

مطالعه عددی و تجربی عملکرد توربوشارژر یک موتور بنزینی تحت جریان نوسانی ورودی

محمد طیبی رهنی^۳
دانشکده مهندسی هوافضا
دانشگاه صنعتی شریف

مسعود برومند^۲
دانشکده مهندسی هوافضا
دانشگاه صنعتی امیرکبیر
(تاریخ دریافت: ۹۲/۰۶/۱۰؛ تاریخ پذیرش: ۹۲/۱۲/۱۰)

حمیدرضا طباطبایی^۱
دانشکده مهندسی مکانیک
دانشگاه آزاد اسلامی - واحد کاشان

چکیده

در این مقاله جریان یک‌بعدی، گذرا، تراکم‌پذیر و لزج در یک موتور ۱/۷ لیتری بنزینی چهار سیلندر با توربوشارژر مدنظر بوده و تمامی اجزاء آن به صورت کامل مدل شده‌اند. برای تأیید درستی مدل‌سازی، مجموعه موتور و توربوشارژر روی سکوی آزمون قرار گرفته و پارامترهای عملکردی آنها در ۱۲ دور مختلف موتور اندازه‌گیری شده است. مقایسه بین پاسخ آزمون‌های تجربی و نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی نشان می‌دهد که خطای بیشینه حدود ۱۳ درصد می‌باشد. یکی از موارد احتمالی در بروز خطا استفاده از منحنی مشخصه‌های سازندگان توربوشارژر است که بر مبنای جریان پایا به دست آمده و برای شبیه‌سازی جریان نوسانی مورد استفاده قرار گرفته است. نتایج مطالعات نشان می‌دهد که پاسخ توربوشارژر به جریان نوسانی دارای اهمیت زیاد بوده و قابل چشم‌پوشی نیست. در تحلیل عملکرد موتور و توربوشارژر هنگامی که مشخصات هندسی و عملکردی آنها به طور کامل مشخص است، استفاده از روش یک‌بعدی کارآمد، کم هزینه و تا حدی قابل قبول است اما برای درک بیشتر عملکرد و چگونگی رفتار جریان درون توربوشارژر یا بهبود هندسه آن، مدل‌سازی سه‌بعدی توربوشارژر و استفاده از روش‌های عددی دقیق‌تر بدون استفاده از منحنی ارائه شده توسط سازندگان الزامی خواهد بود.

واژه‌های کلیدی: توربوشارژر، توربین، شبیه‌سازی، جریان نوسانی، موتور احتراق داخلی، روش‌های عددی.

Experimental and Numerical Study of an on-Engine Turbocharger Performance under the Inlet Pulsating Flow

H.R. Tabatabaei

Mechanical Engineering Department
Islamic Azad University.- Kashan Branch

M. Boroomand

Aerospace Engineering Department
Amirkabir University of Technology

M. Taiebi Rahni

Aerospace Engineering Department.
Sharif University of Technology

(Received: 1 September 2013; Accepted: 1 March 2014)

ABSTRACT

The present work is focused on the performance analysis of a 1.7 liter engine with turbocharger. The ultimate target is studying the response of the turbocharger to the inlet pulsating flow. Such numerical analysis requires the time variation of pressure and velocity at turbine inlet. In order to achieve such information, one dimensional unsteady viscous compressible flow within a 1.7 liter turbocharged SI engine is modeled. It is also necessary to validate the results of simulation by experimental results. A test setup of the turbocharged engine on dynamometer is prepared and various performance parameters are measured at 12 different engine speeds. The comparison between experimental and simulation results shows a very good agreement. In fact, while the mean values of static pressure and temperature at various stations in both experimental and computational approach are fitted fairly on each other, but the amounts of instantaneous parameters are obviously a little bit different. One of the possible sources of errors is the characteristics maps of the turbocharger supplied by the manufacturer which are usually measured at steady operation of turbochargers. The results obtained in the present report will be used in simulating three dimensional unsteady compressible flow in turbocharger turbine which will be reported very soon.

Keywords: Turbocharger, Turbine, Simulation, Pulsating Flow, Internal Combustion Engine (ICE), Numerical Methods.

۱- استادیار (نویسنده پاسخگو): h.tabatabaei@iaukashan.ac.ir

۲- دانشیار: boroomand@aut.ac.ir

۳- استاد: taeibi@sharif.ir

۱- مقدمه

هدف از به کارگیری توربوشارژر در موتورهای احتراق داخلی افزایش توان خروجی به ازای ابعاد ثابت موتور در مقایسه با موتورهای با تنفس طبیعی می‌باشد. این هدف با افزایش فشار هوای ورودی به موتور به دست می‌آید. در واقع با استفاده از توربوشارژر نسبت توان به وزن موتور افزایش می‌یابد. یکی دیگر از علل کاربرد توربوشارژر، چگالی پایین هوا در ارتفاعات و کاهش جرمی هوای ورودی به موتور است که با استفاده از توربوشارژر چگالی هوای ورودی به موتور افزایش یافته و این نقصان جبران می‌شود.

پیش‌بینی پارامترهای عملکردی موتور، از طریق مدل‌سازی کل موتور با استفاده از روش یک‌بعدی همراه با کاهش هزینه‌های آزمون و همچنین عدم نیاز به رایانه‌های پرسرعت و گران‌قیمت موجب شده که این روش همواره مورد توجه مهندسين قرار گیرد. تحلیل یک‌بعدی مجموعه موتور و توربوشارژر از آن جهت مفید است که می‌تواند تصویر کاملی از رفتار موتور در دوره‌های مختلف و بارهای گوناگون ارائه نماید. در چنین شرایطی علاوه بر اطلاعات هندسه یک‌بعدی موتور، اطلاعات کاملی از منحنی مشخصه‌های دقیق کمپرسور و توربین نیز لازم است. همچنین وجود نتایج آزمون جهت مدل‌سازی عملکرد یک‌بعدی سوپاپ‌های ورودی و خروجی، فیلترها، خم‌ها و سایر اجزاء مجموعه موتور آن هم در دوره‌های مختلف مورد نیاز است. در این روش فقط تأثیر عملکرد توربوشارژر بر روی عملکرد کلی موتور تحلیل می‌گردد و بررسی وضعیت جریان داخل توربین و کمپرسور امکان‌پذیر نیست. بنابراین چنانچه طراحی یا بهبود طراحی یک توربوشارژر برای موتوری خاص موردنظر باشد این روش به طور کامل ناتوان است. در واقع، برای آگاهی از رفتار دقیق جریان داخل توربین توربوشارژر افزایش دقت محاسبات امری الزامی است که این کار با شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان امکان‌پذیر است.

از اولین آزمون‌های جریان نوسانی انجام شده آزمون‌هایی بود که توسط والاس و بلیر^۱ [۱] صورت گرفت. آزمون آنها محدود به اندازه‌گیری فشار لحظه‌ای بود. دیل و واتسون^۲ [۲] آزمون جریان نوسانی را با مجموعه تقریباً کاملی از حسگرها انجام دادند. پارامترهایی مانند دبی جریان ورودی، فشارهای استاتیک، مجموع گشتاور متوسط و نوسانی به طور لحظه‌ای اندازه‌گیری می‌شدند.

چن^۳ [۳] مدلی را بر اساس انجام آزمون‌های مختلف جهت تخمین اصطکاک موتور ارائه نمود. در این مدل اصطکاک موتور تابعی از دور موتور و فشار بیشینه سیلندر می‌باشد. وشنی^۴ و همکاران [۴] مدل دیگری برای محاسبه نرخ انتقال حرارت ارائه دادند که گستره زیادی از موتورها را در بر می‌گیرد و در بسیاری از مدل‌سازی‌های عددی مورد استفاده قرار گرفته است.

یکی از مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر عملکرد موتور، تخمین مناسب نرخ آزاد شدن انرژی در مرحله احتراق است. هی‌وود^۵ [۵] یک تابع نمایی از وایب جهت محاسبه نرخ آزاد شدن ارائه نمود. از این مدل به صورت گسترده جهت مدل‌سازی احتراق موتور، استفاده می‌شود.

با بهبود روش‌های مدل‌سازی یک‌بعدی، بسیاری از مهندسان بهینه‌سازی زمان باز و بست سوپاپ‌های هوا و گاز و همچنین انتخاب توربوشارژر مناسب موتور را با استفاده از شبیه‌سازی‌های یک‌بعدی انجام دادند [۶].

