

## SIMULASI KENDALI TEKANAN KOMPRESOR PADA *ELECTRICALLY ASSISTED TURBOCHARGER* DENGAN METODE *PI-GAIN SCHEDULING*

Miftahuddin Arsyahadij<sup>\*)</sup>, Iwan Setiawan, dan Yuli Christyono

Departemen Teknik Elektro, Universitas Diponegoro  
Jl. Prof. Sudharto, SH, Kampus UNDIP Tembalang, Semarang 50275, Indonesia

<sup>\*)E-mail: marsyahadij@gmail.com</sup>

### Abstrak

Mayoritas dari mobil-mobil berpenumpang didesain sehingga memiliki performa yang handal, hemat bahan bakar, dan rendah emisi gas buang. Dalam hal kemampuan sebuah mobil mampu mengatasi berbagai medan jalan yang ada maka performa yang handal menjadi fokus dari pengembangan mobil-mobil saat ini. Beberapa cara untuk meningkatkan performa dari *SI engine* adalah variasi pemilihan bahan bakar, mengubah rasio kompresi mesin, mengubah nilai *air to fuel ratio* (AFR), dan menggunakan *turbocharger*. *Turbocharger* merupakan salah satu cara yang terbaik. *Turbocharger* juga memiliki kelemahan apabila diterapkan di *SI engine* yaitu terjadinya kondisi *turbo lag*. Penelitian ini merancang sistem kendali yang pada EAT untuk meminimalkan *turbo lag* pada *turbocharger*. Metode sistem kendali yang digunakan ada PI-Adaptif. Kendali PI akan mengendalikan agar sistem memiliki respon yang cepat dan stabil. Kendali adaptif akan mengatasi parameter atau variabel sistem yang berubah berdasarkan waktu (*time varying*).

*Kata kunci: turbocharger, PI-Adaptif, SI engine, turbo lag*

### Abstract

The majority of the passenger cars are designed to have reliable performance, fuel efficiency, and low exhaust emissions. In terms of the ability of a car able to overcome various existing road terrain, the reliable performance becomes the focus of the development of the cars today. Some ways to improve the performance of *SI engines* are variations in fuel selection, changing *engine* compression ratio, changing the value of air to fuel ratio (AFR), and using *turbocharger*. *Turbocharger* is one of the best ways. *Turbocharger* also has a weakness when applied in the *SI engine* that the occurrence of turbo lag conditions. This research designs the EAT control system to minimize turbo lag on the *turbocharger*. Method of control system used PI-Adaptif. PI control will control the system to have a fast and stable response. Adaptive control overcomes the parameters or system variables that change by time (*time varying*).

*Keywords: turbocharger, PI-Adaptive, SI engine, turbo lag*

## 1. Pendahuluan

Industri otomotif merupakan salah satu industri terbesar di Indonesia. Berdasarkan data dari Badan Pusat Statistik (BPS) Indonesia jumlah kendaraan bermotor terutama mobil berpenumpang mencapai 13.480.973 buah pada tahun 2015 [1]. Mayoritas dari mobil-mobil berpenumpang tersebut didesain sehingga memiliki performa yang handal, hemat bahan bakar, dan rendah emisi gas buang. Dalam hal kemampuan sebuah mobil mampu mengatasi berbagai medan jalan yang ada maka performa yang handal menjadi fokus dari pengembangan mobil-mobil saat ini. Penelitian sebelumnya dilakukan untuk meningkatkan performa mesin bensin atau *spark ignition engine* (*SI engine*) untuk mampu mengatasi berbagai medan jalan yang ada. Beberapa cara untuk meningkatkan performa dari *SI engine* adalah variasi pemilihan bahan bakar[2], mengubah rasio kompresi mesin[3], mengubah nilai *air to fuel ratio* (AFR)[4], dan menggunakan *turbocharger*[5].

