

Research Paper

## Numerical investigation of the effects of compression ratio, ignition timing, and turbocharger map variables on the performance parameters and emissions of a diesel engine converted to CNG

Samaneh Torabi<sup>1</sup>, Seyed Reza Hassan-Beygi<sup>1\*</sup>, Mohammad Hossein Kianmehr<sup>1</sup>, Rasul Hemmatian<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Department of Agrotechnology, Abouraihan College, University of Tehran, Tehran, Iran.

<sup>2</sup> Iran Khodro Engine R&D and Manufacturing Co., Tehran, Iran.

### Article History

Submitted: 2026/03/09

Revised: 2026/05/29

Accepted: 2026/06/04

Published

online: 2025/06/30

### Keywords:

CNG, Converted Engine, Emission, Fuel, Natural gas, Performance.

### Abstract

Fuel price increases and stringent emission regulations have created a strong demand for the development of engines with high efficiency and low emissions. This study focused on the effects of compression ratio, ignition timing, and turbocharger map variables on the performance parameters and emissions of a 4-cylinder -turbocharged diesel engine converted to CNG using numerical simulation with GT-Power software. The simulated model of the diesel engine was validated against experimental data. Then, the simulated model was altered to a CNG-fueled engine. After conversion, the effects of compression ratio (11:1 to 14:1), ignition timing (13° to 21° BTDC), and turbocharger maps (5 different maps) as independent variables were investigated on the performance parameters and exhaust emissions (dependent variables) of the CNG engine model. Number of 45 models were simulated at 11 different engine speeds. The results showed that an ignition timing of 13° BTDC was the best, as it generated the highest BMEP and brake torque, as well as the lowest emissions of NO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, and HC. The exhaust emissions of NO<sub>x</sub>, CO, and CO<sub>2</sub> of the converted CNG engine were 60%, 50%, and 40% less than those of the basic diesel engine, respectively. However, the HC emissions of the converted engine were higher than those of the diesel engine. The best performance of the converted CNG engine was achieved at a compression ratio of 14:1, an ignition timing of 13° BTDC, and a turbocharger map number of 4.

\*Corresponding author  
email:

[rhbeigi@ut.ac.ir](mailto:rhbeigi@ut.ac.ir)

ORCID:   
0000-0002-2822-7157



### How to cite this paper:

Torabi, S., Hassan-Beygi, S.R., Kianmehr, M.H. and Hematian, R. (2026). Numerical investigation of the effects of compression ratio, ignition timing, and turbocharger map variables on the performance parameters and emissions of a diesel engine converted to CNG. *Journal of Research in Mechanics of Agricultural Machinery*. 38: 95-118. <https://dx.doi.org/10.22034/jrmam.2026.14962.759> (In Persian)



Authors retain the copyright and full publishing rights. Published by [Shahrekord University](https://www.shahrekord.ac.ir). This article is an open access article licensed under the [Creative Commons Attribution 4.0 International \(CC BY 4.0\)](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

<https://dx.doi.org/10.22034/jrmam.2026.14962.759>

## ***EXTENDED ABSTRACT***

### ***Introduction***

Converted internal combustion engines refer to engines whose systems are modified from their original configurations to meet the requirements of another engine type, such as converting a diesel engine to an engine that operates on natural gas as fuel, which can reduce the formation of nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>), carbon monoxide (CO), and soot emissions. Now, many worldwide companies involved in the design and manufacturing of internal combustion engines have converted diesel engines to natural gas-fueled engines; Fiat Powertrain is an example. This company has successfully presented some commercial types of converted diesel-to-natural gas-fueled engines. Given Iran's natural gas resources and the lower cost of producing and handling natural gas compared to gasoline/diesel, as well as the lower pollution from natural gas engines, the conversion of gasoline-fuelled engines to natural gas-fuelled engines has been successfully implemented in Iran. However, converting diesel-fuelled engines to natural gas-fuelled engines received less attention. The literature survey also indicated that the simultaneous investigation of compression ratio, ignition timing, and turbocharger map variables on the performance and emission parameters of a diesel engine converted to a natural gas engine has received limited attention. The present study aimed to investigate the effects of compression ratio, ignition timing, and turbocharger map variables on the performance and emission parameters of a diesel engine converted to natural gas using one-dimensional computer simulation. The findings of this study, achieved through advanced modeling of a converted diesel-to-natural gas-fuelled engine using the efficient GT-Power software, can lead to the proper selection of the aforementioned variable values to obtain nearly equal performance parameters, along with reduced emissions, compared to the base diesel engine.

### ***Material and Methods***

A four-stroke, four-cylinder, water-cooled, direct-injection, turbocharged diesel engine from Fiat Powertrain was studied. The engine was installed in IPCo's engine test room. The dynamometer and other instruments in the test room measured the engine's performance parameters. The diesel engine was simulated using GT-Power software. The simulated model consisted of a fuel tank, transfer fuel pump, injector pump, fuel common rail, fuel filtration, pressure regulator, injectors, turbocharger, exhaust gas recirculation system, input and output manifolds, input and output valves, cylinder, crankcase, and so on. The developed diesel engine model was validated using experimental data. The necessary modifications were applied to the simulated diesel engine model to enable operation on natural gas. The effects of independent variables, including engine speed at 11 levels, compression ratio at 3 levels, ignition timing at 3 levels, and turbocharger operating map at 5 levels, were investigated on the performance parameters and emissions of the converted-to-natural-gas engine model. Based on the considered levels of the independent variables, modeling of the dependent variables was performed at 495 operating points. The dependent variables were included brake torque, brake mean effective pressure (BMEP), carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO<sub>2</sub>), nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>), and unburned hydrocarbons (HC).

### ***Results and Discussion***

The validation of diesel engine simulation results against experimentally measured data from IPCo and manufacturer catalogs demonstrated that the developed model has acceptable accuracy and can be used as a reliable tool for analyzing engine performance. The results showed that the converted engine BMEP and brake torque values are highly dependent on the ignition timing. For all independent variable levels, the maximum and minimum values of the converted engine BMEP and torque were observed at 13° before top dead center (BTDC) and 21° BTDC, respectively. These

results indicated that at 13° BTDC, combustion occurred at an optimal point in the engine cycle, facilitating timely combustion and generating maximum effective mechanical work. An examination of the engine BMEP and output torque values revealed that the maximum BMEP (13.77 bars) and brake torque (328 N.m) can be achieved with proper selection of the turbocharger parameters. However, at turbocharger operating maps 4 and 5, with a compression ratio of 14 and an ignition time of 13° BTDC, the engine model would produce a BMEP of about 13.40 bars and a brake torque of about 320 N.m at 2500-3250 rpm, which could be preferred for heavy-duty vehicles. The investigation of engine combustion Nox and CO emissions indicated that the greatest and lowest values occurred at ignition timings of 21° BTDC and 13° BTDC, respectively. A comparison of NOx and CO emissions between the base diesel engine and the converted natural gas engine demonstrated that the NOx and CO levels for the converted engine were at least 60% and 50% lower than those of the base diesel engine, respectively. An investigation of CO<sub>2</sub> emissions in the converted engine across all studied cases indicated that the highest values occurred at 21° BTDC and the lowest at 13° BTDC. The maximum CO<sub>2</sub> pollutant level of the converted engine decreased by at least 40% compared to the base diesel engine.

### ***Conclusions***

This study demonstrated that an appropriate combination of compression ratio, ignition timing, and turbocharger map parameters for the converted engine can lead to an optimal design that simultaneously achieves comparable performance metrics to the base diesel engine while significantly reducing exhaust emissions. Considering that the converted engine would be used in place of a diesel engine in commercial vehicles, it is recommended that further research be conducted to design turbocharger operating

maps that enable the converted engine to produce maximum power and torque within almost the same engine speed ranges as the base diesel engine.

### ***Acknowledgements***

The authors would like to acknowledge the University of Tehran and IPCo for their support.

### ***Author Contributions***

First Author: Writing– original draft, Visualization, Validation, administration, Methodology, Formal analysis, Conceptualization.

Second Author: Writing– original draft, Visualization, Validation, Supervision, Project administration, Methodology, Investigation, Funding acquisition, Formal analysis, Conceptualization.

Third Author: Visualization, Investigation, Formal analysis, Supervision.

Fourth Author: Visualization, Investigation, Formal analysis, Supervision.

### ***Data Availability Statement***

Data will be made available on request.

### ***Ethical Considerations***

The authors confirm that research ethics were considered throughout the research methodology, including data definition, data collection, data analysis, data interpretation, and plagiarism, to produce the final report.

### ***Conflict of Interest***

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have influenced the work reported in this paper.

### ***Funding Statement***

This work was supported by University of Tehran and Iran Khodro engine R&D and manufacturing Co (IPCo).



## بررسی عددی اثرات متغیرهای نسبت تراکم، زمان جرقه‌زنی و نقشه کار توربوشارژر بر عامل‌های عملکردی و آلاینده‌گی موتور دیزل تبدیل شده به CNG

سمانه ترابی<sup>۱</sup>، سیدرضا حسن بیگی<sup>۱\*</sup>، محمدحسین کیانمهر<sup>۱</sup> و رسول همتیان<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup> گروه مهندسی فنی کشاورزی، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران، تهران، ایران.

<sup>۲</sup> شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو، تهران، ایران.

تاریخچه مقاله	چکیده
دریافت: ۱۴۰۴/۱۲/۱۸ بازنگری: ۱۴۰۵/۰۳/۰۸ پذیرش: ۱۴۰۵/۰۳/۱۴ انتشار: ۱۴۰۵/۰۴/۰۹	افزایش قیمت سوخت و مقررات سختگیرانه آلاینده‌گی، تقاضای زیادی را برای توسعه موتورهای جدید با بازده بالا و آلاینده‌گی کم ایجاد کرده است. این تحقیق با تمرکز بر اثر متغیرهای نسبت تراکم، زمان جرقه‌زنی و نقشه توربوشارژر بر عامل‌های عملکردی و آلاینده‌گی به شبیه‌سازی موتور دیزل ۴ سیلندر توربوشارژر برای تبدیل به موتور CNG با استفاده از نرم‌افزار تک‌بعدی GT-Power پرداخته است. با استفاده از نتایج حاصل از آزمون‌های تجربی اقدام به صحت‌گذاری نتایج خروجی از مدل دیزل شبیه‌سازی شده گردید. سپس مدل شبیه‌سازی شده به موتور CNG تبدیل گردید. پس از تبدیل، اثر عامل‌های کلیدی نسبت تراکم (۱۱:۱ تا ۱۴:۱)، زمان جرقه‌زنی (۱۳ تا ۲۱ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا) و تغییر نقشه توربوشارژر (نقشه‌های ۱ تا ۵) به عنوان متغیرهای مستقل بر عامل‌های عملکردی و آلاینده‌گی (مقادیر و ابسته) موتور CNG بررسی گردید. تعداد ۴۵ مدل در ۱۱ سرعت مختلف شبیه‌سازی شدند. نتایج صحت‌گذاری نشان داد که توان و گشتاور ترمزی موتور دیزل شبیه‌سازی شده در مقایسه با داده‌های تجربی، دارای خطای کم‌تر از ۱ درصد در اکثریت نقاط و در موارد محدود بین ۳ تا ۵ درصد است. نتایج نشان داد که بیش‌ترین مقادیر عامل‌های عملکردی (BMEP و گشتاور ترمزی) و کم‌ترین مقادیر آلاینده‌های آگزوز (CO، NOx، CO <sub>2</sub> و HC) مربوط به مدل با زمان جرقه‌زنی ۱۳ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا بود. میزان انتشار NOx، CO <sub>2</sub> و CO موتور CNG تبدیل شده به ترتیب ۶۰٪، ۵۰٪ و ۴۰٪ کم‌تر از میزان انتشار موتور دیزل پایه بود. اگرچه میزان انتشار HC موتور تبدیل شده بیش‌تر از موتور دیزل پایه بوده است. بهترین عملکرد موتور CNG تبدیل شده در مدل با نسبت تراکم ۱۴:۱، زمان جرقه‌زنی ۱۳ درجه میل‌لنگ قبل از نقطه مرگ بالا و نقشه ۴ توربوشارژر به‌دست آمد.

### واژه‌های کلیدی:

آلاینده‌گی، سوخت، عملکرد، CNG، موتور دیزل، موتور تبدیلی.

\*پست الکترونیکی نویسنده

مسئول:

[rhbeigi@ut.ac.ir](mailto:rhbeigi@ut.ac.ir)

ORCID: 

۰۰۰۰-۰۰۰۲-۲۸۲۲-۷۱۵۷



نحوه استناد به این مقاله:

ترابی، س.، حسن بیگی، س.ر.، کیانمهر، م.ر. و همتیان، ر. (۱۴۰۵). بررسی عددی اثرات متغیرهای نسبت تراکم، زمان جرقه‌زنی و نقشه کار توربوشارژر بر عامل‌های عملکردی و آلاینده‌گی موتور دیزل تبدیل شده به CNG. نشریه پژوهش‌های مکانیک ماشین‌های کشاورزی، ۳۸: ۹۵-۱۱۸. شناسه دیجیتال: <https://dx.doi.org/10.22034/jrmam.2026.14962.759>

## مقدمه

موتور دیزل تبدیلی به موتور گاز طبیعی‌سوز با کد F28 NG، هم‌چنین موتور دیزل با کد F67 و موتور دیزل تبدیلی به موتور گاز طبیعی‌سوز با کد F67 NG، با قابلیت استفاده در بخش کشاورزی به صورت تجاری عرضه شده‌اند. مطابق تحقیقات این شرکت موتور CNG بر پایه موتور دیزل دارای کاهش ۱۰ درصدی در انتشار کربن دی‌اکسید در مقایسه با موتور دیزل در شرایط میدانی است. در ضمن آلاینده‌گی صوتی این موتورهای تبدیلی به میزان ۸۰ درصد کاهش یافته‌اند. از نظر اقتصادی، قیمت پایین‌تر و دسترس‌پذیری گسترده گاز طبیعی، آن را به گزینه‌ای پایدار و مقرون به‌صرفه برای سال‌های آینده تبدیل کرده است (Fiat Power Industrial, 2023).