محاسبه کار خروجی از توربین و راندمان آن هنگام تخمین عملکرد طراحی موتور مسئله بسیار مهمی است. محاسبات عملکرد توربین بر اساس منحنی‌هایی هستند که توسط سازندگان توربوشارژر ارائه می‌گردند. این منحنی‌ها بر مبنای جریان پایا حاصل می‌شوند و در پاره‌ای از شرایط راندمان توربوشارژر را بیش از اندازه واقعی آن وقتی روی موتور قرار گرفته و تحت جریان نوسانی عمل می‌کند نشان می‌دهند. بنابراین راندمان آدیباتیک که به صورت تابعی از دبی جرمی و نسبت فشار در دوره‌های مختلف نشان داده می‌شود اثرات ناشی از نوسانی بودن جریان خروجی از سوپاپ دود را در بر ندارد. مسئله مهم وقتی است که توربوشارژر روی موتور قرار می‌گیرد، جایی که دبی جرمی و نسبت فشار نوسانی هستند بنابراین چگونگی استفاده از نقشه‌های جریان پایا برای جریان نوسانی بسیار مهم و حیاتی است.

کاپوبیانکو، گمبروتا و سیپولا^۷ [۷]، وینتربون و پیرسون^۸ [۸] آزمون‌هایی را با جریان سرد برای شبیه‌سازی جریان نوسانی انجام دادند. اگر چه این آزمون‌ها نتوانستند مطابقت مناسبی با پاسخ‌های جریان گرم داشته باشد، اما اختلاف نتایج جریان پایا و

3- Chen

4- Woschni

5- Heywood

6- Capobianco, Gambarotta & Cipolla,

7- Winterbone & Pearson

1- Wallace & Blair

2- Dale & Watson

تخمین نرخ آزاد شدن انرژی هنگام احتراق روابطی تجربی بوده و منحصر به فرد نمی‌باشند و برای درک بهتر از چگونگی عملکرد نرم‌افزار لازم است روابط حاکم یک‌بعدی برای شبیه‌سازی جریان داخل سیلندر و راهگاه‌ها، مدل‌سازی احتراق، مدل‌سازی اصطکاک، مدل‌سازی انتقال حرارت، ضرایب در مقاطع متغیر، ضریب برخاستگی و دبی عبوری از سوپاپ‌ها، محاسبه افت فشار در لوله‌ها و خم‌ها که توسط نرم‌افزار استفاده شده‌اند [۱۵] مورد بحث قرار گیرند.

۲-۱- مدل‌سازی احتراق درون سیلندر

معادلات این بخش به صورت زیر بیان می‌شوند:
معادله پیوستگی:

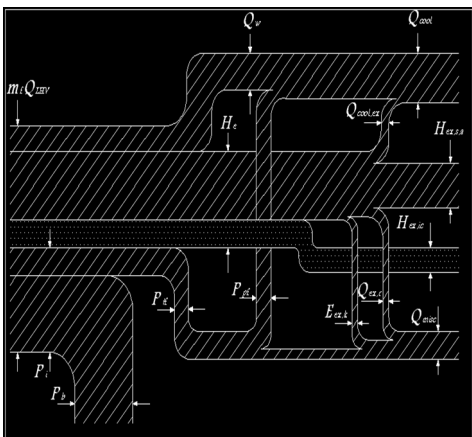
$$\frac{dm}{d\alpha} = \sum_j \frac{dm_j}{d\alpha} \quad (1)$$

معادله انرژی:

$$\frac{d(m_c u)}{d\alpha} = -p_c \frac{dV}{d\alpha} + \sum_i \frac{dQ_{w_i}}{d\alpha} + \sum_j h_{o_j} \frac{dm_j}{d\alpha} \quad (2)$$

که در آن m_c جرم داخل سیلندر، u انرژی داخلی مخصوص، p_c فشار داخل سیلندر، V حجم سیلندر، α زاویه میل‌لنگ، Q_{w_i} اتلاف حرارتی دیواره‌ها (زیرنویس i به سطوح سیلندر، پیستون و سرسیلندر اشاره دارد)، m_j و h_{o_j} به ترتیب جرم و انتالیی ورودی‌ها و خروجی‌ها می‌باشند (زیرنویس j به سوپاپ‌های ورودی و خروجی و نشتی‌ها اشاره دارد).

در شکل ۱ بالانس انرژی‌های مختلف در موتور احتراق داخلی رسم شده است. این شکل نشان می‌دهد درصد قابل توجهی از انرژی تولید شده توسط سوخت به وسیله گازهای خروجی هدر می‌رود که با استفاده از توربوشارژر مقدار زیادی از آن قابل بازیابی است.



شکل (۱): بالانس انرژی در موتور.

غیردائمی را نشان داد. بینز و یئو [۹] با آزمون‌هایی روی جریان نوسانی نشان دادند که راندمان لحظه‌ای توربین در بیشتر موارد عملکردی از راندمان جریان پایای آن کمتر است. ایوازکی، ایکیا و کیتازاوا [۱۰] با اندازه‌گیری‌هایی که روی یک موتور ۶ سیلندر دیزل با توربوشارژر دو ورودی انجام دادند اعلام نمودند برای سرعت و نسبت انبساط مشخص، دبی جریان نوسانی از جریان پایا کمتر است. طیبی و بیاتی [۱۱] کمپرسور یک توربوشارژر با جریان دائمی را با داده‌های آزمون مقایسه کرده و به نتایج قابل قبولی دست یافته‌اند. آقایی طوق و همکاران [۱۲] نیز به صورت عددی اثر زاویه‌های پره‌های کمپرسور را روی عملکرد آن مطالعه کرده‌اند.

از آنجا که جریان خروجی از موتور دارای ماهیت نوسانی می‌باشد، بررسی دقیق عملکرد توربوشارژر نیازمند مطالعه جریان درون توربین تحت تأثیر جریان نوسانی ورودی است. در این حالت ارائه اطلاعاتی چون توزیع درجه حرارت، توزیع تنش، تأثیر سازه توربوشارژر بر روی عملکرد آن و مواردی از این نوع قابل مطالعه، تجزیه و تحلیل و بهبود می‌باشند. ولی باید توجه داشت که در این نوع تحلیل‌ها انجام شبیه‌سازی یک‌بعدی مجموعه کامل موتور برای دستیابی به شرایط مرزی مورد نیاز در مدل‌سازی سه‌بعدی الزامی می‌باشد. قابل ذکر است که صحنه‌گذاری مدل یک‌بعدی برای کسب اطمینان از نتایج آن و کاربری‌های بعدی از مراحل مهم است که در این مطالعه انجام شده است. مقایسه جریان یک‌بعدی و سه‌بعدی و اثرات جریان گذرا در دیگر مقالات نویسندگان [۱۳ و ۱۴] آمده است.

در این مقاله مجموعه موتور و توربوشارژر یک موتور ۱/۷ لیتری بنزینی ابتدا مورد آزمون‌های مختلف عملکردی قرار گرفته و سپس تحت همان شرایط با استفاده از نرم‌افزار Boost از شرکت AVL شبیه‌سازی شده و نتایج به دست آمده از آزمون‌ها و مدل‌سازی یک‌بعدی با هم مقایسه شده‌اند.

بررسی عملکرد توربوشارژر تحت تأثیر جریان سه‌بعدی، تراکم‌پذیر، لزج و مغشوش و تعیین میزان اثر جریان نوسانی ورودی به توربوشارژر نیز از اهداف مهم مطالعات حاضر است که در مقالات بعدی ارائه می‌شود.

۲- معادلات حاکم

از آنجا که برخی از روابط مورد استفاده در محاسبات اجزاء موتور مانند

1- Baines & Yeo

2- Iwasaki, Ikeya & Kitazawa

$$\alpha_w = 130D^{-0.2} p_c^{0.8} T_c^{-0.53} \left[(6.18 + 0.417c_{u,m}) c_m \right]^{0.8}, \quad (11)$$

که در آن قطر سیلندر، p_c فشار سیلندر، c_m سرعت متوسط پیستون و c_u سرعت محیطی است.