Berdasarkan cara-cara peningkatan performa *SI engine*, variasi nilai AFR dan menggunakan *turbocharger* merupakan cara yang termudah untuk diaplikasikan. Variasi pemilihan bahan bakar seperti pada Pai [2] memerlukan perbaikan infrastruktur terutama pada stasiun pengisian bahan bakar. Perubahan rasio kompresi yang dirancang oleh Thomas [3] memerlukan perubahan rancangan *SI engine*. Metode perubahan nilai AFR seperti pada Nugraha [4] mudah untuk diaplikasikan namun mengubah nilai AFR dari nilai stoikiometrinya akan berdampak emisi gas buang yang menyebabkan kendaraan tidak sesuai dengan standar emisi gas buang yang telah ditetapkan.

*Turbocharger* atau *supercharger* memiliki kelebihan mampu memberikan peningkatan performa yang lebih signifikan daripada metode yang lain. *Turbocharger* juga memiliki kelemahan apabila diterapkan di *SI engine* yaitu terjadinya kondisi knocking dan *turbo lag*. *Knocking*

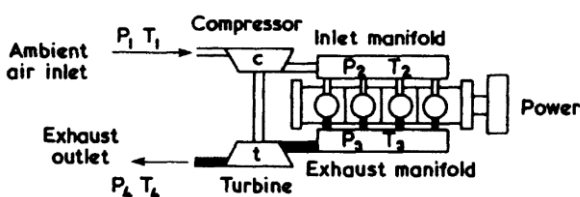
terjadi ketika rasio kompresi yang berpengaruh pada suhu yang telah mencapai tingkat suhu yang tinggi sehingga bahan bakar yang seharusnya tidak terbakar, terbakar sebelum terdapat percikan api. Dalam hal ini pembakaran terlalu dini dan menyebabkan kerusakan kepala silinder dan piston. *Knocking* mudah terjadi pada *SI engine* daripada mesin diesel karena bahan bakar bensin memiliki flash point yang lebih rendah ( $-45^{\circ}\text{C}$ ) daripada bahan bakar diesel yang memiliki flash point ( $55^{\circ}\text{C}$ ) [6]. *Turbocharger* menghasilkan udara bertekanan, udara bertekanan akan menyebabkan peningkatan suhu yang berdampak pada mudah terbakarnya bahan bakar bensin. *Knocking* dapat diatasi dengan penambahan *intercooler* untuk menurunkan suhu tinggi keluaran dari *turbocharger*. *Turbo lag* yaitu waktu yang dibutuhkan oleh mesin untuk mencapai kecepatan yang dibutuhkan setelah pengemudi menekan pedal pegas [7]. Salah satu cara untuk meminimalkan turbo lag adalah dengan *electrically assisted turbocharger* [8]. *Electrically assisted turbocharger* (EAT) adalah motor listrik yang berkerja apabila putaran mesin rendah maka EAT akan memberikan tambahan tekanan agar tekanan dorongan konstan, sehingga meningkatkan daya yang dihasilkan oleh mesin pada putaran mesin rendah.

Penelitian ini merancang sistem kendali yang pada EAT untuk meminimalkan turbo lag pada *turbocharger*. Metode sistem kendali yang digunakan ada PI-Adaptif. Kendali PI akan mengendalikan agar sistem memiliki respon yang cepat dan stabil. Kendali adaptif akan mengatasi parameter atau variabel sistem yang berubah berdasarkan waktu (*time varying*). Hasil dari sistem kendali akan diuji *transient response*, *integral square error* (ISE), dan tanggapan keadaan tunak (*steady-state response*) serta dibandingkan dengan sistem kendali PI konvensional.