مدل‌سازی پیشرفته موتورهای درون‌سوز با استفاده از نرم‌افزارهای کارآمد این امکان را به محققان و مهندسان می‌دهد تا عامل‌های عملکردی، احتراقی و آلاینده‌های حاصل از احتراق این موتورها را به صورت دقیق با هزینه کم در زمان محدود تخمین بزنند. نرم‌افزار GT-Suite یکی از قدرتمندترین نرم‌افزارها در زمینه شبیه‌سازی یک بعدی موتورهای احتراقی و اجزای وابسته آن است. الگوهای موجود در این مجموعه نرم‌افزاری، این امکان را فراهم می‌آورد تا قطعات و سامانه‌های موتورهای درون‌سوز با دقت مطلوب مدل‌سازی شوند (Ahmed *et al.*, 2019; Jiang *et al.*; Torabi & Hassan-Beygi, 2022).

(Dziewiątkowski and Szpica (2023) با بررسی خصوصیات عملکردی یک موتور دیزل پس از تبدیل به موتور CNG، اعلام داشتند که نسبت تراکم مستقیماً بر خصوصیات عملکردی موتور تأثیر می‌گذارد. (Aktas (2022) در مطالعه‌ای به بررسی عددی یک بعدی ویژگی‌های عملکردی و انتشار آلاینده‌ها از تبدیل موتور دیزل سنگین به موتور چرخه‌ای با سوخت گاز طبیعی پرداختند. نتایج نشان داد که عملکرد موتور تبدیلی افت قابل توجهی نداشته و انتشار NOx تا ۸۴/۵٪ کاهش یافته است. (Liu *et al.* (2021) در مطالعه‌ای به بررسی عملکرد و انتشار آلاینده‌های موتور دیزل سنگین تبدیلی به گاز طبیعی‌سوز پرداختند. نتایج نشان داد که در حالت احتراق استوکیومتریک، احتراق پایداری مشاهده شد و آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و هیدروکربن‌های نسوخته کاهش یافتند؛ اما بازده حرارتی کم‌تر بود. این محققان بیان داشتند که استفاده از سوخت گاز طبیعی می‌تواند به کاهش انتشار کربن کمک کند؛ اما برای بهینه‌سازی عملکرد و کاهش آلاینده‌ها،

توسعه موتورهای درون‌سوز که با سوخت گاز طبیعی کار می‌کنند به منظور کاهش هزینه سوخت مصرفی و آلاینده‌های زیست‌محیطی در سراسر جهان به عنوان یک گزینه پایدار جهت استفاده در صنعت حمل و نقل و سایر صنایع مطرح شده‌اند (Delavari *et al.*, 2023). موتورهای درون‌سوز تبدیلی به موتورهایی گفته می‌شود که سامانه‌های آن از حالت اولیه و اصلی به سامانه‌های مورد نیاز برای موتور دیگری مانند موتوری که با سوخت گاز طبیعی کار می‌کند، تبدیل گردند (Likhanov and Lopatin, 2020). در این موتورها به دلیل طراحی اولیه بر اساس چرخه دیزل و یا اتو، نمی‌توان از سوخت گاز طبیعی فشرده بدون لحاظ تغییرات استفاده نمود. لذا انجام تغییراتی در ساختار سامانه‌های سوخت‌رسانی، تزریق سوخت، جرقه‌زنی و کنترل موتور الزامی است (Aliramezani *et al.*, 2022). با انجام تغییرات در طراحی موتور دیزل و متناسب‌سازی آن برای استفاده از سوخت گاز طبیعی فشرده، می‌توان تشکیل آلاینده اکسیدهای نیتروژن، مونواکسید کربن و دوده را کاهش داد (Dziewiątkowski and Szpica, 2023; Jahirul *et al.*, 2010).

در بسیاری از کشورها زیرساخت توزیع گاز طبیعی گسترده و پایدار بوده و به آسانی در دسترس است. از سوی دیگر، کاهش وابستگی به سوخت‌های مایع وارداتی، امنیت انرژی را افزایش داده و برای ناوگان‌های حمل‌ونقل عمومی، تراکتورها و ماشین‌های کشاورزی و موتور ژنراتورها، صرفه‌جویی سالانه در هزینه‌ی سوخت بسیار قابل ملاحظه خواهد بود. با توجه به اینکه گاز طبیعی یک مخلوط همگن هوا و سوخت ایجاد می‌کند، از تشکیل مناطق غنی از سوخت در محفظه احتراق جلوگیری می‌شود، در نتیجه انتشار دوده کاهش می‌یابد. هم‌چنین عدد اکتان بالای گاز طبیعی، امکان استفاده از نسبت تراکم بالاتر نسبت به سوخت بنزین را فراهم می‌آورد که می‌تواند بخشی از کاهش کار ترمودینامیکی چرخه موتور در نتیجه چگالی کم‌تر سوخت گاز طبیعی نسبت به بنزین را جبران نماید. در حال حاضر حدود ۲۳ میلیون (حدود ۲ درصد) وسیله نقلیه در سراسر جهان با گاز طبیعی کار می‌کنند.

امروزه شرکت‌های مختلف طراحی و تولید موتورهای درون‌سوز اقدام به تبدیل موتورهای دیزل به موتورهای CNG کرده‌اند که از آن جمله می‌توان به شرکت Fiat اشاره نمود. در برگیرنده اطلاعات محصولات این شرکت، موتور دیزل با کد F28 و

موفقیت‌آمیزی در مورد تبدیل موتورهای بنزین‌سوز به گاز طبیعی‌سوز خودروهای کشور انجام شده است. با توجه به الزام تغییرات در ساختار موتورهای دیزل جهت تبدیل به موتور گاز طبیعی‌سوز، این تبدیل علی‌رغم عرضه تجاری موتورهای تبدیلی از دیزل به گاز طبیعی‌سوز توسط شرکت‌های مختلف جهانی، در ایران کمتر مورد توجه سازندگان موتورهای درون‌سوز بوده است.

این تحقیق به منظور پاسخ به نیاز تحقیقاتی موجود در کشور با حمایت شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو)، جهت تبدیل یک موتور دیزل به موتور با سوخت CNG انجام شده است. بررسی منابع هم‌چنین نشان می‌دهد که بررسی هم‌زمان اثرات متغیرهای نسبت تراکم، زمان جرقه‌زنی و نقشه کار توربوشاژر بر عامل‌های عملکردی و آلاینده‌ی یک موتور دیزل پرخوران تبدیل شده به CNG کمتر مورد توجه بوده است؛ لذا هدف از این تحقیق، بررسی اثرات تغییرات هم‌زمان سه متغیر نسبت تراکم، زمان جرقه‌زنی و نقشه کار توربوشاژر بر عامل‌های عملکردی و آلاینده‌ی موتور دیزل تبدیل شده به CNG از طریق شبیه‌سازی رایانه‌ای یک بعدی است. با استفاده از نتایج این تحقیق می‌توان مقادیر متغیرهای مذکور (نسبت تراکم، زمان جرقه‌زنی و نقشه کار توربوشاژر) را به نحوی انتخاب نمود که مدل شبیه‌سازی شده موتور تبدیلی توانایی تولید عامل‌های عملکردی تقریباً برابر و آلاینده‌های خروجی کمتر از موتور دیزل پایه را دارا باشد.

### مواد و روش‌ها

موتور مورد مطالعه در این تحقیق یک موتور دیزل چهار سیلندر پاشش مستقیم دارای پرخوران از خانواده FIC ساخت شرکت Fiat است که مشخصات آن در جدول (۱) داده شده است.

موتور دیزل مورد مطالعه در اتاق آزمون شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) نصب گردید و توسط نیروسنج لگام و تجهیزات موجود در اتاق آزمون عامل‌های عملکردی موتور شامل توان و گشتاور اندازه‌گیری گردید (شکل ۱). سوخت مورد استفاده در آزمون‌های تجربی، سوخت گازوییل شماره ۲ بود که از جایگاه‌های سوخت شهر تهران تهیه گردید. از داده‌های آزمایشگاهی اندازه‌گیری شده در اتاق آزمون موتور جهت اعتبارسنجی مدل شبیه‌سازی موتور استفاده گردید.

نیاز به مطالعات بیش‌تری در مورد تنظیم زمان‌بندی جرقه و فناوری‌های پیشرفته است. (Likhanov and Lopatin, 2020). در مطالعه‌ای به بررسی تجربی استفاده از گاز طبیعی فشرده به‌عنوان سوخت جایگزین در موتورهای دیزلی و تأثیر آن بر انتشار آلاینده‌های گازهای خروجی پرداختند.

نتایج آزمایش‌ها نشان داد که استفاده از CNG به‌عنوان سوخت جایگزین باعث کاهش محتوای اکسیدهای نیتروژن در گازهای خروجی به میزان ۱۷٪، کاهش دوده به میزان ۲۵ برابر و کاهش دی‌اکسید کربن به میزان ۱۰/۱٪ می‌شود. (Romanyuk et al. 2018) در پژوهشی به بررسی استفاده از CNG در موتورهای دیزل خودروها پرداختند. این محققان گزارش کردند که نصب موتور تبدیل شده از دیزل به گازسوز روی اتوبوس‌های شهری سبب کاهش NOx به میزان ۵/۵- تا ۳۵/۱٪، دوده کربنی ۸۸/۲- تا ۹۲٪، و مونوکسید کربن تا ۲۱/۶٪ در گازهای آگروز می‌شود.

(Kumar and Gaddipati, 2017) در تحقیقی که در خصوص تبدیل موتور دیزل به موتور CNG انجام شد، نشان دادند که با تغییر هندسه تاج پیستون و ضخامت واشر سرسیلندر می‌توان نسبت تراکم را در محدوده ۹:۱ تا ۱۳:۱ تنظیم نمود. (Fawzi et al. 2014) در مطالعه‌ای، یک موتور دیزل ۴/۳ لیتری ۴ سیلندر را به موتور CNG سوز تبدیل کردند. نتایج نشان داد که زمان جرقه‌زنی ۲۵ درجه BTDC نسبت به زمان جرقه‌زنی ۲۰ درجه BTDC در مصرف سوخت و آلاینده‌ی گازهای خروجی عملکرد بهتری دارد. برای این موتور، سرعت دور آرام بهینه در حالت عادی ۷۰۰ تا ۸۰۰ دور بر دقیقه و در حالت استارت سرد ۱۵۰۰ دور بر دقیقه توصیه شد (Yasar et al. 2013). انتشار گازهای آلاینده خودروهای سنگین و سبک با سه سوخت CNG، دیزل و بنزین را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که در خودروهای سنگین با موتور تبدیلی دیزل به CNG، هیدروکربن‌ها تا ۱۴ برابر، اکسید نیتریک تا ۲/۸ برابر، و کدوری دود تا ۳/۲ برابر کاهش یافته است. هم‌چنین، در خودروهای سبک دیزلی، تغییر سوخت به CNG منجر به کاهش آلاینده‌ها به میزان ۲۴/۶ برابر در HC، حدود ۲/۸ برابر در NO و دود کدوری تا ۶ برابر گردید.

با توجه به ذخایر عظیم گاز طبیعی کشور ایران و هزینه کم‌تر تولید و انتقال آن نسبت به سوخت‌های بنزین و گازوییل، هم‌چنین آلاینده‌های زیست محیطی کم‌تر موتورهای گاز طبیعی‌سوز، طرح تبدیل سوخت خودروها به گاز طبیعی با مدیریت سازمان بهینه‌سازی مصرف سوخت کشور به طور

معادلات دینامیک سیالات انجام می‌گیرد (Ahmadi Pour *et al.*, 2021). از رابطه (۱) یعنی معادله بقای جرم (معادله پیوستگی) و رابطه (۴) یعنی معادله بقای مومنتوم می‌توان مقدار هوای محبوس درون اجزا، سیلندر و نیز دبی جرمی را محاسبه کرد. به علاوه با استفاده از رابطه بقای انرژی یعنی معادله (۲) یا معادله (۳) می‌توان انتقال حرارت از یک حجم مشخص به دیواره یا به یک حجم مشخص دیگر از سیال را به‌دست آورد.

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m} \quad (1)$$

$$\frac{d(m_e)}{dt} = -\rho \frac{dv}{dt} + \sum (\dot{m} H) - hA_s(T_{fluid} - T_{wall}) \quad (2)$$

$$\frac{d(\rho HV)}{dt} = \sum (\dot{m} H) + V \frac{dp}{dt} - hA_s(T_{fluid} - T_{wall}) \quad (3)$$

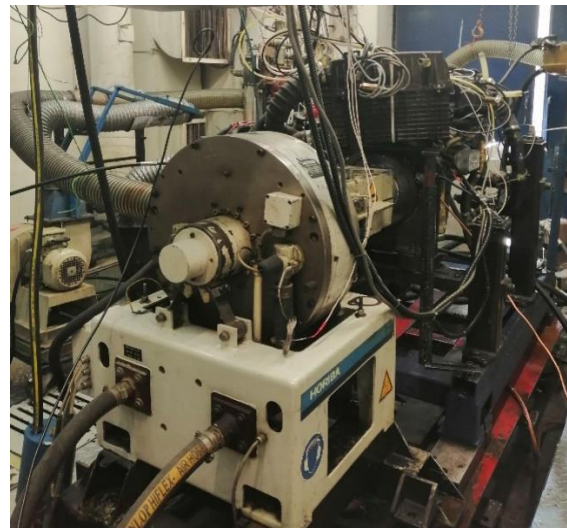
$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum(\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u| dx A}{2D} - K_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u|\right)}{dx} \quad (4)$$

در این تحقیق ابتدا موتور دیزل مورد مطالعه در نرم‌افزار GT-Power V. 2018 شبیه‌سازی گردید. در شکل ۲ مدل شبیه‌سازی شده موتور دیزل مورد مطالعه در نرم‌افزار GT-Power نشان داده شده است. موتور شبیه‌سازی شده در این نرم‌افزار شامل قسمت‌های مخزن سوخت، پمپ تغذیه سوخت، پمپ سوخت فشار قوی، ریل سوخت، فیلتر سوخت، شیر فشارشکن، انژکتورها، توربوشارژر، خنک‌کننده داخلی<sup>۱</sup>، سیستم بازچرخانی گازهای خروجی، ورودی و خروجی‌ها، سوپاپ‌های ورودی و خروجی، سیلندر، محفظه لنگ و غیره است.