۳-۲- انتقال حرارت از طریق سوپاپ‌ها

جهت محاسبه انتقال حرارت از سوپاپ‌ها بیشتر از معادله‌ایی که زپ ارائه کرده [۱۲] استفاده می‌شود:

$$T_{dv} = (T_{uv} - T_{wv}) e^{\left(-A_{wv} \frac{\alpha_v}{\dot{m}_v c_v} \right)} + T_{wv}, \quad (12)$$

که در آن T_{dv} دمای پایین دست سوپاپ، T_{uv} دمای بالا دست سوپاپ، T_{wv} دمای بدنه سوپاپ، A_{wv} سطح سوپاپ، \dot{m}_v دبی جرمی عبوری، c_v ظرفیت حرارتی مخصوص در حجم ثابت و α_v ضریب انتقال حرارت می‌باشد که بستگی به جهت جریان از سیلندر دارد. برای سوپاپ ورودی:

$$\alpha_v = \left(C_4 + C_5 \cdot T_{uv} - C_6 \cdot T_{uv}^2 \right) \times T_{uv}^{0.44} \cdot \dot{m}_v^{0.5} d_v^{-1.5} \left(1 - 0.797 \frac{z_v}{d_v} \right) \quad (13)$$

$$C_4 = 1.2809, C_5 = 7.0451 \times 10^{-4}, C_6 = 4.8035 \times 10^{-7}.$$

و برای سوپاپ خروجی:

$$\alpha_v = \left(C_7 + C_8 \cdot T_{uv} - C_9 \cdot T_{uv}^2 \right) \times T_{uv}^{0.33} \cdot \dot{m}_v^{0.5} d_v^{-1.68} \left(1 - 0.765 \frac{z_v}{d_v} \right) \quad (14)$$

$$C_7 = 1.5132, C_8 = 7.1625 \times 10^{-4}, C_9 = 5.3719 \times 10^{-7}.$$

که در آن z_v میزان گشودگی سوپاپ و d_v قطر داخلی نشیمنگاه سوپاپ می‌باشند.

۴-۲- محاسبه دبی جریان عبوری از سوپاپ

دما و فشار سیال ورودی به داخل موتور که برای محاسبه دبی عبوری از سوپاپ لازم است از تحلیل جریان بدست می‌آید. این دبی علاوه بر دما و فشار، تابع هندسه سوپاپ نیز می‌باشد. مهم‌ترین ساده‌سازی در محاسبه جریان عبوری از سوپاپ فرض جریان شبه پایا است که این فرض موجب خطا در محاسبات می‌شود. همچنین بیشترین خطایی که در محاسبات ایجاد می‌شود هنگامی است که گشودگی سوپاپ کم و سطح جریان

معادله انرژی را می‌توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$\frac{dT}{d\alpha} = \left[-\frac{RT}{V} \frac{dV}{d\alpha} + \frac{\xi}{m} - \frac{\partial u}{\partial F} \cdot \frac{\partial F}{\partial \alpha} \right] / \frac{\partial u}{\partial T}, \quad (3)$$

$$\xi = \sum_i \frac{dQ_{wi}}{d\alpha} + \sum_j h_o \cdot \frac{dm_j}{d\alpha} - u \frac{dm}{d\alpha}, \quad (4)$$

F نسبت سوخت به هوا، T دمای گاز و R ثابت گاز می‌باشند.

تغییرات u نسبت به F و T به صورت زیر بیان می‌شود:

$$u = K_1(T) - K_2(T)F \quad [\text{kJ/kg}_{\text{air}}], \quad (5)$$

$$K_1(T) = 0.692T + 39.17 \times 10^{-6} T^2 + 52.9 \times 10^{-9} T^3 - 228.62 \times 10^{-13} T^4 + 277.58 \times 10^{-17} T^5, \quad (6)$$

$$K_2(T) = 3049.39 - 5.7 \times 10^{-2} T - 9.5 \times 10^{-5} T^2 + 21.53 \times 10^{-9} T^3 - 200.26 \times 10^{-14} T^4, \quad (7)$$

$$R = 0.287 + 0.02F \quad [\text{kJ/kg.K}]. \quad (8)$$

برای شبیه‌سازی نرخ آزاد شدن انرژی به ازاء زاویه میل لنگ،

از تابع وایب [۳] به صورت زیر استفاده شده است:

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta \alpha} \right)^{m+1} \right], \quad (9)$$

که در آن:

x_b کسر جرمی مخلوط سوخته شده

α زاویه میل لنگ

α_0 زاویه شروع احتراق

مدت زمان سوختن ۱۰ الی ۹۰ درصد مخلوط = $\Delta \alpha$

ضریب تابع وایب $a = (6/90.8)$

توان تابع وایب m

۲-۲- انتقال حرارت داخل سیلندر

نرخ انتقال حرارت داخل سیلندر با رابطه زیر بیان می‌شود:

$$Q_{wi} = A_i \alpha_w (T_c - T_{wi}) \quad (10)$$

که در آن A_i سطح دیواره‌ها، α_w ضریب انتقال حرارت، T_c دمای سیلندر و T_{wi} دمای دیواره‌ها بوده و زیر نویس i به یکی از سطوح سیلندر، سرسیلندر و پیستون اشاره دارد.

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت α_w فرمول‌های مختلفی وجود دارد. پرکاربردترین آن مربوط به وشنی [۴] است که به صورت رابطه (۱۱) بیان می‌شود:

$$H = \begin{pmatrix} -\rho U \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \\ -\rho \frac{U^2}{A} \frac{dA}{dx} - \frac{C_f}{2D} \rho U |U| \\ -U(E+p) \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} + \frac{C_f}{2D} \rho |U| c_p (T_w - T) \end{pmatrix}, \quad (22)$$

که در آن ρ دانسیته، t زمان، U سرعت گاز، u انرژی داخلی مخصوص گاز، p فشار، E انرژی گاز، A سطح مقطع، x مختصه مکان، C_f ضریب اصطکاک، D قطر معادل سطح جریان، h_c ضریب انتقال حرارت جابجایی، T درجه حرارت گاز، T_w دمای دیواره و γ نسبت حرارت‌های مخصوص می‌باشد.

روش‌های اختلاف محدود مختلفی برای حل معادلات فوق وجود دارد. روش لاکس و ندرروف تک گامی به طور مؤثری برای این معادلات استفاده می‌شود. در این روش معادله فوق به صورت سری تیلور نسبت به زمان بسط داده می‌شود و مشتقات مکانی به صورت اختلاف مرکزی حول نقطه j بازنویسی می‌شود:

$$L_j^{n+1} = L_j^n - \frac{1}{2} \frac{\Delta t}{\Delta x} (G_{j+1}^n - G_{j-1}^n) + \Delta t H_j^n + \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \right)^2 \left[\begin{aligned} & (G_{j+1}^n - G_j^n)(G_{j+1}^n - G_j^n) - \\ & (G_j^n - G_{j-1}^n)(G_j^n - G_{j-1}^n) \end{aligned} \right], \quad (23)$$

$$G'_j = \frac{\partial G}{\partial L}, \quad (24)$$

این معادله دارای دقت مرتبه اول می‌باشد. برای پایداری، گام زمانی و اندازه گره محاسباتی باید با شرط CFL کنترل شود:

$$C = (|U| + a) \frac{\Delta t}{\Delta x} < 1, \quad (25)$$

که در آن C عدد کورنت و a سرعت صوت می‌باشد.

۲-۷- انتقال حرارت بین سیال و راهگاه‌های جریان

مدل انتقال حرارت توسط آنالوژی رینولدز کلبورن انجام می‌شود. این آنالوژی ضرایب اصطکاک جریان و انتقال حرارت را با یکدیگر ترکیب می‌کند:

$$h = (C_f / 2) \rho U C_p P_r^{-2/3}, \quad (26)$$

در این رابطه C_p ظرفیت گرمایی ویژه گاز در فشار ثابت و P_r عدد پرانتل می‌باشد.

بسیار کوچک است و نمی‌توان جریان را یک‌بعدی فرض نمود. برای اصلاح این نقیصه باید از ضرایب تجربی استفاده نمود. دبی جریان عبوری از سوپاپ بصورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{dm_v}{d\alpha} = A_{eff} \cdot P_{ol} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_o \cdot T_{ol}}} \cdot \Psi, \quad (15)$$

$$\Psi = \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_{ol}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_{ol}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}, \quad (16)$$

$$A_{eff} = \sigma \cdot \frac{\pi d_v^2}{4}, \quad (17)$$

که در آن $\frac{dm_v}{d\alpha}$ تغییرات دبی جریان عبوری از سوپاپ نسبت به زاویه میل لنگ، A_{eff} سطح مقطع مؤثر، P_{ol} و T_{ol} به ترتیب فشار و دمای سکون بالا دست، R_o ثابت گاز، p_2 فشار استاتیک پایین دست، γ نسبت حرارتی مخصوص گاز و σ ضریب جریان سوپاپ می‌باشد که از آزمون بدست می‌آید.

۲-۵- جرم ناشی از نشتی

برای محاسبه جرم نشتی بین پیستون و سیلندر می‌توان از همان روابط دبی عبوری از سوپاپ‌ها استفاده نمود و فقط سطح مؤثر را به صورت زیر جای‌گذاری کرد:

$$A_{eff} = D_c \cdot \pi \cdot \delta, \quad (18)$$

که در آن D_c قطر سیلندر و δ فاصله هوایی بین سیلندر و پیستون می‌باشد.