## 2. Metode

### 2.1. Turbocharger

*Turbocharger* menggunakan energi gas buang panas dari mesin untuk menggerakkan kompresor *supercharging* [9]. Prinsip kerja dari *turbocharger* adalah menggunakan gas buang untuk menggerakkan turbin yang akan menggerakkan kompresor *supercharger*. Kompresor dan turbin merupakan unit mandiri tanpa hubungan mekanis dengan mesin selain ducting untuk udara bertekanan dan gas buang. Rancangan mesin dengan turbocharger dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Mesin dengan *turbocharger*

### 2.1.1. Model tekanan turbocharger

Tekanan turbin dan kompresor pada *turbocharger* dimodelkan berdasarkan persamaan gas ideal [10]. Tekanan dimodelkan berdasarkan perbedaan laju aliran massa yang masuk dan meninggalkan sistem. Model tekanan turbin dan kompresor ditunjukkan pada persamaan (1) dan persamaan (2).

$$p_t = \frac{R \cdot T_t}{V_t} \int (\dot{m}_t - \dot{m}_{em}) dt \quad (1)$$

$$p_c = \frac{R \cdot T_c}{V_c} \int (\dot{m}_{af} - \dot{m}_c) dt \quad (2)$$

Dengan :

- $p_t$  = tekanan turbin (Pa)
- $p_c$  = tekanan kompresor (Pa)
- $T_t$  = temperatur turbin (K)
- $T_c$  = temperatur kompresor (K)
- $\dot{m}_t$  = laju aliran massa pada turbin ( $\text{kg s}^{-1}$ )
- $\dot{m}_c$  = laju aliran massa pada kompresor ( $\text{kg s}^{-1}$ )
- $\dot{m}_{af}$  = laju aliran massa pada tapis udara ( $\text{kg s}^{-1}$ )
- $\dot{m}_{em}$  = laju aliran massa pada *exhaust manifold* ( $\text{kg s}^{-1}$ )
- $V_t$  = volume turbin ( $\text{m}^3$ )
- $V_c$  = volume kompresor ( $\text{m}^3$ )
- $R$  = konstanta gas spesifik ( $\text{J K kg}^{-1}$ )

### 2.1.2. Model laju aliran massa

Model laju aliran massa turbin dan kompresor dimodelkan berdasarkan penelitian Wahlstrom [11]. Model Laju aliran massa turbin dan kompresor ditunjukkan pada persamaan (3) dan (4).

$$\dot{m}_t = \frac{C_d A p_{em} f_{\Pi t}}{\sqrt{RT_{em}}} \quad (3)$$

$$\dot{m}_c = \frac{p_{af} \pi r_c^3 \omega_{tc}}{RT_{af}} \Phi_c \quad (4)$$

Dengan :

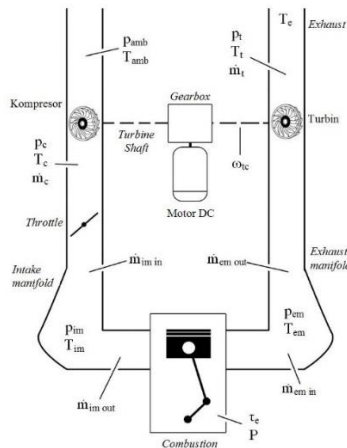
- $A$  = Luas penampang turbin
- $C_d$  = koefisien *discharge*
- $f_{\Pi t}$  = fungsi rasio tekanan
- $T_{em}$  = Temperatur *exhaust manifold* (K)
- $\dot{m}_t$  = laju aliran massa pada turbin ( $\text{kg s}^{-1}$ )
- $\dot{m}_c$  = laju aliran massa pada kompresor ( $\text{kg s}^{-1}$ )
- $p_{af}$  = tekanan tapis udara (Pa)
- $T_{af}$  = temperatur tapis udara (Pa)
- $r_c$  = jari-jari kompresor (m)
- $\Phi_c$  = koefisien aliran volumetrik (-)

Model pada persamaan (3) dan persamaan (4) merupakan model turbocharger dengan *variable geometry turbocharger*. Pada penelitian ini, *variable geometry*

turbocharger tidak digunakan untuk penyederhanaan model.

