

## طراحی روش LQIG برای کنترل دریچه هدر یک موتور دیزل توربوشارژ برای افزایش توان خروجی موتور با استفاده از نتایج تجربی آزمایشگاه اتاق تست موتور

نعمت الله قهرمانی<sup>۱</sup>، رضا مرتضوی<sup>۲</sup>، علی احمد براتی<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup> دانشیار، مجتمع برق و کامپیوتر، گروه علمی کنترل، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران Ghahremani@mut.ac.ir  
<sup>۲</sup> کارشناس ارشد، مجتمع برق و کامپیوتر، گروه علمی کنترل، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران rezamortezavi71@gmail.com  
<sup>۳</sup> کارشناس ارشد، مجتمع مکانیک، گروه علمی قوای محرکه، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران a.barati65@gmail.com

پذیرش: ۱۳۹۹/۰۷/۰۵

ویرایش: ۱۳۹۹/۰۴/۲۷

دریافت: ۱۳۹۸/۱۰/۰۵

**چکیده:** در این مقاله ابتدا با استفاده از مجموعه تست های صورت گرفته روی یک موتور دیزل توربوشارژ در اتاق تست موتور، یک مدل دقیق غیرخطی برای آن بدست آمده و حول چند نقطه ی کار خطی شده است. سپس، برای مدل خطی شده در تمام نقاط کار یک کنترل کننده ی گوسی انتگرالی مرتبه دوم خطی (LQIG) که پارامترهای آن تابعی از سرعت موتور می باشد، طراحی و شبیه سازی شده است. در روش ارائه شده، می توان با کنترل دریچه هدر، میزان بوس تولیدی توسط توربوشارژ را در تمام دورهای موتور (به خصوص دورهای پایین و میانی) با دقت و سرعت بالایی کنترل نموده و در نتیجه توان و گشتاور تولیدی موتور را در این دورها بهبود بخشید. سیستم حلقه بسته در برابر نویز و عدم قطعیت مدل، شبیه سازی و ارزیابی گردید. نتایج ارزیابی نشان داد که این کنترل کننده در مقایسه با کنترل کننده های PID و LQR عملکرد بهتری داشته و در برابر عدم قطعیت در مدلسازی و نویز مقاومت بالاتری دارد.

**کلمات کلیدی:** موتور دیزل، دریچه هدر، کنترل کننده LQIG، مدل غیرخطی.

## Designing of LQIG method for controlling the wastegate of a turbocharged diesel engine to increase engine output power using experimental results of engine test chamber laboratory

Nematollah Ghahremani, Reza Mortazavi, Ali Ahmad barati

**Abstract:** In this paper, first, using a test set on a turbocharged diesel engine in the engine test room, a nonlinear model is obtained and it is linearized around several operation points. Then, for the linear models, a linear quadratic integral Gaussian controller (LQIG) with variable parameters as function of engine speed is designed and simulated. In the proposed method, by controlling the wastegate, the boost produced by the turbocharger can be controlled at all engine speeds (especially the lower and middle speeds) with high performance response, thereby improving the output power and engine torque in all speeds. The closed loop control system is simulated and evaluated in the presence of noise and model uncertainty. The simulation results show the better performance and higher robustness in comparison with PID and LQR controllers.

**Keywords:** Diesel engine, wastegate, LQIG controller, nonlinear model.

## ۱- مقدمه

وظیفه اصلی درجه هدر<sup>۱</sup> در موتورهای دیزل توربوشارژر کنترل فشار بوست (فشار هوای منیفولد ورودی) موتور می باشد. درجه هدر یک درجه کنترلی می باشد که دود آگروز را قبل از رسیدن به توربین توربوشارژر به بعد از توربین انتقال می دهد. درجه هدرهایی که امروزه بر روی موتورهای دیزل و بنزینی استفاده می شود بیشتر برای کاهش فشار بوست در دورهای بالا می باشد که یک کار معمول می باشد و کنترل آن به دو صورت مکانیکی و الکتریکی انجام می شود [۲و۱]. برای حالت درجه هدر الکتریکی، موتورسازهایی که معمولاً از این تکنولوژی بر روی موتورهای خود استفاده می کنند سازنده های ECU<sup>۲</sup> مانند شرکت Bosch آلمان، Delco آمریکا و Sagem فرانسه هستند که قسمت کنترل کننده آن را در ECU موتور در نظر می گیرند [۳] و ECU در زمان مناسب دستور لازم را برای کنترل درجه هدر به شیر الکتریکی برای باز و بسته شدن آن صادر می کند. از آنجایی که موتورهای دیزل در دورهای پایین و میانی از توان و گشتاور مناسبی برخوردار نمی باشد و همچنین دسترسی به ساختار ECU و برنامه های کنترل آن در کشور وجود ندارد، لذا در این مقاله، هدف طراحی کنترل کننده مناسب و مجزا از ECU موتور، برای کنترل باز و بسته شدن درجه هدر می باشد تا بوسیله آن بتوان در دورهای مختلف (به خصوص در دورهای پایین) بوست بیشتری را از کمپرسور توربوشارژر دریافت نموده و توان و گشتاور موتور را در این دورها ارتقاء داد. عبارتی دیگر اگر قرار است روی موتور، ECU قرار گیرد خود ECU می تواند درجه هدر را کنترل کند اما مشکل این جاست که دانش فنی ساخت ECU هنوز برای این موتورها بومی سازی نشده و از طرفی دغدغه جنگ الکترونیک برای از کار انداختن این ECU های وارداتی بخصوص در مصارف نظامی کماکان پابرجاست. از این رو در این مقاله سعی بر آن شده است که کنترل کننده ای مجزا از ECU به منظور افزایش توان و گشتاور برای موتورهای دیزل توربوشارژر شده طراحی و شبیه سازی گردد. شکل (۱) و شکل (۲) یک نمونه موتور احتراق داخلی به همراه درجه هدری که روی توربوشارژر قرار می گیرد را نشان می دهد.

بررسی مقالات نشان داده است که در برخی موارد، کنترل کننده هایی برای کنترل درجه هدر بطور مجزا طراحی شده است تا تنها فشار ورودی منیفولد را جهت حفاظت از سیستم توربوشارژر و موتور کنترل کند. در [۲] طراحی کنترل کننده به روش LQI<sup>۳</sup> برای کنترل فشار بوست برای یک موتور بنزینی در دورهای بالا (۳۰۰۰ تا ۴۰۰۰ دور بر دقیقه) انجام شده است. در [۵و۴] طراحی کنترل کننده به روش IMC<sup>۴</sup> برای کنترل فشار بوست

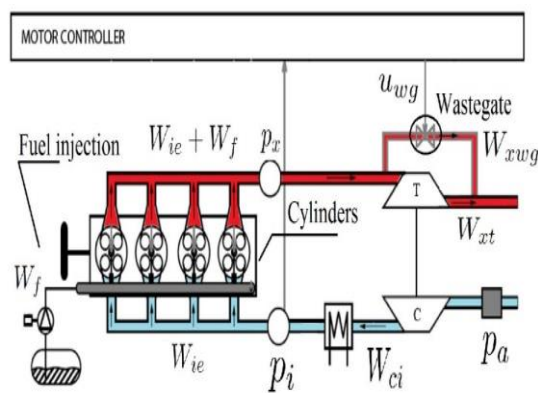
برای یک موتور بنزینی صورت پذیرفته است. این روش بر اساس مدل داخلی موتور و بصورت بازگشتی می باشد. در [۶] که نزدیک ترین مقاله از نظر مدلسازی با این پژوهش می باشد برای کنترل درجه هدر موتور دیزل توربوشارژر، دو نوع کنترل تطبیقی غیرمستقیم و کنترل مقاوم چندمتغیره  $H_{\infty}$  طراحی شده و با کنترل کننده PID<sup>۵</sup> مقایسه شده است. نتایج این پژوهش حاکی از عملکرد بهتر هر دوی آن، از نوع PID می باشد و کنترل کننده مقاوم، بهترین عملکرد را دارد ولی مشکل آن دامنه ورودی بزرگتر آن نسبت به روش تطبیقی است که امری نامطلوب است. در [۷] برای درجه هدر موتور دیزل توربوشارژر یک کنترل کننده خطی مرتبه دوم زمان گسسته تطبیقی طراحی شده است و برای کنترل دور موتور هم یک کنترل کننده PI در نظر گرفته شده است که حاصل این دو کنترل کننده منجر به ردیابی فشار ورودی منیفولد به مقدار مطلوب شده است. در [۸] با توجه به اینکه توربوشارژر آن مجهز به پره هایی با گام متغیر (VGT<sup>۶</sup>) و شیر گردش گاز خروجی (EGR<sup>۷</sup>) می باشد با طراحی کنترل کننده پیش بین مدل غیرخطی برای VGT و EGR، فشار بوست برای موتور دیزل با این نوع توربوشارژر کنترل شده است.