۲-۶- تحلیل جریان در راهگاه‌های موتور

معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی در شکل برداری به صورت زیر نوشته می‌شوند:

$$\frac{\partial L}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial x} = H, \quad (19)$$

H و G توابعی فقط از L می‌باشند که در آن:

$$L = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho U \\ \rho E \end{pmatrix}, \quad (20)$$

$$G = \begin{pmatrix} \rho U \\ \rho U^2 + p \\ (p+E)U \end{pmatrix}, \quad (21)$$

۸-۲- مدل سازی اصطکاک جریان سیال

برای محاسبه ضریب اصطکاک سیال و دیواره از روابط زیر استفاده می‌گردد:
برای لوله صاف:

$$C_f = \frac{0.08}{Re^{0.25}} \quad (27)$$

برای لوله زیر:

$$C_f = \frac{0.25}{\left(2 \log \frac{D}{2e} + 1.74\right)^2}, \quad (28)$$

که در آن D قطر لوله و e زبری لوله است.

ویسکوزیته دینامیکی به شدت وابسته به دما بوده و با تغییر دما تغییرات قابل توجهی خواهد داشت. ویسکوزیته دینامیکی هوا به صورت تابعی از دما به روش زیر محاسبه می‌شود [۱۲]:

$$\mu = 33 \times 10^{-6} \times T^{0.7} \quad [\text{Kg/m.s}], \quad (29)$$

که در این رابطه T دما در هر لحظه می‌باشد.

۹-۲- مدل خودسوزی

مدل خودسوزی کمترین مقدار عدد اکتان سوخت را برای عملکرد موتور بدون بروز خودسوزی محاسبه می‌کند.

زمان لازم برای خودسوزی از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۱۲]:

$$\int_0^t \frac{1}{\tau_{iD}(t)} dt \quad (30)$$

$$\tau_{iD} = 17.68 \text{ ON}^{3.402} p^{-1.7e} T^{\frac{3800}{T}}$$

که در آن ON عدد اکتان سوخت، p فشار (اتمسفر)، T دما (کلوین) است.

۱۰-۲- مدل سازی اتصالات لوله‌ها

به طور معمول در یک نقطه سه یا چند لوله به هم اتصال می‌یابند، که با توجه به جهت جریان، جریان‌های ورودی به انشعاب مثبت و جریان خروجی از انشعاب منفی در نظر گرفته می‌شود.

موازنه جرم:

$$\frac{dm_k}{dt} = \sum_{\text{input}} \dot{m}_i - \sum_{\text{output}} \dot{m}_o = 0, \quad (31)$$

موازنه انرژی:

$$\frac{dE_k}{dt} = \sum_{\text{input}} \dot{m}_i \cdot h_{T_i} - \sum_{\text{output}} \dot{m}_o \cdot h_{T_o}, \quad (32)$$

k نقطه اتصال می‌باشد.

ضرایب تجربی لازم برای هر انشعاب با توجه به زاویه اتصال لوله به نقطه انشعاب وجود دارند که از آزمون‌های جریان پایا برای اتصالات لوله‌ها با قطرهای و زوایای مختلف به دست می‌آیند.

۱۱-۲- توربوشارژر

در بررسی عملکرد توربین یا کمپرسور توربوشارژر باید به دو عامل مهم دبی جرمی و راندمان به خصوص هنگامی که جریان پالسی موردنظر است نگاه دقیق‌تری داشت. مطالعات نشان می‌دهد نکات ویژه‌ای همچون امکان انباشتگی جرم در توربین به گونه‌ای که دبی ورودی و خروجی لحظه‌ای هرچند اندک ولی نامساوی باشد و تأخیر زمانی جریان ورودی و خروجی و قدرت تولید شده وجود دارد که در چگونگی متوسط‌گیری از مقادیر لحظه‌ای و محاسبه راندمان مؤثر است.

اغلب در توربوماشین‌ها راندمان ایزنتروپیک مورد استفاده قرار می‌گیرد که با استفاده از نسبت دو مقدار توان واقعی به توان ایده‌آل در توربو ماشین تعریف می‌شود. چون جریان پالسی روی توربین تأثیر شدیدتری دارد و تمرکز کار تحقیق حاضر بر روی توربین می‌باشد، معادلات توربین مورد بحث قرار می‌گیرد. از آنجا که برای توربوشارژر با دریچه اتلاف داخلی انبساط در گازهای خروجی توربین انجام نمی‌شود اغلب مقادیر استاتیک خروجی استفاده می‌شوند.

راندمان توربین بر اساس نسبت توان تولیدی واقعی به توان قابل دستیابی در حالت ایده‌آل به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{is,t} = \frac{\dot{W}_{a,t}}{\dot{W}_{is,t}} \quad (33)$$

اگر دبی ورودی و خروجی مساوی فرض شود و متوسط C_p در دماهای ورودی و خروجی به توربین منظور گردد:

$$\dot{W}_{is,t} = \dot{m}_i \bar{c}_p T_{o,t,in} \left[1 - \left(\frac{P_{t,out}}{P_{o,t,in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right], \quad (34)$$

C_p چندجمله‌ای از درجه حرارت می‌باشد. جزئیات در [۴] آمده است.

توان واقعی توربین شامل دو جمله است و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{W}_{a,t} = \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 J_{\text{shaft}} N_{\text{shaft}} \frac{dN_{\text{shaft}}}{dt} + \frac{\dot{W}_{a,c}}{\eta_m}, \quad (35)$$

۳-۱- آزمون

جدول ۱ مشخصات موتور و توربوشارژر را نشان می‌دهد.

جدول (۱): مشخصات کلی موتور و توربوشارژر

| | |
|--------------------------|------------------|
| حجم موتور | ۱۶۵۰ سی‌سی |
| قطر سیلندر | ۷۸/۶ میلی‌متر |
| طول کورس | ۸۵ میلی‌متر |
| تعداد سیلندر | ۴ |
| تعداد سوپاپ در سیلندر | ۴ |
| ضریب تراکم | ۱۰/۵ |
| بیشینه توان | ۱۱۰ کیلووات |
| بیشینه گشتاور | ۲۱۵ نیوتن‌متر |
| بیشینه دمای گازهای خروجی | ۱۲۵۰ کلوین |
| نوع سوخت | بنزین (اکتان ۹۵) |
| مشخصات توربوشارژر | |
| تعداد توربوشارژر | ۱ |
| بیشینه نسبت فشار کمپرسور | ۲/۵ |
| قطر متوسط نوک پره | ۴۵/۰۳ میلی‌متر |
| تعداد پره‌های روتور | ۱۱ |
| تعداد پره‌های نازل | (بدون پره نازل) |
| قطر چشم پره | ۳۷/۶۹ میلی‌متر |
| عرض پره در ورود | ۶/۸۶ میلی‌متر |

در آزمایشگاه شرکت تحقیقات موتور ایران (ایپکو) مجموعه کاملی از تجهیزات آزمون موتور شامل موتور و توربوشارژر با کلیه متعلقات، حسگرهای مختلف اندازه‌گیری، بردهای رابط، پردازنده‌ها و نرم‌افزارهای پردازش داده‌ها وجود دارند. برای اندازه‌گیری دو نوع سامانه ورودی متفاوت وجود دارد. ورودی آنالوگ آهسته که فرکانس داده برداری آن در حدود ۱ هرتز می‌باشد و ورودی آنالوگ سریع همراه با ورودی دیجیتال که سرعت داده برداری آن در حدود ۱۲۰۰ کیلوهرتز برای ۸ کانال است. در نتیجه نمونه‌برداری داده‌ها حداکثر با دقت ۰/۲ درجه زاویه میل‌لنگ امکان‌پذیر می‌شود. تعداد کانال‌ها تا ۶۴ عدد قابل افزایش می‌باشد. لازم به یادآوری است در نهایت سرعت داده برداری حسگرها است که دقت آزمون را تعیین می‌کند.

حسگر اندازه‌گیری فشار از نوع مقاومتی پیزو و در محدوده تا ۶ بار با دقت ۰/۵ درصد و پاسخ زمانی ۰/۳ میلی‌ثانیه است. برای اندازه‌گیری دما از ترموکوپل نوع K در کلاس یک استفاده شده که محدوده عملکرد آن ۰ تا ۱۲۰۰ درجه سلسیوس با خطای بیشینه ۴ درجه سلسیوس است. اما زمان پاسخ آن زیاد و در

جمله اول طرف راست توان تغییر سرعت محور و جمله دوم مجموع توان مصرفی کمپرسور و توان اصطکاکی یاتاقان‌ها است.