2.2. Electrically Assisted Turbocharger (EAT)

Skema plant SI engine dengan EAT ditunjukkan pada Gambar (2).



Gambar 2. Skema plant SI engine dengan EAT.

- $p_{amb}$  = tekanan ambient (Pa)
- $p_{im}$  = tekanan intake manifold (Pa)
- $p_{em}$  = tekanan exhaust manifold (Pa)
- $T_{im}$  = Temperatur intake manifold (K)
- $T_{em}$  = Temperatur exhaust manifold (K)
- $T_e$  = Temperatur exhaust (K)
- $\dot{m}_{im\ in}$  = laju aliran massa masuk ke intake manifold (kg s<sup>-1</sup>)
- $\dot{m}_{im\ out}$  = laju aliran massa keluar dari intake manifold (kg s<sup>-1</sup>)
- $\dot{m}_{em\ in}$  = laju aliran massa masuk ke exhaust manifold (kg s<sup>-1</sup>)
- $\dot{m}_{em\ out}$  = laju aliran massa keluar dari exhaust manifold (kg s<sup>-1</sup>)
- $\omega_{tc}$  = kecepatan sudut turboshaft (rad s<sup>-1</sup>)
- $\tau_e$  = torsi mesin (Nm)
- $P$  = daya mesin (watt)

Pada penelitian ini, sistem EAT yang dirancang tidak dilengkapi *blow off valve* dan *waste gate* untuk penyederhanaan model. Pada sistem yang dirancang, motor DC berperan sebagai aktuator tambahan dimana torsi motor menjadi torsi bantu untuk memutar *turboshaft*. Gearbox yang menghubungkan motor DC pada *turboshaft* dimodelkan sebagai *summing point*.

2.3. Sistem Kontrol EAT

2.3.1. Konversi Tekanan Kompresor ke Torsi Motor DC

Kontrol tekanan kompresor dilakukan dengan mengontrol torsi dari motor DC. Langkah ini dapat dilakukan dengan

melakukan konversi dari galat tekanan kompresor menjadi torsi motor DC. Konversi dari galat tekanan kompresor menjadi torsi menggunakan faktor pengali atau gain. Sebelum nilai galat tekanan kompresor dikalikan dengan gain konversi, sebelumnya dilakukan saturation untuk membatasi nilai galat yang akan dikonversi. Saturation membatasi nilai galat dari tekanan kompresor yaitu dari 10.000 Pa sampai -10.000 Pa (batas galat yang yang dapat ditoleransi berdasarkan Watson pada[9]). Pembatasan dari saturation ini bertujuan untuk mempercepat respon sistem. Nilai gain didapatkan dari perbandingan nilai maksimal torsi dengan nilai maksimal galat tekanan kompresor di awal waktu ( $t_0$ ). Nilai maksimal torsi yang akan dikontrol yaitu dari 1,5 Nm sampai -1,5 Nm. Nilai negatif dari torsi diartikan sebagai torsi lawan. Nilai maksimal galat tekanan adalah 80.000 Pa sampai -80.000 Pa (*setpoint* tekanan kompresor 180.000 Pa dan kondisi awal tekanan kompresor 100.000 Pa), namun setelah melewati saturation menjadi 10.000 Pa sampai -10.000 Pa. Berdasarkan nilai maksimal torsi dan galat tekanan kompresor maka didapatkan nilai gain  $1,5 \cdot 10^{-4}$ .

2.3.2. Kontrol PI-Adaptif

Penelitian ini menggunakan PI sebagai kontroler utama. Gain scheduling digunakan untuk merubah nilai parameter gain proporsional dan integral berdasarkan perubahan kondisi operasi. Perubahan kondisi didasarkan pada perubahan RPM pada mesin. Tabel 3.2 Menunjukkan penjadwalan parameter PI pada masing-masing kondisi.