در کلیه این پژوهش ها در رابطه با این که چگونه با کنترل درجه هدر می توان، توان خروجی موتور دیزل توربوشارژر را افزایش داد بحثی نشده است. همچنین طراحی کنترل کننده به روش LQIG<sup>۸</sup> نخستین بار است که برای چنین سیستمی استفاده شده است. در این مقاله، به این سوال پاسخ داده می شود که چگونه با افزایش پاشش سوخت به داخل سیلندرها موتور و با استفاده از درجه هدر می توان توان خروجی موتور را در تمام دورها بخصوص در دورهای پایین به کمک کنترل فشار ورودی به منیفولد افزایش داد. در طراحی کنترل کننده برای درجه هدر، ابتدا مدل غیرخطی موتور دیزل توربوشارژر بدست آورده می شود که این مدل نیازمند پارامترهای تجربی است که از نتایج تست واقعی موتور در اتاق تست مجهز دریافت شده است و سپس این مدل حول ۷ نقطه کار خطی می گردد. برای کنترل این موتور از روش LQIG استفاده گردیده است. این کنترل کننده طوری طراحی شده است که برای تمامی نقاط کار جوابگو باشد. به همین خاطر پارامترهای آن برحسب سرعت موتور تنظیم گردیده است. این کنترل کننده پنج متغیر حالت دارد که یک متغیر در حلقه ی خارجی برای ردیابی سیگنال هدف و مابقی در فیلتر کالمن بکار رفته است. در حلقه خارجی یک انتگرال گیر وجود دارد که خطای حالت دائمی را به سمت صفر میل می دهد. این کنترل کننده در مقایسه با کنترل کننده های PID و LQR<sup>۹</sup> عملکرد بهتری داشته و مقاومت بالاتری در برابر عدم قطعیت در مدلسازی و نویز دارد.

<sup>۶</sup> Variable Geometry Turbine<sup>۷</sup> Exhaust Gas Recirculation\*<sup>۸</sup> Linear Quadratic Integral Gaussian<sup>۹</sup> Linear Quadratic Regulator<sup>۱</sup> Wastegate<sup>۲</sup> Electronic Control Unit<sup>۳</sup> Linear Quadratic integral<sup>۴</sup> Internal Model Controller<sup>۵</sup> Proportional- Integral- Derivative

پژوهش‌ها هیچ کدام از این موارد تعریف نشده است. در اتاق تست، موتور مورد نظر از طریق حسگرهای منصوب روی موتور و ارتباط ECU موتور با سامانه کنترل و مانیتورینگ بالادست موجود در اتاق تست در دوره‌های مختلف مورد ارزیابی قرار گرفت و اطلاعات مورد نیاز جهت مدل سازی بدست آمد. گفتنی است که بدون این دیتاها امکان بدست آوردن روابط تجربی که قبلاً اشاره شد وجود نداشت. بطور نمونه  $\eta_c$  تابعی از فشار ورودی منیفولد، فشار هوای محیط و دور توربوشارژر می باشد که برای بدست آوردن منحنی آن لازم است موتور در دورها و فشارهای مختلف تست شود تا این اطلاعات را بدست آورد.

در شکل (۳) شماتیکی از موتور دیزل توربوشارژر به همراه درجه هدر آورده شده است:



شکل ۳: ساختمان داخلی موتور دیزل توربو شارژ [۶]

کل فرآیند بدین گونه خواهد بود که هوا از فیلتر هوا به درون موتور مکش می گردد. سپس با عبور از کمپرسور فشار آن افزایش یافته و در نتیجه دبی بیشتری به درون سیلندر وارد می شود. هوا پس از این مرحله وارد خنک کن میانی می شود و در فشار ثابت، دمای آن کاهش می یابد. هوای فشرده و خنک شده قبل از ورود به سیلندرها وارد منیفولد ورودی می شود. مرحله جدید با ورود هوا به داخل سیلندر آغاز می شود. در این مرحله تزریق سوخت صورت می گیرد و این مقدار سوخت به علاوه هوای ورودی به منیفولد ورودی، تشکیل دبی جدید می دهد و این مقدار دبی، همان دبی خروجی از سیلندرها است. این دبی وارد منیفولد خروجی می شود. در گام بعد گاز سوخته شده در سیلندر وارد سیستم توربین می شود و بخشی از فشار آن برای تامین انرژی مورد نیاز برای بالا بردن فشار هوای ورودی مورد استفاده قرار می گیرد و بخشی دیگر توسط درجه هدر به خارج منتقل می شود. در نهایت گاز وارد سیستم خروجی می گردد که این قسمت نیز مانند منیفولدها بصورت حجم ثابت در نظر گرفته می شود [۱۵].

روابط استفاده شده در شبیه سازی به همراه نمادها و پارامترهای استفاده شده در آن به پیوست آورده شده است. ورودی مدل، میزان باز شدن درجه هدر  $u_{wg}$  است. اما در روابط میزان باز شدن واقعی این درجه یعنی



شکل ۱: یک نمونه موتور احتراق داخلی



شکل ۲: وست گیت در توربوشارژر

## ۲- عملکرد و مدلسازی موتور

مدلی که در شبیه سازی موتور مورد استفاده قرار می گیرد، باید دقت کافی و سادگی مورد نظر را داشته باشد تا بتوان از آن در عین سادگی و عدم پیچیدگی با اطمینان استفاده کرد. برای مدلی که در اینجا مورد استفاده قرار گرفته شده است، دبی جرمی ورودی به سیلندرها [۱۰ و ۹]، سرعت موتور [۱۱]، فشار ورودی و خروجی منیفولدها [۵ و ۱۲] و توان کمپرسور [۱۳] مدلسازی شده است. با توجه به موتور مورد مطالعه و حسگرهای نصب شده روی موتور، در ادامه مدلسازی آن آورده شده است که جهت تکمیل روابط ریاضی برای مدلسازی از [۱۴ و ۱۶] بهره برده شده است. شایان ذکر است که منابع اشاره شده جهت مدلسازی، تنها روابط ریاضی بین پارامترها را بیان کرده است و شامل روابط تجربی بدون داشتن نگاهت<sup>۱۰</sup> بین پارامترهای تجربی است که این امر مانع از مدلسازی سیستم می گردد. در این پژوهش این مقادیر از نتایج تست واقعی موتور در اتاق تست مجهز دریافت گردیده است. نتایج این تست منجر به بدست آوردن نگاهت‌های

$$\eta_c = f\left(\frac{P_i}{P_{amb}}, n_{tb}\right), \eta_v = f(N_e), \eta_t = f\left(\frac{P_x}{P_{amb}}, n_{tb}\right), \eta_i = f(N_e), M_L = f(Load, M_e)$$

که اساس اصلی مدلسازی همین نگاهت‌ها هستند که در مقالات و

<sup>10</sup> Mapping

جدول ۱: نتایج تست موتور در ۷ نمونه

$P_i$ (bar)	$P_x$ (bar)	$P_c$ (kw)	$N_e$ (RPM)	$W_f$ (kg/s)	$T_i$ (°K)	$T_x$ (°K)
1.65	1.6	22.2	1200	0.0123	401	940
2.026	1.94	45.7	1400	0.0166	431	940
2.41	2.35	78.3	1600	0.02	458	940
2.83	2.85	122	1800	0.026	484	950
3.165	3.29	167	2000	0.03	504	980
3.42	3.76	216	2200	0.035	521	1010
3.61	4.08	253	2400	0.039	533	1030

جدول ۲: مقدار پاشش سوخت جدید و فشار ورودی مطلوب

Sample	$N_e$ (RPM)	$W_f$ (kg/s)	reference $P_i$ (bar)
1	1200	0.013875	1.85021
2	1400	0.021542	2.27511
3	1600	0.025819	2.82748
4	1800	0.028362	3.42201
5	2000	0.031722	3.65675
6	2200	0.035365	3.88088
7	2400	0.039185	4.05886

