \int_{-0.5x_p}^{0.5x_p} P A dx - 2\mu N \left(x + \frac{x_p}{2} \right) - \left[\frac{1}{2} m v^2 + \left(\frac{1}{2} m_6 v_{G6}^2 + \frac{1}{2} I_{G6} \dot{\theta}_6^2 \right) + \left(\frac{1}{2} m_3 v_{G3}^2 + \frac{1}{2} I_{G3} \dot{\theta}_3^2 \right) + \frac{1}{2} I_{G1} \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_0 \dot{\theta}^2 + m_6 g (h_{G6} - h_{G60}) + m_3 g (h_{G3} - h_{G30}) \right] \quad (49)$$

۳-۹- انرژی چرخ لنگر در هنگام توقف موتور

چنانچه موتور به طور ناگهانی خاموش شود؛ رابطه (۷) به صورت زیر در می‌آید:

$$\frac{1}{2} m v^2 + \left(\frac{1}{2} m_6 v_{G6}^2 + \frac{1}{2} I_{G6} \dot{\theta}_6^2 \right) + \left(\frac{1}{2} m_3 v_{G3}^2 + \frac{1}{2} I_{G3} \dot{\theta}_3^2 \right) + \frac{1}{2} I_{G1} \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_0 \dot{\theta}^2 + m_6 g (h_{G6} - h_{G60}) + m_3 g (h_{G3} - h_{G30}) = -2\mu N \left(x + \frac{x_p}{2} \right) - \int_0^\theta T d\theta \quad (50)$$

با جایگذاری روابط (۱۴) تا (۲۴)، در رابطه (۵۰)، سمت چپ معادله بر حسب θ به دست می‌آید. در این جا θ سرعت زاویه‌ای میل لنگ هنگام خاموش شدن موتور است. عبارت $\frac{1}{2} I_0 \dot{\theta}^2$ بیانگر انرژی جنبشی محور خروجی و چرخ لنگر است. هر چه این ترم بزرگتر باشد، مدت زمان بیشتری طول می‌کشد تا مجموعه از حرکت باز ایستد. دو جمله سمت راست انرژی استهلاکی مربوط به اصطکاک و انرژی تولیدی توسط موتور را نشان می‌دهد. در این موتور به منظور حفظ پایداری مکانیکی و حذف ارتعاشات احتمالی در طرفین محور خروجی موتور از دو چرخ لنگر به جرم ۲۲۰۰ گرم استفاده شده است و جرم آن در گشتاور لختی قطعات دوار در نظر گرفته شده است.

۳-۱۰- ویژگی‌های موتور با توجه به نوع ساختار و تحلیل سازه

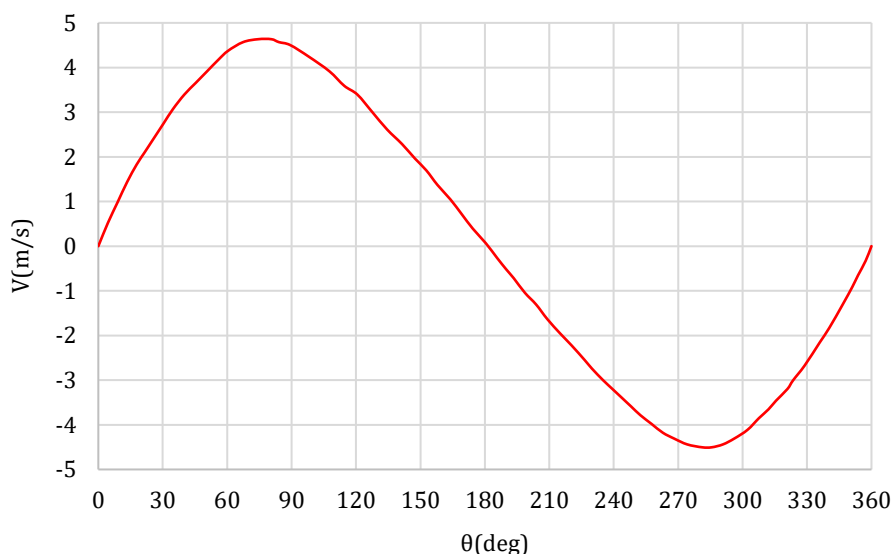
ویژگی‌های سازوکار موتور هوای فشرده دوطرفه با سازوکار اهرم لولایی و میل لنگ مشترک نسبت به سازوکارهای موجود عبارتست از اینکه:

- ۱- در هر حرکت رفت و برگشتی سمبه‌ها، دو پیمایش قدرت وجود دارد. از طرفی با توجه به اینکه استفاده از میل لنگ در تبدیل حرکت رفت و برگشتی به دورانی در موتورهای بسیار مرسوم است لذا با حفظ حضور میل لنگ، سازوکاری به کار گرفته شده که امکان تولید توان در دو استوانه را با یک دسته سمبه فراهم آورده است.
- ۲- به دلیل وجود اهرم لولایی شکل مشترک، مطابق با روابط استخراج شده از تحلیل سازه و امکان تغییر طول بازوی اهرم لولایی شکل، قابلیت ایجاد تغییر در دور و گشتاور نیز فراهم وجود دارد. می‌دانیم توان برابر با حاصلضرب دور در گشتاور است و از آنجاییکه در ساختار انتقال توان از اهرم لولایی مشترک استفاده شده است، گشتاور خروجی از موتور برابر با نیروی سمبه‌های قدرت در طول بازوی اهرم لولایی مشترک است و لذا هر اندازه که به طول بازو افزوده شود گشتاور خروجی افزایش می‌یابد. همچنین می‌دانیم با افزایش پیمایش حرکت، شعاع لنگ میل لنگ افزایش می‌یابد و از آنجاییکه رابطه سرعت خطی دسته سمبه برابر است با حاصلضرب سرعت زاویه‌ای میل لنگ در شعاع لنگ آن، لذا هر اندازه به شعاع لنگ میل لنگ که متناسب با پیمایش حرکتی اهرم لولایی است، افزوده شود از نرخ سرعت زاویه‌ای میل لنگ کاسته می‌شود.
- بنابراین در وضعیت توان خروجی از استوانه‌های موتور با افزایش طول بازوی اهرم لولایی مشترک، گشتاور افزایش و میزان سرعت زاویه‌ای کاهش می‌یابد و بالعکس با کاهش طول بازوی اهرم، از میزان گشتاور کاسته و به همان اندازه به میزان سرعت زاویه‌ای افزوده خواهد شد.
- ۳- در موتورهای استوانه سمبه‌ای متداول از درپچه‌های خطی و سازوکارهای بادامکی جهت تنظیم درپچه‌های ورودی و خروجی استفاده شده است که این مورد علاوه بر اینکه تعداد قطعات متحرک و گشتاور لختی مجموع را افزایش می‌دهد، نیاز به تامین فضای مناسب و جانمایی قطعات مرتبط را دارد و محدودیت‌هایی را به واسطه وجود عامل خارجی در مسیر جریان سیال ایجاد می‌کند که منجر به کاهش بازده حجمی می‌گردد ولی در ساختار موتور پیشنهادی، با بکارگیری درپچه‌های دوار این معضل به حداقل می‌رسد. از طرفی جریان سیال هر دو استوانه تنها با دو سازوکار دوار مشترک تنظیم می‌شود.

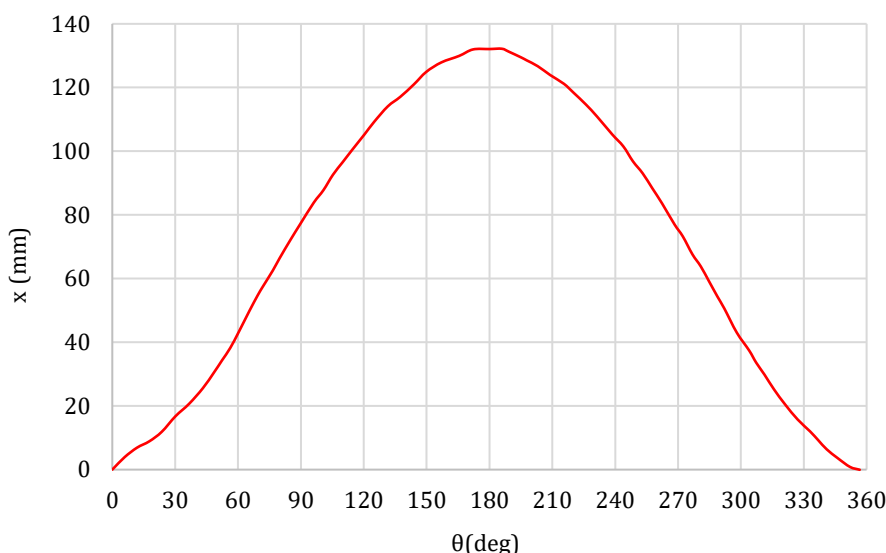
۴- نتایج و بحث

به منظور شبیه‌سازی سازوکار موتور با ساختار اهرم لولایی مشترک و میل لنگ جهت تحلیل ویژگی‌های دینامیکی حرکت سمبه و متغیرهای سیال عامل از برخی نتایج و تحلیل‌های انجام شده در مرجع [۱۲] کمک گرفته می‌شود تا بتوان از آن جهت تحلیل و حصول نتیجه از چگونگی عملکرد و وضعیت متغیرهای موثر در عملکرد سازوکار موتور بهره برد. در نرم‌افزار متلب کد نوشته شده به محاسبه فشار درون سمبه، مکان و سرعت حرکت سمبه می‌پردازد. برای این منظور معادلات