Tabel 1. Penjadwalan nilai parameter PI

Kondisi	$K_p$	$K_i$
2000 rpm	25.000	15
4000 rpm	30.000	10
6000 rpm	85.000	7

Berdasarkan Tabel 1, nilai  $K_p$  dan  $K_i$  akan menyesuaikan kondisi yang ada. Apabila nilai rpm mesin berada di antara dua kondisi maka akan menggunakan hubungan interpolasi linear. Interpolasi linear atau pendekatan akan membantu menentukan kondisi pada nilai rpm yang berada di antara dua kondisi. Nilai parameter gain proporsional dan integral diperoleh melalui metode trial and error dengan melihat respon keluaran dari system pada saat rising time, settling time, dan steady state.

3. Hasil dan Analisa

Pengujian pada penelitian ini dilakukan dalam tiga tahap yaitu pengujian tanpa gangguan, pengujian dengan gangguan positif, dan pengujian dengan gangguan negatif pada SI engine dengan *electrically asisted turbocharger* (EAT). Pengujian mengambil data respon keluaran dengan time sample 15 detik. Pengujian tanpa gangguan dilakukan untuk mengetahui respon transien sistem dan performa sistem secara umum dalam mengatasi *turbo lag* awal.

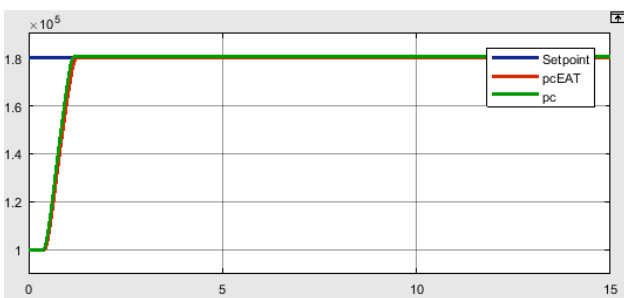
Pengujian dengan gangguan positif dilakukan untuk mengetahui performa sistem untuk mengatasi turbo lag apabila sistem diberi gangguan positif berupa sudut bukaan *throttle* yang diperbesar seperti pada saat kendaraan berakselerasi.

Selain pengujian dengan variasi gangguan, pengujian akan dilakukan pada sistem EAT yang memiliki metode kontrol PI dan PI adaptif. Kedua metode kontrol akan dibandingkan untuk melihat efektivitas dari sistem adaptif apabila dibandingkan dengan metode kontrol PI konvensional. Variasi masukan kecepatan mesin dengan nilai 2.000 rpm, 4.000 rpm, dan 6.000 rpm. Variasi kecepatan mesin dianggap konstan karena model SI *engine* yang digunakan tidak menggunakan sistem transmisi. Variasi masukan sudut bukaan *throttle* yaitu 15°, 30°, 45°, 60°, dan 90°.

Kontrol PI konvensional yang akan digunakan memiliki nilai parameter yaitu gain proporsional 120.000 dan integral 20. Nilai ini didapatkan dengan metode *trial and error* dengan melihat respon keluaran dari sistem pada saat *rising time*, *settling time*, dan *steady state*.

**3.1. Pengujian Tanpa Gangguan**

Pada pengujian ini dilakukan pada 3 variasi engine speed dengan 5 variasi sudut bukaan *throttle* pada tiap variasi engine speed. Variasi engine speed dilakukan dengan nilai engine speed 2.000 rpm, 4.000 rpm, dan 6.000 rpm, sedangkan variasi bukaan *throttle* dilakukan pada 15°, 30°, 45°, 60°, dan 90°.



**Gambar 3. Respon keluaran tekanan kompresor pada kecepatan mesin 2.000 rpm, sudut bukaan *throttle* 15°, dan tanpa gangguan**

Berdasarkan Gambar 3 pc dan pcEAT mencapai *setpoint* 180.000 hampir bersamaan. Namun pc sedikit lebih cepat daripada pcEAT. Galat dari kedua sistem tidak jauh berbeda dan mendekati *setpoint* yang telah ditetapkan. Kedua metode kontrol memiliki performa yang baik dikarenakan turbo lag kurang dari 5 detik dan galat masih dalam batas yang ditoleransi yaitu 10.000 Pa. Hasil pengujian variasi sudut bukaan *throttle* pada variasi lain ditunjukkan pada Tabel 2.