### ۳- شبیه سازی مدل غیر خطی و خطی

در این بخش مدل غیر خطی و خطی موتور دیزل توربوشارژر در ۷ نمونه شبیه سازی خواهد شد و مقادیر با جدول (۱) جهت صحت گذاری مقایسه می گردد. شبیه سازی در دو وضعیت با مقادیر  $W_f$  ابتدایی در جدول (۱) و همچنین مقادیر  $W_f$  جدید ارائه شده در جدول (۲) بصورتی انجام شده است که کاربر هر ۲۰ ثانیه، ۲۰۰ دور بر دقیقه دور موتور را زیاد می کند تا دور موتور از ۱۲۰۰ دور بر دقیقه به ۲۴۰۰ دور بر دقیقه برسد. بسته بودن دریچه هدر معادل صفر و باز بودن کامل آن یک در نظر گرفته شده است. برای دو حالت زیر شبیه سازی انجام شده است:

- حالت اول- زمانی که دریچه هدر کاملاً بسته است.
  - حالت دوم- زمانی که دریچه هدر مطابق شکل (۶) می باشد.
- در حالت اول با مقادیر قبلی و جدید  $W_f$  که در جداول (۱) و (۲) آورده شده است شبیه سازی صورت گرفته است. با توجه به شکل (۵) مشخص است که  $W_f$  جدید توان خروجی موتور را بخصوص در دورهای پایین ارتقاء داده است. اما نکته حائز اهمیت مقدار فشار ورودی منیفولد است که بالاست و می تواند طبق شکل (۴) موجب سرج<sup>۱۱</sup> کمپرسور شود.

$X_{wg}$  اعمال شده است از این رو سیگنال ورودی همان میزان باز شدن واقعی دریچه هدر است. متغیرهای حالت آن فشار ورودی منیفولد  $P_i$ ، فشار خروجی از سیلندر  $P_x$ ، توان کمپرسور  $P_c$ ، میزان عملکرد واقعی دریچه هدر با توجه به قدرت عملکردها برای باز کردن دریچه هدر  $X_{wg}$  و سرعت زاویه موتور  $\omega_e$  می باشد. تغییر دور موتور تنها به میزان پاشش سوخت به داخل سیلندرها موتور  $W_f$  بستگی دارد و باز و بسته کردن دریچه هدر تاثیری روی آن ندارد؛ اما دیگر متغیرهای حالت با توجه به وضعیت دریچه هدر دستخوش تغییر هستند.

مقادیری که هنگام تست واقعی موتور از آن استنتاج شده است در جدول (۱) و مقادیر فشار ورودی مطلوب به ازای افزایش دبی جرمی سوخت پاشیده شده به داخل سیلندرها در جدول (۲) آمده است. برای خطی سازی سیستم با مقادیر جدول (۱) می بایست نقاط تعادل سیستم را با مساوی صفر قرار دادن معادلات غیر خطی بدست آورد و با جایگذاری آنها در معادلات حاصل از ژاکوبین به ماتریس های فضای حالت رسید. معادلات فضای حالت برای ۷ نمونه به پیوست آورده شده است و برای نمونه اول بصورت زیر است:

$$A_1 = \begin{bmatrix} -45.1187 & 0 & 50.1254 & 0 & -65767 \\ 62.7370 & -80.4877 & 0 & -1.8151 \times 10^7 & 97117 \\ 0 & 0.6048 & -1.0152 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.4251 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad C = [1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

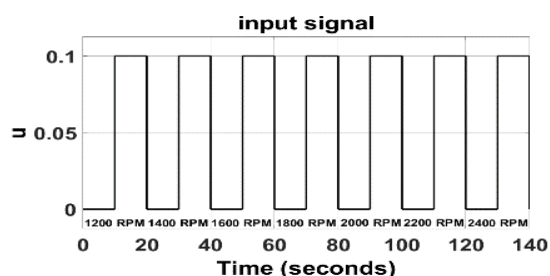
بخش حقیقی مقادیر ویژه سیستم خطی سازی شده برای هر ۷ نمونه منفی می باشد که نشان از پایداری سیستم دارد. مرتبه ماتریس A و ماتریس کنترل پذیری به صورت زیر است:

$$\text{rank}(A) = 5; \quad \text{rank}(\text{ctrb}(A, B)) = 4$$

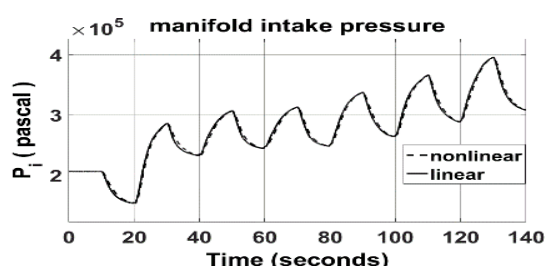
می بینیم که مرتبه ماتریس کنترل پذیری یکی کمتر از مرتبه ماتریس A است که این به دلیل عدم وابستگی دور موتور به ورودی یعنی باز شدن دریچه هدر است. پس از خطی سازی در ۷ نقطه، پایداری سیستم در این نقاط بررسی شده و معلوم گردید سیستم در این نقاط پایدار است و برای بررسی پایداری سیستم غیر خطی از شبیه سازی استفاده شده است. این سیستم در دوره های مختلف شبیه سازی شده و پایداری آن کاملاً بررسی گردیده است. گفتنی است انتخاب ۷ نقطه کاری با توجه به تقسیم بندی روی رک سوخت و میزان تغییرات به ازای هر واحد در نظر گرفته شده است و نقاطی هستند که در آنها موتور تغییرات محسوسی دارد. لذا نقاط میانی هر دو نقطه متوالی شرایط پیش بینی نشده ای را به دنبال ندارد لذا در این مقاله با انتخاب این ۷ نقطه بقیه نقاط نیز پوشش داده می شود.

<sup>11</sup> Surge

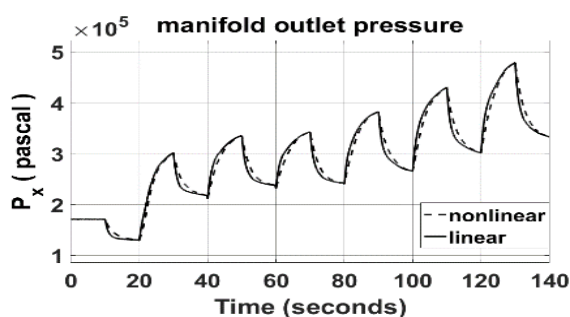
واضح است که با افزایش دور موتور فشار ورودی و خروجی منیفولد و توان کمپرسور افزایش و زمانی که دریچه هدر باز می شود همگی کاهش می یابند. شایان ذکر است تغییر وضعیت دریچه هدر هیچ تغییری روی دور موتور ایجاد نمی کند که علت آن عدم وابستگی دور موتور به میزان باز شدن دریچه هدر است.



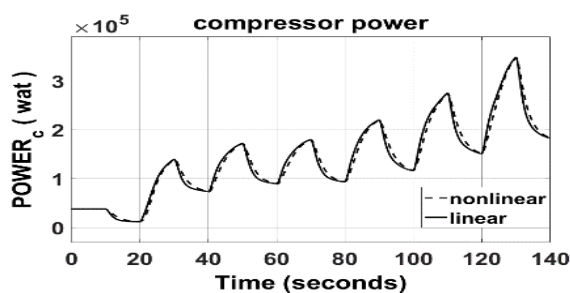
شکل ۶: سیگنال ورودی - میزان باز شدن دریچه هدر



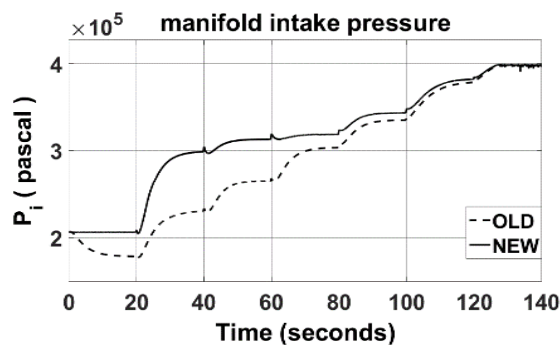
شکل ۷: فشار ورودی به منیفولد برای مدل غیرخطی و خطی