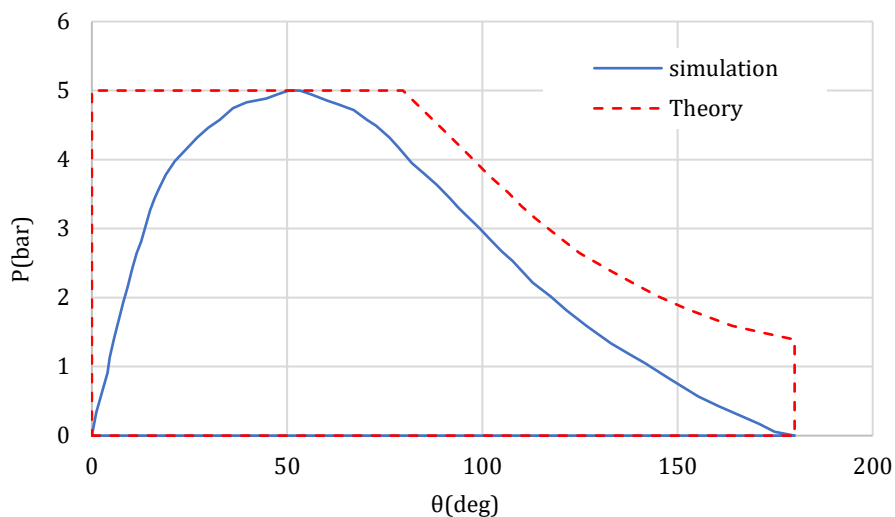
دیفرانسیل مربوط به فشار و مکان سمبه باید به طور همزمان حل شوند. مقادیر فشار نیز با توجه به مکان سمبه، تعیین می گردد. در شرایط آرمانی و با در نظر گرفتن متغیرهای اولیه ورودی و تقارن قطعات، فشار مخزن ذخیره هوا برابر با فشار ۵ بار، دمای هوای ورودی برابر با ۲۹ درجه سلسیوس، قطر سمبه برابر با ۷۱ میلیمتر، پیمایش سمبه برابر با ۱۳۴ میلیمتر، میزان نیروی اصطکاک تجربی برابر با ۲۰۰ نیوتن، جرم سمبه و قطعات متعلقه برابر با ۵۱۰ گرم، حجم استوانه در نقطه مرگ بالا برابر با ۰.۰۰۰۰۰۶ متر مکعب و حجم نهایی استوانه در نقطه مرگ پایین برابر با ۰.۰۰۰۵۹۵ متر مکعب است. با بکار گیری روابط موجود، نتایج نهایی حاصل از اجرای کد در نرم افزار متلب از جمله تغییرات لحظه ای جابجایی سمبه، فشار درون استوانه و سرعت سمبه، شار جرمی هوای ورودی به استوانه بر حسب زاویه میل لنگ استخراج می شود که در اشکال ذیل نشان داده شده است.



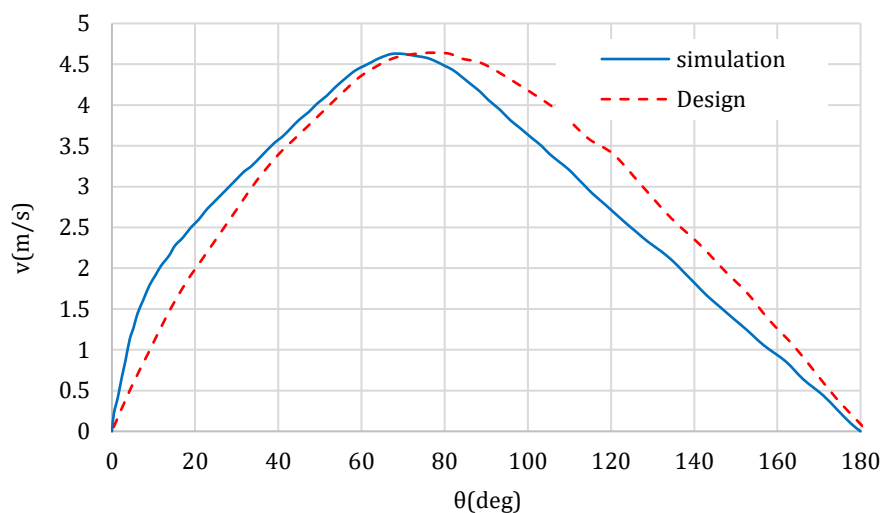
شکل ۹ نمودار تغییرات سرعت سمبه بر حسب زاویه میل لنگ در حل تحلیلی



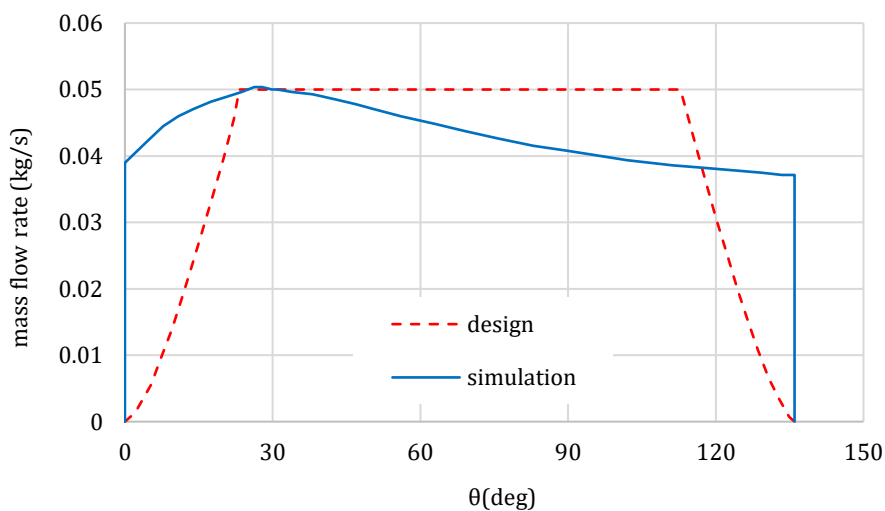
شکل ۱۰ نمودار تغییرات جابجایی سمبه بر حسب زاویه میل لنگ در حل تحلیلی