از سوخت گازوییل شماره ۲ با مشخصات موجود در کتابخانه نرم‌افزار GT-Power V. 2018 برای شبیه‌سازی استفاده گردید. از آنجایی که نتایج حاصل از روش‌های عددی همواره با عدم قطعیت همراه هستند؛ لذا اعتبارسنجی شبیه‌سازی از طریق مقایسه با داده‌های تجربی ضروری است. بر همین اساس، نتایج عامل‌های توان و گشتاور حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های آزمایشگاهی اندازه‌گیری شده تطبیق داده شد.

جدول ۱- مشخصات موتور دیزل FIC مورد آزمون

عامل	مقدار	واحد
موتور	چهار سیلندر خطی	-
قطر سیلندر	۹۵/۸	میلی‌متر
کورس پیستون	۱۰۴	میلی‌متر
طول شاتون	۱۸۵	میلی‌متر
حجم موتور	۲۹۹۸	سانتی‌متر مکعب
نسبت تراکم	۱۷	-
حداکثر توان	۱۱۰	کیلووات در ۳۵۰۰ در بر دقیقه
حداکثر گشتاور	۳۷۰	نیوتن متر در ۱۳۵۰ در بر دقیقه
فشار پاشش سوخت	۲۰۰۰	بار
نوع توربوشارژر	توربوشارژر مجهز به خنک‌کننده داخلی	

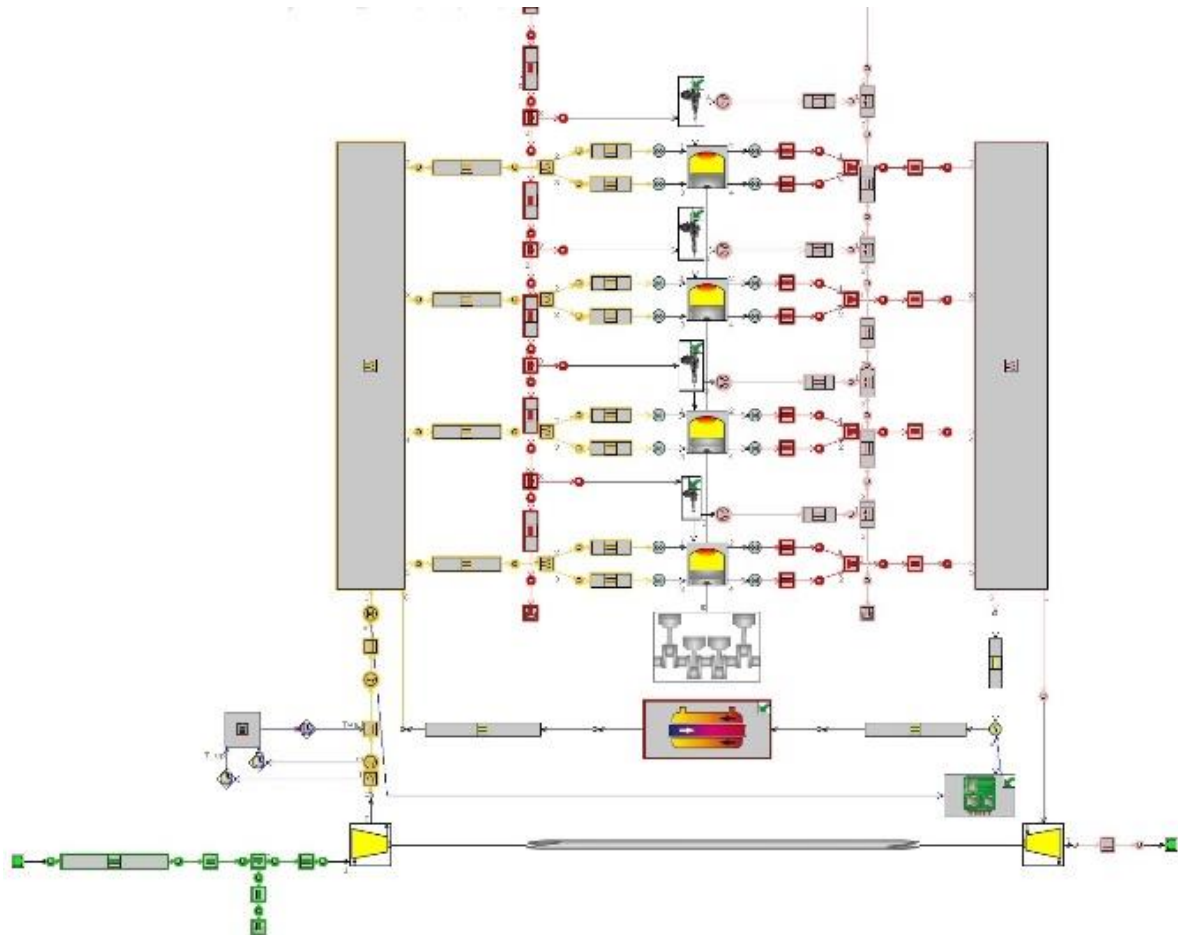


شکل ۱- موتور نصب شده در اتاق آزمون شرکت ایپکو به همراه تجهیزات اندازه‌گیری

### شبیه‌سازی موتور و معادلات حاکم

در این پژوهش از نرم‌افزار GT-Power V. 2018 که بخشی از مجموعه نرم‌افزاری GT-Suite محسوب می‌شود، برای انجام شبیه‌سازی‌ها استفاده گردید. این نرم‌افزار به عنوان یکی از ابزارهای استاندارد در شبیه‌سازی موتورهای درون‌سوز شناخته شده و توسط تولیدکنندگان موتور برای پیش‌بینی عامل‌های عملکردی و میزان آلاینده‌های انواع موتورهای درون‌سوز از جمله موتورهای اشتعال تراکمی و جرقه‌ای به کار گرفته می‌شود. محاسبات عددی در این نرم‌افزار بر پایه حل یک‌بعدی

<sup>1</sup> Intercooler



شکل ۲- شبیه‌سازی موتور دیزل مورد مطالعه در نرم افزار GT-Power V. 2018

محاسبه می‌شود. آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته (HC) نیز از طریق زیر مدل‌های تشکیل هیدروکربن در نتیجه حجم کرویسی<sup>۱</sup> و احتراق ناقص<sup>۲</sup> محاسبه می‌شوند.

جدول ۲- مشخصات سوخت CNG مورد استفاده در شبیه‌سازی

Mol% CNG	نوع ترکیبات
۸۴/۹۷	Methane
۸/۸۸	Ethane
۱/۸۸	Propane
۰/۵	n-butane
۱/۸۷	CO <sub>2</sub>
۱/۹	N <sub>2</sub>
-	H <sub>2</sub>
-	O <sub>2</sub>
-	Isobutane

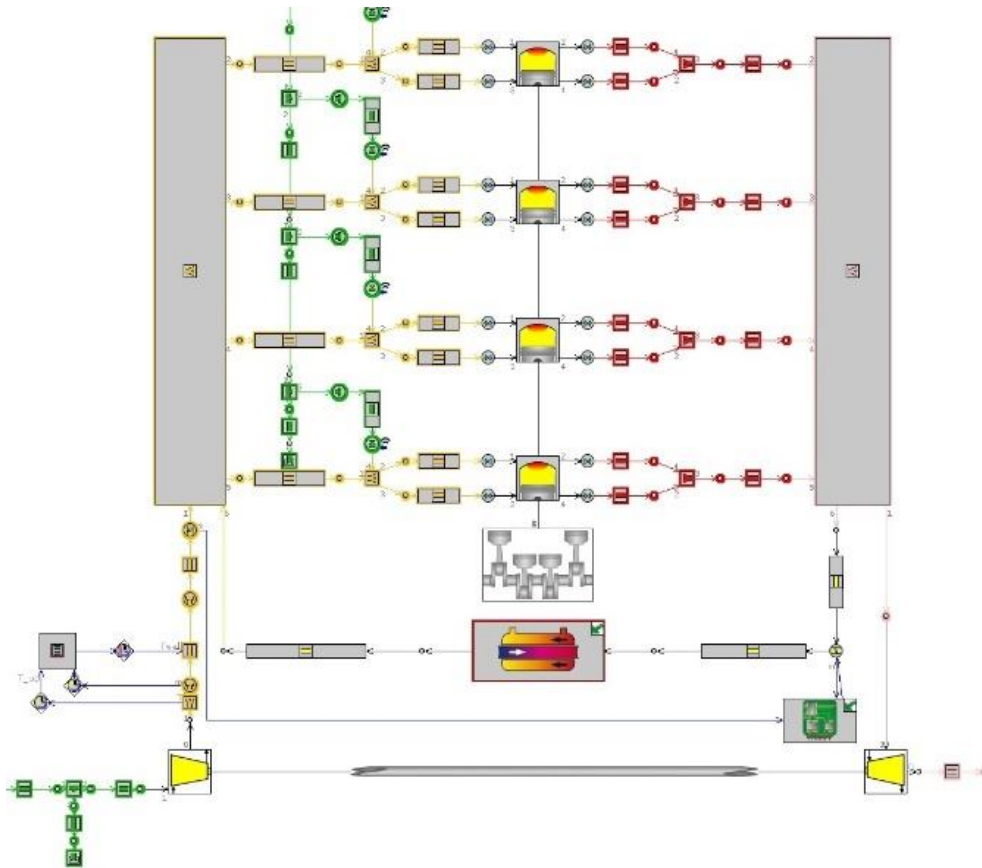
مقادیر آلاینده‌های گزارش شده توسط نرم‌افزار منعکس کننده مقادیری است که در لوله اگزوز موتور اندازه‌گیری می‌شود.

تغییرات لازم روی مدل شبیه‌سازی شده موتور دیزل مورد مطالعه داده شد تا قابلیت کار با سوخت CNG را داشته باشد. مدل شبیه‌سازی شده موتور تبدیل شده به CNG در نرم‌افزار GT-Power در شکل ۳ نشان داده شده است. در این مدل قطعات سامانه سوخت‌رسانی دیزل حذف و سامانه‌های سوخت‌رسانی و جرقه‌زنی CNG اضافه گردیده است. سامانه کنترلی ECU و قطعات متناسب با کارکرد موتور با چرخه اتو و سوخت CNG تغییر داده شدند. سوخت گاز طبیعی با مشخصات ذکر شده در جدول ۲ در نرم‌افزار GT-Power وارد گردید.

نرم‌افزار GT-Power با حل معادلات موازنه جرم و انرژی، مقدار مونواکسیدکربن (CO) و دی‌اکسیدکربن (CO<sub>2</sub>) را با مدل احتراقی بر مبنای تابع Wiebe محاسبه می‌کند. مدل مذکور امکان تعریف نرخ آزادسازی انرژی و تبدیل آن به آلاینده‌ها را فراهم می‌کند. همچنین در این نرم‌افزار آلاینده اکسیدهای نیتروژن (NO<sub>x</sub>) بر اساس مدل Zeldovich

<sup>2</sup> Incomplete combustion

<sup>1</sup> HC formation due to crevice volume



شکل ۳- شبیه‌سازی موتور تبدیل شده از دیزل به CNG در نرم افزار GT-Power V. 2018

محدوده متغیرهای مستقل بر اساس مطالعه منابع و ویژگی‌های عملکردی موتور تعیین شدند (Yin *et al.*, 2022; Mousavi *et al.*, 2021; Kumar and Gaddipati, 2017; Fawzi *et al.*, 2014).