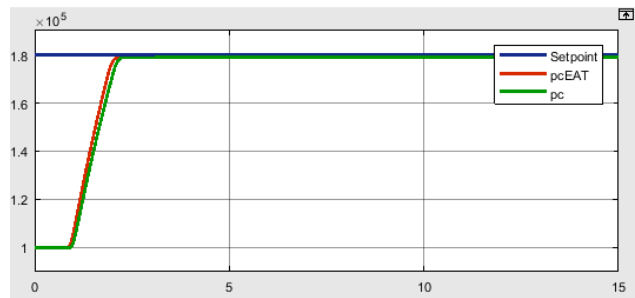
**Tabel 2. Hasil pengujian tekanan kompresor tanpa gangguan**

Sistem Kontrol	pc Keadaan Tunak (Pa)	Galat Keadaan Tunak (Pa)	ISE (x10 <sup>9</sup> )	Settling time (s)
2.000	pcEAT	-76	5.469	1.46
2.000	pc	-370	5.187	1.4
4.000	pcEAT	884	7.597	1.97
4.000	pc	807	8.072	2.12
6.000	pcEAT	-67	8.907	2.34
6.000	pc	-429	9.512	2.74
Rata-rata	pcEAT	342.3	7.324	1.90
Rata-rata	pc	535.3	7.590	2.10

Berdasarkan Tabel 2 didapatkan bahwa pcEAT memiliki nilai galat, ISE, dan *settling time* yang lebih kecil daripada pc. Hal ini menunjukkan bahwa performa PI-Adaptif lebih baik daripada PI dalam kondisi tanpa gangguan.

**3.2. Pengujian dengan Gangguan Positif**

Pada pengujian gangguan positif, sistem akan diberikan gangguan berupa sudut bukaan *throttle* yang diperbesar pada waktu tertentu. Gangguan ini akan menyebabkan tekanan kompresor akan turun. Pengujian akan melihat bagaimana respon keluaran sistem pada variasi kecepatan mesin, variasi sudut bukaan *throttle*, dan variasi gangguan. Variasi kecepatan akan dilakukan di 2.000 rpm, 4.000 rpm, dan 6.000 rpm. Variasi sudut bukaan awal *throttle* pada 15°, 30°, 45°, dan 60°. Variasi gangguan yaitu 15°, 20°, dan 25°.



**Gambar 4. Respon keluaran tekanan kompresor pada kecepatan mesin 4.000 rpm, sudut bukaan *throttle* 30°, dan gangguan positif 20°**

Berdasarkan Gambar 4, kedua sistem mampu meredam atau mengkompensasi gangguan yang terjadi. Ketika terjadi gangguan positif (*throttle* terbuka lebih besar) saat akselerasi kendaraan, maka akan terjadi tekanan jatuh (*pressure drop*). Langkah untuk mengatasi hal ini adalah dengan mempercepat kecepatan *turboshaft* dengan meningkatkan torsi motor DC. Hasil pengujian variasi sudut bukaan *throttle* pada variasi lain ditunjukkan pada Tabel 3.