شکل ۱۱ نمودار تغییرات فشار لحظه‌ای استوانه بر حسب زاویه میل لنگ در حل تحلیلی و شبیه‌سازی



شکل ۱۲ نمودار تغییرات سرعت سیمه بر حسب زاویه میل لنگ در حل تحلیلی و شبیه‌سازی

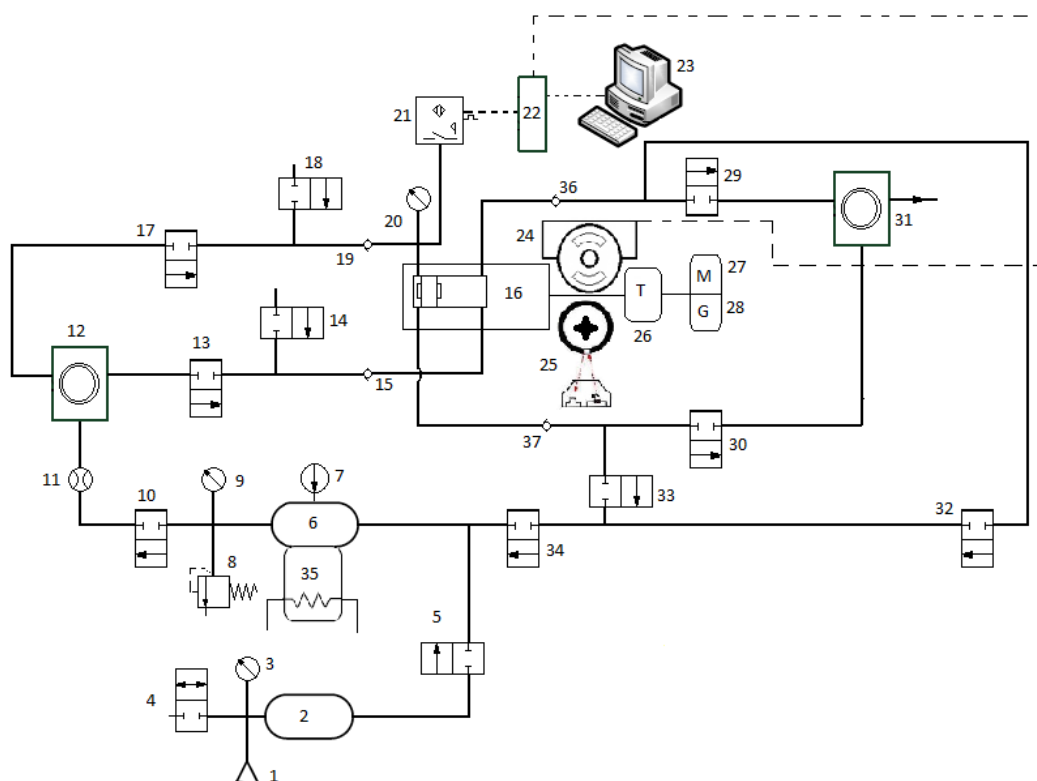


شکل ۱۳ نمودار تغییرات شار هوای ورودی به استوانه بر حسب زاویه میل لنگ در حل تحلیلی و شبیه‌سازی

در شکل ۱۴ طرح موتور به همراه اجزاء اصلی آن نشان داده شده است. در وضعیت عملکرد موتور تنجار در قالب یک موتور تولید توان هوای فشرده، شیرهای شماره ۱۴، ۱۸، ۳۲ و ۳۳ بسته و شیرهای شماره ۱۳، ۱۷، ۲۹ و ۳۰ در وضعیت باز قرار می گیرند. به محض باز شدن شیر شماره ۱۰ به منظور فعال سازی ساختار، جریان سیال از مخزن به سمت فلومتر ۱۱ و دریچه دوار مکانیکی ورودی شماره ۱۲ به عنوان مقسم جریان ورودی هدایت می شود.