بررسی‌ها نشان می‌دهد تغییر محسوسی در دبی جرمی ورودی و خروجی کمپرسور مشاهده نمی‌شود و برای توان لحظه‌ای آن رابطه زیر آمده است:

$$\dot{W}_{a,c} = \dot{m}_c \int_{T_{o,c,in}}^{T_{o,c,out}} c_p dT. \quad (36)$$

و برای توان متوسط رابطه زیر بیان می‌گردد:

$$\bar{W}_{a,c} = \bar{m}_c \bar{c}_p (\bar{T}_{o,c,out} - \bar{T}_{o,c,in}). \quad (37)$$

با بحث بالا راندمان توربین با دو شکل متفاوت بیان می‌شود.

با فرض ثابت بودن جرم ورودی و خروجی توربین:

$$\eta_{is,t} = \frac{\left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 J_{shaft} N_{shaft} \frac{dN_{shaft}}{dt} + \bar{W}_{a,c}}{\dot{m}_t \bar{c}_p T_{o,t,in} \left(1 - \left(\frac{P_{o,t,out}}{P_{o,t,in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}. \quad (38)$$

و با فرض توان متوسط کمپرسور:

$$\bar{\eta}_{is,t} = \frac{\left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 J_{shaft} N_{shaft} \frac{dN_{shaft}}{dt} + \bar{W}_{a,c}}{\dot{m}_t \bar{c}_p T_{o,t,in} \left(1 - \left(\frac{P_{o,t,out}}{P_{o,t,in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}, \quad (39)$$

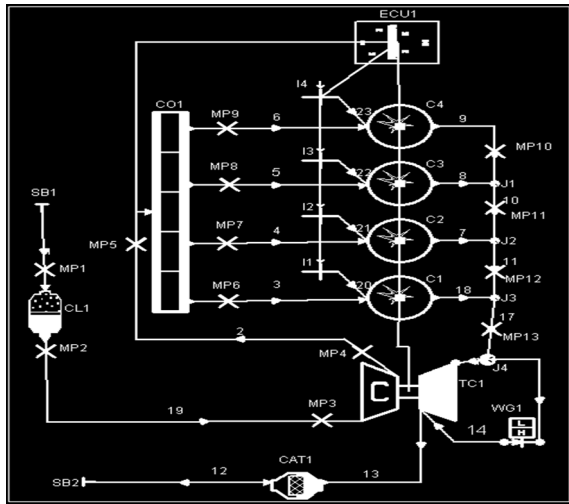
که در آن \dot{W} توان و زیرنویس‌های o, out, in, t, c, a, i به ترتیب برای مقادیر ایده‌آل، واقعی، کمپرسور، توربین، ورودی، خروجی و مقادیر سکون به کار می‌روند. J همان اینرسی محور و N دور توربوشارژر هستند.

۳- آزمون و مدل‌سازی

موتور مورد آزمون یک موتور بنزینی ۱/۷ لیتری انژکتوری ۱۶ سوپاپ با تزریق غیرمستقیم می‌باشد. توربوشارژر مورد استفاده از نوع نازل بدون پره است. تعداد پره‌های کمپرسور ۱۲ عدد شامل ۶ پره اصلی و ۶ پره جداکننده جریان و تعداد پره‌های توربین ۱۱ عدد می‌باشد.

همچنین مقادیر همه پارامترهای ترمودینامیکی و هندسی اجزای مجموعه موتور با دقت، برابر آنچه که روی سکوی مورد استفاده قرار گرفته انتخاب شده‌اند.

لوله‌ها و اندازه‌گیری هندسی طول، قطر و انحنای لوله‌ها انجام شده تا بتوان پارامترهای مورد نیاز مدل‌سازی یک‌بعدی را تعیین نمود. شکل ۴ مدل‌سازی یک‌بعدی مجموعه موتور و توربوشارژر را نشان می‌دهد.



شکل (۴): مدل‌سازی مجموعه موتور و توربوشارژر

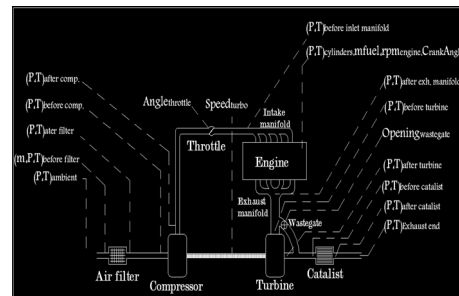
۴- نتایج و بحث

چون مجموعه موتور و توربوشارژر با هم روی سکوی آزمون قرار گرفته‌اند، ابتدا تعدادی از پارامترهای عملکردی موتور که متوسط‌گیری شده‌اند با هم مقایسه می‌شوند.

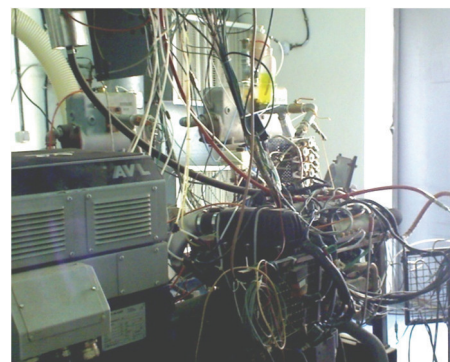
شکل‌های ۵ و ۶ به ترتیب توان و گشتاور متوسط موتور حاصل از آزمون و شبیه‌سازی یک‌بعدی را در دوره‌های مختلف نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود مقدار افزایش گشتاور برای دوره‌های میانی بیشتر است. مقدار گشتاور از دور حدود ۲۲۰۰ دور در دقیقه تا ۴۵۰۰ دور در دقیقه به مقدار حدود ۲۱۵ نیوتن‌متر رسیده است. در دوره‌های بالا به دلیل کاهش راندمان حجمی (به دلیل سرعت زیاد پیستون زمان کافی برای پر شدن سیلندر از ترکیب هوا و سوخت وجود ندارد)، فشار ناشی از احتراق با همان نسبت افزایش دور زیاد نمی‌شود و همچنین نیروهای اصطکاکی به شدت افزایش می‌یابند که این عوامل در مجموع گشتاور را کاهش می‌دهند. علت کم بودن گشتاور در دوره‌های پایین، کم بودن انرژی گازهای خروجی از موتور می‌باشد. همچنین با باز کردن دریچه اتلاف توربین و انحراف مقداری از گازهای خروجی به محیط، مقدار افزایش گشتاور در دور حدود ۱۸۰۰ دور در دقیقه نیز نسبت به دوره‌های دیگر کنترل شده و اجازه داده

حدود ۲۳ میلی‌ثانیه می‌باشد. حسگر اندازه‌گیری دور توربوشارژر با استفاده از روش جریان گردابه‌ای کار می‌کند و در محدوده ۵۰۰ تا ۴۰۰۰۰۰ دور در دقیقه با دقت ۱ پالس برای هر پره کار می‌کند. اندازه‌گیری دبی با استفاده از فیلم داغ انجام شده و محدوده عملکرد آن ۰ تا ۱۲۰۰ کیلوگرم بر ساعت با دقت ۱ درصد و پاسخ زمانی ۱۲ میلی‌ثانیه است. مجموعه کاملی از حسگرها و وسیله‌های اندازه‌گیری مانند ترموکوپل‌ها، فشارسنج‌ها، دینامومتر، دورسنج موتور، اندازه‌گیر نسبت سوخت به هوا به همراه بردهای واسط، رایانه‌ها و نرم‌افزارها، داده‌های کاملی از موتور و توربوشارژر مورد آزمون را آماده می‌سازد.

مجموعه موتور و توربوشارژر روی سکوی آزمون قرار گرفته و پارامترهای مختلف آن در ۱۲ دور مختلف موتور اندازه‌گیری شده تا نمای کاملی از عملکرد مجموعه موتور و توربوشارژر به دست آید. شکل ۲ شماتیک سکوی آزمون و محل استقرار حسگرها و شکل ۳ نمایی از سکوی آزمون را نشان می‌دهند.