**Tabel 3. Hasil pengujian tekanan kompresor dengan gangguan positif**

Sistem Kontrol	pc Keadaan Tunak (Pa)	Galat Keadaan Tunak (Pa)	ISE (x10 <sup>9</sup> )
2.000	pcEAT	-80	5.388
2.000	pc	-378	2.108
4.000	pcEAT	889	7.331
4.000	pc	834	7.801
6.000	pcEAT	92	8.464
6.000	pc	-203	9.058
Rata-rata	pcEAT	-80	7.324
Rata-rata	pc	535.3	7.590

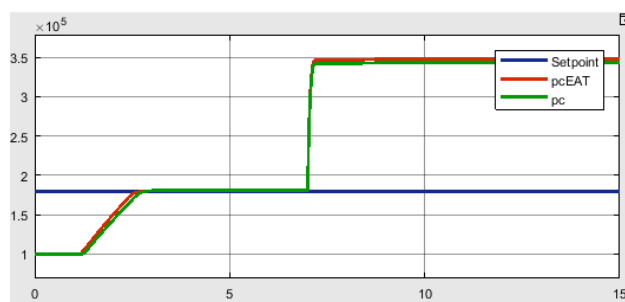
Berdasarkan Tabel 3 didapatkan bahwa pcEAT maupun pc mampu menghadapi gangguan positif yang terjadi. Hal ini ditunjukkan pada nilai yang tidak jauh berbeda dengan pengujian tanpa gangguan. pcEAT memiliki nilai galat dan ISE yang lebih kecil daripada pc. Hal ini menunjukkan bahwa performa PI-Adaptif lebih baik daripada PI dalam kondisi tanpa gangguan.

### 3.3. Pengujian dengan Gangguan Negatif

Pada pengujian gangguan negatif, sistem akan diberikan gangguan berupa sudut bukaan *throttle* yang diperkecil pada waktu tertentu. Gangguan ini akan menyebabkan tekanan kompresor akan meningkat. Kondisi tekanan kompresor yang meningkat di luar rencana menyebabkan sistem tidak mampu mengkompensasi tambahan tekanan tersebut. Penambahan tekanan kompresor pada aplikasinya di lapangan biasa diantisipasi dengan blow off valve yang akan membuang kelebihan tekanan pada kompresor. Namun pada penelitian ini tidak menggunakan blow off valve karena fokus pada mengurangi turbo lag. Pengujian akan melihat bagaimana respon keluaran sistem pada variasi kecepatan mesin, variasi sudut bukaan *throttle*, dan variasi gangguan. Variasi kecepatan akan dilakukan di 2.000 rpm, 4.000 rpm, dan 6.000 rpm. Variasi sudut bukaan awal *throttle* pada 450, 600, dan 900. Variasi gangguan yaitu 10°, 20°, dan 25°.

Berdasarkan Gambar 5, kedua sistem terpengaruh sangat besar dengan gangguan negatif (sudut bukaan *throttle* diperkecil). Pada saat gangguan negatif terjadi tambahan tekanan. Tambahan tekanan yang berlebih di atas abtas yang dapat ditoleransi dapat merusak sistem. Hasil pengujian variasi sudut bukaan *throttle* pada variasi lain ditunjukkan pada Tabel 4.

Berdasarkan Tabel 4 keluaran tekanan kompresor dari kedua sistem terpengaruh dengan gangguan positif berupa bukaan *throttle* yang diperlebar. Hal ini dapat merusak sistem karena galat yang dihasilkan lebih dari batas aman yang dapat ditoleransi. Galat hampir dua kali dari *setpoint* yang ditetapkan. Selain itu ISE yang dihasilkan sangat besar, sehingga dapat dikatakan sistem tidak berjalan dengan baik.



**Gambar 5. Respon keluaran tekanan kompresor pada kecepatan mesin 6.000 rpm, sudut bukaan throttle 45°, dan gangguan negatif 25°**

**Tabel 4. Hasil pengujian tekanan kompresor dengan gangguan negatif**

Sistem Kontrol	pc Keadaan Tunak (Pa)	Galat Keadaan Tunak (Pa)	ISE (x10 <sup>9</sup> )
2.000	pcEAT	-77	5.768
2.000	pc	-335	5.487
4.000	pcEAT	-2657	8.785
4.000	pc	-2909	9.313
6.000	pcEAT	-63811	85.89
6.000	pc	-61045	80.89
Rata-rata	pcEAT	22181	33.481
Rata-rata	pc	21429	31.90