جدول ۳- محدوده تغییرات متغیرهای مستقل مورد مطالعه برای موتور تبدیلی CNG

محدوده تغییرات	عامل
۱۰۰۰ تا ۴۰۰۰ با فواصل ۲۵۰	سرعت موتور (دور بر دقیقه)
۱۱ ۱۲/۵ ۱۴ -	نسبت تراکم
۱۳ ۱۷ ۲۱ -	زمان جرعه زنی (درجه قبل از
نقشه شماره ۱ تا شماره ۵	نقشه کار <sup>۱</sup> توربوشارژر

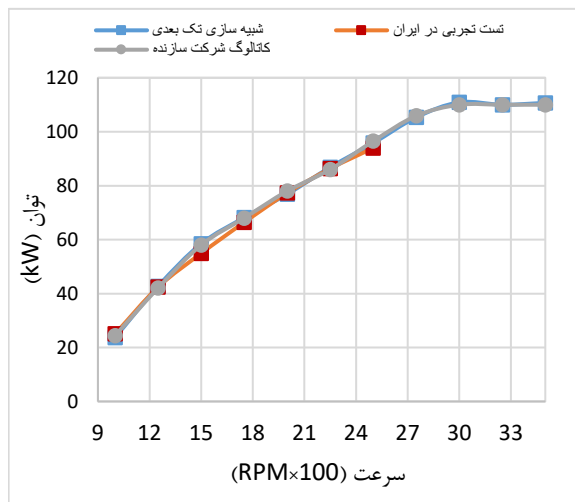
با توجه به سطوح تغییرات متغیرها مدل‌سازی متغیرهای وابسته توسط نرم‌افزار GT-Power در ۴۹۵ نقطه (۱۱×۳×۳) انجام شد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی (متغیرهای وابسته) که در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفتند عبارت بودند از: فشار موثر متوسط ترمزی<sup>۲</sup> (BMEP)، گشتاور،

پس از شبیه‌سازی موتور تبدیل شده به CNG در نرم‌افزار GT-Power، اثر متغیرهای مستقل سرعت موتور در ۱۱ سطح، نسبت تراکم در سه سطح، زمان جرعه‌زنی در سه سطح و نقشه کار توربوشارژر در پنج سطح (جدول ۳ و ۴) بر عامل‌های عملکردی و آلاینده‌های موتور تبدیل شده به CNG بررسی شدند. از آن جایی‌که انتخاب مناسب متغیرهای توربوشارژر نقش کلیدی در افزایش توان، کاهش مصرف سوخت، بهبود بازده کلی، پایداری عملکرد، و میزان آلاینده‌های خروجی موتور دارد. در این تحقیق اثر مقادیر متفاوت متغیرهای توربوشارژر در قالب ۵ نقشه کار توربوشارژر بر عامل‌های عملکردی و آلاینده‌های موتور تبدیل شده به گاز طبیعی‌سوز بررسی شدند. متغیرهای توربوشارژر موتور دیزل پایه مورد مطالعه به عنوان نقشه پایه یا نقشه ۱ توربوشارژر (شکل ۴) در شبیه‌سازی استفاده شدند. با اعمال تغییرات (مطابق با مقادیر ذکر شده در جدول ۴) نسبت به متغیرهای توربوشارژر مدل پایه، تعداد ۴ نقشه کار (نقشه کارهای ۲ تا ۵) با مقادیر متفاوت متغیرها مورد بررسی قرار گرفتند. لازم به ذکر است که

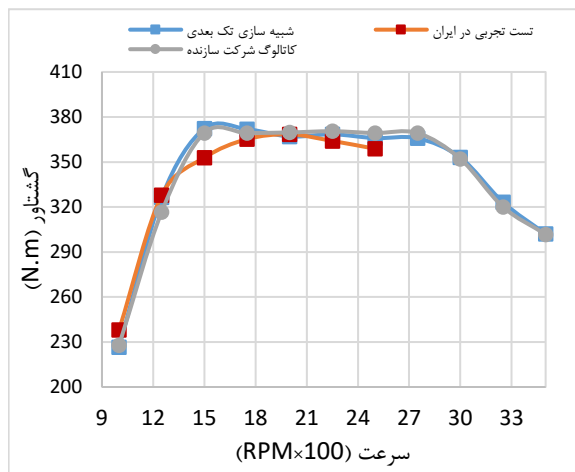
<sup>۱</sup> Map

<sup>۲</sup> Brake Mean Effective Pressure

توان و گشتاور ترمزی بر حسب سرعت موتور با مقادیر حاصل از نتایج آزمایشگاهی مقایسه شدند (شکل ۵).



الف

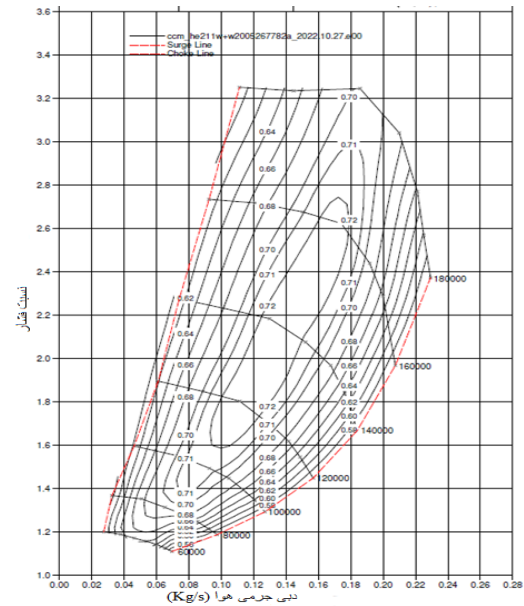


ب

شکل ۵- مقایسه مقادیر اندازه‌گیری شده در آزمون‌های تجربی با مقادیر حاصل از شبیه‌سازی موتور دیزل مورد مطالعه، الف - مقادیر توان ترمزی و ب - مقادیر گشتاور ترمزی

از آنجایی‌که مقادیر اندازه‌گیری شده توان و گشتاور موتور مورد مطالعه در شرکت ایپکو تا سرعت موتور ۲۵۰۰ دور بر دقیقه (به علت محدودیت سرعت جفت‌کننده<sup>۱</sup> لگام انجام شده است، به منظور اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی در سرعت‌های بالاتر از داده‌های منتشر شده در برگه اطلاعات موتور مذکور نیز استفاده گردید. همان‌گونه که در قسمت الف شکل ۵ دیده می‌شود، حداکثر میزان خطا در سرعت ۱۵۰۰ دور بر دقیقه،

آلاینده‌های کربن مونواکسید (CO)، کربن‌دی‌اکسید (CO<sub>2</sub>)، اکسیدهای نیتروژن (NOx) و هیدروکربن‌های نسوخته (HC).



شکل ۴- نقشه کار فشرده‌ساز توربوشارژر موتور دیزل پایه (نقشه کار ۱) (IPCO, 2022)

جدول ۴- محدوده تغییرات عامل‌های توربوشارژر در نقشه کارهای ۱ تا ۵. الف- فشرده‌ساز ب- توربین

الف- فشرده‌ساز		
نقشه کار	بازده	جریان جرم
۱	پایه	پایه
۲	بدون تغییر	+۱۰٪ جریان‌های پایین
۳	بدون تغییر	+۱۲٪ جریان‌های پایین
۴	کاهش ۱۰-۱۶٪	+۱۰٪
۵	کاهش ۱۰-۱۶٪	+۲۰٪

ب- توربین			
شماره نقشه	بازده	نرخ انبساط	جریان جرم
۱	پایه	پایه	پایه
۲	+۳٪	-۱٪ _ جریان‌های پایین	+۲٪
۳	+۳٪	-۱٪ _ جریان‌های پایین	+۲٪
۴	+۳٪	-۱٪ _ جریان‌های پایین	+۲٪
۵	+۳٪	-۱٪ _ جریان‌های پایین	+۲٪

### نتایج و بحث

#### اعتبارسنجی شبیه‌سازی موتور دیزل

به منظور اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی موتور دیزل، مقادیر

<sup>۱</sup> Coupling

بیان‌گر آن است که زمان جرقه‌زنی ۱۳ درجه BTDC احتراق در زمان مناسبی از چرخه موتور رخ داده است که سبب احتراق به‌هنگام شده است.

همانگونه که مشاهده می‌شود، مقدار BMEP در تمام حالت‌های مورد مطالعه به غیر از نقشه کار ۱ توربوشارژر با افزایش دور موتور از ۱۰۰۰ تا ۳۲۵۰ دور بر دقیقه روند افزایشی دارد که می‌تواند به علت افزایش تعداد کورس‌های توان در واحد زمان باشد (Ganesan, 2012). با افزایش بیش‌تر سرعت موتور به ۳۵۰۰ دور بر دقیقه مقدار BMEP کاهش می‌یابد که می‌تواند به علت کاهش بازده حجمی، کاهش زمان مؤثر احتراق و افزایش افت اصطکاکی موتور باشد (Heywood, 2018). روند متفاوت تولید BMEP در نقشه کار ۱ توربوشارژر نسبت به سایر نقشه کارهای مورد بررسی می‌تواند به طراحی نامناسب عامل‌های توربوشارژر مرتبط باشد.

بررسی مقادیر BMEP تولیدی موتور برای نسبت تراکم‌های مختلف در تمامی نقشه کارهای مورد مطالعه توربوشارژر نشان می‌دهد که مقادیر BMEP تولیدی موتور در نسبت تراکم ۱۴ به میزان کمی (حداکثر ۲/۵ درصد) بیش‌تر از سایر نسبت تراکم‌ها است. با توجه به اینکه تغذیه موتور مورد مطالعه توسط توربوشارژر انجام می‌شود، افزایش مقادیر BMEP تولیدی موتور به مانند موتورهای تنفس طبیعی تاثیر زیادی از افزایش نسبت تراکم نمی‌پذیرد (Heywood, 2018). بررسی مقادیر BMEP تولیدی موتور برای نقشه کارهای مختلف توربوشارژر مورد مطالعه نشان می‌دهد که مقادیر BMEP تولیدی موتور در نقشه کار ۱ توربوشارژر در نسبت تراکم‌های مختلف دارای نوسان و عدم پایداری است که می‌تواند مرتبط با انتخاب یکسان مقادیر متغیرهای توربوشارژر در این نقشه کار با مقادیر متغیرهای توربوشارژر موتور دیزل پایه باشد. بررسی مقادیر BMEP برای سایر نقشه کارهای توربوشارژر نشان می‌دهد که بیش‌ترین مقدار BMEP در نقشه کار ۳ توربوشارژر در سرعت موتور ۳۰۰۰ دور بر دقیقه برای زاویه جرقه‌زنی ۱۳ درجه BTDC و در نسبت تراکم ۱۴ به میزان ۱۳/۷۷ بار تولید می‌شود. با توجه کاربری موتور مورد مطالعه در خودروهای کار (ون، مینی‌بوس، میدی‌باس، کامیون سبک و تراکتور)، نقشه کارهای ۴ و ۵ توربوشارژر به علت تولید مقادیر BMEP تقریباً یکسان (۱۳/۴۰ تا ۱۳/۴۲ بار) در سرعت‌های موتور ۲۵۰۰ تا ۳۲۵۰ دور بر دقیقه در نسبت تراکم ۱۴ می‌تواند ارجح باشد. به طور کلی بررسی مقادیر

۵ درصد و در سایر سرعت‌های موتور کم‌تر است. در قسمت ب، شکل ۵ مقادیر گشتاور حاصل از شبیه‌سازی با مقادیر آزمون‌های تجربی مقایسه شده‌اند.

حداکثر میزان خطا در سرعت موتور ۱۵۰۰ دور بر دقیقه ۴/۹ درصد و در سایر سرعت‌های موتور کم‌تر است. به طور کلی مقایسه مقادیر اندازه‌گیری شده تجربی (داده‌های برگه اطلاعات موتور و اندازه‌گیری شده در شرکت ایپکو) و نتایج حاصل از شبیه‌سازی توان، گشتاور ترمزی موتور مورد مطالعه نشان می‌دهد که تطابق نزدیکی بین مقادیر توان و گشتاور حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های تجربی وجود دارد، لذا دقت مدل شبیه‌سازی مطلوب بوده و مدل شبیه‌سازی عملکرد موتور مورد مطالعه را به‌خوبی توصیف می‌کند، حتی وجود تفاوت‌های بین مقادیر حاصل از شبیه‌سازی و داده‌های تجربی در محدوده خطای قابل قبول گزارش شده توسط سایر محققان است (Hou et al., 2014; Ahmadi Pour et al., 2021; al., 2019; Ghaderi and Hassanbeygi, 2024).

#### بررسی اثر متغیرهای مستقل بر فشار موثر متوسط ترمزی (BMEP) موتور تبدیل شده به CNG

اثرات متغیرهای مستقل نسبت تراکم، زمان جرقه‌زنی و نقشه کار توربوشارژر بر فشار موثر متوسط موتور تبدیلی CNG بر حسب سرعت موتور در قسمت‌های مختلف شکل ۶ نشان داده شده است. در قسمت‌های مختلف این شکل تغییرات فشار موثر متوسط موتور بر حسب دور موتور به ازای زمان‌های جرقه‌زنی متفاوت در یک قاب رسم شده‌اند. تغییرات نسبت تراکم‌های مختلف در قاب‌های افقی و تغییرات نقشه کار توربوشارژر در قاب‌های عمودی ترسیم شده‌اند. با در نظر گرفتن سه سطح نسبت تراکم و پنج سطح نقشه کار توربوشارژر، شکل ۶ دارای ۱۵ قاب مختلف است.

بررسی قسمت‌های مختلف شکل ۶ نشان می‌دهد که مقدار BMEP موتور به متغیر زمان جرقه‌زنی وابستگی دارد. در تمامی حالت‌های مورد بررسی، بیش‌ترین مقادیر BMEP موتور در زاویه جرقه‌زنی ۱۳ درجه قبل از نقطه مرگ بالا<sup>۱</sup> (BTDC) و کم‌ترین مقادیر BMEP موتور در زاویه ۲۱ درجه BTDC تولید می‌شود. به عنوان مثال، در سرعت موتور ۲۵۰۰ دور بر دقیقه، نسبت تراکم ۱۴ و نقشه کار ۲ توربوشارژر، مقدار BMEP برای زوایای جرقه‌زنی ۱۳، ۱۷ و ۲۱ درجه BTDC به ترتیب برابر با ۱۳/۲۳، ۱۲/۶۱ و ۱۰/۸۱ بار است. این نتایج

<sup>۱</sup> Before Top Dead Center (BTDC)

موتور به ۲۵ درصد می‌رسد. احتراق زود هنگام می‌تواند باعث اتلاف کار مکانیکی مفید و کوبش موتور گردد.

بررسی گشتاور تولیدی موتور در نسبت تراکم‌های مختلف هم‌چنین نشان می‌دهد که افزایش نسبت تراکم تاثیر قابل توجهی بر افزایش گشتاور ترمزی ندارد که می‌تواند به علت استفاده از سامانه پرخوران (توربوشارژر) باشد. بررسی نقشه کارهای مختلف توربوشارژر نشان می‌دهد که گشتاور تولیدی موتور در نقشه کار ۱ توربوشارژر در نسبت تراکم‌های مختلف دارای نوسان و عدم پایداری است که می‌تواند به طراحی نامناسب عامل‌های توربوشارژر (جدول ۴) مرتبط باشد. بررسی گشتاور ترمزی موتور برای سایر نقشه کارهای توربوشارژر نشان می‌دهد که بیش‌ترین گشتاور ترمزی موتور در نقشه کار ۳ توربوشارژر در سرعت موتور ۳۰۰۰ دور بر دقیقه برای زاویه جرقه‌زنی ۱۳ درجه BTDC و در نسبت تراکم ۱۴ به میزان ۳۲۸ نیوتن‌متر تولید می‌شود. هم‌چنین بررسی گشتاور ترمزی موتور برای سایر نقشه کارهای توربوشارژر نشان می‌دهد که در نقشه کارهای ۴ و ۵ توربوشارژر در نسبت تراکم ۱۴ گشتاور ترمزی تقریباً یکنواختی در محدوده سرعت موتور ۲۵۰۰ تا ۳۲۵۰ دور بر دقیقه تولید می‌شود که می‌تواند برای استفاده موتور تبدیلی در خودروهای کار سودمند باشد. هرچند میزان گشتاور تولیدی در حالت‌های مذکور ۳۲۰ نیوتن‌متر است که حدود ۲/۵ درصد کم‌تر از حداکثر گشتاور ترمزی تولیدی موتور تبدیلی است.