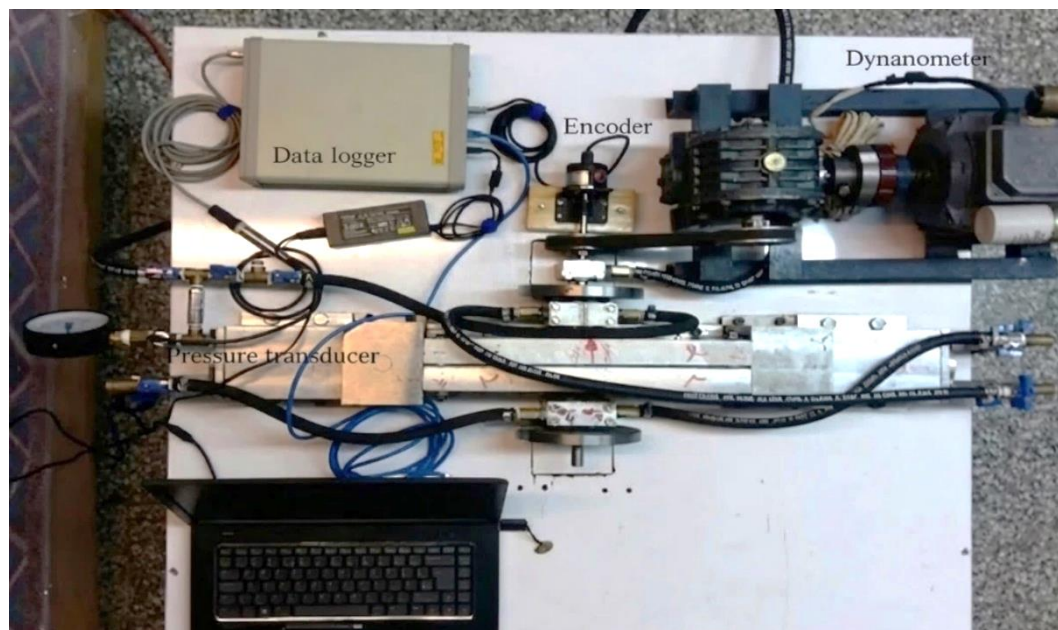
این دریچه همانند دریچه خروجی، مجهز به یک زمان بندی از پیش تعریف شده بوده و به همراه محور خروجی دوران دارد. موقعیت دریچه دوار مکانیکی تعیین می کند جریان هوا به سمت یکی از دو شیر شماره ۱۳ و ۱۷ جریان یابد که در نهایت منجر به حرکت سمبه محرک خواهد شد. هوای موجود در سمت دیگر محفظه استوانه، با توجه به زمان بندی از پیش تعیین شده موتور در دریچه دوار مکانیکی خروجی شماره ۳۱ به عنوان مقسم خروجی از طریق یکی از دو شیر شماره ۲۹ و ۳۰ یا ۳۰ به سمت دریچه دوار مکانیکی جریان یافته و به درون محیط تخلیه می شود. با به حرکت درآمدن سمبه شماره ۱۶، کار تولیدی از طریق گیربکس شماره ۲۶ به مولد برق شماره ۲۸ منتقل می شود تا بتوان از آن در جهت اندازه گیری توان تولیدی بهره برد. دور محور میل لنگ نیز از طریق دورسنج نوری شماره ۲۵ قابل اندازه گیری است.

جهت تعیین نمودار فشار-حجم و بالتبع اندازه گیری توان داخلی موتور نیز از یک حسگر فشار از نوع پیزوالکتریک شماره ۲۱، شمارنده شماره ۲۴، داده بردار شماره ۲۲ و پردازشگر شماره ۲۳ استفاده شده است.