شکل (۲): شماتیک سکوی آزمون، مقادیر و محل اندازه‌گیری‌ها

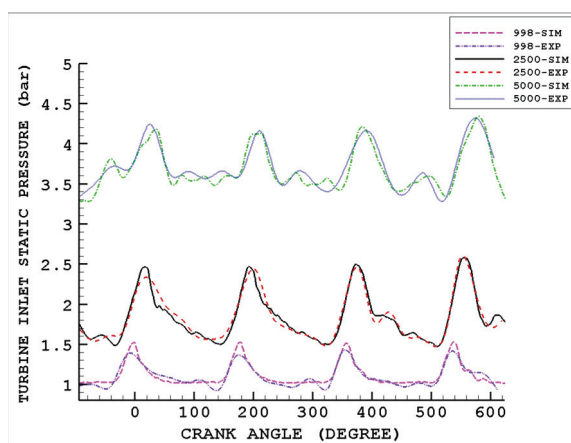


شکل (۳): نمایی از سکوی آزمون

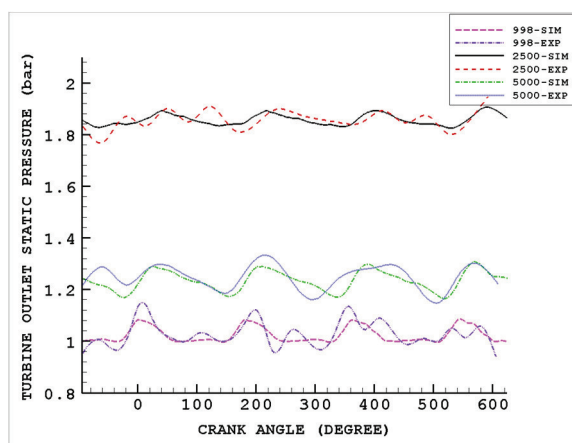
۳-۲- مدل‌سازی

تعداد آزمون‌ها نیز به صورت جداگانه برای تعیین ضریب و توان تابع وایب، ضرایب افت فشار در خم‌ها و اتصالات، ضرایب جریان برای میزان گشودگی سوپاپ‌ها، ضریب اصطکاک در دیواره

شکل‌های ۷ و ۸ به ترتیب فشار لحظه‌ای ورودی به توربین و فشار لحظه‌ای خروجی از توربین را در سه دور موتور ۹۹۸، ۲۵۰۰ و ۵۰۰۰ دور در دقیقه که از شبیه‌سازی یک‌بعدی استخراج شده‌اند و مقایسه آن با داده‌های آزمون را نشان می‌دهند. نتایج بیانگر آن است که این مقادیر در ورود و خروج از توربین تحت تأثیر طبیعت رفت و آمدی پیستون موتور با زمان تغییر می‌کنند. همچنین این مقایسه نشان می‌دهد مقادیر لحظه‌ای فشارهای ورودی و خروجی که از آزمون به دست می‌آید با مقادیر شبیه‌سازی یک‌بعدی، به خصوص در پیش‌بینی محل نوسانات حاصل از رفت و برگشت امواج اختلاف دارند.



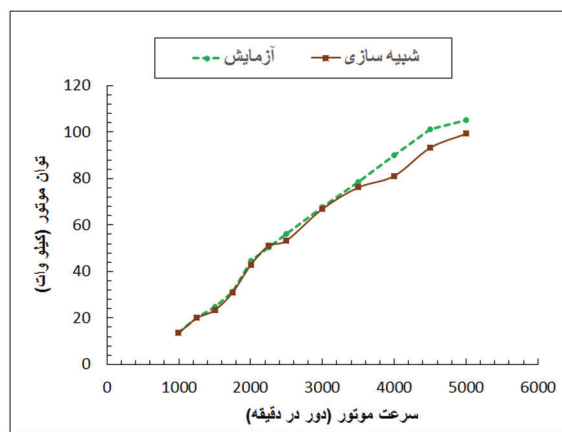
شکل (۷): مقایسه فشار لحظه‌ای ورودی به توربین.



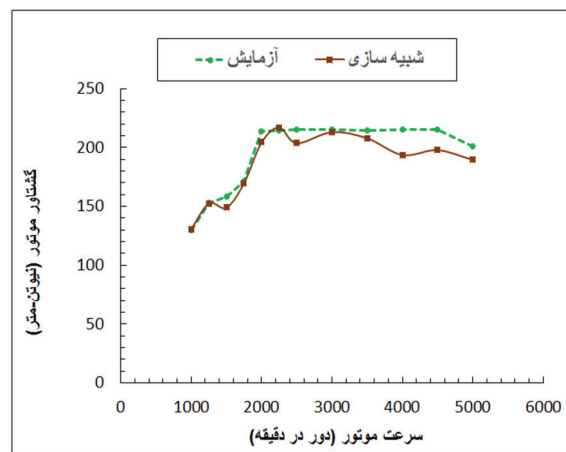
شکل (۸): مقایسه فشار لحظه‌ای خروجی از توربین.

این نوسانات در حد فاصل بین توربین و سوپاپ دود به علت کوتاه‌تر بودن طول مجاری کمتر می‌باشد. در حالی است که شکل‌های ۹ و ۱۰ که فشار متوسط ورودی و فشار متوسط

نمی‌شود تا گشتاور در این دور از ۲۰۵ نیوتن‌متر بیشتر شود. علت این امر نیز محدودیت خودسوزی می‌باشد. مقایسه مقادیر آزمون و شبیه‌سازی برای توان انحرافی حدود ۱۰ درصد و برای گشتاور انحرافی حدود ۷ درصد را نشان می‌دهد. این انحراف بیشتر در محاسبه توان در دورهای بالا رخ داده است که می‌تواند ناشی از عدم تطابق ضرایب تجربی لازم برای مدل‌سازی اصطکاک و انتقال حرارت در دورهای بالا باشد. با توجه به آن که مدل‌سازی یک‌بعدی است، میزان انطباق قابل‌قبول می‌باشد.

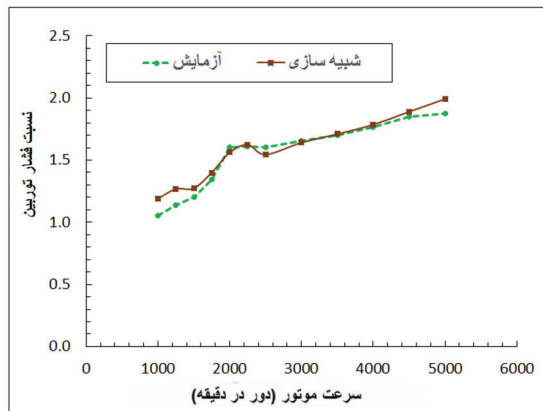


شکل (۵): مقایسه توان متوسط موتور.



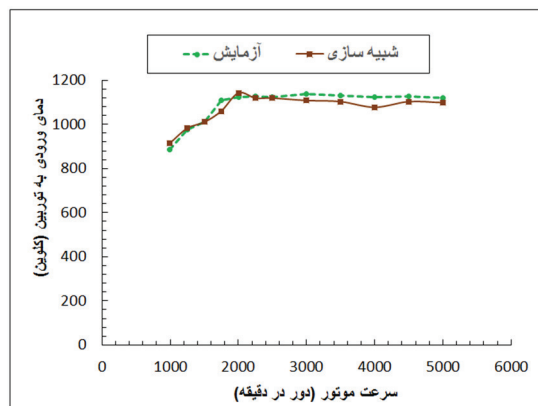
شکل (۶): مقایسه گشتاور متوسط موتور.

از آنجا که تمرکز کار این مقاله روی توربین توربوشارژر است پارامترهای مهم توربین جهت بحث انتخاب شده‌اند و مقادیر نوسانی و متوسط‌گیری شده برای آزمون و شبیه‌سازی با هم مقایسه شده‌اند.

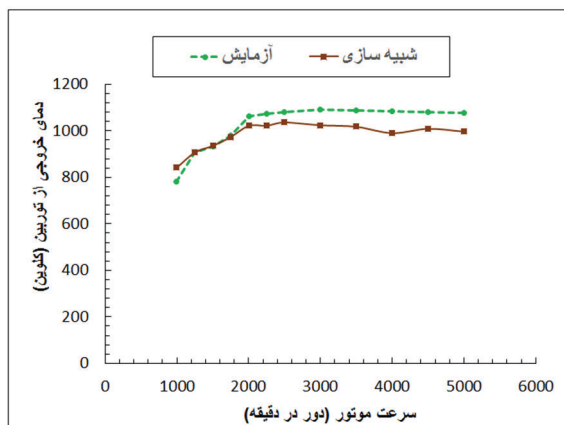


شکل (۱۱): مقایسه نسبت فشار توربین.

شکل‌های ۱۲ و ۱۳ دماهای متوسط اندازه‌گیری شده در ورودی و خروجی از توربین را در مقایسه با دماهای حاصل از شبیه‌سازی نشان می‌دهد. این مقادیر متوسط نیز برای آزمون و شبیه‌سازی با هم مطابقت خوبی دارند بیشینه انحراف برای دمای ورودی حدود ۱۲ درصد و برای دمای خروجی حدود ۸ درصد است.