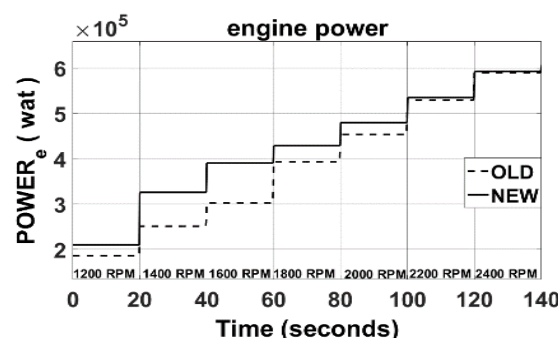
شکل ۸: فشار خروجی از منیفولد برای مدل غیرخطی و خطی



شکل ۹: توان کمپرسور برای مدل غیرخطی و خطی



شکل ۴: فشار ورودی به منیفولد به ازای  $W_f$  قبلی و جدید

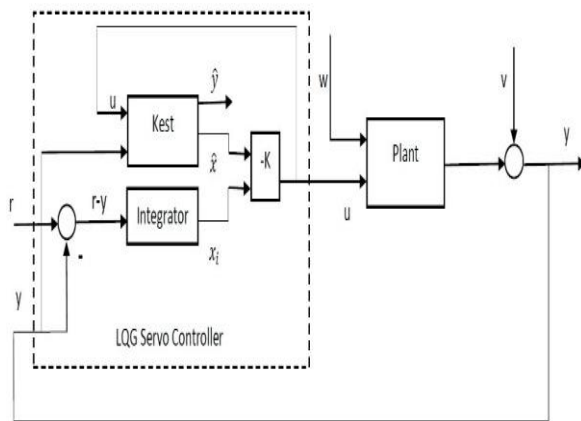


شکل ۵: توان خروجی موتور به ازای  $W_f$  قبلی و جدید

در صورتی که بتوان فشار ورودی به منیفولد را به مقادیر مطمئن جدول (۲) رساند، می توان این ادعا را کرد که توان خروجی موتور در یک شرایط ایمن ارتقاء یافته است. ابزار کنترلی برای رسیدن به این مهم وجود دریچه هدر قبل از توربین است که می بایست با طراحی کنترل کننده مناسب، میزان باز و بسته شدن آن را کنترل کرد و فشار و ورودی منیفولد را به مقادیر مطلوب رسانید. شایان ذکر است مقادیر نمودارها به ازای  $W_f$  قبلی، کاملاً با نتایج تست موتور که در جدول (۱) آورده شده است مطابقت دارد لذا می توان گفت مدل سازی سیستم نیز به خوبی صورت پذیرفته است.

در حالت دوم به شبیه سازی مدل خطی و مقایسه آن با مدل غیرخطی جهت صحت گذاری خطی سازی پرداخته شده است. برای این که ضمن مقایسه مدل خطی با مدل غیرخطی، تاثیر باز شدن دریچه هدر در هر دو مدل مشخص شود، سیگنال ورودی که همان باز شدن دریچه هدر است بصورت شکل (۶) در نظر گرفته شده و نتایج برای  $W_f$  جدید نمایش داده شده است. اشکال (۷) تا (۱۱) نشان می دهند که خطی سازی سیستم بخوبی صورت پذیرفته است و می توان گفت که مدل حاصل از خطی سازی تقریب خوبی از مدل واقعی است و در نهایت با توجه به اینکه نتایج هر دو مدل غیرخطی و خطی سازی شده متناسب با اطلاعات دریافت شده از موتور واقعی یعنی جدول (۱) است (در حالت هایی که دریچه هدر بسته است) می توان گفت مدل سازی نسبتاً دقیقی نیز صورت گرفته است. باز شدن دریچه هدر منجر به کاهش فشار ورودی و خروجی منیفولد و کاهش توان کمپرسور گردیده است. لذا می توان پیش بینی کرد که به کمک دریچه هدر می توان به فشار ورودی منیفولد مطلوب رسید.

از یک انتگرال گیر به سیستم اعمال می شود. به همین جهت در این پژوهش از عنوان LQIG بهره برده شده است بطوریکه در تعدادی از مراجع هم همچون [۱۸] از همین نام استفاده شده است. در شکل (۱۲) الگوریتم این کنترل کننده آمده است.

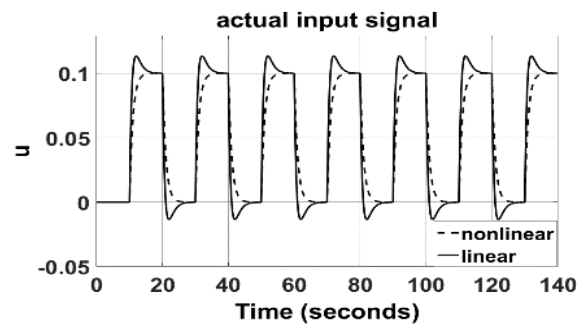


شکل ۱۲: الگوریتم کنترل کننده LQIG

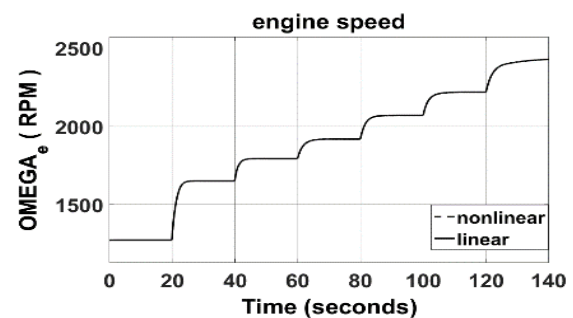
که در آن  $r$  خروجی مطلوب،  $w$  نویز فرآیند با میانگین صفر و کواریانس  $W = E\{w(t)w^T(t)\}$ ، نویز اندازه گیری با میانگین صفر و کواریانس  $V = E\{v(t)v^T(t)\}$  و بهره ای است که در این طراحی توسط روش LQI و به منظور حداقل کردن تابع هزینه زیر محاسبه می شود.

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (۱)$$

بلوک kest حاوی معادلات فضای حالت فیلتر کالمن می باشد. در این روش همانند روش LQR ماتریس های  $Q$  و  $R$  با توجه به تاثیری که روی خروجی از نظر سرعت پاسخ دهی، جهش پاسخ، کاهش تاثیر نویز حسگرها و دامنه ورودی لازم برای رسیدن به هدف دارد تعیین می شوند. مقادیر  $Q$  و  $R$  در روش LQR و LQI متفاوت بوده و در هر روش بهترین حالت های پاسخگویی با هم مقایسه شده است. واضح است که در این روش از تخمین حالت ها فیدبک گرفته شده است که در این مقاله این حالت ها با بطور مستقیم از طریق حسگر اندازه گیری می گردد مانند دور موتور، میزان باز بودن دریچه هدر، فشار هوای ورودی و خروجی و یا مانند توان کمپرسور از طریق محاسبه بدست می آید. خروجی و سیگنال کنترل هر ۳ روش PID، LQR و LQIG در زمان نمونه برداری ۲۰۰ میلی ثانیه در شکل (۱۳) و شکل (۱۴) نمایش داده شده است.



شکل ۱۰: باز شدن واقعی دریچه هدر برای مدل غیر خطی و خطی



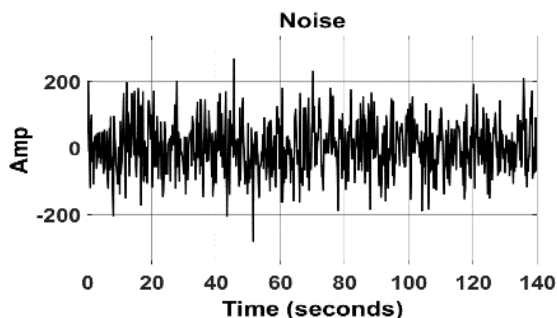
شکل ۱۱: دور موتور برای مدل غیر خطی و خطی