مقایسه حالت مذکور با نمودار گشتاور تولید شده توسط موتور دیزل (شکل ۵) نشان می‌دهد که حداکثر گشتاور تولید شده موتور تبدیلی حدود ۱۳ درصد کم‌تر از حداکثر گشتاور تولیدی موتور دیزل (۳۷۰ نیوتن‌متر) در سرعت مذکور است. در حالی که گشتاور تولیدی موتور تبدیلی در سرعت‌های ۱۵۰۰ تا ۲۲۵۰ دور بر دقیقه به طور قابل توجهی کم‌تر از توان تولیدی موتور دیزل در سرعت‌های متناظر است که می‌تواند به عوامل مختلفی از قبیل علت تغییر چرخه کاری موتور تبدیلی به اتو، کم‌تر بودن چگالی انرژی سوخت گاز طبیعی نسبت به سوخت دیزل و کم‌تر بودن نسبت تراکم موتور تبدیلی مرتبط باشد. کاهش حداکثر گشتاور ترمزی موتور تبدیلی به CNG نسبت به موتور دیزل پایه به میزان ۵۰-۶۰ درصد برای سرعت‌های مختلف موتور و ۱۲ درصد بین نقاط حداکثر در برکه اطلاعات موتورهای تبدیلی شرکت Fiat نیز مشاهده می‌شود (Fiat Power Industrial, 2023).

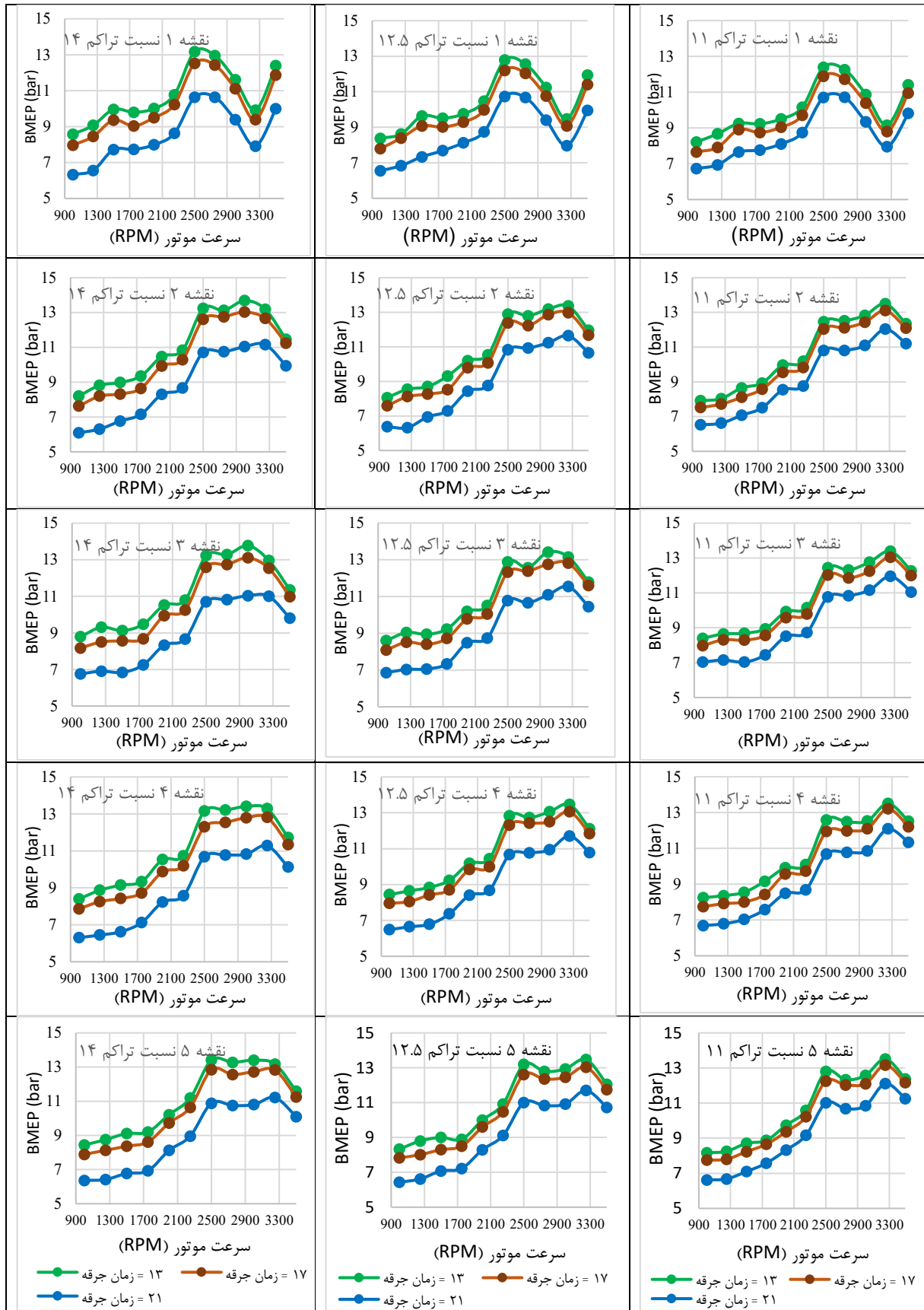
BMEP تولیدی موتور مورد مطالعه (شکل ۶) نشان می‌دهد که با تنظیم هم‌زمان عامل‌های احتراقی و توربوشارژر می‌توان به افزایش حدود ۲۵ درصدی مقدار BMEP در سرعت‌های مختلف متناظر موتور دست یافت.

در مطالعه‌ای (Boretti, 2011) اعلام کرد که در صورت به‌کارگیری سامانه پرخوران مناسب و به دلیل اختلاط بسیار سریع CNG که به‌صورت گاز تزریق می‌شود و در نتیجه احتراق سریع‌تر آن نسبت به سوخت دیزل امکان دستیابی به مقادیر بالای BMEP (تا ۲۵ بار) وجود دارد.

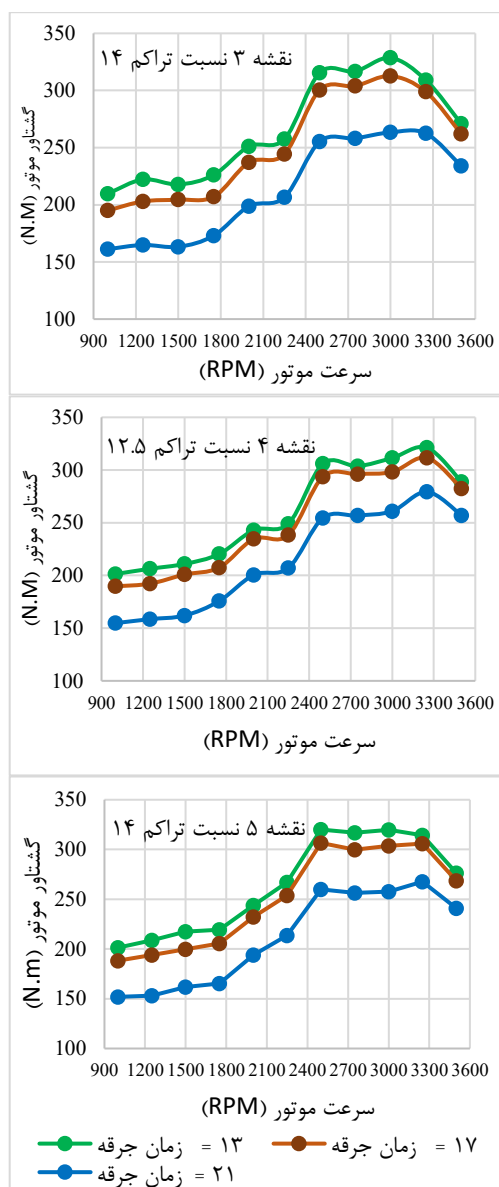
### بررسی اثر متغیرهای مستقل بر گشتاور تولیدی موتور تبدیل شده به CNG

اثرات متغیرهای مستقل نسبت تراکم، زمان جرقه‌زنی و نقشه توربوشارژر بر گشتاور تولیدی موتور تبدیلی CNG بر حسب سرعت موتور بررسی شد، به علت رعایت اختصار تنها چند حالت در قسمت‌های مختلف شکل ۷ نشان داده شده‌اند. در قسمت‌های مختلف این شکل نیز همانند شکل ۶ تغییرات گشتاور ترمزی بر حسب سرعت موتور به ازای زمان‌های جرقه‌زنی متفاوت در یک قاب رسم شده‌اند. بررسی مقادیر گشتاور ترمزی موتور در تمامی حالت‌های مورد بررسی نشان می‌دهد که گشتاور تولیدی موتور با افزایش سرعت موتور از ۱۰۰۰ تا سرعت ۳۲۵۰ دور بر دقیقه روند افزایشی دارد که می‌تواند به علت افزایش تعداد کورس‌های توان در واحد زمان با افزایش سرعت موتور باشد. بیش‌ترین مقدار گشتاور موتور در محدوده سرعت موتور ۲۵۰۰ تا ۳۲۵۰ دور بر دقیقه است. گشتاور ترمزی موتور از سرعت ۳۲۵۰ دور بر دقیقه با افزایش بیش‌تر سرعت موتور کاهش می‌یابد که می‌تواند به دلیل محدودیت در بازده حجمی و افزایش تلفات مکانیکی موتور باشد.

بررسی گشتاور تولیدی موتور در تمامی حالت‌های مورد مطالعه هم‌چنین نشان می‌دهد که میزان گشتاور تولیدی موتور وابستگی زیادی به متغیر زمان جرقه‌زنی دارد. بیش‌ترین گشتاور موتور در زمان جرقه‌زنی در ۱۳ درجه BTDC و کم‌ترین گشتاور موتور در زاویه ۲۱ درجه BTDC تولید می‌شود. تولید حداکثر گشتاور در این زمان جرقه‌زنی می‌تواند به دلیل آغاز احتراق در موقعیت نزدیک به موقعیت بهینه باشد که سبب ایجاد کار مؤثر مکانیکی بیشینه موتور شود. تعجیل بیش از حد در زمان جرقه‌زنی (۲۱ درجه BTDC) موجب افت گشتاور می‌شود به نحوی که حداکثر اختلاف گشتاور تولیدی



شکل ۶- تغییرات فشار موثر متوسط ترمزی (BMEP) موتور تبدیلی به CNG بر حسب سرعت موتور برای نسبت تراکم‌ها و زمان‌های جرقه‌زنی مختلف در نقشه‌های کاری مختلف توربو شارژر ( )



شکل ۷- تغییرات گشتاور ترمزی موتور تبدیلی به CNG بر حسب سرعت موتور برای نسبت تراکم‌ها و زمان‌های جرعه‌زنی مختلف در نقشه‌های کاری مختلف توربو شارژر

توربوشارژر بر میزان انتشار اکسیدهای نیتروژن موتور تبدیلی CNG بر حسب سرعت موتور بررسی شد، شکل ۸ تنها چند حالت (به علت رعایت اختصار) را نشان می‌دهد. در قسمت‌های مختلف این شکل تغییرات NOx در بازه‌ی سرعت ۱۰۰۰ تا ۳۵۰۰ دور بر دقیقه به ازای زمان‌های جرعه‌زنی متفاوت بر حسب گرم بر کیلووات ساعت (g/kWh) بررسی شده‌اند. همچنین در هر نمودار، منحنی مربوط به میزان انتشار NOx موتور دیزل به عنوان شاهد آورده نیز نشان داده شده است. بررسی NOx حاصل از احتراق در تمام حالت‌های مورد مطالعه نشان می‌دهد که در زمان جرعه‌زنی ۲۱ درجه BTDC

نتایج تحقیقات d'Ambrosio *et al.* (2006) نشان داد که اثر به کارگیری توربوشارژر مناسب بر عملکرد موتور در بار کامل در افزایش گشتاور قابل مشاهده است. همچنین گشتاور تولیدی موتور CNG که در حالت حداکثر بوست<sup>۱</sup> توربوشارژر به دست می‌آید، می‌تواند با مقادیر گشتاور تولیدی موتورهای دیزل تزریق مستقیم جدید قابل مقایسه باشد.

بررسی اثر متغیرهای مستقل بر اکسیدهای نیتروژن (NOx) حاصل از احتراق موتور تبدیل شده به CNG اثرات متغیرهای مستقل نسبت تراکم، زمان جرعه‌زنی و نقشه

<sup>1</sup> Boost

بررسی اثر متغیرهای مستقل بر آلاینده مونواکسید کربن (CO) موتور تبدیل شده به CNG اثرات متغیرهای مستقل نسبت تراکم، زمان جرقه‌زنی و نقشه توربوشارژر بر میزان انتشار آلاینده مونواکسید کربن موتور تبدیلی CNG بر حسب سرعت موتور بررسی شد، شکل ۹ تنها چند حالت (به علت رعایت اختصار) را نشان می‌دهد. در قسمت‌های مختلف این شکل تغییرات CO در بازه‌ی سرعت ۱۰۰۰ تا ۳۵۰۰ دور بر دقیقه به ازای زمان‌های جرقه‌زنی متفاوت بر حسب گرم بر کیلووات‌ساعت (g/kWh) بررسی شده‌اند. همچنین در هر نمودار، منحنی مربوط به میزان انتشار CO موتور دیزل به عنوان شاهد آورده نیز نشان داده شده است.