## 4. Kesimpulan

Sistem EAT dengan PI-Adaptif dan PI mampu meminimalisir turbo lag dengan rata-rata nilai *settling time* 2 detik. Sistem dengan PI memiliki rata-rata galat tekanan kompresor 736 Pa lebih besar daripada PI Adaptif. Sistem EAT dengan PI-Adaptif dan PI mampu menjaga kestabilan tekanan kompresor pada saat terjadi gangguan positif. Sistem dengan PI Adaptif memiliki nilai ISE yang lebih kecil daripada PI dengan nilai ISE 0.784 lebih kecil. Sistem EAT dengan PI-Adaptif dan PI mampu menjaga kestabilan tekanan kompresor pada saat terjadi gangguan negatif. Pada kecepatan mesin 2.000 rpm dan 4.000 rpm sistem dapat menggantikan fungsi dari *blow off valve* karena galat di bawah 10.000 Pa. Pada kecepatan mesin 6.000 rpm sistem sudah tidak mampu menggantikan *blow off valve* dan tekanan kompresor melebihi batas aman dengan galat berkisar 62.428 Pa.

## Referensi

- [1] Badan Pusat Statistik, "Jumlah Kendaraan Bermotor," 2015. [Online]. Available: <https://www.bps.go.id/linkTableDinamis/view/id/1133>. [Accessed: 13-May-2017].
- [2] S. Pai, A. T. H. R, A. Rao, N. Shivaraju, and B. Sreeprakash, "Study of Impact of Ethanol Blends on SI Engine Performance and Emission," *Natl. Conf. Challenges Res. Technol. Coming Decad. (CRT 2013)*, 2013.

- [3] R. Thomas, M. Sreesankaran, J. Jaidi, D. M. Paul, and P. Manjunath, "Experimental Evaluation of the Effect of Variable Compression Ratio on Performance and Emission of SI Engine Fuelled with Petrol and n-Butanol Blend at Different Loads," *Perspect. Sci.*, 2016.
- [4] S. I. Nugraha, M. Arsyahadij, M. A. Ridho, and A. Reynaldi, Muhammad Irsyad; Setiyono, Budi; Triwiyatno, "LCGC Road Slope Based AFR Varying Control Using Hybrid PI-Fuzzy," 2016.
- [5] J. R. Bumby and J. Spooner, E.S. ; Carter, J. ; Tennant, H. ; Mego, G.G. ; Dellora, G. ; Gstrein, W. ; Sutter, H. ; Wagner, "Electrical machines for use in electrically assisted turbochargers," *IEE Int. Conf. Power Electron. Mach. Drives*, vol. 2004, pp. v1-344-v1-344, 2004.
- [6] M. H. Al-Abdullah, G. T. Kalghatgi, and H. Babiker, "Flash points and volatility characteristics of gasoline/diesel blends," *Fuel*, vol. 153, pp. 67-69, 2015.
- [7] K. Rong, "Modeling of Turbocharged Spark Ignited Engine and Model Predictive Control of Hybrid Turbocharger," University of Florida, 2014.
- [8] J. Rajeevan, M. H. Hans, A. Joseph, T. S. Kiran, and G. Kumaran, "Hybrid turbocharged SI engine with cooled exhaust gas recirculation for improved performance," *Procedia Technol.*, vol. 24, pp. 444-451, 2016.
- [9] M. S. Watson, N; Janota, *Turbocharging: The Internal Combustion Engine*, 1st ed. London: The Macmillan Press Ltd, 1982.
- [10] F. Pettersson, "Simulation of a Turbo Charged Spark Ignited Engine," p. 76, 2000.
- [11] J. Wahlstrom and L. Eriksson, "Modelling diesel engines with a variable-geometry turbocharger and exhaust gas recirculation by optimization of model parameters for capturing non-linear system dynamics," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 225, no. 7, pp. 960-986, 2011.