#### ۴- کنترل کننده LQIG

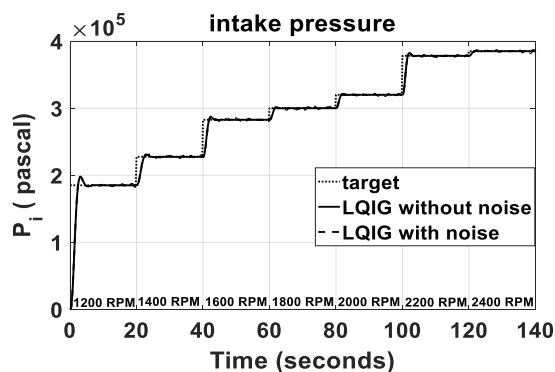
این روش بر اساس روش رگولاتور خطی مرتبه دوم LQR و انتگرال خطی مرتبه دوم LQI پایه ریزی شده است. در روش LQR فیدبک از خروجی بعد از مقایسه با مقدار مطلوب مستقیماً به سیستم اعمال می گردد اما در LQI این مقدار بعد از عبور از یک انتگرال گیر به سیستم داده می شود. در ادامه الگوریتمی آورده شده است که بتوان کنترل کننده ای که آغشته به نویز است را طراحی کرد. تفاوتی که این روش با روش های LQR و LQI دارد، در این است که بجای این که از حالت های اصلی سیستم برای طراحی کنترل کننده استفاده شود از تخمین آن ها توسط فیلتر کالمن استفاده شده است که می توان آن را کنترل کننده گوسی انتگرالی مرتبه دوم یا به اختصار LQIG نامید. در مراجع مختلف همچون [۱۶] این روش با عنوان  $LQIG^{12}$  و در برخی دیگر مانند [۱۷] این روش طراحی کنترل کننده تحت عنوان روش LQI با فیلتر کالمن بیان شده است. روش PID در [۱۹ و ۲۰] و روش LQR در [۲۱] بطور کامل تشریح شده است. از آنجا که روش LQG فیدبک خروجی را با مقدار مطلوب مقایسه می کند و اختلاف حاصل را بدون گذراندن از انتگرال گیر مستقیماً به سیستم اعمال می کند، نمی تواند تداعی کننده عنوان LQIG باشد چرا که در این روش سیگنال خطا بعد از گذراندن

<sup>12</sup> Linear Quadratic Gaussian

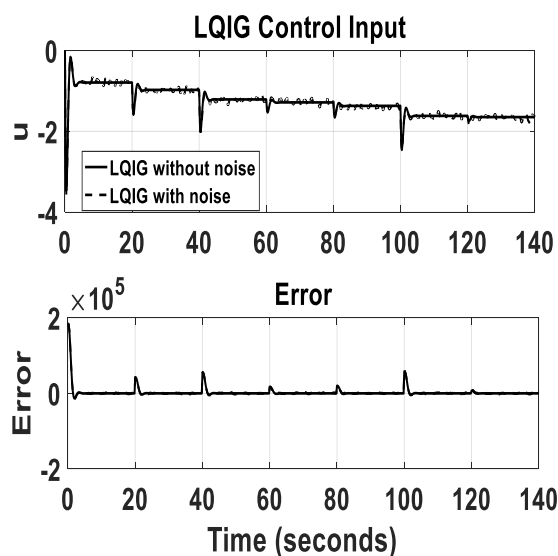
بصورت پیوسته افزایش می‌یابد و هیچگاه به یکباره در یک لحظه ۲۰۰ دور بر دقیقه دور موتور افزایش نمی‌یابد و لختی عملگرهای موتور هم برای برآورده کردن این خواسته دلیل دیگری برای عدم افزایش یکباره دور موتور است. لذا برای شبیه سازی در یک شرایط سخت گیرانه از یک تابع پله برای افزایش دور موتور استفاده شده است.



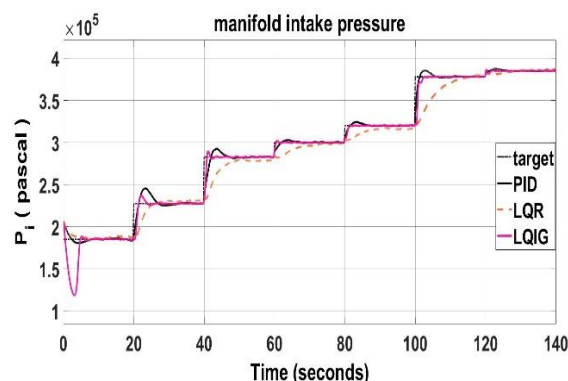
شکل ۱۵: نویز وارد شده به سیستم



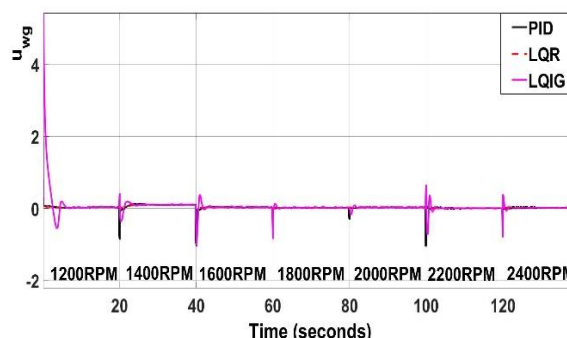
شکل ۱۶: خروجی کنترلر LQIG برای مدل خطی با و بدون نویز



شکل ۱۷: ورودی کنترل و خطای خروجی LQIG برای مدل خطی با و بدون نویز



شکل ۱۳: مقایسه خروجی کنترل کننده‌های PID، LQR و LQIG



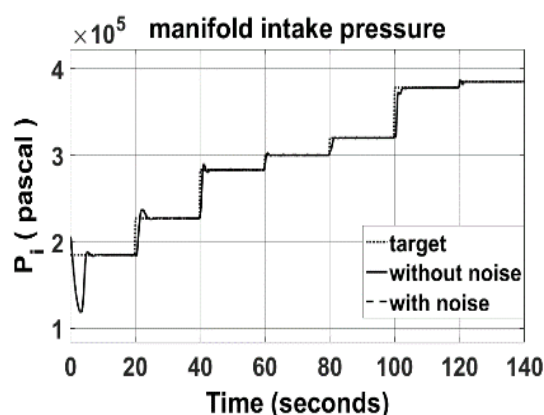
شکل ۱۴: مقایسه سیگنال کنترل کنترلرهای PID، LQR و LQIG

واضح است که دامنه ورودی کنترلی همگی تقریباً مشابه هم هستند، اما آنچه که در خروجی دیده می‌شود متفاوت است. بصورتی که کنترل کننده LQIG بهترین عملکرد و کنترل کننده LQR عملکرد ضعیفی را از خود نشان داده است که مهمترین علت آن این است که اختلاف خروجی مطلوب و خروجی فیدبک مستقیماً به سیستم اعمال می‌شود و این در حالی است که در LQIG این مقدار به یک انتگرال گیر اعمال گردیده و سپس به سیستم اصلی اعمال می‌شود. این موضوع بخصوص در حالت نهایی خود را نشان می‌دهد که همانطور که از شکل (۱۳) مشخص است LQR با خطای نسبتاً زیادی عمل ردیابی مقدار مطلوب را انجام داده است. گرچه کنترل کننده PID عملکرد بهتری از LQR داشته است، ولی در قیاس با LQIG سرعت پاسخگویی ضعیف تر و جهش پاسخ بیشتری دارد. کنترل کننده LQIG به خاطر تخمین حالت‌ها توسط فیلتر کالمن و حضور انتگرال گیر، خروجی نرم تر و مقاومت بیشتری در برابر نویز دارد.

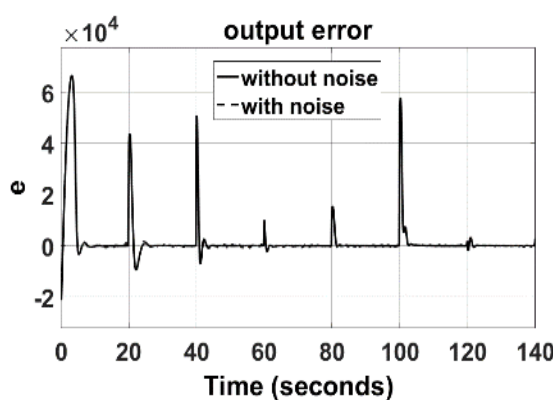
## ۵- طراحی کنترل کننده و شبیه سازی

در ادامه سیستم برای حالتی که کاربر هر ۲۰ ثانیه، ۲۰۰ دور بر دقیقه دور موتور را زیاد می‌کند تا دور موتور از ۱۲۰۰ دور بر دقیقه به ۲۴۰۰ دور بر دقیقه برسد، شبیه سازی شده است. گفتنی است افزایش دور موتور هر ۲۰ ثانیه آن هم بصورت یک تابع پله جزو بدترین شرایطی است که در شبیه سازی در نظر گرفته شده است و این درحالیست که افزایش دور موتور