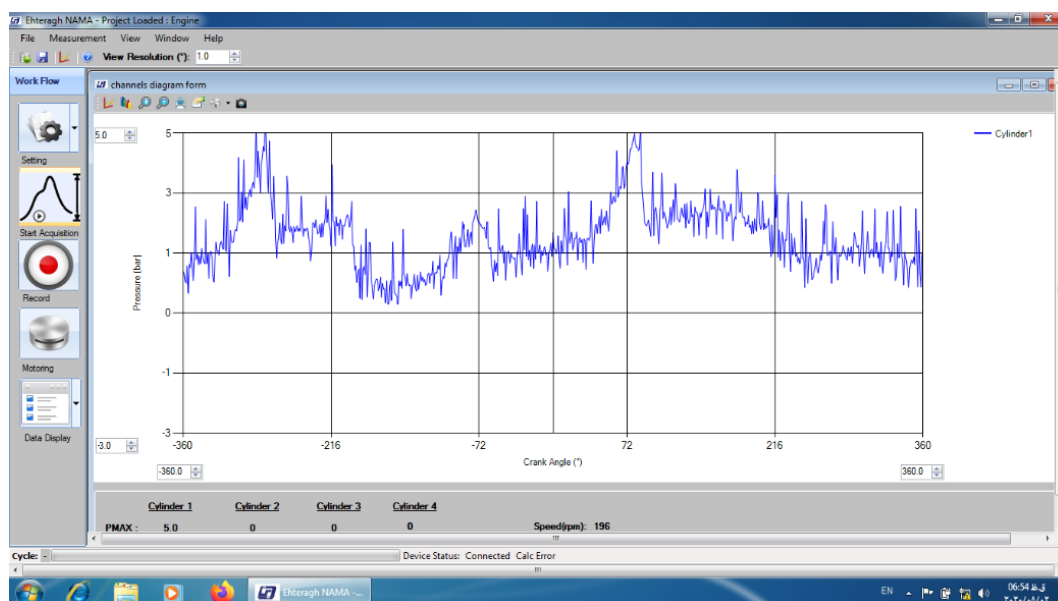
شکل ۱۴ طرح تجهیزات موتور تنجار جدید

پس از راه اندازی موتور، به منظور فراهم نمودن امکان آزمایش و ایجاد شرایط داده برداری از موتور جهت حصول نتیجه از تجهیزات اندازه گیری استفاده شده است. در این ساختار جهت اندازه گیری کار داخلی از نمودار حاصل شده از نمودار PV، بر روی بستر یک حسگر فشار، بر روی محور خروجی یک شمارنده و همچنین یک داده بردار برای اندازه گیری و ثبت مقادیر فشار لحظه ای استفاده شده، همچنین در خروجی موتور یک مولد برق تعبیه شده تا بتوان توان تولیدی موتور را اندازه گیری نمود که در شکل ۱۵ نشان داده شده است.

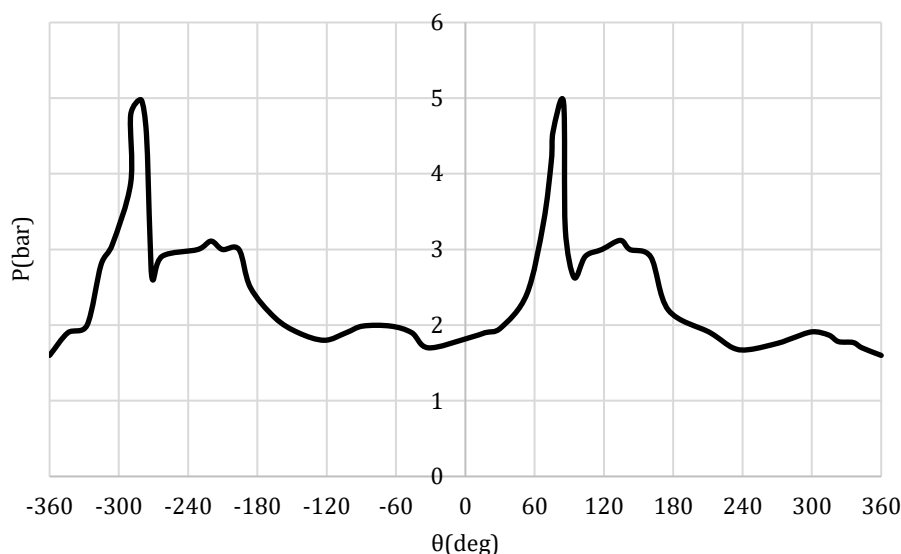


شکل ۱۵ استفاده از تجهیزات برقی جهت ثبت داده‌های اندازه‌گیری

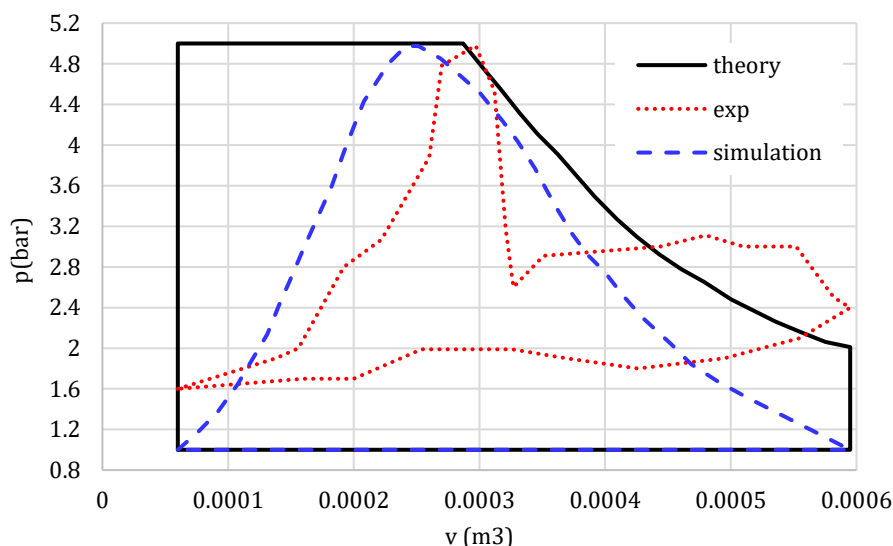
فعالیت موتور از فشار مخزن ۵ بار آغاز شده و میل لنگ موتور با حداقل فشار ۱.۵ بار شروع به دوران نمود. هوای فشرده در فشار ۵ بار موجود در استوانه و با شار ۱۲۰ لیتر بر دقیقه به سمت استوانه تولید توان هدایت شد، در این وضعیت دور موتور به دور متوسط ۱۹۰ دور در دقیقه رسیده و با محاسبه سطح محصور منحنی، مقدار کار حاصل شده برابر با ۲۷۴.۲ ژول و در هر دور محور خروجی و برای هر استوانه ثبت شده است و لذا توان تولیدی موتور برابر با ۸۷۰ وات خواهد بود. نمودار فشار بر حسب زاویه دوران محور خروجی در وضعیت تجربی در اشکال ۱۶ و ۱۷ نشان داده شده است و مقایسه فشار بر حسب حجم در سه وضعیت تجربی، نظری و شبیه‌سازی با استفاده از روش مرجع [۱۲] مطابق با شکل ۱۸ است.