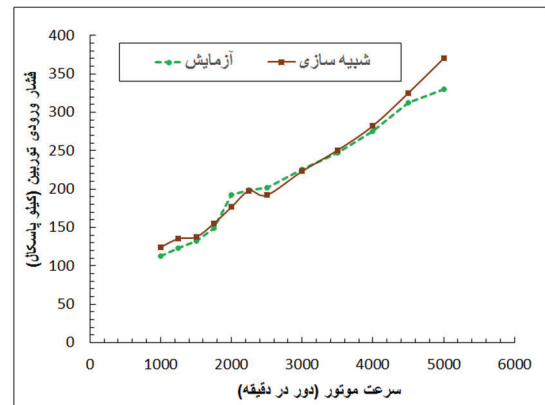
شکل (۱۲): مقایسه دمای متوسط ورودی به توربین.



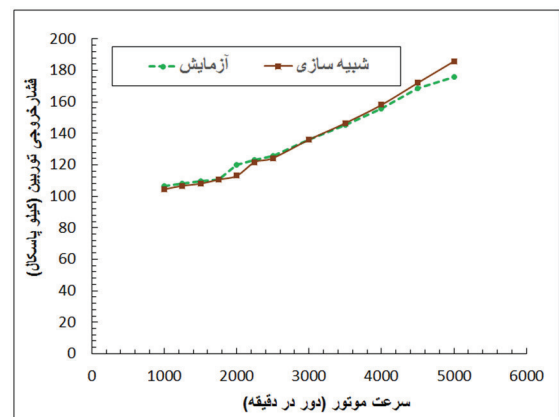
شکل (۱۳): مقایسه دمای متوسط خروجی از توربین.

خروجی از توربین را نشان می‌دهد به طور کامل به هم نزدیک است.

میزان بیشینه اختلاف به ترتیب ۱۲ و ۶ درصد است.



شکل (۹): مقایسه فشار متوسط ورودی به توربین.



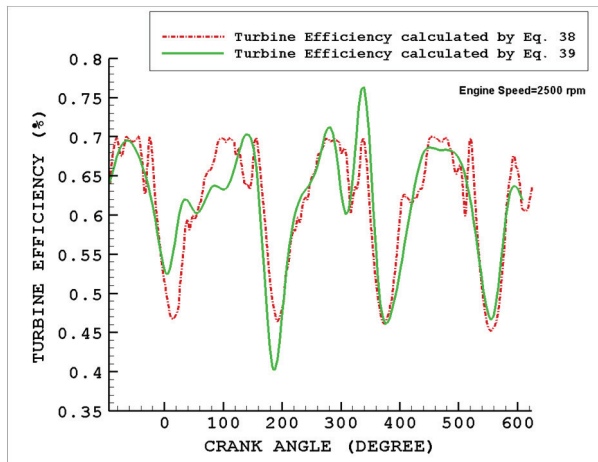
شکل (۱۰): مقایسه فشار متوسط خروجی از توربین.

نسبت فشار متوسط توربین در دوره‌های مختلف برای آزمون و شبیه‌سازی در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود. اگر چه تطابق خوبی بین این دو منحنی دیده می‌شود ولی در دور پایین و دور بالا نتایج آزمون و شبیه‌سازی به علت عدم هماهنگی ضرایب تجربی با فیزیک جریان، اندکی از یکدیگر فاصله می‌گیرند. میزان بیشینه اختلاف ۱۳ درصد است.

متأسفانه حسگرهای اندازه‌گیری دما دارای زمان پاسخ سریع نبوده و نمی‌توانند مقادیر لحظه‌ای را با دقت محاسبه کنند در نتیجه برای این پارامترها باید به مقادیر متوسط اکتفا کرد.

در دوره‌های پایین احتمال جدایی جریان روی سطح‌های منحنی بیشتر بوده و از اثرگر دابه‌ها نیز در مقابل سرعت سیال نمی‌توان چشم‌پوشی کرد، در نتیجه اثر سه‌بعدی بودن جریان بیشتر بوده و فرض یک‌بعدی بودن جریان دارای اعتبار کمتری می‌باشد، بنابراین می‌توان انتظار داشت پاسخ‌های آزمون و شبیه‌سازی در دوره‌های بالاتر به هم نزدیکتر باشد، اما به دلیل محدودیت سرعت پاسخ حسگرها تعداد نمونه‌برداری در دوره‌های بالاتر کمتر است. به عبارت دیگر این محدودیت اندازه‌گیری، کاهش اثر سه‌بعدی بودن جریان در دوره‌های بالاتر را می‌پوشاند و در نهایت اختلاف جواب‌ها در دوره‌های متفاوت برای شبیه‌سازی و آزمون چندان قابل توجه نیست [۶ و ۱۰]. بنابراین انجام یک شبیه‌سازی سه‌بعدی ممکن است بتواند میزان اثر سه‌بعدی بودن جریان را توضیح دهد.

شکل ۱۶ نتیجه محاسبه راندمان لحظه‌ای توربین را در سرعت موتور ۲۵۰۰ دور در دقیقه با استفاده از معادله‌های ۳۸ و ۳۹ نشان می‌دهد.

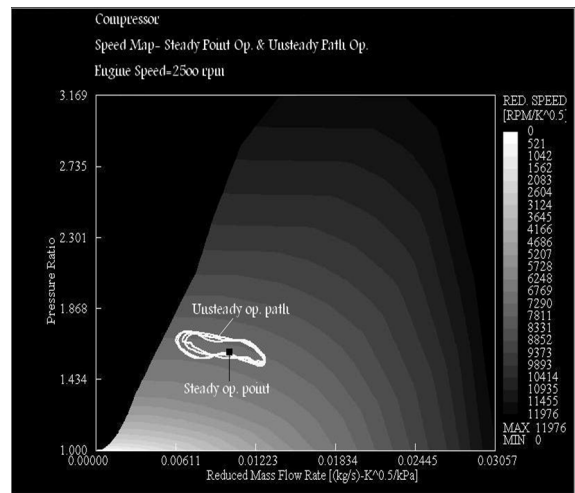


شکل (۱۶): مقایسه راندمان توربین با استفاده از معادلات ۳۸ و ۳۹.

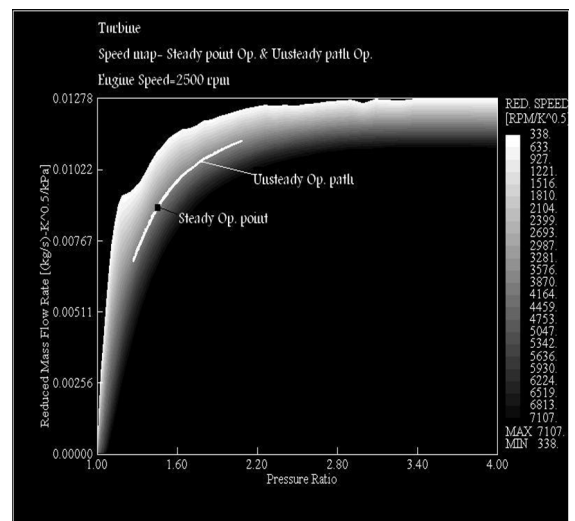
مقایسه دو منحنی نشان می‌دهد راندمان لحظه‌ای توربین که با معادلات فوق محاسبه شده متفاوت می‌باشد در حالی که راندمان متوسط آنها فقط حدود ۵ درصد اختلاف دارند. جدول ۲ اطلاعات آماری برای سه دور متفاوت و مقایسه آنها را نشان می‌دهد.

این اعداد بیانگر آن است که انحراف استاندارد برای پارامترهای مختلف توربین غیر از راندمان آن تا دور میانی ۲۵۰۰

آزمون جریان نوسانی نشان می‌دهد فرض دبی پایا برای کمپرسور و توربین می‌تواند از واقعیت تا حد زیادی دور باشد در جایی که سازندگان توربوشارژر هر نقطه عملکردی توربین یا کمپرسور را در یک دبی ورودی خاص و در یک جریان پایا مشخص می‌نمایند، به دلیل طبیعت جریان نوسانی ورودی به توربوشارژر و رفتار پریودیک آن روی منحنی‌های مشخصه یک مسیر بسته به وجود می‌آید که تابع زمان باز و بسته شدن سوپاپ‌ها و در نتیجه زاویه میل‌لنگ می‌باشد. شکل ۱۴ و ۱۵ تغییرات دبی بر حسب فشار را بر روی منحنی عملکردی کمپرسور و توربین در یک نقطه خاص عملکردی نشان می‌دهد. مقدار متوسط جرم و فشار در جایی درون این منحنی بسته قرار می‌گیرد که به عنوان نقطه عملکرد جریان پایا تصور می‌شود.



شکل (۱۴): مسیر جریان نوسانی و نقطه عملکرد پایا در کمپرسور.