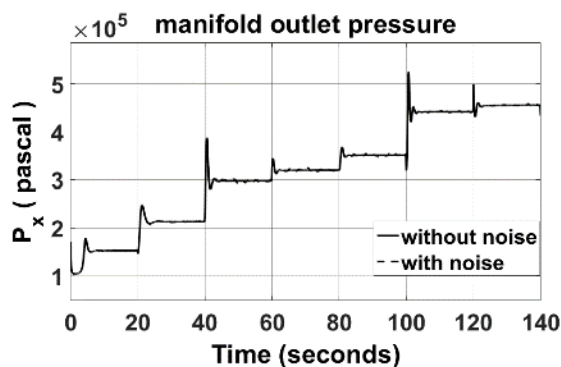


شکل ۱۹: خروجی LQIG: فشار ورودی به منیفولد برای مدل غیرخطی با و بدون نویز

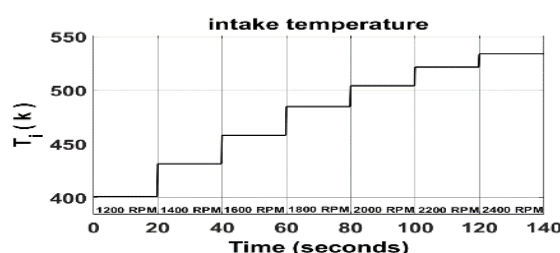
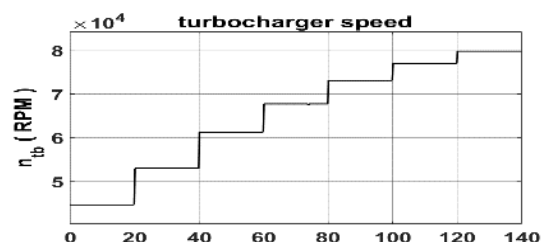
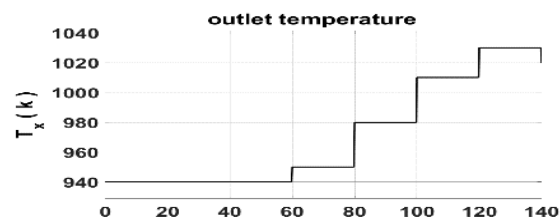


شکل ۲۰: خطای خروجی LQIG برای مدل غیرخطی با و بدون نویز

در این شبیه‌سازی‌ها بازه‌های زمانی کوچک و حدود ۲۰ ثانیه جهت تغییر دور موتور در نظر گرفته شده و با در نظر گرفتن این نکته که دور موتور قرار نیست به یک باره از مثلاً ۱۲۰۰ به ۱۴۰۰ دور بر دقیقه برسد و در این بین، دور موتور مقادیر دیگری نیز به خود می‌گیرد می‌توان این ادعا را کرد که کنترل‌کننده با درصد خطای کمی مقدار مطلوب را ردیابی می‌کند. شکل (۲۰) میزان خطای ردیابی را نشان می‌دهد. در شکل (۲۱) تا (۲۵) حالت‌های سیستم و میزان باز شدن واقعی دریچه هدر به تصویر کشیده شده است.



شکل ۲۱: فشار خروجی از منیفولد برای مدل غیرخطی با و بدون نویز

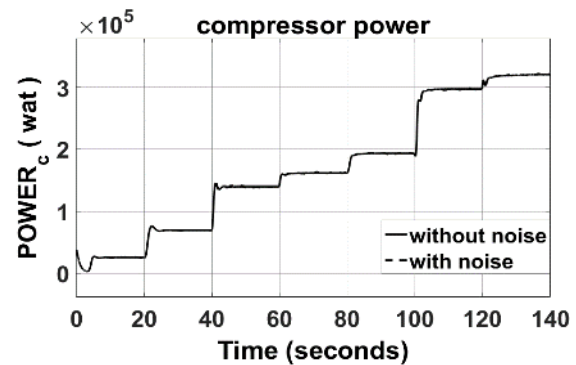
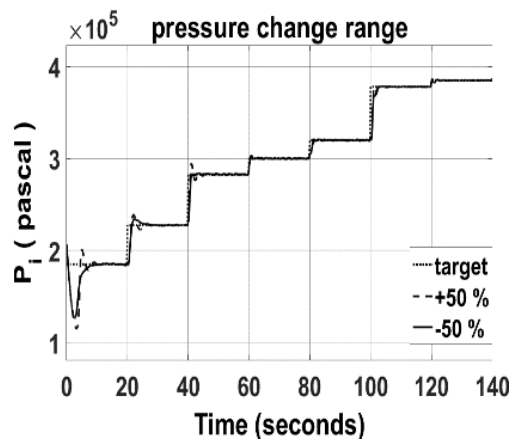


شکل ۱۸: مقادیر حسگرها برای دور ۱۲۰۰ تا ۲۴۰۰ دور بر دقیقه

افزایش دور با مقادیر  $W_f$  جدول (۲) صورت می‌پذیرد. دمای ورودی و خروجی منیفولد و دور توربوشارژر توسط حسگرهای مربوطه بصورت شکل (۱۸) اندازه‌گیری می‌شود. در شکل (۱۶) و شکل (۱۷) پاسخ سیستم با توجه به طراحی کنترل‌کننده LQIG برای سیستم خطی در حالت با نویز و بدون آن آمده است. هدف از طراحی نگه داشتن فشار ورودی منیفولد بصورت جدول (۲) با وجود نویز شکل (۱۵) می‌باشد.

با توجه به اینکه خطای ردیابی سیستم به صفر میل کرده است ردیابی خروجی به بهترین شکل صورت گرفته است و می‌توان گفت کنترل‌کننده برای سیستم خطی در حالتی که حتی نویز هم به سیستم اعمال شده است عملکرد بسیار خوبی دارد. حال کنترل‌کننده طراحی شده برای مدل خطی، برای مدل غیرخطی موتور بکار گرفته شده و شبیه‌سازی می‌گردد. نتایج شبیه‌سازی در اشکال (۱۹) تا (۲۵) آمده است.





شکل ۲۲: توان کمپرسور برای مدل غیرخطی با و بدون نویز

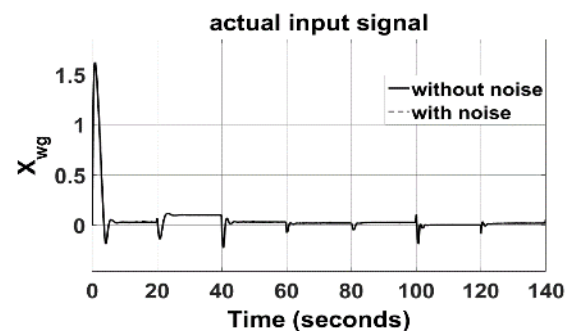
شکل ۲۶: محدوده تغییر خروجی (فشار منیفولد ورودی) به ازای تغییر مدل و وجود نویز

شکل (۲۳) میزان باز شدن واقعی دریچه هدر و شکل (۲۴) سیگنال کنترل ورودی می باشد که تقریباً برابر با شکل (۲۴) می باشد. همان طور که مشخص است دامنه ورودی، مناسب و در بازه تعریف شده برای آن است. با توجه به مقادیر حالت ها و ورودی حاصل می توان ادعا کرد که کنترل کننده LQIG به خوبی عمل کرده است. در شکل (۲۶) به منظور بررسی مقاومت کنترل کننده در برابر نامعینی ها، خروجی به ازای تغییر  $\pm 50\%$  درصدی مدل و در حضور نویز نمایش داده شده است.

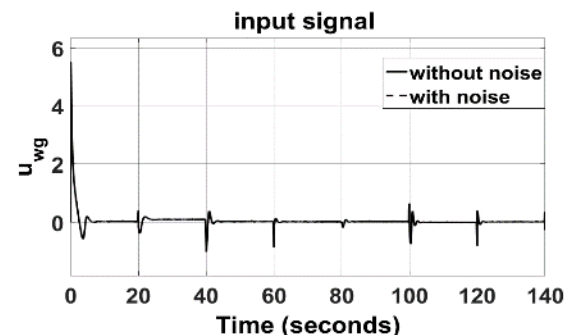
همان طور که از شکل (۲۶) مشخص است این کنترل کننده در شرایط سختی که هم نویز وجود دارد و هم مدلسازی دقیقی انجام نشده باشد باز هم بخوبی کار خود را انجام داده و این خبر از قابل اطمینان بودن این کنترل کننده دارد.