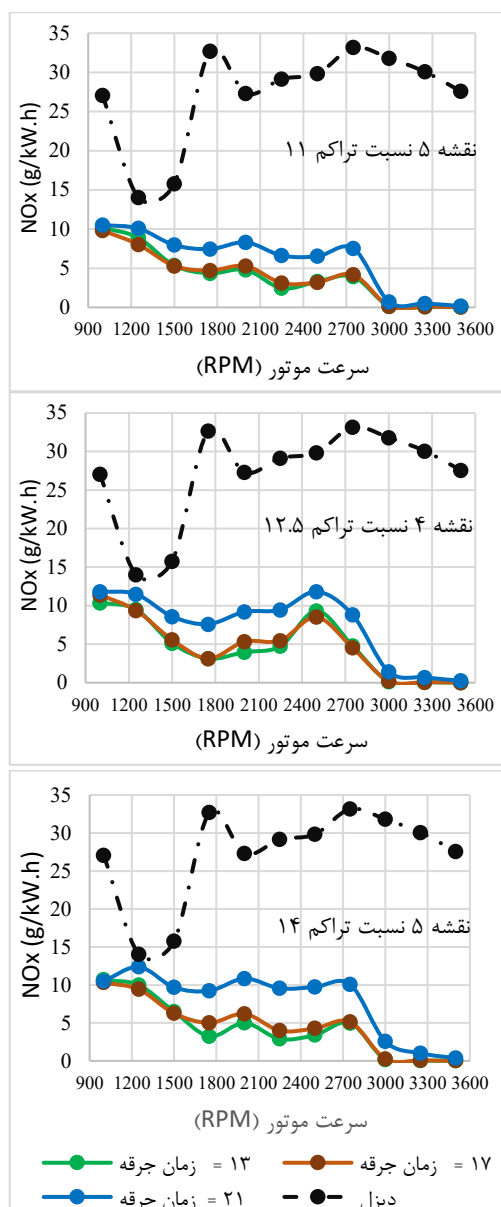
بررسی آلاینده CO حاصل از احتراق موتور تبدیلی در تمام حالت‌های مورد مطالعه نشان می‌دهد که در زمان جرقه‌زنی ۲۱ درجه BTDC بیش‌ترین و در زمان جرقه‌زنی ۱۳ درجه BTDC کم‌ترین مقدار را دارد. در زمان جرقه‌زنی ۲۱ درجه BTDC (پیش جرقه زیاد)، دمای پیک احتراق و سرعت تجزیه حرارتی افزایش می‌یابد، در حالی که اکسیداسیون نهایی ناقص انجام می‌شود که سبب افزایش تولید CO شده است. مقادیر آلاینده CO در زمان جرقه‌زنی ۱۷ درجه BTDC نیز نزدیک به مقادیر تولیدی در زمان جرقه‌زنی ۱۳ درجه BTDC است. تولید حداقل CO در زاویه جرقه‌زنی ۱۳ درجه BTDC می‌تواند به دلیل احتراق در زمان بهینه (احتراق به‌هنگام) در این زاویه جرقه‌زنی باشد.

مقایسه میزان CO تولیدی موتور تبدیلی در نقشه کارهای یکسان توربوشارژر نشان می‌دهد که افزایش نسبت تراکم از ۱۱ به ۱۲/۵ و ۱۴ تاثیر قابل توجهی بر افزایش میزان CO حاصل از احتراق ندارد. بررسی نقشه کارهای مختلف توربوشارژر نشان می‌دهد که میزان تولید آلاینده CO موتور تبدیلی در محدوده سرعت‌های موتور ۳۰۰۰ تا ۳۵۰۰ دور بر دقیقه برای تمام نقشه کارهای توربوشارژر به غیر از نقشه ۱، کم‌تر از سایر سرعت‌های موتور است که می‌تواند به افزایش سرعت جریان سیال درون سیلندر در سرعت‌های بالای موتور مرتبط باشد. تولید مقادیر بیش‌تر CO در نقشه کار ۱ در محدوده سرعت موتور مذکور (۳۰۰۰ تا ۳۵۰۰ دور بر دقیقه) می‌تواند به علت انتخاب نامطلوب عامل‌های سامانه پرخوران باشد.

بیش‌ترین و در زمان جرقه‌زنی ۱۳ درجه BTDC کم‌ترین مقدار را دارد. تولید حداکثر NOx در زاویه جرقه‌زنی ۲۱ درجه BTDC می‌تواند به دلیل احتراق زود هنگام و افزایش فشار و دما باشد. مقایسه میزان NOx تولیدی موتور تبدیلی هم‌چنین نشان می‌دهد که در تمام نقشه کارهای توربوشارژر مورد مطالعه، افزایش نسبت تراکم از ۱۱ به ۱۲/۵ و ۱۴ سبب افزایش میزان NOx حاصل از احتراق می‌شود که می‌تواند به دلیل افزایش دمای محفظه احتراق با افزایش نسبت تراکم باشد.

بررسی نقشه کارهای مختلف توربوشارژر نشان می‌دهد که میزان NOx موتور تبدیلی در محدوده سرعت‌های موتور ۳۰۰۰ تا ۳۵۰۰ دور بر دقیقه برای تمام نقشه کارهای توربوشارژر به غیر از نقشه کار ۱ مقدار ناچیزی است. نقشه کار ۱ در این محدوده سرعت موتور سبب تولید مقدار بیش‌تری NOx می‌شود که می‌تواند به علت انتخاب نامطلوب عامل‌های سامانه پرخوران باشد. در بین نقشه کارهای ۲ تا ۵، نقشه کار ۵ با تولید حداکثر NOx کم‌تر نسبت به سایر نقشه کارها برای زمان جرقه‌زنی ۲۱ درجه BTDC (بدترین زمان جرقه‌زنی از لحاظ تولید NOx) ارجحیت دارد. هم‌چنین نقشه کار ۵ با تولید حداکثر NOx کم‌تر نسبت به سایر نقشه کارها برای زمان جرقه‌زنی ۱۳ درجه BTDC (بهترین زمان جرقه‌زنی از لحاظ تولید NOx) در محدوده سرعت‌های موتور ۱۵۰۰ تا ۲۷۵۰ دور بر دقیقه ارجح است. برای درک بهتر میزان انتشار آلاینده NOx، مقدار انتشار این آلاینده برای موتور تبدیلی و موتور دیزل پایه در شرایط استاندارد (با مشخصات ذکر شده در جدول ۱) بر حسب سرعت موتور در قسمت‌های مختلف شکل ۸ رسم شده‌اند.

همان‌گونه که مشاهده می‌شود میزان انتشار آلاینده NOx برای موتور تبدیلی در تمامی حالت‌های مورد مطالعه کم‌تر از موتور دیزل پایه است. بیش‌ترین مقدار انتشار NOx در موتور دیزل ۳۳/۲ g/kWh است که با بیش‌ترین میزان انتشار NOx موتور CNG حدود ۱۲ g/kWh اختلاف قابل توجه حدود ۲۰ g/kWh دارد؛ به عبارت دیگر حداکثر مقدار آلاینده NOx موتور تبدیلی حداقل ۶۰ درصد نسبت به موتور دیزل پایه کاهش نشان می‌دهد. سایر محققان نیز کاهش آلاینده NOx در موتور تبدیلی از دیزل به CNG را به میزان ۱۷٪ (Likhanov et al., 2020)، ۶۸٪ (Kül et al., 2022) و ۸۴٪ (Aktaş., 2022) گزارش کرده‌اند.



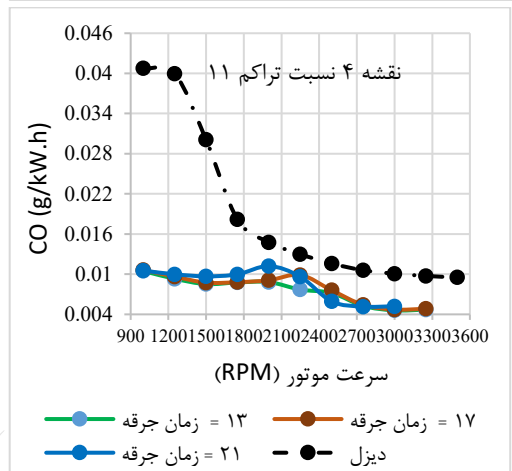
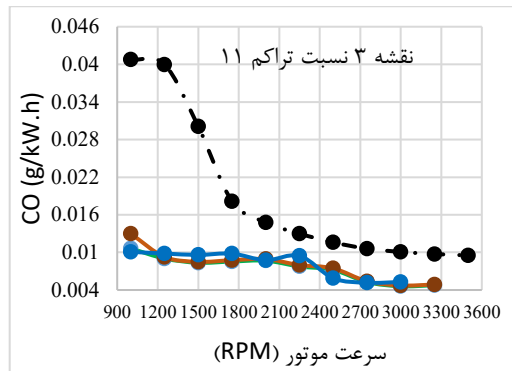
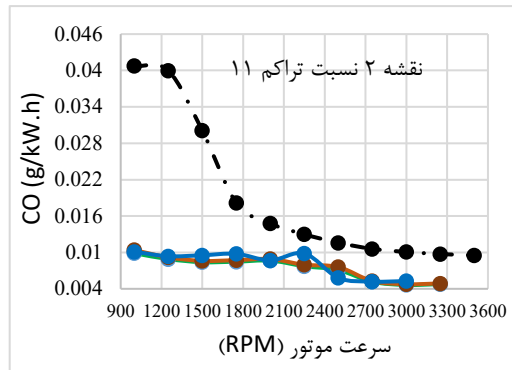
شکل ۸- تغییرات اکسیدهای نیتروژن موتور تبدیلی به CNG برحسب سرعت موتور برای نسبت تراکم‌ها و زمان‌های جرعه‌زنی مختلف در نقشه‌های کاری مختلف توربو شارژر

حالت‌های مورد مطالعه کم‌تر از موتور دیزل پایه است. بیش‌ترین مقدار انتشار CO در موتور دیزل  $0.4 \text{ g/kWh}$  است که با بیش‌ترین میزان انتشار CO موتور CNG حدود  $0.2 \text{ g/kWh}$  اختلاف دارد؛ به عبارت دیگر حداکثر مقدار آلاینده CO موتور تبدیلی حداقل ۵۰ درصد نسبت به موتور دیزل پایه کاهش نشان می‌دهد.

Liu *et al.* (2021) در مطالعه‌ای به بررسی استفاده از گاز طبیعی به‌عنوان جایگزینی برای سوخت دیزل در موتورهای سنگین پرداختند. نتایج نشان داد که انتشار CO کاهش یافته است. Romanyuk *et al.* (2018) در تبدیل موتور دیزل نصب شده بر روی اتوبوس‌های مسافری شهری با گاز طبیعی، اعلام

در بین نقشه کارهای ۲ تا ۵، نقشه کار ۲ با تولید حداکثر CO کم‌تر نسبت به سایر نقشه کارها برای بدترین زمان جرعه‌زنی از لحاظ تولید آلاینده CO (زمان جرعه‌زنی ۲۱ درجه BTDC) و بهترین زمان جرعه‌زنی از لحاظ تولید آلاینده CO (زمان جرعه‌زنی ۱۳ درجه BTDC) در کل محدوده سرعت‌های موتور مورد بررسی ارجح است. هرچند تفاوت قابل توجهی بین حداکثر میزان CO تولید شده در این نقشه کار با سایر نقشه کارهای توربوشارژر وجود ندارد. علت کم بودن میزان CO تولیدی موتور مورد مطالعه را می‌توان به استفاده از سامانه توربوشارژر مرتبط دانست. همان‌گونه که مشاهده می‌شود میزان انتشار آلاینده CO برای موتور تبدیلی در تمامی

داشتند آلاینده مونوکسید کربن (CO) تا ۲۱/۶٪ کاهش پیدا می‌کند.



شکل ۹- تغییرات مونواکسید کربن موتور تبدیلی به CNG بر حسب سرعت موتور برای زمان‌های جرعه‌زنی مختلف در نقشه‌های کاری مختلف توربو شارژر در نسبت تراکم ۱۱

بر حسب گرم بر کیلووات ساعت (g/kWh) بررسی شده‌اند. همچنین در هر نمودار، منحنی مربوط به میزان انتشار CO<sub>2</sub> موتور دیزل به عنوان شاهد آورده نیز نشان داده شده است. بررسی انتشار CO<sub>2</sub> حاصل از احتراق موتور تبدیلی در تمام حالت‌های مورد مطالعه در زمان جرعه‌زنی ۲۱ درجه BTDC بیش‌ترین و در زمان جرعه‌زنی ۱۳ درجه BTDC کم‌ترین مقدار را دارد. با توجه به اینکه حاصل احتراق کامل سوخت هیدروکربنی با اکسیژن، تولید گرما، CO<sub>2</sub> و بخار آب است؛

بررسی اثر متغیرهای مستقل بر آلاینده دی‌اکسید کربن (CO<sub>2</sub>) موتور تبدیل شده به CNG

اثرات متغیرهای مستقل نسبت تراکم، زمان جرعه‌زنی و نقشه توربوشارژر بر میزان انتشار CO<sub>2</sub> موتور تبدیلی CNG بر حسب سرعت موتور بررسی شد، شکل ۱۰ تنها چند حالت (به علت رعایت اختصار) را نشان می‌دهد. در قسمت‌های مختلف این شکل تغییرات دی‌اکسید کربن در بازه‌ی سرعت ۱۰۰۰ تا ۳۵۰۰ دور بر دقیقه به ازای زمان‌های جرعه‌زنی متفاوت

دارد؛ به عبارت دیگر حداکثر مقدار آلاینده CO<sub>2</sub> موتور تبدیلی حداقل ۴۰ درصد نسبت به موتور دیزل پایه کاهش نشان می‌دهد.