شکل ۱۶ تغییرات فشار داخل استوانه بر حسب زاویه میل لنگ در فشار ۵ بار



شکل ۱۷ نمودار فشار بر حسب زاویه لنگ برای فشارحداکثر ۵ بار استوانه در وضعیت تجربی



شکل ۱۸ مقایسه نمودار PV در وضعیت تجربی، نظری و شبیه سازی در فشار ۵ بار

۵- نتیجه گیری

- در بررسی نتایج حاصل از تحلیل سرعت سمبه از شبیه سازی موتور هوایی و حل تحلیلی، آهنگ تغییرات سرعت از یک رویه پیروی نموده و همپوشانی زیادی در گراف های استخراج شده مشاهده می شود که در شکل ۱۲ نشان داده شده است. در هر دو تحلیل حداکثر سرعت سمبه در حدود ۴.۵ متر بر ثانیه و در زاویه ۷۰ درجه از گردش میل لنگ است.
- مقایسه نتایج استخراج شده از شبیه سازی با نتایج استخراج شده تجربی که در شکل ۱۸ نشان داده شده است بیانگر انطباق نسبی و تطابق رفتاری فرایند شبیه سازی با تجربی است به طوری که آهنگ تغییرات فشار درون استوانه حاصل از شبیه سازی از روند تغییرات نتایج تجربی تبعیت می کند و لذا صحت شبیه سازی با انطباق قابل قبولی منطقی است. همچنین روند تغییرات در حل شبیه سازی نزدیکی بیشتری به نمودار نظری پیش بینی شده دارد.

- حداکثر توان تولیدی نظری برابر با ۱۶۴۰ وات تخمین زده شده در حالیکه توان داخلی موتور برابر با ۸۷۰ وات و توان خروجی موتور ۲۳۷ وات اندازه‌گیری شد و لذا بازده از نسبت توان نظری به توان داخلی برابر با ۵۳٪ خواهد بود و بازده موتور از نسبت توان نظری به توان واقعی برابر با ۲۷٪ و بازده از نسبت توان خروجی به توان داخلی برابر با ۵۳٪ است.
- بررسی مقاطع عبور سیال در دریچه‌های ورودی و خروجی حاکی از اهمیت بالای سطح مقطع دریچه در تأمین شار مناسب و رسیدن به توان مورد نظر است. همچنین نمودارهای استخراج شده از حل شبیه‌سازی انطباق قابل قبولی با نمودارهای نظری پیش‌بینی شده را دارد که در شکل ۱۳ نشان داده شده است.
- در بررسی متغیرهای مختلف موتور با استفاده از روابط استخراج شده، از جمله در بررسی نتایج تغییرات توان تولیدی نسبت به قطر مجراهای ورودی و خروجی، به جهت آنکه لازم است سطح مقطعی انتخاب گردد که در آن علاوه بر کسب بیشینه توان، شیب تغییرات توان تولیدی نسبت به تغییرات مقطع عبور جریان بسیار اندک باشد و قطر مجرای بهینه نیز انتخاب گردد. لذا حداقل قطر مقطع ورودی در محدوده ۲۵ تا ۳۰ میلی‌متر و قطر مقطع خروجی در محدوده ۲۰ تا ۲۵ میلی‌متر پیشنهاد می‌شود.
- در بررسی متغیرهای مختلف موتور با استفاده از روابط استخراج شده، تاثیرات افزایش جرم قطعات متحرک در سطوح پایین‌تر، کاهش توان بیشتری را به همراه دارد و نرخ افت توان ناشی از افزایش جرم قطعات متحرک در سطوح بالاتر به مراتب کمتر خواهد بود به طوریکه در بازه جرمی ۳-۴ کیلوگرم میزان افت توان برابر با ۱۴۰ وات است در حالی که در بازه جرمی ۴-۵ کیلوگرم این افت برابر با ۱۱۵ وات و در بازه جرمی ۵-۶ کیلوگرم برابر با ۱۰۰ وات است. نتیجه این بررسی نشان داد که در بازه جرم‌های پایین قطعات، امکان دسترسی به توان و دور تندتر وجود دارد ولیکن در بازه جرم‌های زیاد، افزایش جرم قطعات متحرک تاثیر چندان بر کاهش توان تولیدی ندارند.