## ۶- نتیجه گیری

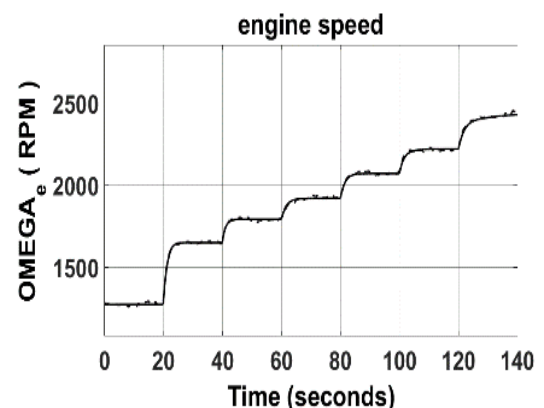
در این مقاله مدل غیرخطی موتور دیزل توربوشارژر بدست آمد و برای ۷ نقطه کار خطی شد. نتایج شبیه سازی مدل غیرخطی با نتایج حاصل از تست موتور مقایسه شد و صحت مدل سازی را نشان داد. پس از مدل سازی موتور، برای تمام نقاط کار موتور یک کنترل کننده ی گوسی انتگرالی مرتبه دوم خطی که پارامترهای آن تابعی از سرعت موتور می باشد، طراحی شد. با کنترل دریچه هدر، میزان بوست تولیدی توسط توربوشارژر در تمام دورهای موتور با دقت و سرعت بالایی کنترل و توان و گشتاور تولیدی موتور در این دورها بهبود یافت. نتایج شبیه سازی نشان داد که روش LQIG در قیاس با روش های PID و LQR دارای عملکرد بهتری بوده و در برابر نویز و نامعینی مدل مقاومت بیشتری دارد.



شکل ۲۳: باز شدن واقعی دریچه برای مدل غیرخطی با و بدون نویز



شکل ۲۴: سیگنال کنترل ورودی برای مدل غیرخطی با و بدون نویز



شکل ۲۵: دور موتور برای مدل غیرخطی با و بدون نویز

## مراجع

- compressor-power-based exhaust manifold pressure estimator for diesel engine air management," International Journal of Automotive Technology, Vol. 15, No. 2, pp. 191–201. (۲۰۱۴)
- [14] K.Rong, "Modeling of turbocharged spark ignited engine and model predictive control of hybrid turbocharger," A thesis presented to the graduate school of the university of florida in partial fulfillment of the requirements for the degree of master of science, 2014 .
- [۱۵] م. بهروزی، ا. شامخی، ع. طوسی، م. پلاور، "مدلسازی مقدار میانگین موتور دیزل به همراه توربو شارژر،" در شانزدهمین کنفرانس سالانه (بین المللی) مهندسی مکانیک ISME2008، ایران، کرمان، دانشگاه شهید باهنر، ۱۳۸۷.
- [16] A.Kalbat, "Linear Quadratic Gaussian (LQG) control of wind Turbines," 3rd International Conference on Electric Power and Energy Conversion Systems, Yildiz Technical University, Istanbul, Turkey, October 2-4, 2013
- [17] J.Shin, K.Nonami, D.Fujiwara and K.Hazawa, "Model-based optimal attitude and positioning control of small-scale unmanned helicopter," Robotica / Volume 23 / Issue 01 / January 2005, pp 51 - 63
- [18] M.S.Mahmoud, A.B.Koesdwiady, "Improved digital tracking controller design for pilot-scale unmanned helicopter," Journal of the Franklin Institute 349 (2012) 42–58 .
- [19] T.Hagglund, K.Astrom, PID Controllers: Theory, Design, and Tuning, ISA: The Instrumentation, Systems, and Automation Society, 1995 .
- [20] Graf, Jens, PID Control Fundamentals, CreateSpace Independent Publishing Platform, 2016 .
- [21] J.B. Moore, Optimal Control: Linear Quadratic Methods, Dover Publications; 91.12 edition, February 27, 2007.
- [1] p.Safarian, K.Bilen, M.Ceviz and A.Salimias, "Optimization of waste gate in the diesel engines with turbocharger," International Journal of Automotive Engineering Vol.6, Number 3, Sept 2016
- [2] A.Karnik, J.H.Buckland and J.S. Freudenberg, "Electronic Throttle and Wastegate Control for Turbocharged Gasoline Engines," American Control Conference June 8-10, 2005. Portland, OR, USA, 2005 .
- [3] M.Mansuri, "Automotive World," 30 June 2016. Available: <http://memra.blogfa.com/cat-89.aspx>.
- [4] A.Y.Karnik and M.Jankovik, "IMC based wastegate control using a first order model for turbocharged gasoline engine," American Control Conference Fairmont Queen Elizabeth, Montréal, Canada, 2012 .
- [5] Z.Qiu, J.Sun, M.Jankovik, M.Santilo, "Nonlinear internal model controller design for wastegate control of a turbocharged gasoline engine," Control Engineering Practice 46 (2016) 105–114
- [6] S.Samokhin, K. Zenger, "Robust and Adaptive Wastegate Control of Turbocharged Internal Combustion Engines," American Control Conference (ACC), 2014 .
- [7] N.E. Kahveci, S.T. Impram, A. Umut Genc, "Boost Pressure Control for a Large Diesel Engine with Turbocharger," American Control Conference (ACC), Portland, Oregon, USA, 2014 .
- [8] M.Huang, H.Nakada, K.Butts, I.Kolmanovsky, "Nonlinear Model Predictive Control of a Diesel Engine Air Path: A Comparison of Constraint Handling and Computational Strategies," IFAC-PapersOnLine 48-23 (2015) 372–379 .
- [9] L.Eriksson, J.Wahlström, and Klein, " Physical Modeling of Turbocharged Engines and Parameter Identification," Automotive Model Predictive Control (2010) , LNCIS 402, pp. 53–71 .
- [10] P.Andersson, "Air Charge Estimation in Turbocharged Spark Ignition Engines," Printed by LiU-Tryck, Linköping, Sweden, 2005 .
- [11] A.G.Kuznetsov, S.V.Kharitonov, D.S.Vornychyev, "A mathematical model of a diesel engine for simulation modelling of the control system," Global Journal of Pure and Applied Mathematics., 2016. Volume 12, Number 1 (2016), pp. 213-228
- [12] D.C.Manzie, "Input redundant internal combustion engine with linear quadratic Gaussian control and dynamic control allocation," The University of Melbourne, Melbourne, 2009. DCT doc.no.: 2009.023
- [13] H. Jin, S. Choi and S. Kim, "Design of a

## پیوست

## ب - جدول پارامترها و مقادیر مدلسازی

در این بخش کلیه پارامترهای مربوط به مدلسازی موتور دیزل توربوشارژر به همراه مقدار و واحد آن آورده شده است.

عنوان	نماد	واحد	مقدار
ثابت ویژه گاز ورودی	$R_i$	$J/kg^{\circ}k$	287.327
دمای ورودی مینیفولد	$T_i$	$^{\circ}k$	[-]
حجم مینیفولد ورودی	$V_i$	$m^3$	0.005
دبی جرمی خروجی از کمپرسور	$W_{ci}$	$kg/s$	[-]
دبی جرمی ورودی به سیلندرها	$W_{ie}$	$kg/s$	[-]
حجم جابجایی پیستون	$V_d$	$m^3$	0.012
سرعت زاویه ای موتور	$\omega_e$	$rad/s$	[-]
فشار ورودی مینیفولد	$P_i$	pascal	[-]
بازده حجمی	$\eta_v$	[-]	$f(N_e)$
دور موتور	$N_e$	RPM	[-]
تعداد سیکل انجام شده در هر دور میل لنگ	$V$	[-]	2
توان کمپرسور	$P_c$	$w$	[-]
گرمای ویژه	$C_p$	$J/kg^{\circ}k$	1003.5
دمای کمپرسور	$T_c$	$^{\circ}k$	[-]
دمای محیط	$T_{amb}$	$^{\circ}k$	300
فشار محیط	$P_{amb}$	pascal	$10^5$
بازده کمپرسور	$\eta_c$	[-]	$f(\frac{P_i}{P_{amb}}, n_{tb})$
نسبت گرمای ویژه ( $\frac{C_p}{C_v}$ )	$\gamma$	[-]	1.4
ثابت ویژه گاز خروجی	$R_x$	$J/kg^{\circ}k$	287.327
دمای خروجی مینیفولد	$T_x$	$^{\circ}k$	[-]
حجم مینیفولد خروجی	$V_x$	$m^3$	0.008
دبی جرمی پاشش سوخت	$W_f$	$kg/s$	[-]
دبی جرمی خروجی توربین	$W_{xt}$	$kg/s$	[-]
دبی جرمی خروجی درجه هدر	$W_{xwg}$	$kg/s$	[-]
مساحت توربین	$A_t$	$m^2$	$\pi D_t^2/4$
مساحت درجه هدر	$A_{wg}$	$m^2$	$\pi D_{wg}^2/4$
فشار خروجی مینیفولد	$P_x$	pascal	[-]
ثابت زمانی	$\tau$	$s$	0.985
بازده توربین	$\eta_t$	[-]	$f(\frac{P_x}{P_{amb}}, n_{tb})$
توان توربین	$P_t$	$w$	[-]