(2017) Shatrov *et al.* در تحقیقی انتشار CO<sub>2</sub> موتور تبدیلی را در بارهای کامل و جزئی به ترتیب ۱/۴۷ و ۱/۱۵ برابر کم‌تر نسبت به موتور دیزل اعلام داشتند. Likhanov and Lopatin. (2020) در مطالعه‌ای به بررسی استفاده از گاز طبیعی فشرده (CNG) به‌عنوان سوخت جایگزین در موتورهای دیزلی و تأثیر آن بر آلاینده‌های گازهای خروجی پرداختند. نتایج آزمایش‌ها نشان داد که استفاده از CNG به‌عنوان سوخت جایگزین باعث کاهش دی‌اکسید کربن به میزان ۱۰/۱٪ می‌شود.

(2020) Sinyavski *et al.* با شبیه‌سازی موتور تبدیلی دیزل به CNG اعلام داشتند به طور متوسط، انتشار کربن دی‌اکسید به میزان ۱/۴۷ برابر کاهش می‌یابد. Romanyuk *et al.* (2018) در تبدیل موتور دیزل نصب شده بر روی کامیون‌ها و تراکتور به موتور با گاز طبیعی، اعلام داشتند دی‌اکسید کربن (CO<sub>2</sub>) به میزان ۳۱/۶ تا ۳۵/۶٪ کاهش می‌یابد.

(2012) Chiong *et al.* در مطالعه‌ای به بررسی عددی یک‌بعدی اثرات هندسه‌های مختلف توربین توربوشارژر پرداختند و بیان داشتند که استفاده از توربوشارژر به یکی از فناوری‌های اصلی برای کاهش انتشار CO<sub>2</sub> تبدیل شده است.

#### بررسی اثر متغیرهای مستقل بر آلاینده هیدروکربن‌های

##### نسوخته (HC) موتور تبدیل شده به CNG

اثرات متغیرهای مستقل نسبت تراکم، زمان جرقه‌زنی و نقشه توربوشارژر بر میزان انتشار آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته موتور تبدیلی CNG بر حسب سرعت موتور بررسی شد، شکل ۱۱ تنها چند حالت (به علت رعایت اختصار) را نشان می‌دهد. در قسمت‌های مختلف این شکل نیز تغییرات آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته در بازه‌ی سرعت ۱۰۰۰ تا ۳۵۰۰ دور بر دقیقه به ازای زمان‌های جرقه‌زنی متفاوت بر حسب گرم بر کیلووات‌ساعت (g/kWh) بررسی شده‌اند. همچنین در هر نمودار، منحنی مربوط به میزان انتشار HC موتور دیزل به عنوان شاهد آورده نیز نشان داده شده است.

بررسی آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته حاصل از احتراق موتور تبدیلی در تمام حالت‌های مورد مطالعه نشان می‌دهد که میزان این آلاینده در زمان جرقه‌زنی ۲۱ درجه BTDC در محدوده ۰/۱۷ g/kWh تا ۰/۵۵۹ g/kWh است به نحوی با

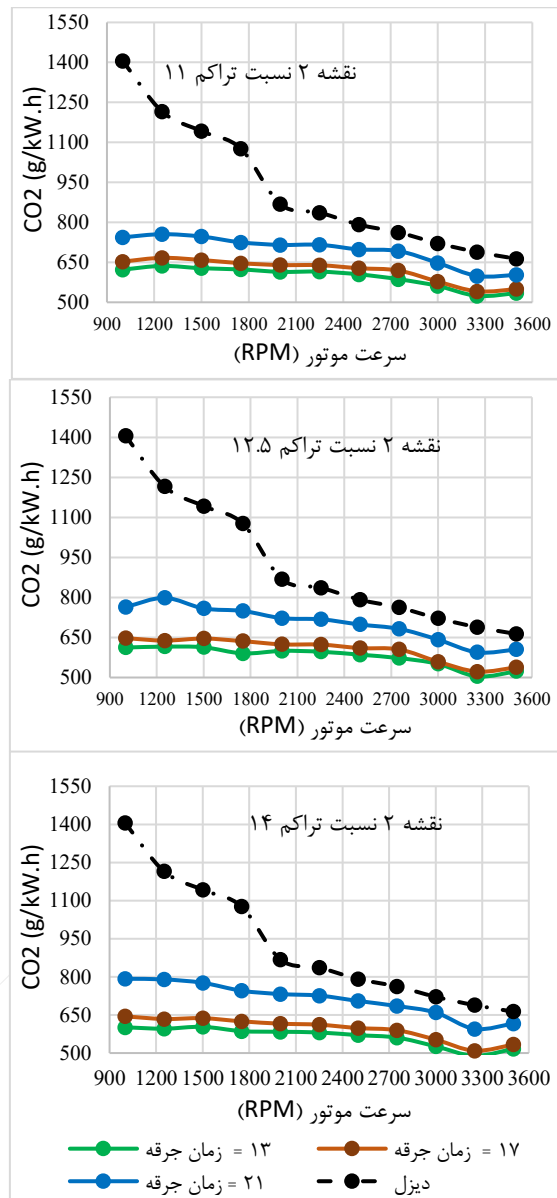
بنابراین تولید بیش‌تر گاز CO<sub>2</sub> بیان‌گر احتراق کامل‌تر است. از این منظر زمان جرقه‌زنی ۲۱ درجه BTDC سبب احتراق کامل‌تری نسبت به زمان‌های جرقه‌زنی دیگر شده است. با وجود این، بررسی داده‌های فشار درون سیلندر (به علت رعایت اختصار نمودارهای فشار درون سیلندر ارایه نشده‌اند) نشان می‌دهد که در این زاویه جرقه‌زنی، حداکثر فشار درون سیلندر بسته به نسبت تراکم و نقشه کار توربوشارژر در محدود ۲ الی ۸ درجه بعد از TDC اتفاق می‌افتد، در حالی که حداکثر فشار درون سیلندر برای زمان جرقه‌زنی ۱۳ درجه BTDC در محدوده ۱۱ تا ۱۴ درجه بعد از TDC اتفاق می‌افتد؛ لذا می‌توان بیان داشت که با وجود حداکثر فشار و متعاقب آن حداکثر دما در زمان جرقه‌زنی ۲۱ درجه BTDC، تولید حداکثر مقادیر آلاینده NOx و CO<sub>2</sub> مورد انتظار است؛ اما این افزایش فشار و دما به دلیل ایجاد اوج فشار نزدیک به نقطه مرگ بالا (TDC) سبب ایجاد حداکثر BMEP (شکل ۶) و گشتاور ترمزی (شکل ۷) موتور در این زاویه جرقه‌زنی نشده است.

مقایسه میزان CO<sub>2</sub> تولیدی موتور تبدیلی نشان می‌دهد که در نقشه کارهای یکسان توربوشارژر، افزایش نسبت تراکم از ۱۱ به ۱۲/۵ و ۱۴ سبب کاهش CO<sub>2</sub> حاصل از احتراق در زمان‌های جرقه‌زنی ۱۳ و ۱۷ درجه BTDC شده است که می‌تواند به افزایش دما و متعاقب آن افزایش میل ترکیبی نیتروژن درون سیلندر به تولید آلاینده‌های نیتروژن به علت افزایش دمای احتراق در نسبت تراکم‌های ۱۲/۵ و ۱۴ مرتبط باشد.

بررسی نقشه کارهای مختلف توربوشارژر نشان می‌دهد که میزان تولید آلاینده CO<sub>2</sub> موتور تبدیلی برای تمام نقشه کارهای توربوشارژر با افزایش سرعت موتور کاهش می‌یابد که می‌تواند مرتبط با کاهش زمان احتراق در نتیجه افزایش سرعت موتور باشد. در بین تمامی نقشه کارهای توربوشارژر، نقشه کار ۲ با تولید CO<sub>2</sub> کم‌تر نسبت به سایر نقشه کارها برای زمان‌های جرقه‌زنی ۱۷ و ۱۳ درجه BTDC ارجحیت دارد. در این نقشه کار تولید CO<sub>2</sub> به میزان حداکثر ۱۳ g/kWh در ۶۰۳/۳ در نسبت تراکم ۱۴ و زمان جرقه‌زنی ۱۳ درجه BTDC مشاهده شد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود میزان انتشار آلاینده CO<sub>2</sub> برای موتور تبدیلی در تمامی حالت‌های مورد مطالعه کم‌تر از موتور دیزل پایه است. بیش‌ترین مقدار انتشار CO<sub>2</sub> در موتور دیزل ۱۴۰۵/۴ g/kWh است که با بیش‌ترین میزان انتشار CO<sub>2</sub> موتور CNG حدود ۵۹۱ g/kWh اختلاف

در زمان جرقه‌زنی ۲۱ درجه BTDC بیان‌گر احتراق نامطلوب در این زاویه ناشی از افزایش دمای تراکم و احتراق ناقص سوخت در نواحی سرد لبه کاسه پیستون و شیار رینگ‌ها و سرعت شعله زیاد است. این رفتار در موتور CNG که پاشش مایع وجود ندارد و گاز بیش‌تر وارد شیارها می‌شود شدیدتر است (Heywood., 2018).

افزایش نسبت تراکم از ۱۱ به ۱۲/۵ میزان HC از حدود ۰/۱۷ g/kWh به ۰/۳۳ g/kWh (حدود ۹۰ درصد افزایش) و با افزایش بیش‌تر نسبت تراکم تا مقدار ۱۴ به ۰/۵۵۹ g/kWh افزایش یافته است که نسبت به نسبت تراکم ۱۱، حدود ۲۲۵ درصد افزایش را نشان می‌دهد. حداکثر بودن تولید آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته برای تمامی حالت‌های مورد بررسی



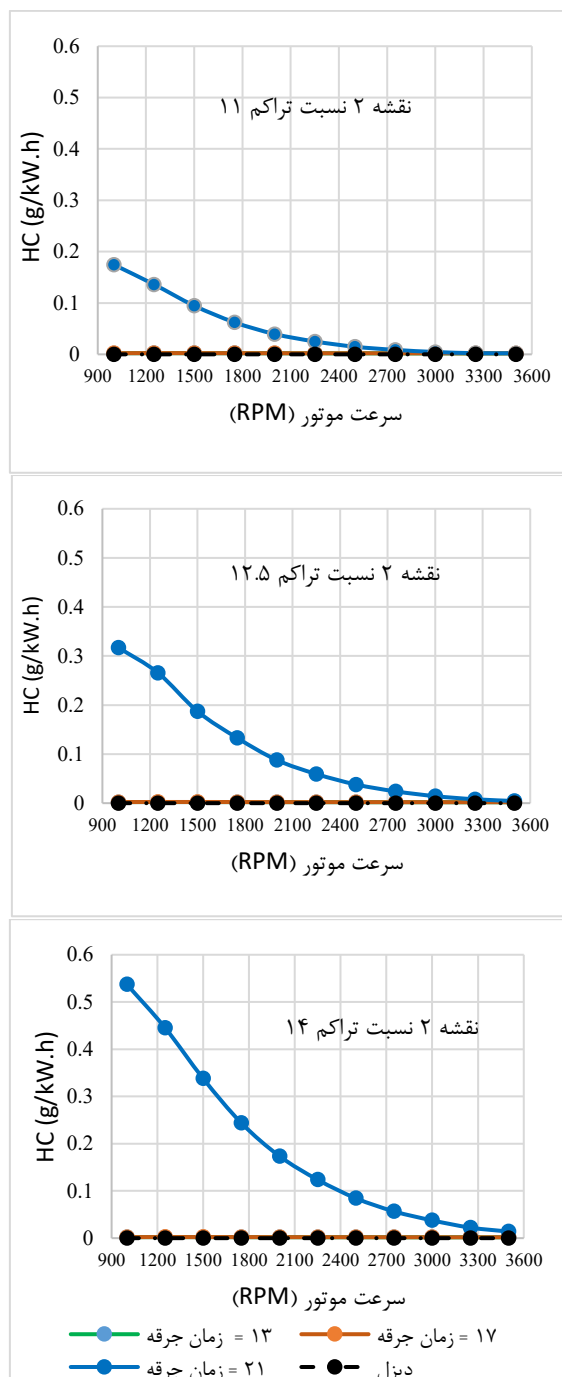
شکل ۱۰- تغییرات دی‌اکسید کربن موتور تبدیلی به CNG بر حسب سرعت موتور برای زمان‌های جرقه‌زنی مختلف در نقشه کار ۲ توربوشارژر در نسبت تراکم‌های مختلف

BTDC ناچیز است. در ضمن اثر نسبت تراکم و نقشه کارهای مختلف توربوشارژر قابل توجه نیست. در زمان جرقه‌زنی ۱۳ درجه مقادیر آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته برای نسبت تراکم‌ها و نقشه کارهای مختلف توربوشارژر کمی کم‌تر از زمان

بررسی آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته حاصل از احتراق موتور تبدیلی زمان جرقه‌زنی ۱۷ درجه در تمامی نقشه کارهای توربوشارژر در محدوده ۰/۰۰۱۹ g/kWh تا ۰/۰۰۲۴ g/kWh است که در قیاس با مقادیر زمان جرقه‌زنی ۲۱ درجه

نسوخته موتور دیزل نشان می‌دهد که آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته موتور دیزل پایه کم‌تر است که می‌تواند مرتبط با مخلوط هوا-سوخت رقیق موتور دیزل هم‌چنین وجود اکسیژن اضافی در محفظه احتراق در نتیجه به استفاده از فناوری توربوشارژر باشد.