شکل (۱۵): مسیر جریان نوسانی و نقطه عملکرد پایا در توربین.

کرد و از نتایج آن برای تعیین شرایط ورودی و خروجی لازم برای تحلیل سه بعدی جریان با اطمینان استفاده نمود.

بررسی تجربی پارامترهای عملکردی توربین که نسبت به زمان دارای تغییرات می باشند، با مقدار متوسط آنان دارای پاره‌ای تفاوت‌ها در پیش‌بینی مقدار فاز و دامنه نوسانات می باشد. اگر متوسط زمانی آن پارامترها مقایسه شوند با دقت قابل قبول به هم نزدیک می باشند.

بنابراین چنانچه انتخاب یک توربوشارژر مشخص با مشخصات عملکردی معلوم برای یک موتور خاص مدنظر بوده و هدف فقط انطباق توربوشارژر و موتور باشد، با توجه به درصد خطا، استفاده از روش یک بعدی قابل اطمینان است ولی این روش نمی تواند هیچ گونه اطلاعاتی از مناسب بودن هندسه توربوشارژر و رفتار سیال درون آن و بهبود طراحی توربوشارژر ارائه نماید. در مجموع می توان نتیجه گرفت با استفاده از اندازه گیری های مختلف همراه با محاسبات یک بعدی جریان می توان به تأثیر نوسانات بر روی عملکرد توربوشارژر پی برد ولی نمی توان دلایل این تغییرات را به خوبی بیان کرد، بنابراین بسیار سودمند خواهد بود که یک تحلیل سه بعدی کامل از اثر جریان نوسانی روی توربین انجام شود، که آن نیز با کمک نتایج حاصل از مدل یک بعدی امکان پذیر است.

۶- قدردانی

نگارندگان مقاله سپاس خود را از مدیریت و کارکنان محترم شرکت تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) که اطلاعات مورد نیاز موتور و توربوشارژر و همچنین امکان انجام آزمون ها را فراهم نمودند اعلام می نمایند.

۷- مراجع

- Wallace, F.J. and Blair, G.P. "The Pulsating-Flow Performance of Inward Radial-Flow Turbines" 65-gtp-21 ASME, pp. 1-19, 1965.
- Dale, A. and Watson, N. "Vaneless Radial Turbocharger Turbine Performance", IMechE, C110/86, 1986.
- Chen, F.M. "A Mixed Friction Model for Dynamically Loaded Contacts with Application to Piston Ring Lubrication", 7th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1980.
- Huber, K., Woschni, G., and Seilinger, K. "Investigations on Heat Transfer in Internal Combustion Engines under Low Load and Motoring Conditions", SAE Paper 905018, 1990.
- Heywood, J.B. "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, 1988.

دور در دقیقه افزایش می یابد و پس از آن تا دور نهایی ۵۰۰۰ دور در دقیقه به مقدار کمینه خود می رسد در حالی که انحراف استاندارد راندمان توربین با افزایش دور به طور یکنواخت کاهش می یابد. نتیجه اینکه با افزایش دور به ویژه در دوره های بالا اثر پالسی بودن جریان به دلیل افزایش فرکانس گازهای خروجی از موتور کاهش یافته و جواب های جریان دائمی و غیردائمی به هم نزدیک می شوند. در واقع اثر جریان پالسی در دوره های پایین مهم بوده و قابل اغماض نیست این مطلب در شبیه سازی سه بعدی به تفصیل مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

جدول (۲): مقایسه آماری پارامترهای مهم توربین.

| پارامتر | دور | ۹۹۸ | ۲۵۰۰ | ۵۰۰۰ |
|------------------------------|----------------------|-------|-------|-------|
| دمای ورودی به توربین (کلوین) | کمینه | ۷۶۶ | ۹۲۰ | ۱۱۱۵ |
| | بیشینه | ۱۰۶۶ | ۱۲۴۷ | ۱۲۴۱ |
| | میانگین | ۸۶۷ | ۱۲۰۴ | ۱۲۰۰ |
| | تفاوت کمینه و بیشینه | ۳۰۰ | ۳۲۷ | ۱۲۶ |
| | انحراف استاندارد | ۶۰ | ۷۱/۳۰ | ۲۵/۷ |
| دمای خروجی از توربین (کلوین) | کمینه | ۷۶۵ | ۸۶۷ | ۱۰۷۵ |
| | بیشینه | ۹۴۷ | ۱۱۴۱ | ۱۱۵۵ |
| | میانگین | ۸۰۰ | ۱۰۹۹ | ۱۰۹۷ |
| | تفاوت کمینه و بیشینه | ۱۸۲ | ۲۷۴ | ۸۰ |
| | انحراف استاندارد | ۴۵/۸۱ | ۴۹/۱۹ | ۲۰/۲۰ |
| فشار ورودی به توربین (بار) | کمینه | ۱/۰۲ | ۱/۴۷ | ۳/۲۹ |
| | بیشینه | ۱/۵۳ | ۲/۵۸ | ۴/۳۵ |
| | میانگین | ۱/۱۳ | ۱/۸۵ | ۳/۶۹ |
| | تفاوت کمینه و بیشینه | ۰/۵۲ | ۱/۱ | ۱/۰۷ |
| | انحراف استاندارد | ۰/۲۵ | ۰/۳۱ | ۰/۱۶ |
| فشار خروجی از توربین (بار) | کمینه | ۰/۹۹ | ۱/۱۷ | ۱/۸۳ |
| | بیشینه | ۱/۰۹ | ۱/۳۱ | ۱/۹۱ |
| | میانگین | ۱/۰۳ | ۱/۲۴ | ۱/۸۶ |
| | تفاوت کمینه و بیشینه | ۰/۰۹ | ۰/۱۴ | ۰/۰۸ |
| | انحراف استاندارد | ۰/۰۳ | ۰/۰۴ | ۰/۰۲ |
| راندمان توربین | کمینه | ۰/۰۱ | ۰/۴۶ | ۰/۵۳ |
| | بیشینه | ۰/۷۳ | ۰/۷۰ | ۰/۶۵ |
| | میانگین | ۰/۲۰ | ۰/۶۲ | ۰/۶۰ |
| | تفاوت کمینه و بیشینه | ۰/۷۲ | ۰/۲۵ | ۰/۱۱ |
| | انحراف استاندارد | ۰/۲۵ | ۰/۰۸ | ۰/۰۳ |

۵- نتیجه گیری

شبیه سازی و پاسخ های آزمون مطابقت خوبی با هم دارند و می توان مدل شبیه سازی شده را برای هر دور دیگری نیز استفاده

12. Aghaei-Tog, R., Ghaffari, J., Mesgarpoor-Tousi, A., and Boroumand, M. "Numerical Study of the Effects of Blade Angles on the Performance of Centrifugal Impellers", *Aerospace Mech. J.* Vol. 8, Issue 2, pp. 93-100, 2012, (In Persian).
13. Tabatabaei, H.R., Boroumand, M., and Taeibi-Rahi, M. "Pulsating Flow Analysis in a Small Turbocharger Turbine", *International J. Science and Eng Investigations*, Vol.1, Issue 3, pp.89-91, 2012.
14. Tabatabaei, H.R., Boroumand, M., and Taeibi-Rahi, M. "Comparing between 1D & 3D Flow Analysis in the On-Engine Small Turbocharger Experimentally and Numerically", *Modares Mech. Eng. J.* Vol. 11, Issue 4, No. 4, pp. 75-88, 2011, (In Persian).
15. AVL Boost, "User's Guide V4.0.3", 2003.
6. Gurney, D. "The Design of Turbocharged Engines Using 1D simulation", SAE Paper, 2001-01-0576, 2001.
7. Capobianco, M., Gambarotta, A., and Cipolla, G. "Influence of the Pulsating Flow Operation on the Turbine Characteristics of a Small Internal Combustion Engine Turbocharger", *IMEchE Paper C372/019*, 1989.
8. Winterbone, D.E. and Pearson, R.J. "Turbocharger Turbine Performance under Unsteady Flow – a Review of Experimental Results and Proposed Models", *IMEchE Paper C554/031*, 1998.
9. Baines, N.C. and Yeo, J.H. "Flow in a Radial Turbine under Equal and Partial Admission Conditions", *IMEchE Paper C423*, 2002.
10. Iwasaki, M., Ikeya, N., and Kitazawa, T. "Comparison of Turbocharger Performance between Steady Flow and Pulsating Flow on Engines", SAE940839, 1994.
11. Taeibi-Rahni, M. and Bayati, M. "Computational Analysis of the Flow inside a Turbocharger Compressor", *Aerospace Mec. J.* Vol. 6, Issue 1, pp. 1-10, 2010, (In Persian).