References

- [1] Lee CY, Zhao H, Ma T. Pneumatic regenerative engine braking technology for buses and commercial vehicles. SAE International Journal of Engines. 2011 Dec 1;4(3):2687-98. doi: 10.4271/2011-01-2176
- [2] Pathak S, Swetha K, Sreedhar V, Prabhakar VSV. Compressed air vehicle: A review. International Journal of Mechanical and Production Engineering. 2014 Apr;2(4):9-13.
- [3] Bravo RR, De Negri VJ, Oliveira AA. Design and analysis of a parallel hydraulic-pneumatic regenerative braking system for heavy-duty hybrid vehicles. Applied Energy. 2018 Sep 1;225:60-77. doi: 10.1016/j.apenergy.2018.04.102
- [4] Fang Y, Lu Y, Yu X, Roskilly AP. Experimental study of a pneumatic engine with heat supply to improve the overall performance. Applied Thermal Engineering. 2018 Apr 1;134:78-85. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.01.113
- [5] Liu CM, Wang YW, Sung CK, Huang CY. The feasibility study of regenerative braking applications in air hybrid engine. Energy Procedia. 2017 May 1;105:4242-7. doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.912
- [6] Liu CM, Huang CL, Sung CK, Huang CY. Performance analysis of a two-stage expansion air engine. Energy. 2016 Nov 15;115:140-8. doi: 10.1016/j.energy.2016.09.023
- [7] Yu Q, Cai M. Experimental analysis of a compressed air engine. Journal of Flow Control, Measurement & Visualization. 2015;3(04):144-53. doi: 10.4236/jfcmv.2015.34014
- [8] Liu CM, You JJ, Sung CK, Huang CY. Modified intake and exhaust system for piston-type compressed air engines. Energy. 2015 Oct 1;90:516-24. doi: 10.1016/j.energy.2015.07.085
- [9] Dimitrova Z, Maréchal F. Gasoline hybrid pneumatic engine for efficient vehicle powertrain hybridization. Applied Energy. 2015 Aug 1;151:168-77. doi: 10.1016/j.apenergy.2015.03.057
- [10] Yu Q, Cai M. Experimental analysis of a compressed air engine. Journal of Flow Control, Measurement & Visualization. 2015;3(04):144-53. doi: 10.4236/jfcmv.2015.34014

- [11] Wang YW, You JJ, Sung CK, Huang CY. The applications of piston type compressed air engines on motor vehicles. *Procedia Engineering*. 2014 Jan 1;79:61-5. doi: [10.1016/j.proeng.2014.06.311](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.06.311)
- [12] Quazi MA, Baskar P. Computer simulation of pneumatic engine operation. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*. 2012 Jul;1(5):1-16. doi: [10.17577/IJERTV1IS5100](https://doi.org/10.17577/IJERTV1IS5100)
- [13] Mafakheri M, Rahimi Asiabaraki H, Lori Alikhani H, Emami H. Simulation of cylinder deactivation and its effects on emission and fuel consumption. *The Journal of Engine Research*. 2024 Mar 20;71(1):79-90. doi: [10.22034/er.2024.2030304.1056](https://doi.org/10.22034/er.2024.2030304.1056). [In Persian]
- [14] Abdi Aghdam E, Ataee Tarzanagh M, Kanani J. The output performance of the 25% gasoline-75% NG combination mode and its comparison with NG mode. *The Journal of Engine Research*. 2024 Mar 20;71(1):40-51. doi: [10.22034/er.2024.2025041.1037](https://doi.org/10.22034/er.2024.2025041.1037). [In Persian]
- [15] Ashouri H. The effect of changing fuel from gasoline to compressed natural gas on the high cycle fatigue life of M13 engine piston. *The Journal of Engine Research*. 2025 Nov 22;72(3):106-23. doi: [10.22034/er.2025.2068748.1100](https://doi.org/10.22034/er.2025.2068748.1100)
- [16] Mohammadi A, Montazer Y, Rahimi Asiabaraki H. Reduction of fuel consumption and emissions of Iranian naturally aspirated engine on Samand vehicle with thermal management. *The Journal of Engine Research*. 2025 Feb 19;71(4):58-76. doi: [10.22034/er.2025.2053701.1077](https://doi.org/10.22034/er.2025.2053701.1077)
- [17] Abdolmaleki S, Rohani A, Agkhani MH, Hoseinpoor M, Poursabbagh H, Kazemi M. Evaluation of reliability of diesel engine crankshaft by accelerated test method. *The Journal of Engine Research*. 2025 Aug 23;72(2):56-71. doi: [10.22034/er.2025.2071780.1102](https://doi.org/10.22034/er.2025.2071780.1102)
- [18] Maghsoudi Gharehbolagh G, Rohani Bastami A, Safarpour P, Abbaszadeh Y. Simulation of torsional vibrations of dual mass flywheel in a 3-cylinder engine. *The Journal of Engine Research*. 2023 Mar 21;70(1):1-3. doi: [10.22034/er.2023.1975293.0](https://doi.org/10.22034/er.2023.1975293.0)
- [19] Sahatimehr E, Mofid M, Jafari M, Lashkarpour SM, KouhBolouri AR, Mansouri M, Yazdani M. Simulation and Stress Analysis of The 6-Cylinder Engine of The ITM 1500 Tractor Crankshaft. *The Journal of Engine Research*. 2021;62(62):43-54. [In Persian]
- [20] Fang Y, Lu Y, Yu X, Roskilly AP. Experimental study of a pneumatic engine with heat supply to improve the overall performance. *Applied Thermal Engineering*. 2018 Apr 1;134:78-85. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2018.01.113](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.113)