۱۷ درجه و در محدوده  $0.017 \text{ g/kWh}$  تا  $0.023 \text{ g/kWh}$  است. در این زمان جرعه‌زنی نیز اثر نسبت تراکم و نقشه کارهای مختلف توربوشارژر قابل توجه نیست. مقایسه میزان انتشار آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته موتور تبدیلی در تمامی حالت‌های مورد مطالعه با مقادیر هیدروکربن‌های



شکل ۱۱- تغییرات هیدرو کربن موتور تبدیلی به CNG برحسب سرعت موتور برای زمان‌های جرعه‌زنی مختلف در نقشه کار ۲ توربوشارژر در نسبت تراکم‌های مختلف

در نقشه کارهای یکسان توربوشارژر افزایش نسبت تراکم از ۱۱ به ۱۲/۵ و ۱۴ به دلیل افزایش دمای محفظه احتراق، سبب افزایش میزان اکسیدهای نیتروژن حاصل از احتراق گردید.

نقشه کار ۵ توربوشارژر با تولید NOx کم‌تر نسبت به سایر نقشه کارها برای بدترین و بهترین زمان جرقه‌زنی از لحاظ تولید NOx (به ترتیب ۲۱ و ۱۳ درجه BTDC) ارجح است. میزان انتشار آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن (NOx)، دی‌اکسید کربن (CO<sub>2</sub>) و منواکسید کربن (CO) موتور تبدیلی در تمامی حالت‌های مورد مطالعه حداقل به ترتیب ۶۰٪، ۴۰٪ و ۵۰٪ کم‌تر از موتور دیزل پایه است. هرچند، میزان انتشار آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته موتور تبدیلی در تمامی حالت‌های مورد مطالعه بیش‌تر از موتور دیزل پایه است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که با ترکیب مناسب نسبت تراکم، زمان جرقه‌زنی و نقشه کار توربوشارژر می‌توان به مقادیر قابل رقابت در عامل‌های عملکردی هم‌زمان کاهش مقادیر آلاینده‌ها نسبت به موتور دیزل پایه دست یافت.

### سپاسگزاری

نویسندگان مراتب سپاس خود را از دانشگاه تهران و مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) به خاطر حمایت‌های علمی-آزمایشگاهی و مالی اعلام می‌دارند.

### مشارکت نویسندگان

نحوه و میزان مشارکت نویسندگان در انجام این پژوهش به صورت زیر است:

- نویسنده اول: نگارش متن اولیه مقاله، نگارش و بازبینی و اصلاح مقاله، اعتبارسنجی، نظارت، منابع، مدیریت پروژه، روش‌شناسی، بررسی، تامین مالی، تحلیل، مفهوم سازی.
- نویسنده دوم: نگارش متن اولیه مقاله، نگارش و بازبینی و اصلاح مقاله، اعتبارسنجی، نظارت، منابع، مدیریت پروژه، روش‌شناسی، بررسی، تامین مالی، تحلیل، مفهوم سازی.
- نویسنده سوم: بازبینی، بررسی، تحلیل.
- نویسنده چهارم: بازبینی، بررسی، تحلیل.

### دسترسی به داده‌ها

داده‌ها در صورت درخواست، در اختیار قرار خواهند گرفت.

نتایج حاصل با نتایج تحقیقات پیشین مطابقت دارد. بررسی داده‌های انتشار هیدروکربن‌های نسوخته در تحقیق انجام شده توسط Aosaef *et al.* (2022) نشان داد که موتور تبدیلی CNG نسبت به دیزل، انتشار HC بیش‌تری دارد که این امر به دلیل غلظت بالای گاز متان نسوخته به دلیل سرعت شعله پایین CNG است. در مطالعه (Kül & Akansu., (2022)، نیز گزارش شده است که افزودن CNG به سوخت دیزل منجر به افزایش قابل توجه انتشار HC گردیده است. نتایج مطالعه (Liu *et al.* (2021) که به بررسی استفاده از گاز طبیعی به‌عنوان جایگزینی برای سوخت دیزل در موتورهای سنگین با تغییرات زمان جرقه‌زنی پرداختند نشان داد که انتشار HC تا ۱۵ درصد افزایش داشته است. این محققان بیان کردند که استفاده از گاز طبیعی می‌تواند به کاهش کربن کمک کند، اما برای بهینه‌سازی عملکرد و کاهش آلاینده‌ها، نیاز به مطالعات بیش‌تری در مورد تنظیم زمان‌بندی جرقه و فناوری‌های پیشرفته است.

### نتیجه‌گیری

در این تحقیق اثرات متغیرهای مستقل نسبت تراکم، زمان جرقه‌زنی و نقشه توربوشارژر بر عامل‌های عملکردی و آلاینده‌های موتور تبدیلی CNG بررسی گردید، نتیجه‌گیری این تحقیق به شرح زیر است:

اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی موتور دیزل پایه با داده‌های آزمون‌های تجربی نشان داد که دقت شبیه‌سازی مطلوب است و می‌تواند به‌عنوان ابزاری معتبر برای پیش‌بینی عملکرد موتور تبدیلی به CNG مورد استفاده قرار گیرد.

بیش‌ترین مقادیر فشار موثر متوسط ترمزی، گشتاور ترمزی و کم‌ترین مقادیر انتشار اکسیدهای نیتروژن، منواکسید کربن، دی‌اکسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته در زاویه جرقه‌زنی ۱۳ درجه BTDC به‌دست آمد.

جلوانداختن زمان جرقه‌زنی به ۲۱ درجه BTDC موجب افت فشار موثر متوسط ترمزی و گشتاور هم‌چنین افزایش آلاینده‌های مورد بررسی گردید.

گشتاور ترمزی تقریباً یکنواختی در محدوده سرعت ۲۵۰۰ تا ۳۲۵۰ دور بر دقیقه در نقشه کارهای ۴ و ۵ توربوشارژر برای زاویه جرقه‌زنی ۱۳ درجه BTDC و در نسبت تراکم ۱۴ توسط موتور تبدیلی تولید می‌شود که می‌تواند برای استفاده موتور تبدیلی در خودروهای کار سودمند باشد.

- performance prediction: One-dimensional modeling of a twin entry turbine. *Energy Conversion and Management*, 57, pp.68-78. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2011.12.001>
- Dziewiątkowski, M. and Szpica, D., (2023). Diesel Engine Full Load External Characteristic Comparison after Alternative Fuel Conversion Process. In *Transport Means-Proceedings of the International Conference (Vol. 1, pp. 191-195)*.
- d'Ambrosio, S., Spessa, E., Vassallo, A., Ferrera, M. and Peletto, C., (2006). Experimental investigation of fuel consumption, exhaust emissions and heat release of a small-displacement turbocharged CNG engine (No. 2006-01-0049). SAE Technical Paper
- Delavari, M.M., Aliakbari, K. and Sheikhi, M., (2023). Numerical simulation of the EF7 engine under various operating conditions. *Journal of Science and Technology in Mechanical Engineering*, Autumn–Winter issue, No. 2, pp. 101–109. <https://doi.org/10.22034/STME.2024.446307.1056> (In Persian).
- Fawzi, M., Hashim, M.N., Zulkifli, F.H. and Amirnordin, S.H., (2014). Optimizing the Ignition timing of a converted cng mono-gas engine. *Applied Mechanics and Materials*, 554, pp.474-478. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.554.474>
- Fiat Powe Industrial, (2023). <https://www.fptindustrial.com>.
- Ghaderi, A. and Hassanbeygi, S.R., (2024). Numerical investigation of the effect of diesel-biodiesel-bioethanol fuel mixtures on the performance parameters and emissions of a direct injection diesel engine. 4th International World Energy Conference, Kayseri, Turkey.
- Ganesan, V. (2012). *Internal Combustion Engine*. McGraw-Hill.
- Heywood, J.B. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill.
- Hou, X.J., Chen, S. and Liu, Z.E., (2014). EGR System Performance Optimization of Diesel Engine Based on GT-Power and Fluent Co-Simulation. *Advanced Materials Research*, 860, pp.1703-1709. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.860-863.1703>
- IPCO, (2022) <https://www.ip-co.com>.
- Jahirul, M.I., Masjuki, H.H., Saidur, R., Kalam, M.A., Jayed, M.H. and Wazed, M.A., (2010). Comparative engine performance and emission analysis of CNG and gasoline in a retrofitted car engine. *Applied Thermal Engineering*, 30(14-15), pp.2219-2226. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.05.037>
- Jiang, F., Cao, W., Tan, X., Hu, J., Zhou, J. and Tan, Z., (2022). Optimization Analysis of Locomotive Diesel Engine Intake System Based on Matlab-Simulink and GT-Power. *Processes*, 10(1), p.157. <https://doi.org/10.3390/pr10010157>
- Kumar, M.A. and Gaddipati, A., (2017). Conversion of diesel engine to CNG engine and emission control. *International Journal of Science and Research (IJSR)*,
- اصول اخلاقی**  
نویسندگان اصول اخلاقی را در انجام و انتشار این اثر علمی رعایت نموده‌اند و این موضوع مورد تایید همه آنها است .
- تضاد منافع نویسندگان**  
در این مقاله هیچگونه تضاد منافی وجود ندارد و این مسئله مورد تایید همه نویسندگان است.
- حمایت مالی**  
این کار با حمایت مالی دانشگاه تهران و شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) انجام شده است.
- منابع**  
Aliramezani, M., Koch, C.R. and Shabbakhti, M., (2022). Modeling, diagnostics, optimization, and control of internal combustion engines via modern machine learning techniques: A review and future directions. *Progress in Energy and Combustion Science*, 88, p.100967. <https://doi.org/10.1016/j.peccs.2021.100967>
- Ahmadi Pour, S., Agha Khani, M. and Zarei, J., (2021). The effect of compression ratio and alternative fuels on the performance turbocharged diesel engine by GT-POWER software. <https://doi.org/10.22067/jam.v11i2.71613> (In Persian).
- Aosaf, M.R., Wang, Y. and Du, K., (2022). Comparison of the emission factors of air pollutants from gasoline, CNG, LPG and diesel fueled vehicles at idle speed. *Environmental pollution*, 305, p.119296. <https://doi.org/10.1016/j.envpol.2022.119296>
- Aktaş, F., (2022). A 0/1-dimensional numerical analysis of performance and emission characteristics of the conversion of heavy-duty diesel engine to spark-ignition natural gas engine. *International Journal of Automotive Science And Technology*, 6(1), pp.1-8. <https://doi.org/10.30939/ijastech..980338>
- Ahmed, S.A., Zhou, S., Zhu, Y., Feng, Y., Malik, A. and Ahmad, N., (2019). Influence of injection timing on performance and exhaust emission of CI engine fuelled with butanol-diesel using a 1D GT-power model. *Processes*, 7(5), p.299. <https://doi.org/10.3390/pr.7050299>
- Boretti, A.A., (2011). Numerical evaluation of the performance of a compression ignition CNG engine for heavy duty trucks with an optimum speed power turbine. *International Journal of Engineering and Technology Innovation*, 1(1), pp.12-26. Available at: <https://ojs.imeti.org/index.php/IJETI/article/view/4>
- Chiong, M.S., Rajoo, S., Martinez-Botas, R.F. and Costall, A.W., (2012). Engine turbocharger

- <https://doi.org/10.25750/1995-4301-2018-3-027-032>
- Shatrov, M.G., Sinyavski, V.V., Dunin, A.Y., Shishlov, I.G. and Vakulenko, A.V., (2017). Method of conversion of high-and middle-speed diesel engines into gas diesel engines. *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*, 15(3), pp.383-395. <https://doi.org/10.22190/FUME171004023S>
- Sinyavski, V.V., Shatrov, M.G., Dunin, A.Y., Shishlov, I.G. and Vakulenko, A.V., (2020), October. A zero-dimensional model for internal combustion engine simulation and some modeling results. In 2020 International Conference on Engineering Management of Communication and Technology (EMCTECH) (pp. 1-6). <https://doi.org/10.1109/EMCTECH49634.2020.9311546>
- Torabi, S. and Hassan-Beygi, S.R., (2022). *Investigation of the application of GT-POWER software in internal combustion engine simulation*. In Seventh National Conference on Mechanical and Aerospace Engineering, Tehran. Available at: <https://civilica.com/doc/1608243> (In Persian).
- Yasar, A., Haider, R., Tabinda, A.B., Kausar, K. and Khan, K., (2013). A comparison of engine emissions from heavy, medium, and light vehicles for CNG, diesel, and gasoline fuels.
- Yin, X., Li, W., Zhang, W., Lv, X., Yang, B., Wang, Y. and Zeng, K., (2022). Experimental analysis of the EGR rate and temperature impact on combustion and emissions characteristics in a heavy-duty NG engine. *Fuel*, 310, p.122394. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122394>
- 6(2), pp.874-877. <https://doi.org/10.21275/ART2017870>
- Kül, V.S. and Akansu, S.O., (2022). Experimental Investigation of the impact of boron nanoparticles and CNG on performance and emissions of Heavy-Duty diesel engines. *Fuel*, 324, p.124470. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124470>
- Liu, J., Ulishney, C.J. and Dumitrescu, C.E., (2021). Experimental investigation of a heavy-duty natural gas engine performance operated at stoichiometric and lean operations. *Energy Conversion and Management*, 243, p.114401. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114401>
- Likhanov, V.A. and Lopatin, O.P., (2020), April. Development of a program for converting diesel engines to natural gas. In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 1515, No. 5, p. 052002). IOP Publishing <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1515/5/052002>
- Mousavi, S., Nejat, A., Alaviyoun, S.S. and Nejat, M., (2021). An integrated turbocharger matching program for internal combustion engines. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 14(4), pp.1209-1222. <https://doi.org/10.47176/jafm.14.04.32037>
- Nabi, M.N., Rasul, M. and Gudimetla, P., (2019). Modelling and simulation of performance and combustion characteristics of diesel engine. *Energy Procedia*, 160, pp.662-669. <https://doi.org/10.22067/jam.2021.69149.1023>
- Romanyuk, V., Likhanov, V.A. and Lopatin, O.P., (2018). Reducing the environmental threat of motor vehicles by converting engines for operating on natural gas. *Теоретическая и прикладная экология*, (3), pp.27-32.