## الف - معادلات دینامیکی

در این بخش روابط ریاضی، جهت مدلسازی موتور دیزل توربوشارژر به صورت زیر آمده است [۱۴و۱۶].

$$\dot{P}_i(t) = \frac{R_i T_i}{V_i} (W_{ci} - W_{ie}) \quad (۱)$$

$$W_{ie} = \frac{V_d \omega_e P_i(t)}{V 2 \pi R_i T_i} \eta_v \quad \eta_v = f(N_e) \quad (۲)$$

$$W_{ci} = \frac{\eta_c P_c(t)}{T_a C_p \left[ \left( \frac{P_i(t)}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad \eta_c = f\left(\frac{P_i}{P_{amb}}, n_{tb}\right) \quad (۳)$$

$$\dot{P}_x(t) = \frac{R_x T_x}{V_x} (W_{ie} + W_f - W_{xt} - W_{xwg}) \quad (۴)$$

$$W_{xt} = A_t \frac{P_x(t)}{\sqrt{R_x T_x}} \psi\left(\frac{P_{amb}}{P_x}\right) \quad (۵)$$

$$W_{xwg} = A_{wg} X_{wg} \frac{P_x(t)}{\sqrt{R_x T_x}} \psi\left(\frac{P_{amb}}{P_x}\right) \quad (۶)$$

$$\psi = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( \left( \frac{P_{amb}}{P_x} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{P_{amb}}{P_x} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)}, & \frac{P_{amb}}{P_x} > r_c \\ \gamma^{\frac{1}{2}} \left[ \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \right], & \frac{P_{amb}}{P_x} \leq r_c \end{cases} \quad (۷)$$

$$r_c = \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (۸)$$

$$\dot{P}_c(t) = \frac{1}{\tau} (\eta_t P_t - P_c) \quad \eta_t = f\left(\frac{P_x}{P_{amb}}, n_{tb}\right) \quad (۹)$$

$$P_t = W_{xt} C_p T_x \left[ 1 - \left( \frac{P_x}{P_{amb}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right] \quad (۱۰)$$

$$\dot{x}_{wg}(t) = -X_{wg}(t) + u_{wg}(t) \quad (۱۱)$$

$$\dot{\omega}_e = \frac{1}{J} (M_{ind} - M_{fr} - M_l) \quad (۱۲)$$

$$M_{ind} = \frac{\eta_i W_f Q_{hv}}{\omega_e} \quad \eta_i = f(N_e) \quad (۱۳)$$

$$M_{fr} = \frac{f_{mep} V_d}{2 \pi V} \quad (۱۴)$$

$$M_l = \frac{Load \cdot P_{emax}}{\omega_e} f_l(load, N_e) \quad (۱۵)$$

$$f_{mep} = [C_1 + 48 \left( \frac{N_e}{1000} \right) + 0.4 S_p^2] \times 10^3 \quad (۱۶)$$

$$P_e = \eta_f W_{ci} Q_{HV} \left( \frac{F}{A} \right) = \eta_f Q_{HV} W_f \quad (۱۷)$$

$$T_e = \frac{P_e}{2 \pi N_e} \quad (۱۸)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad C = [1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$A_1 = \begin{bmatrix} -45.1187 & 0 & 50.1254 & 0 & -65767 \\ 62.7370 & -80.4877 & 0 & -1.8151 \times 10^7 & 97117 \\ 0 & 0.6048 & -1.0152 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.4251 \end{bmatrix}$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} -63.7097 & 0 & 38.5476 & 0 & -1.00320 \times 10^5 \\ 79.5346 & -80.4877 & 0 & -3.349 \times 10^7 & 1.37680 \times 10^5 \\ 0 & 0.8110 & -1.0152 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.3758 \end{bmatrix}$$

$$A_3 = \begin{bmatrix} -70.5271 & 0 & 33.8364 & 0 & -1.0820 \times 10^5 \\ 83.9606 & -80.4877 & 0 & -3.6292 \times 10^7 & 1.3768 \times 10^5 \\ 0 & 0.8640 & -1.0152 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.3269 \end{bmatrix}$$

$$A_4 = \begin{bmatrix} -75.9625 & 0 & 33.0903 & 0 & -1.1180 \times 10^5 \\ 86.9057 & -80.9147 & 0 & -3.7167 \times 10^7 & 1.3803 \times 10^5 \\ 0 & 0.8944 & -1.0152 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.2590 \end{bmatrix}$$

$$A_5 = \begin{bmatrix} -79.8112 & 0 & 32.2647 & 0 & -1.1688 \times 10^5 \\ 90.2023 & -82.1823 & 0 & -4.2116 \times 10^7 & 1.4313 \times 10^5 \\ 0 & 0.9525 & -1.0152 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.2106 \end{bmatrix}$$

$$A_6 = \begin{bmatrix} -84.6967 & 0 & 30.8915 & 0 & -1.2772 \times 10^5 \\ 94.7092 & -83.4307 & 0 & -4.9230 \times 10^7 & 1.5582 \times 10^5 \\ 0 & 1.0098 & -1.0152 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.1426 \end{bmatrix}$$

$$A_7 = \begin{bmatrix} -89.5669 & 0 & 29.5111 & 0 & -1.2802 \times 10^5 \\ 99.5472 & -84.2527 & 0 & -5.4207 \times 10^7 & 1.5564 \times 10^5 \\ 0 & 1.0451 & -1.0152 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.0856 \end{bmatrix}$$

دمای توربین	$T_t$	$^{\circ}k$	[-]
سیگنال کنترل واقعی	$X_{wg}$	[-]	$\in [0, 1]$
سیگنال کنترل مطلوب	$u_{wg}$	[-]	$\in [0, 1]$
اینرسی میل لنگ	J	$kg.m^2$	27.5
ارزش حرارتی سوخت	$Q_{hv}$	$J/kg$	$42 \times 10^6$
گشتاور نشان داده شده	$M_{ind}$	$N.m$	[-]
گشتاور حاصل از اصطکاک	$M_{fr}$	$N.m$	[-]
گشتاور مورد نیاز برای بار	$M_l$	$N.m$	[-]
تابع نسبت فشار	$\psi(.)$	[-]	[-]
بار روی شفت	LOAD	%	100
ماکزیمم توان موتور	$P_{emax}$	w	$671.13 \times 10^3$
بازده حرارتی	$\eta_i$	[-]	$f(N_e)$
تابع گشتاور حاصل از بار	$f_l(.)$	[-]	[-]
مقدار تجربی	$C_1$	$k.pascal$	75
طول ضربه پیستون	$S_p$	m	0.159
نسبت فشار بحرانی	$r_c$	[-]	[-]
دور توربوشارژ	$n_{tb}$	$rad/s$	[-]
فشار بعد از کمپرسور	$p_{cmp}$	pascal	[-]
توان خروجی موتور	$P_e$	wat	[-]
گشتاور موتور	$T_e$	N.m	[-]
ضریب بازدهی سوخت	$\eta_f$	[-]	0.36

### ج - ماتریس‌های فضای حالت مدل خطی شده

در این قسمت مدل غیرخطی موتور دیزل توربوشارژ در هفت نقطه کاری

خطی شده است که ماتریس‌های فضای حالت آن به صورت زیر می‌باشد.

ماتریس‌های B، C و D برای هر ۷ نمونه مشابه هم هستند و ماتریس A

بصورت زیر می‌باشد.